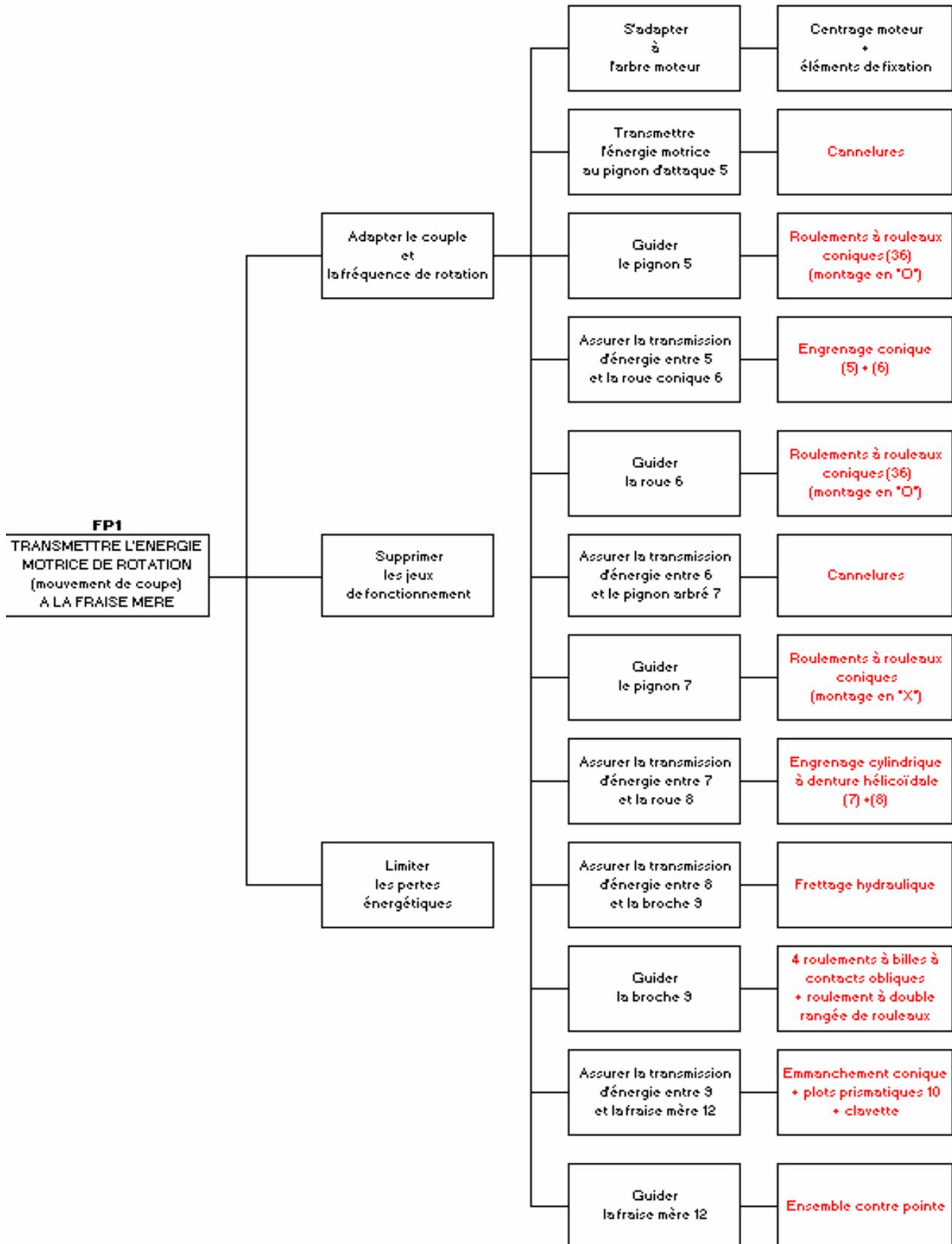


CORRIGE

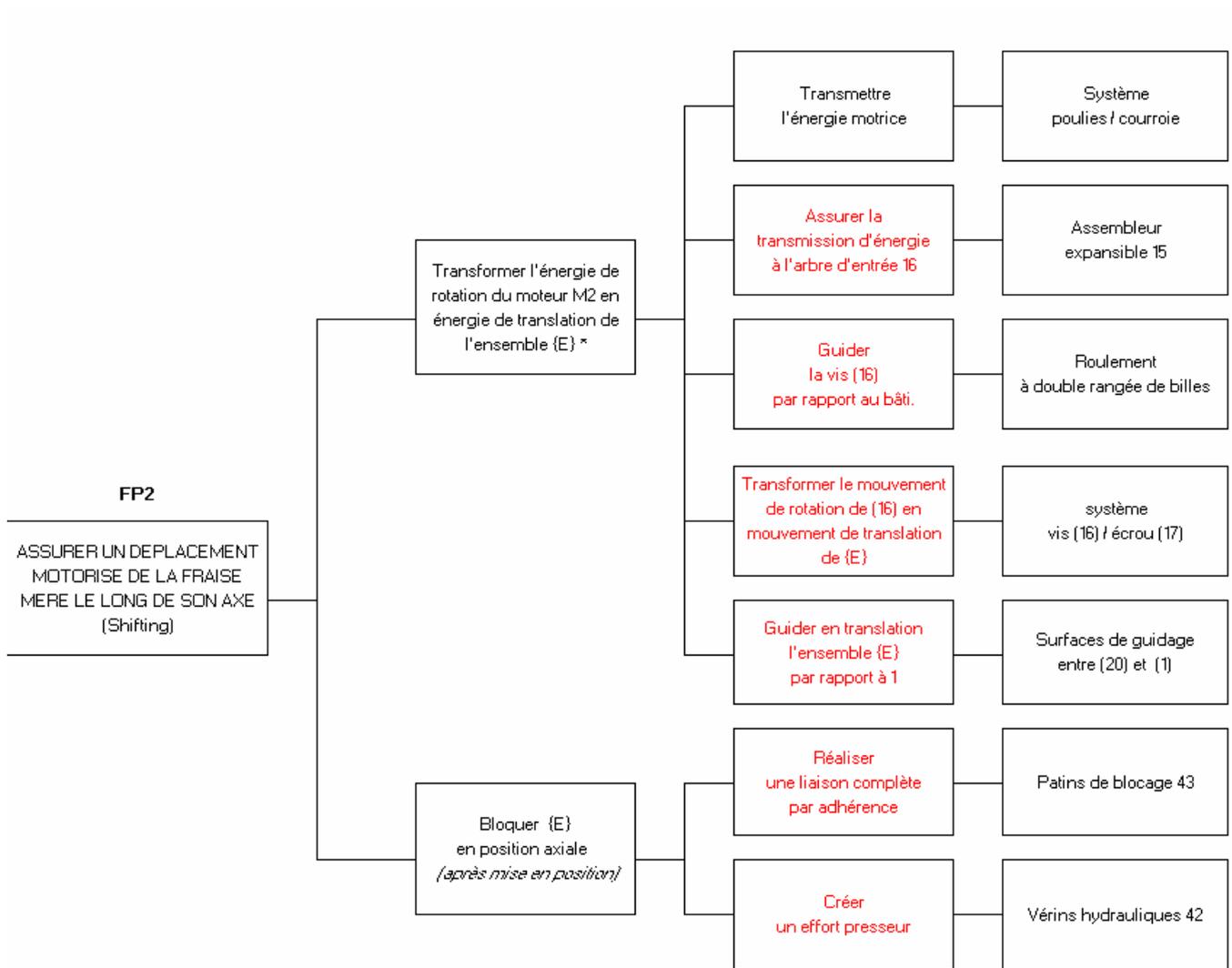
Réponse à la question 1-1 :

Compléter (sur le document réponse DR1) le diagramme FAST relatif à la fonction principale FP1 « Transmettre l'énergie motrice de rotation à la fraise mère »



Réponse à la question 1-2 :

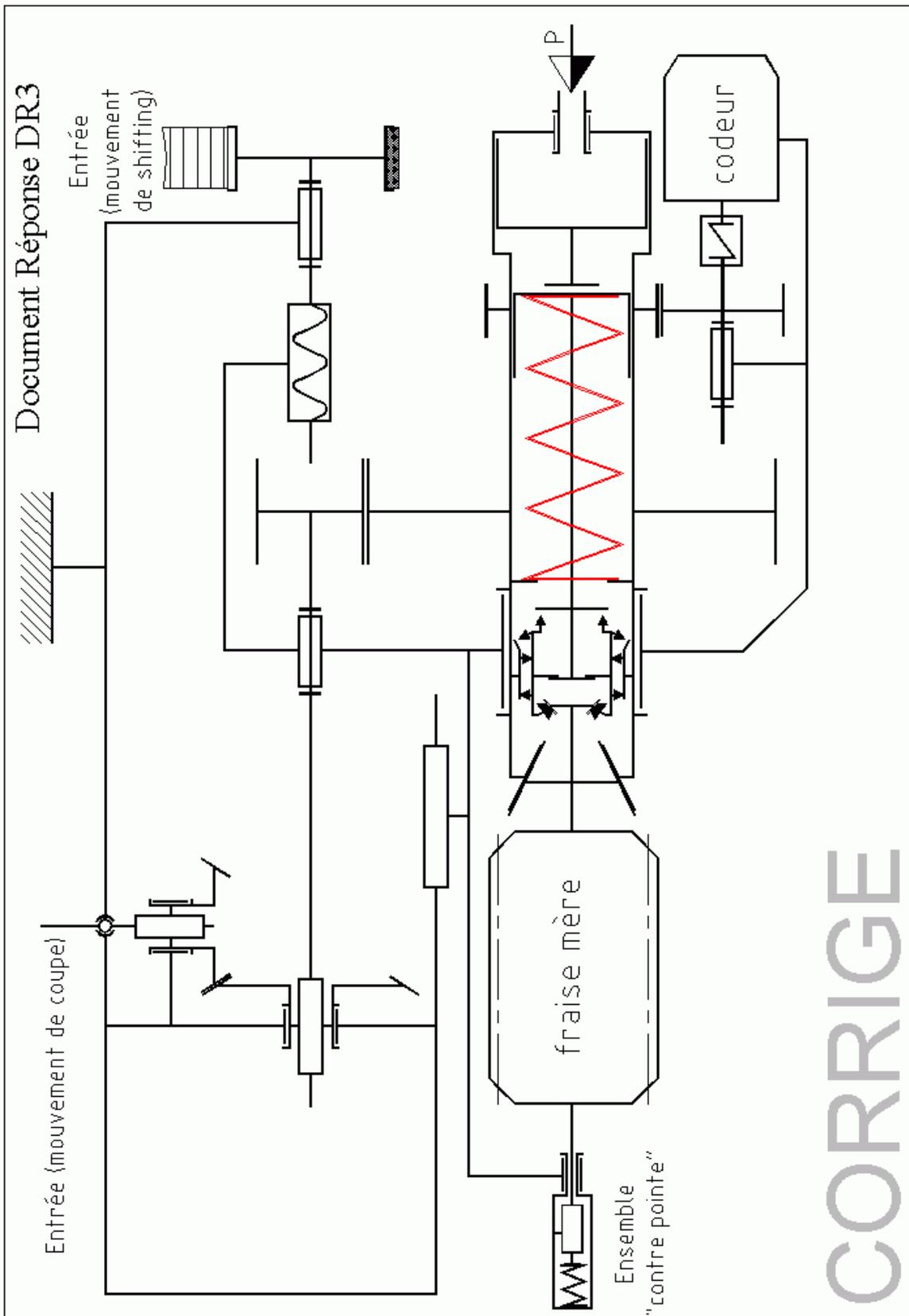
Compléter (sur le document réponse DR2) le diagramme FAST relatif à la fonction principale FP2 « Assurer un déplacement motorisé de la fraise mère le long de son axe »



* On nomme {E} l'ensemble des pièces liées en translation au coulisseau porte fraise (20).

Réponse à la question 1-3 :

Compléter (sur le document réponse DR3) le schéma cinématique plan de l'ensemble porte fraise-mère.



CORRIGE

Réponse à la question 1-4 :

Le procédé de taillage par génération nécessite de lier la fréquence de rotation de la fraise-mère N_F ayant Z_F filets, et la fréquence de rotation de la roue N_R dont sont taillées Z_R dents. Définir, avec les justifications, nécessaires, le rapport N_F/N_R .

L'ensemble fraise-mère + pièce à usiner se comporte comme un système roue et vis sans fin

d'où : $\frac{N_F}{N_R} = \frac{Z_R}{Z_F}$ avec ici $Z_F=1$ filet

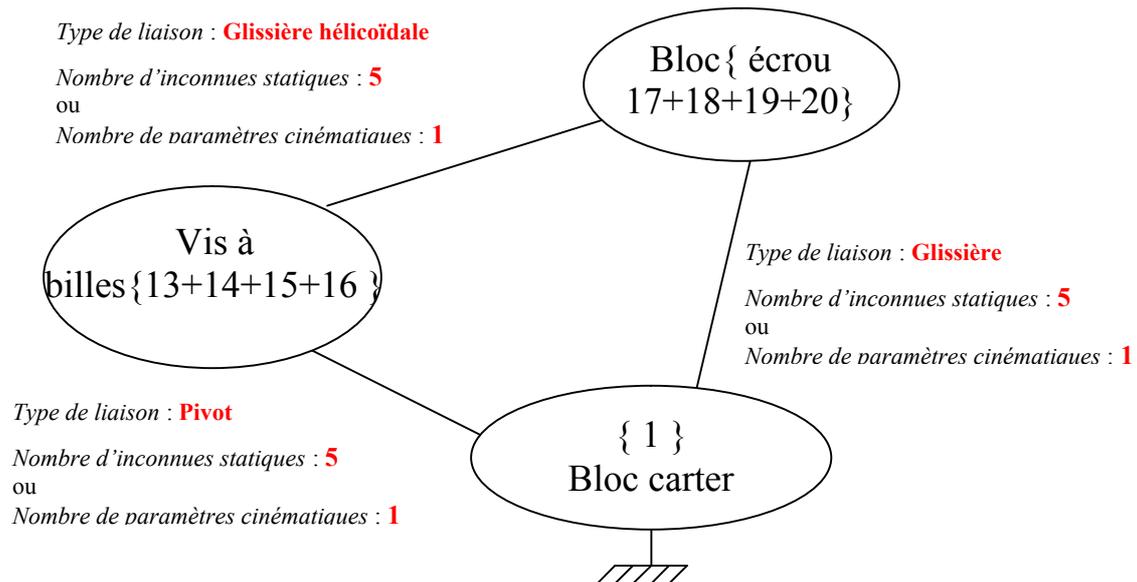
ANALYSE DES LIAISONS

de la chaîne cinématique relative à la fonction technique

« Transformer l'énergie de rotation du moteur M2 en énergie de translation de l'ensemble des pièces liées au coulisseau porte fraise-mère. »

Réponses à la question I-5 :

Graphe des liaisons



Degré d'hyperstaticité

$$h = \sum N_{(s)} + (m_i + m_u) - 6(p-1)$$

$$h = 15 + (0 + 1) - 6(3-1)$$

$$h = 4$$

Hyperstatique de degré 4 !

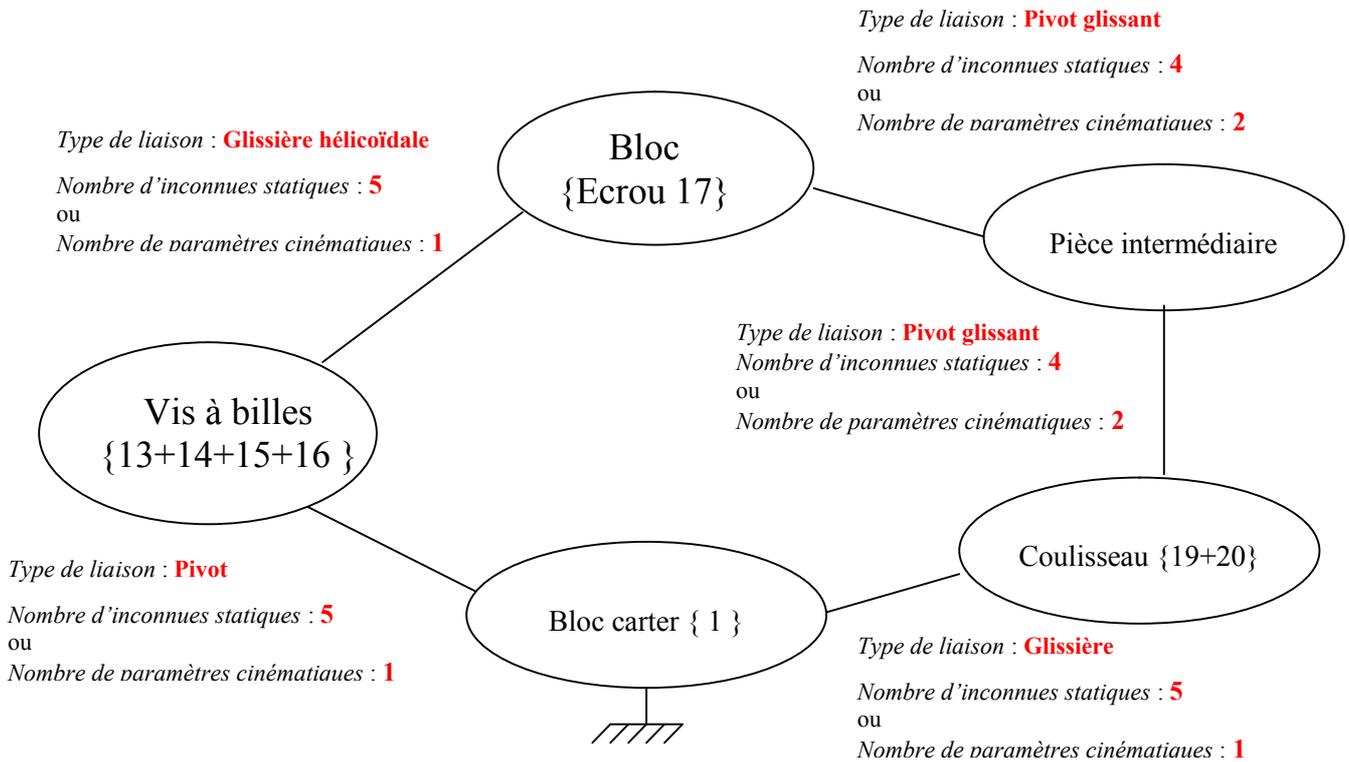
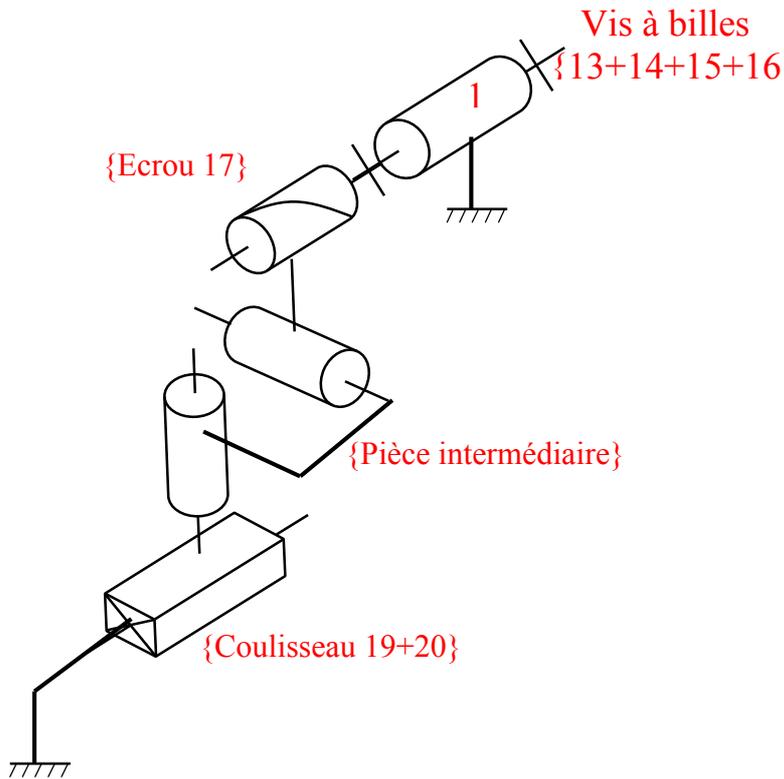
Réponses à la question I-6 :

Conséquences technologiques

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Bonne rigidité de l'ensemble. - Guidage précis de la fraise mère 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessite un usinage précis des pièces (faibles intervalles de tolérances pour les dimensions et spécifications) géométriques. - Coût de fabrication plus élevé. - Nécessite des réglages minutieux lors du montage.

Proposition de modification pour réduire l'hyperstaticité

La meilleure solution est évidemment de rendre l'ensemble isostatique.
C'est le principe de « l'écrou flottant ».



$$h = \sum N_{(s)} + (m_i + m_u) - 6(p-1)$$

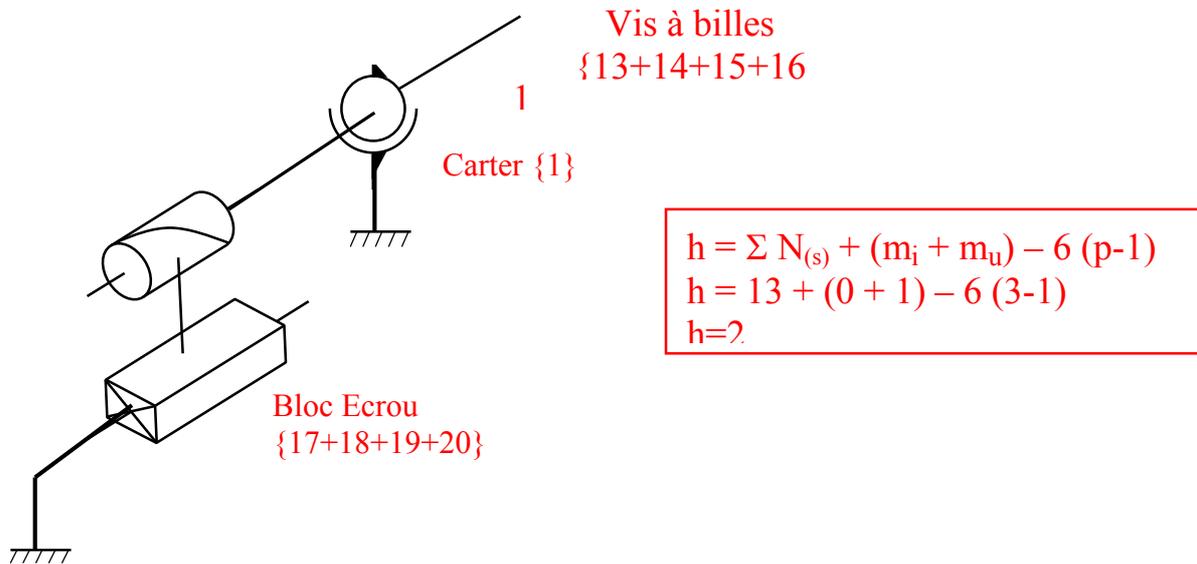
$$h = 23 + (0 + 1) - 6(5-1)$$

$h = 0$

ISOSTATISME !

On peut évidemment envisager des solutions plus simples qui ne font que réduire le degré d'hyperstatisme :

Exemple



Réponses à la question 1-7 :

Question :

Indiquer quelles sont les solutions technologiques permettant l'annulation des jeux dans le cheminement de FPI.

Les liaisons pivots sont réalisées par des roulements à rouleaux coniques montés en opposition et précontraints.

La transmission de puissance entre l'arbre 7 et la broche est assurée par l'engrènement de deux roues dentées à denture hélicoïdale. Un mécanisme (document DT4) annule tout jeu inter dentaire (2 roues accouplées et décalées angulairement rattrape le jeu entre 7 et {8}).

L'ensemble du coulisseau supportant l'ensemble {broche + fraise mère}, est bloqué en position sur le carter (*Patins de blocage 43*) durant l'usinage.

CORRIGE DE LA DEUXIEME PARTIE

Réponses à la question 2-1 :

Question :

A partir du document ressource 1, calculer la fréquence de rotation en ébauche de la fraise mère

D'après le document DT5, avec $m=3,5mm$ la vitesse de coupe pour un acier de « dureté » $120daN/mm^2$ doit être :

$$V_{coupe} = 35 \text{ m/min} = 0,583 \text{ m/s}$$

$$\omega_f = \frac{V_{coupe}}{R_{fraise}} = \frac{583}{60} = 9,72 \text{ rad/s} \quad \text{soit } N=93 \text{ trs/min}$$

Réponses à la question 2-2 :

Question :

Déterminer la puissance motrice nécessaire sachant que le rendement global de la transmission est évalué à 0,85.

Le moteur peut fournir une puissance de 9500 W ; quelle conclusion en tirez vous ?

$$\text{Couple sur la fraise mère : } C_{\text{fraise}} = F_t \times R_{\text{fraise}} = 13000 \times 60 \cdot 10^{-3} = 780 \text{ N.m}$$

$$\text{Puissance utile sur la fraise mère : } P_{\text{fraise}} = C_{\text{fraise}} \times \omega_{\text{fraise}} = 780 \times 9,72 = 7582 \text{ N.m}$$

$$\text{Puissance motrice : } P_{\text{mot}} = 7582 / 0,85 = 8920 \text{ Watts} < 9500 \text{ Watts disponibles au moteur}$$

L'usinage d'un pignon de module 3,5 mm et de dureté 120 daN/mm² est donc possible.

Réponses à la question 2-3 :

Question :

Après avoir consulté le document ressource 2, calculer les intensités des composantes de l'action interdentaire exercée par le pignon (5) sur la roue (6).

$$\tan \delta_5 = Z_5 / Z_6 = 27 / 40 = 0,675 \Rightarrow \delta_5 = 34^\circ$$

$$D_5 = m \cdot Z_5 = 2,75 \times 27 = \mathbf{74,25 \text{ mm}}$$

$$R_{5_{\text{moyen}}} = \frac{D_5}{2} - \frac{b}{2} \times \sin \delta_5 = 37,125 - 10 \times \sin 34 = 31,5 \text{ mm}$$

On peut alors calculer l'effort tangentiel s'exerçant sur le pignon 5 :

$$T = \frac{C_4}{R_{5_{\text{moyen}}}} = \frac{155000}{31,5} = 4920 \text{ N}$$

On en déduit les autres composantes de l'action de 6 sur 5 :

$$F_{\text{radial}6/5} = T \times \tan \alpha \times \cos \delta_5 = 4920 \times \tan 20 \times \cos 34 = 1485 \text{ N}$$

$$F_{\text{axial}6/5} = T \times \tan \alpha \times \sin \delta_5 = 4920 \times \tan 20 \times \sin 34 = 1000 \text{ N}$$

Ce qui donne pour les composantes de l'action **du pignon 5 sur la roue 6** :

$$\text{Composante tangentielle : } \mathbf{T=4920 \text{ N}}$$

$$\text{Composante radiale : } F_{\text{radial}5/6} = F_{\text{axial}6/5} = 1000 \text{ N}$$

$$\text{Composante axiale : } F_{\text{axial}5/6} = F_{\text{radial}6/5} = 1485 \text{ N}$$

ETUDE STATIQUE

Réponses à la question 2-4 :

Question :

A partir du document technique DT2, proposer (sur le document réponse DR5) une modélisation de chaque liaison (A et B) constituant le guidage entre la roue (6) et le bâti.

Justifier le choix de ces modélisations en précisant les hypothèses nécessaires.

Liaisons	Modèles adoptés	Justifications et hypothèses
en A	Liaison rotule	On suppose que l'angle de déformation de l'arbre reste inférieur à l'angle de rotulage du roulement.
En B	Liaison rotule	On suppose que l'angle de déformation de l'arbre reste inférieur à l'angle de rotulage du roulement.

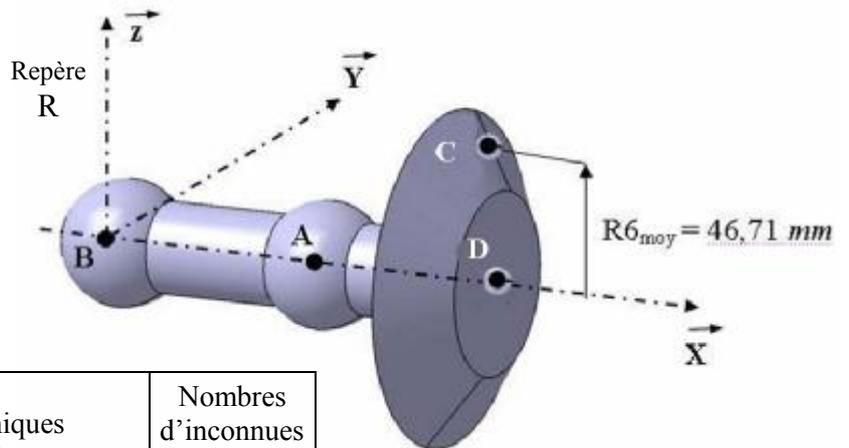
Réponses à la question 2-5 :

Question :

On admet en première hypothèse qu'il n'y a pas de précharge axiale et de plus, que le roulement (A) est modélisé par une rotule et le roulement (B) par une linéaire annulaire.

Effectuer (sur le document réponse DR5) le bilan des actions mécaniques extérieures à (6).

Calculer (sur le document réponse DR5) les intensités des composantes des actions aux paliers (A) et (B).



Isolement de la roue 6

Voir cotes sur document technique DT2

Liaisons modélisées	Torseurs des actions mécaniques associées aux liaisons	Nombres d'inconnues statiques
En A : Liaison rotule	$\{\tau_{1 \rightarrow 6}\} = \begin{pmatrix} XA & 0 \\ YA & 0 \\ ZA & 0 \end{pmatrix}_{A,R}$	3
En B : Liaison linéaire annulaire	$\{\tau_{1 \rightarrow 6}\} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ YB & 0 \\ ZB & 0 \end{pmatrix}_{B,R}$	2
En C : Liaison rectiligne linéaire (pression de contact uniforme)	$\{\tau_{5 \rightarrow 6}\} = \begin{pmatrix} -1480 & 0 \\ +4900 & 0 \\ -1000 & 0 \end{pmatrix}_{C,R}$	0
En D : Glissière	$\{\tau_{7 \rightarrow 6}\} = \begin{pmatrix} 0 & Cr \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_{D,R}$	1

Nota :

Le poids de la roue 6 est négligeable par rapport aux autres actions mécaniques

Calcul des actions aux paliers A et B

6 inconnues statiques pour 6 équations ... on peut résoudre.

Transfert des torseurs au point A :

$$\begin{aligned} \{\tau_1 \rightarrow 6\} &= \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ YB & 0 \\ ZB & 0 \end{pmatrix}_{B,R} \quad \dots \quad \vec{M}_A = \vec{M}_B + \vec{AB} \wedge \vec{B}_{1/6} \quad \dots \quad \{\tau_1 \rightarrow 6\} = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ YB & 48.10^{-3}.ZB \\ ZB & -48.10^{-3}.YB \end{pmatrix}_{A,R} \\ \{\tau_5 \rightarrow 6\} &= \begin{pmatrix} -1480 & 0 \\ +4900 & 0 \\ -1000 & 0 \end{pmatrix}_{C,R} \quad \dots \quad \vec{M}_A = \vec{M}_C + \vec{AC} \wedge \vec{C}_{5/6} \quad \dots \quad \{\tau_5 \rightarrow 6\} = \begin{pmatrix} -1480 & -228.83 \\ +4900 & -43.116 \\ -1000 & +127.4 \end{pmatrix}_{A,R} \\ \{\tau_7 \rightarrow 6\} &= \begin{pmatrix} 0 & Cr \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_{D,R} \quad \dots \quad \vec{M}_A = \vec{M}_D + \vec{AD} \wedge \vec{D}_{7/6} \quad \dots \quad \{\tau_7 \rightarrow 6\} = \begin{pmatrix} 0 & Cr \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_{D,R} \end{aligned}$$

Principe fondamental de la statique :

$$\{\tau_1 \rightarrow 6\}_{A,R} + \{\tau_{1'} \rightarrow 6\}_{A,R} + \{\tau_5 \rightarrow 6\}_{A,R} + \{\tau_7 \rightarrow 6\}_{A,R} = \{0\}$$

$\left\{ \begin{array}{l} XA - 1480 = 0 \\ YA + YB + 4900 = 0 \\ ZA + ZB - 1000 = 0 \\ -228,83 + Cr = 0 \\ 48.10^{-3}.ZB - 43,116 = 0 \\ -48.10^{-3}.YB + 127,4 = 0 \end{array} \right.$	ce qui donne	$Cr = 229 Nm$	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; width: 100px; margin: 0 auto;"> Palier B $YB = 2654 N$ $ZB = 898 N$ </div> <div style="text-align: center; margin: 5px 0;">↓</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; width: 100px; margin: 0 auto;"> $Fr_B = 2802 N$ </div>	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; width: 100px; margin: 0 auto;"> Palier A $XA = 1480 N$ $YA = -7554 N$ $ZA = 102 N$ </div> <div style="text-align: center; margin: 5px 0;">↓</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center; width: 100px; margin: 0 auto;"> $Fa_A = 1480 N$ $Fr_A = 7555 N$ </div>
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	--------------	---------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Réponse à la question 2-6 :

Question :

En fait, le fonctionnement sans jeu des roulements à rouleaux coniques nécessite une précharge, ce qui donne pour le roulement (A) les composantes radiale et axiale suivantes :

$$Fr_A = 7550 N \quad Fa_A = 2700 N$$

Calculer la charge dynamique équivalente sur le roulement (A) (voir document ressource 3).

$$\frac{Fa_A}{Fr_A} = \frac{2700}{7550} = 0,357 < e \quad \dots \quad \text{car } e = 0,42$$

Charge dynamique équivalente sur le roulement A : $P = Fr = 7550 N$

Réponse à la question 2-7 :

Question :

On estime que ce nouvel usinage va occuper environ 30% du temps total d'utilisation de la machine. On donne le diagramme présentant les charges dynamiques appliquées sur le roulement (A) en fonction du type d'usinage et du temps d'utilisation.

Calculer la charge dynamique moyenne équivalente.

En déduire la durée de vie du roulement (A).

Conclure.

Charge dynamique moyenne équivalente :

$$P_{moyenne} = 10^3 \sqrt[3]{\frac{70 \times 900 \times (1100)^{10/3} + 30 \times 370 \times (7550)^{10/3}}{70 \times 900 + 30 \times 370}} = 4283 N$$

Vitesse moyenne de rotation

$$n = \frac{70 \times 900 + 30 \times 370}{100} = 741 \text{ trs/min}$$

Durée de vie du roulement A :

$$L_h = \left(\frac{C}{P_{moyenne}} \right)^p \times \frac{10^6}{60 n} = \left(\frac{62000}{4283} \right)^{10/3} \times \frac{10^6}{60 \times 741} = 166280 \text{ heures de fonctionnement}$$

Réponses à la question 2-8 :

Question :

On décide d'effectuer une maintenance prédictive, et donc de changer les roulements à rouleaux coniques (voir document technique DT2).

Indiquer quels sont les moyens ou les composants prévus pour :

- Assurer le réglage précis de la précharge des roulements :

Ce sont les entretoises calibrées **36** et **44** qui permettent de régler avec précision l'intensité de la précharge des roulements à rouleaux coniques.

Le technicien serre un des écrous à encoches 34.

La précontrainte est réalisée lorsque la rondelle 35 vient buter sur l'épaulement du pignon ou de la roue.

- Assurer la coïncidence des sommets des cônes primitifs des pignons (5) et (6).

La coïncidence des sommets des cônes primitifs est assurée par les cales de réglage **39** et **41**.

Réponses à la question 2-9 :

Question :

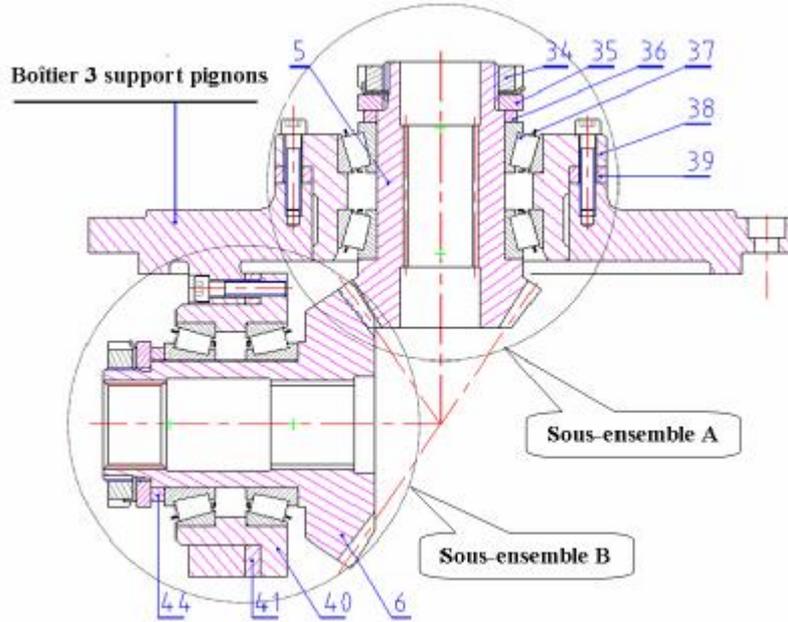
Elaborer une gamme de montage du sous ensemble repéré (A), puis de l'ensemble dans le boîtier support (3).

Préciser, si nécessaire, les moyens mis en œuvre.

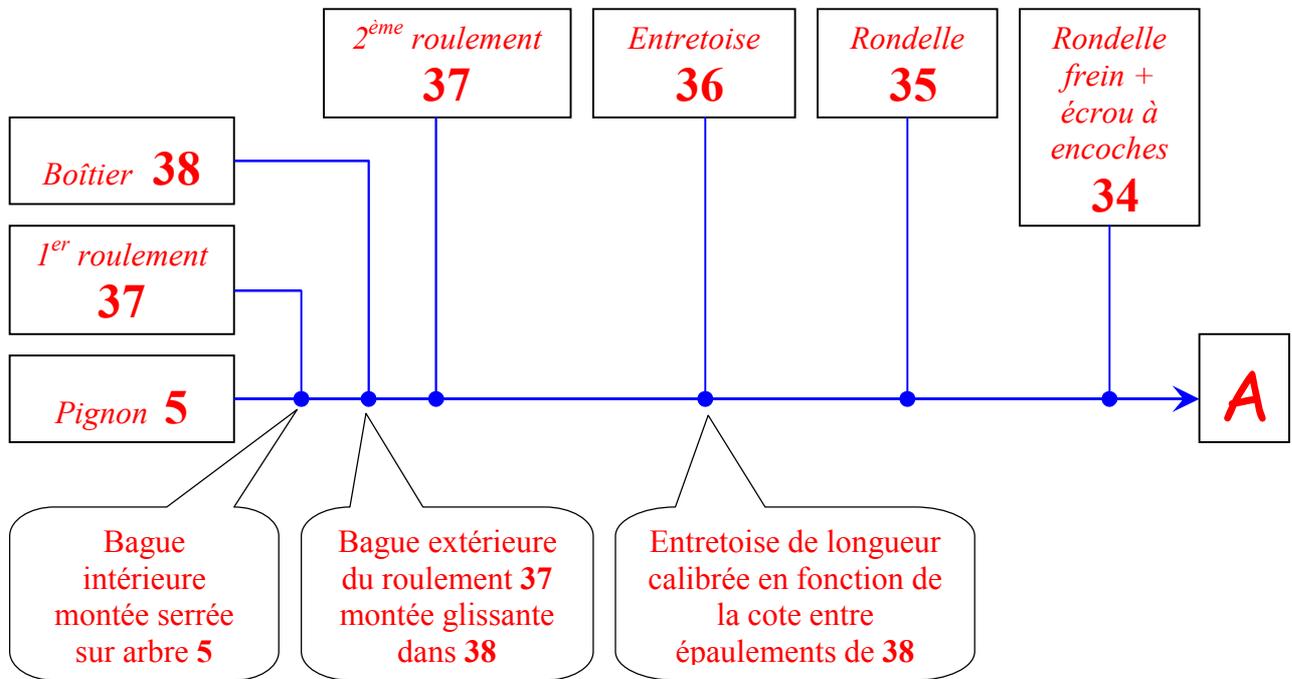
Voir document réponse DR6

Document réponse DR6

Réponse à la question 2-9 :

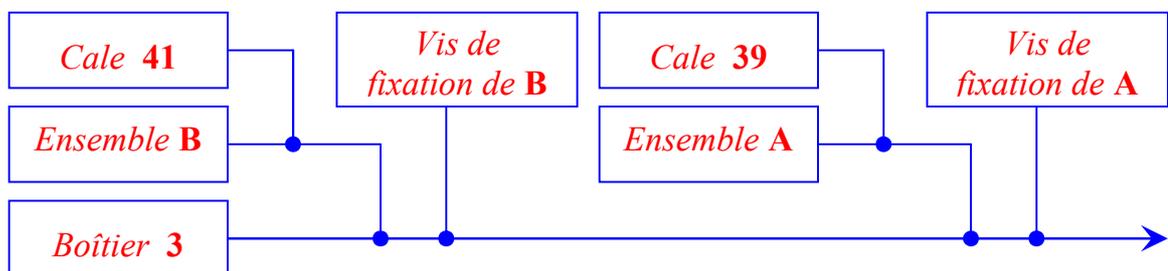


Gamme de montage du sous ensemble repéré A :



Nota On suppose que la gamme de montage du sous ensemble repéré B est identique à celle du sous ensemble repéré A

Gamme de montage de l'ensemble dans le boîtier support pignons 3 :



Les cales **39** et **41** permettent de régler la coïncidence des cônes primitifs des pignons **5** et **6**. Déposer du bleu de méthylène sur les dents des pignons, puis faire tourner l'engrènement. Vérifier la bonne portée des dentures. Changer l'épaisseur des cales **39** et **41** si nécessaire.

Réponses à la question 2-10 :

Question :

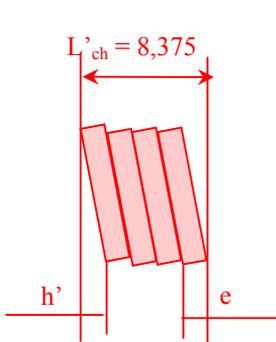
La pré-charge axiale N est réalisée par l'intermédiaire de 88 rondelles élastiques. Celles-ci sont assemblées en 22 paquets montés alternés et chaque paquet est constitué de 4 rondelles empilées (le document ressource 4 fourni les caractéristiques de ces rondelles).

Sur le même document ressource 4, figure la longueur correspondant à la pré-charge de l'ensemble des rondelles : $L = 182,6\text{mm}$.

Après avoir déterminé la flèche d'une rondelle, **en déduire** la valeur de la pré-charge N .

Longueur totale en charge : $L_{\text{ch}} = 182,6\text{mm}$

Longueur en charge de 4 rondelles empilées : $L'_{\text{ch}} = 182,6/22 = 8,3\text{ mm}$



$$\text{Or } L'_{\text{ch}} = h' + 4e \rightarrow 8,3 = h' + 4.2$$

$$\text{Donc } h' = 0,3\text{ mm}$$

Soit une déformation (ou flexion), pour chaque rondelle, de

$$h - h' = 0,750 - 0,3 = \underline{0,45\text{ mm}}$$

D'après le DR4, une rondelle exerce un effort de 6290 N pour une déformation correspondant à $0,75h = 0,75 \cdot 0,75 = 0,5625\text{mm}$.

Pour une déformation de 0,45mm, la rondelle exerce :

$$F_{\text{1rond.}} = 6290 \cdot 0,45 / 0,5625 = 5032\text{ N.}$$

$$\text{Donc } N = F_{4\text{rond.}} = 4 \cdot F_{\text{1rond.}} = 4 \cdot 5032 = \underline{20128\text{ N.}}$$

Réponses à la question 2-11 :

Question :

Calculer la valeur du couple maximum transmissible par l'emmanchement conique si :

$$f = 0,1 ; r_1 = 14\text{ mm} ; r_2 = 20\text{ mm} ; \text{conicité} = \frac{7}{24} \text{ (relatif au } \frac{1}{2} \text{ angle au sommet du cône).}$$

$$\text{conicité } c = (D - d)/L = 2 \cdot \tan \alpha = 7/24 \rightarrow \tan \alpha = 0,1458 \rightarrow \alpha = 8,297^\circ$$

$$C_f = (2/3 \cdot 0,1443) \cdot 20128 \cdot 0,1 \cdot [(20^3 - 14^3)/(20^2 - 14^2)] = 239600\text{ N.mm}$$

$$\text{Soit } \underline{C_f = 239,6\text{ N.mm}}$$

Réponses à la question 2-12 :

Question :

Montrer que ce couple était satisfaisant pour tailler des roues de « dureté moyenne » (70 daN/mm²), et qu'il devient insuffisant pour cette nouvelle série de taillage.

Initialement, pour le taillage de roues de « dureté moyenne » :

$$F'_{\text{tf.m.}} = 1840\text{ N avec } \varnothing_{\text{f.m.}} = 120\text{ mm}$$

$$C'_{\text{f.m.}} = 1840 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = \underline{110,4\text{ N.m}} < C_f \rightarrow \text{donc satisfaisant.}$$

Et $\underline{C_f < C_{\text{f.m.}} = 780\text{ N.m}}$ (question 2-2) \rightarrow donc insuffisant.

Réponses à la question 2-13 :

Question :

En faisant l'hypothèse que les deux plots prismatiques participent au reste de la transmission du couple nécessaire (dans le cas du taillage de cette nouvelle série), **calculer** la pression, supposée uniforme, au niveau du contact entre ces plots et l'arbre porte fraise-mère.

(On relèvera les dimensions utiles sur le document technique DT1).

Quelle conclusion en tirez-vous si l'on tolère une pression maximum de 120 MPa.

Les plots « doivent donc transmettre » :

$$780 - 239,6 = 540,4 \text{ N.m}$$

La surface de contact au niveau des plots est un rectangle 20.8 mm et la distance moyenne entre-eux est de 68 mm (mesuré sur le DT1).

$$\text{Donc } F_{\text{plot}} = 540,4 \cdot 10^3 / 68 = 7947 \text{ N (hypothèse d'un effort identique sur chaque plot !!!)}$$

$$p = 7947 / 20.8 = \underline{49,7 \text{ MPa}} < 120 \text{ MPa}$$

Réponses à la question 2-14 :

Question :

En considérant la contrainte maximum de Von Mises sur la broche (9), **calculer** la pression de contact résultant du frottement. On admettra que la très faible conicité de l'emmanchement est négligée, ce qui correspond à un emmanchement cylindrique de diamètre 65 mm, et que le diamètre intérieur de perçage de la broche a pour valeur 32 mm.

D'après le DT5, $(\sigma_{v.m.})_{\max} = 59,4 \text{ MPa}$ sur la peau intérieure correspondant au $\varnothing 32$ de perçage de la broche.

A partir des formules de Lamé (DRess.5), on fait :

$$r = r_1, \quad p_1 = 0, \quad p_2 = p \text{ (pression recherchée)}$$

Alors :

$$\sigma_r = r_1^2 \cdot r_2^2 \cdot p / (r_2^2 - r_1^2) \cdot r_1^2 - p \cdot r_2^2 / (r_2^2 - r_1^2) = 0 \text{ (normal)}$$

$$\sigma_\theta = -r_1^2 \cdot r_2^2 \cdot p / (r_2^2 - r_1^2) \cdot r_1^2 - p \cdot r_2^2 / (r_2^2 - r_1^2) = -2 p \cdot r_2^2 / (r_2^2 - r_1^2) < 0 \text{ (compression)}$$

$$\text{En conséquence, } \sigma_{v.m.} = (\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \cdot \sigma_\theta)^{1/2} = |\sigma_\theta| = 59,4 \text{ MPa}$$

$$\text{Soit, } 59,4 = 2 p \cdot r_2^2 / (r_2^2 - r_1^2) \quad \text{avec } r_1 = 16 \text{ mm et } r_2 = 32,5 \text{ mm}$$

$$p = 59,4 \cdot (32,5^2 - 16^2) / 2 \cdot 32,5^2 = \underline{22,5 \text{ MPa}}$$

Un calcul similaire peut être fait dans une autre zone (moins précise) et donne à peu près le même résultat.

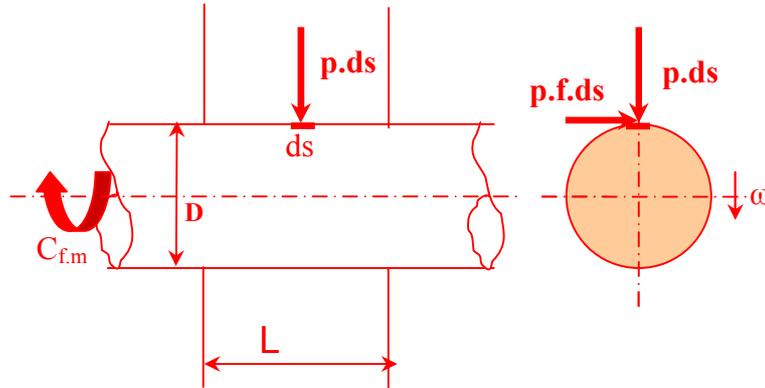
Réponses à la question 2-15 :

Question :

En déduire la valeur du couple maximum transmissible par ce freinage en adoptant les hypothèses suivantes :

- l'emmanchement freiné est cylindrique (\varnothing 65 mm) sur une longueur de 78 mm ;
- la pression de contact entre les deux pièces est uniforme ;
- le facteur de frottement au niveau des zones de contact est constant, $f = 0,1$;
- on se place en état d'équilibre limite.

Ce couple est-il suffisant ?



$$C = \int p.f.ds.D/2 = p.f.D/2 \int ds = p.f.D/2.S = p.f.D/2.\pi.D.L$$

$$C = \pi/2.p.f.D^2.L \text{ soit}$$

$$C = \pi/2.22,5.0,1.65^2.78 = 1164135,3 \text{ N.mm}$$

$$C = 1164 \text{ N.m}$$

Couple supérieur aux 780 N.m qu'il faut.

Réponses à la question 3-1 :

Question :

Calculer le temps de démarrage du bloc-coulisseau et son accélération pour répondre au cahier des charges.

$$x = \gamma.t^2/2 \rightarrow 0,01 = \gamma.t^2/2 \quad (1)$$

$$V = \gamma.t \rightarrow 10 = \gamma.t \rightarrow \gamma = 10/t \quad (2)$$

En reportant (2) dans (1), on trouve $t = 2.10^{-3} \text{ s}$ et $\gamma = 5000 \text{ mm/s}^2$, soit 5 m/s^2

Réponses à la question 3-2 :

Question :

En déduire l'accélération angulaire $\dot{\omega}_{16/1}$ (en rad/s^2) de la vis (16), dans son mouvement par rapport au bloc-glissière (1) et durant la phase de démarrage.

$$V = (p/2 \pi). \omega_{16/1} \rightarrow \omega_{16/1} = (2 \pi/p).V$$

$$\text{Et } \dot{\omega}_{16/1} = (2 \pi/p). \gamma = (2 \pi/5.10^{-3}).5 = \underline{6280 \text{ rd/s}^2}$$

Réponses aux questions 3-3 à 3-11 :

Document réponse DR7

Système matériel	Expression de l'énergie cinétique (l'application numérique n'est pas à effectuer)
Pignon d'attaque (5)	Question 3-3 $T(5/1) = \frac{1}{2}(J_{ox5} \cdot \omega_{5/1}^2)$
Roue conique (6)	Question 3-4 $T(6/1) = \frac{1}{2}(J_{ox6} \cdot \omega_{6/1}^2) = \frac{1}{2}(J_{ox6} \cdot k_1^2 \cdot \omega_{5/1}^2)$
Ensemble {13+14+15+16} noté (16)	Question 3-5 $T(16/1) = \frac{1}{2}(J_{ox16} \cdot \omega_{16/1}^2)$
Ensemble {18+19+20+ contre-pointe} noté (20)	Question 3-6 $T(20/1) = \frac{1}{2}(M_{20} \cdot V^2) = \frac{1}{2}[M_{20} \cdot (p/2\pi)^2 \cdot \omega_{16/1}^2]$
Pignon arbré (7)	Question 3-7 $T(7/1) = \frac{1}{2}(M_7 \cdot V^2 + J_{ox7} \cdot \omega_{7/1}^2) = \frac{1}{2}[M_7 \cdot (p/2\pi)^2 \cdot \omega_{16/1}^2 + J_{ox7} \cdot k_1^2 \cdot \omega_{5/1}^2]$
Ensemble {8+9+fraise-mère} noté (9)	Question 3-8 $T(9/1) = \frac{1}{2}(M_9 \cdot V^2 + J_{o'x9} \cdot \omega_{9/1}^2)$ $= \frac{1}{2}[M_9 \cdot (p/2\pi)^2 \cdot \omega_{16/1}^2 + J_{o'x9} \cdot k_1^2 \cdot k_2^2 \cdot \omega_{5/1}^2]$

Question 3-9

Théorème du moment dynamique appliqué à 9, en O', selon x_1 et $\omega_{9/1} = C^{te}$ entraîne que
Valeur de $C_1 = 0$

Système matériel	Puissances galiléennes
Ensemble (Σ)=(5+6+7+9+16+20)	Question 3-10 Puissance des efforts extérieurs : $P(\text{Ext.} \rightarrow \Sigma/1) = P(\text{bâti} \rightarrow \Sigma/1) + P(\text{pes.} \rightarrow \Sigma/1) + P(M_1 \rightarrow \Sigma/1)$ $+ P(\text{courroie} \rightarrow 16/1)$ $= C_2 \cdot \omega_{16/1} \quad \text{car}$ liaisons parfaites // inclinaison négligée // $C_1=0$
Ensemble (Σ)=(5+6+7+9+16+20)	Question 3-11 Puissance des efforts intérieurs : $P(\text{Int.} \rightarrow \Sigma/1) = 0$ car toutes les liaisons intérieures à Σ sont parfaites.

Réponses à la question 3-12 :

Question :

*Appliquer (sur feuille de copie) le théorème de l'énergie ou théorème de l'énergie – puissance) à l'ensemble (Σ).
En déduire la valeur du couple utile C_2 durant la phase de démarrage de l'opération de « shifting ».*

$$d/dt[T(\Sigma/1) = P(\text{Ext.} \rightarrow \Sigma/1) + P(\text{Int.} \rightarrow \Sigma/1)$$

$$d/dt[T(5/1) + T(6/1) + T(16/1) + T(20/1) + T(7/1) + T(9/1)] = C_2 \cdot \omega_{16/1}$$

$$\text{Or } d/dt[T(5/1)] = d/dt[T(6/1)] = 0 \text{ car } \omega_{5/1} = C^{\text{te}}$$

Donc :

$$[J_{\text{ox16}} + M_{20} \cdot (p/2\pi)^2 + M_7 \cdot (p/2\pi)^2 + M_9 \cdot (p/2\pi)^2] \omega_{16/1} \cdot \dot{\omega}_{16/1} = C_2 \cdot \omega_{16/1}$$

$$\text{et } C_2 = [J_{\text{ox16}} + (M_{20} + M_7 + M_9)(p/2\pi)^2] \cdot \dot{\omega}_{16/1}$$

$$\text{soit } C_2 = [3 \cdot 10^{-3} + (134 + 7 + 39)(5 \cdot 10^{-3}/2\pi)^2] \cdot 6280$$

$$\underline{C_2 = 19,6 \text{ N.m}}$$

Réponses à la question 3-13 :

Question :

On donne le rapport de réduction relatif à la transmission par poulies/courroie $i = 0,64$.

M2 est un servomoteur de marque STÖBER équipé d'un réducteur planétaire.

*La référence constructeur est : **P322_0160 ED303U***

Ses caractéristiques sont données dans l'extrait de catalogue fourni (document ressource 7).

Le rendement de la chaîne de transmission de puissance relative au « shifting », supposé constant durant le régime transitoire, est $\eta_{\text{shifting}} = 0,7$.

Calculer le couple que doit fournir le moteur de « shifting » M2.

Conclure sur la capacité de ce moteur pour effectuer cette nouvelle opération de « shifting »

$$\eta = C_2 \cdot \omega_{16/1} / C_{M2} \cdot \omega_{M2}$$

$$C_{M2} = C_2 \cdot i / \eta = 19,6 \cdot 0,64 / 0,7 = \underline{17,92 \text{ N.m}}$$

Comme $M_{2B} = 65 \text{ N.m}$, couple maxi. en phase d'accélération que peut fournir le moteur choisi , cela convient.

Remarque : en tenant compte de l'inertie du moto-réducteur (donnée dans le doc. ressource 7) de valeur $J_m = J_1 = 0,46 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

$$(C_{M2})_{\text{utile}} = C_{M2} + J_1 \cdot \dot{\omega}_{M2} \quad \text{en négligeant l'inertie équivalente de la poulie motrice.}$$

$$(C_{M2})_{\text{utile}} = 17,92 + 0,46 \cdot 10^{-4} \cdot 6280 / 0,64 = \underline{18,5 \text{ N.m}} \ll 65 \text{ N.m} .$$