

Proposition de corrigé

Concours : Banque PT

Année : 2014

Filière : PT

Épreuve : Sciences Industrielles B

Ceci est une proposition de corrigé des concours de CPGE, réalisée bénévolement par des enseignants de Sciences Industrielles de l'Ingénieur et d'Informatique, membres de l'[UPSTI](http://www.upsti.fr) (Union des Professeurs de Sciences et Techniques Industrielles), et publiée sur le site de l'association :

<https://www.upsti.fr/espace-etudiants/annales-de-concours>

A l'attention des étudiants

Ce document vous apportera des éléments de corrections pour le sujet traité, mais n'est ni un corrigé officiel du concours, ni un corrigé détaillé ou exhaustif de l'épreuve en question.

L'UPSTI ne répondra pas directement aux questions que peuvent soulever ces corrigés : nous vous invitons à vous rapprocher de vos enseignants si vous souhaitez des compléments d'information, et à vous adresser à eux pour nous faire remonter vos éventuelles remarques.

Licence et Copyright

Toute représentation ou reproduction (même partielle) de ce document faite sans l'accord de l'UPSTI est **interdite**. Seuls le téléchargement et la copie privée à usage personnel sont autorisés (protection au titre des [droits d'auteur](#)).

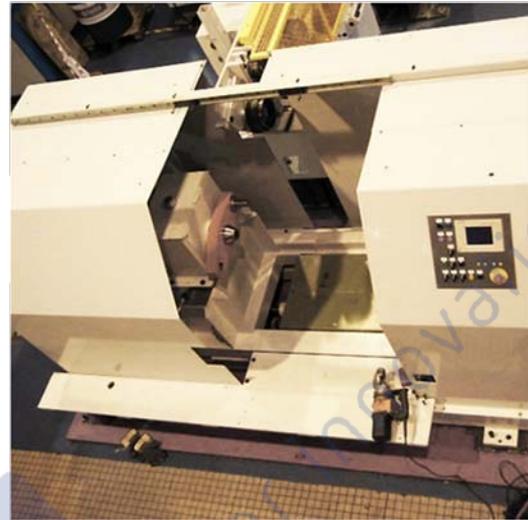
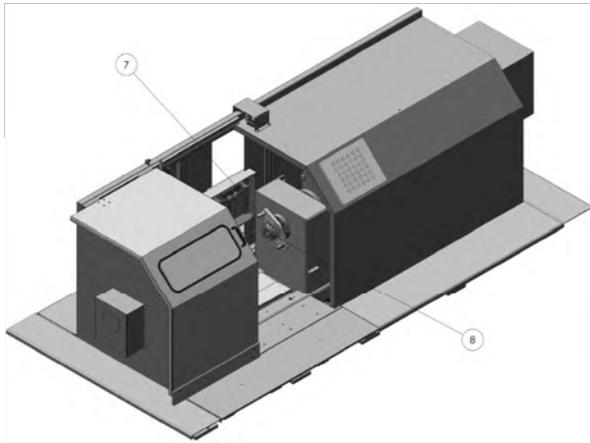
En cas de doute, n'hésitez pas à nous contacter à : corrigesconcours@upsti.fr.

Informez-vous !

Retrouvez plus d'information sur les [Sciences de l'Ingénieur](#), l'[orientation](#), les [Grandes Ecoles](#) ainsi que sur les [Olympiades de Sciences de l'Ingénieur](#) et sur les [Sciences de l'Ingénieur au Féminin](#) sur notre site : www.upsti.fr

L'équipe UPSTI

ÉTUDE D'UN SYSTEME DE TRANCANNAGE



Question 1

On suppose dans le texte que l'épaisseur du fil est suffisamment faible pour que le rayon d'enroulage se confonde avec le rayon de la bobine $4 R_b$.

En conséquence, $\omega_b = \frac{V_{lam}}{R_b}$

AN : $\omega_b \simeq \frac{400}{0,2 \cdot 2\pi} \simeq 319 \text{ tr/min.}$

Question 2

En phase 1, $V_b = \omega_b \cdot p_b$. D'après la question précédente, on a donc $V_b = \frac{V_{lam}}{R_b} \cdot p_b$.

AN : $V_b \simeq 319 \cdot 16 = 5104 \text{ mm/min.}$

Question 3

On a $V_b = \omega_m \cdot \frac{R_1}{R_3} \cdot p_v$. Par ailleurs, on a vu à la question précédente que $V_b = \frac{V_{lam}}{R_b} \cdot p_b$. En conséquence $\frac{V_{lam}}{R_b} \cdot p_b = \omega_m \cdot \frac{R_1}{R_3} \cdot p_v \Leftrightarrow \omega_m = \frac{V_{lam}}{R_b} \cdot \frac{p_b}{p_v} \cdot \frac{R_3}{R_1}$.

AN : $\omega_m = 5104 \cdot \frac{1}{10} \cdot \frac{75}{30} = 1276 \text{ tr/min.}$

Le moteur retenu est le moteur Parker MH145 30 15. Si on ne considère que le critère de la fréquence de rotation, il est surdimensionné ($n_{nom} = 3000 \text{ tr/min}$). Cependant, il permettrait de supporter des vitesses de laminage plus rapide.

Question 4

En utilisant la figure 6 du document D3/11, A , B , C et D sont solutions du système suivant :

$$\begin{cases} D = 0 \\ -0,5p_b = A \cdot \left(\frac{3\pi}{2}\right)^3 + B \cdot \left(\frac{3\pi}{2}\right)^2 + C \cdot \frac{3\pi}{2} \end{cases}$$

Par ailleurs, on souhaite avoir une tangente horizontale en $\theta_b = 0$:

$$\left[\frac{dx(\theta_b)}{d\theta_b} \right]_{\theta_b=0} = 0 \Rightarrow 0 = C$$

Enfin, on veut qu'en $\theta_b = \frac{3\pi}{2}$, la tangente soit égale à $\frac{-0,5 \cdot p_b}{\pi}$:

$$\left[\frac{dx(\theta_b)}{d\theta_b} \right]_{\theta_b=\frac{3\pi}{2}} = \frac{-0,5 \cdot p_b}{\pi} \Rightarrow \frac{-0,5 \cdot p_b}{\pi} = 3A \left(\frac{3\pi}{2} \right)^2 + 2B \frac{3\pi}{2}$$

Au final, il faut résoudre le système suivant :

$$\begin{cases} C = D = 0 \\ -0,5p_b = A \cdot \left(\frac{3\pi}{2} \right)^3 + B \cdot \left(\frac{3\pi}{2} \right)^2 \\ \frac{-0,5 \cdot p_b}{\pi} = 3A \left(\frac{3\pi}{2} \right)^2 + B3\pi \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} C = D = 0 \\ A = \frac{-0,5p_b - B \cdot \left(\frac{3\pi}{2} \right)^2}{\left(\frac{3\pi}{2} \right)^3} = -\frac{4p_b}{27\pi^3} - \frac{2B}{3\pi} \\ B = \frac{\frac{-0,5 \cdot p_b}{\pi} - 3A \left(\frac{3\pi}{2} \right)^2}{3\pi} = \frac{-0,5 \cdot p_b}{3\pi^2} + \frac{1}{\pi} \left(\frac{4p_b}{27\pi^3} + \frac{2B}{3\pi} \right) \left(\frac{3\pi}{2} \right)^2 = \frac{-p_b}{6\pi^2} + \frac{9\pi}{4} \left(\frac{4p_b}{27\pi^3} + \frac{2B}{3\pi} \right) \end{cases}$$

D'où :

$$B = -\frac{p_b}{6\pi^2} + \frac{p_b}{3\pi^2} + \frac{3B}{2} \Leftrightarrow B \left(1 - \frac{3}{2} \right) = \frac{p_b}{6\pi^2} (2 - 1) \Leftrightarrow B = -\frac{p_b}{3\pi^2}$$

$$A = -\frac{4p_b}{27\pi^3} + \frac{2}{3\pi} \frac{p_b}{3\pi^2} = \frac{2p_b}{27\pi^3}$$

Au final :

$$\begin{cases} C = D = 0 \\ A = \frac{2p_b}{27\pi^3} \\ B = -\frac{p_b}{3\pi^2} \end{cases}$$

Application numérique :

$$\begin{cases} C = D = 0 \\ A = 0.038 \text{ mm} \\ B = -0.54 \text{ mm} \end{cases}$$

Question 5

On a donc (avec $\frac{d\theta_b}{dt} = \omega_b$):

$$V_b = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\theta_b} \cdot \frac{d\theta_b}{dt} = (3A\theta_b^2 + 2B\theta_b) \cdot \frac{V_{lam}}{R_b}$$

Question 6

D'après la question 3, $V_b = \omega_m \cdot \frac{R_1}{R_3} \cdot p_v$. On a donc :

$$\omega_m \cdot \frac{R_1}{R_3} \cdot p_v = (3A\theta_b^2 + 2B\theta_b) \cdot \frac{V_{lam}}{R_b} \Leftrightarrow \omega_m = (3A\theta_b^2 + 2B\theta_b) \cdot \frac{V_{lam}}{R_b} \cdot \frac{R_3}{R_1 p_v}$$

Question 7

Calculons l'énergie cinétique de l'ensemble $E = \{\text{rotor 1 ; châssis mobile 2 ; vis 3}\}$:

$$T[E/\mathcal{R}] = \frac{1}{2} M V_b^2 + \frac{1}{2} J_m \omega_m^2 + \frac{1}{2} J_v \omega_v^2 = \frac{1}{2} \left(M \omega_m^2 \cdot \left(\frac{R_1}{R_3} \cdot \frac{p_v}{2\pi} \right)^2 + J_m \omega_m^2 + J_v \omega_m^2 \left(\frac{R_1}{R_3} \right)^2 \right)$$

On a donc :

$$J_{eq} = M \left(\frac{R_1}{R_3} \cdot \frac{p_v}{2\pi} \right)^2 + J_m + J_v \left(\frac{R_1}{R_3} \right)^2$$

Remarque : le pas de la vis est à exprimer en mètres. La vitesse ω_m devra être exprimée pour cette question en rad.s^{-1} .

Question 8

L'ensemble $E = \{\text{rotor 1 ; châssis mobile 2 ; vis 3}\}$ n'est soumis qu'à la puissance extérieure du moteur (les liaisons étant parfaites) $\mathcal{P}_m = C_m \omega_m$. On a donc, d'après le théorème de l'énergie cinétique :

$$\frac{dT[E/\mathcal{R}]}{dt} = J_{eq} \dot{\omega}_m \omega_m = C_m \omega_m$$

On a donc :

$$C_m = J_{eq} \dot{\omega}_m = J_{eq} (6A\omega_b \theta_b + 2B\omega_b) \cdot \frac{V_{lam}}{R_b} \cdot \frac{R_3}{R_1 p_v}$$

Question 9

On a vu que $\omega_b = \frac{V_{lam}}{R_b}$; donc :

$$C_m = J_{eq} (6A\theta_b + 2B) \cdot \left(\frac{V_{lam}}{R_b} \right)^2 \cdot \frac{R_3}{R_1 p_v}$$

C_m est donc de la forme $k_1 \theta_b + k_2$ et on a : $\omega_m = (3A\theta_b^2 + 2B\theta_b) \cdot \frac{V_{lam}}{R_b} \cdot \frac{R_3}{R_1 p_v}$

En exprimant θ_b en fonction de C_m , on obtient la forme suivante :

$$\theta_b = \left(\frac{R_b}{V_{lam}} \right)^2 \cdot \frac{R_1 \cdot p_v}{J_{eq} \cdot R_3 \cdot 6A} C_m - \frac{B}{3 \cdot A} = k_3 \cdot C_m - k_4$$

$$\omega_m = (3A(k_3 \cdot C_m - k_4)^2 + 2B \cdot (k_3 \cdot C_m - k_4)) \cdot \frac{V_{lam}}{R_b} \cdot \frac{R_3}{R_1 p_v}$$

On obtient une expression de la forme : $\omega_m = a \cdot C_m^2 + b \cdot C_m + c$ (polynôme d'ordre 2).

Question 10

Lorsque $\theta_b = 0$, le châssis change de sens et donc nécessairement $\omega_m = 0$.

En $\theta_b = \frac{3\pi}{2}$, on a vu en Q3 que $\omega_m = \frac{V_{lam}}{R_b} \cdot \frac{p_b}{p_v} \cdot \frac{R_3}{R_1}$; donc : $\omega_m \approx 1273 \text{ tr/min}$

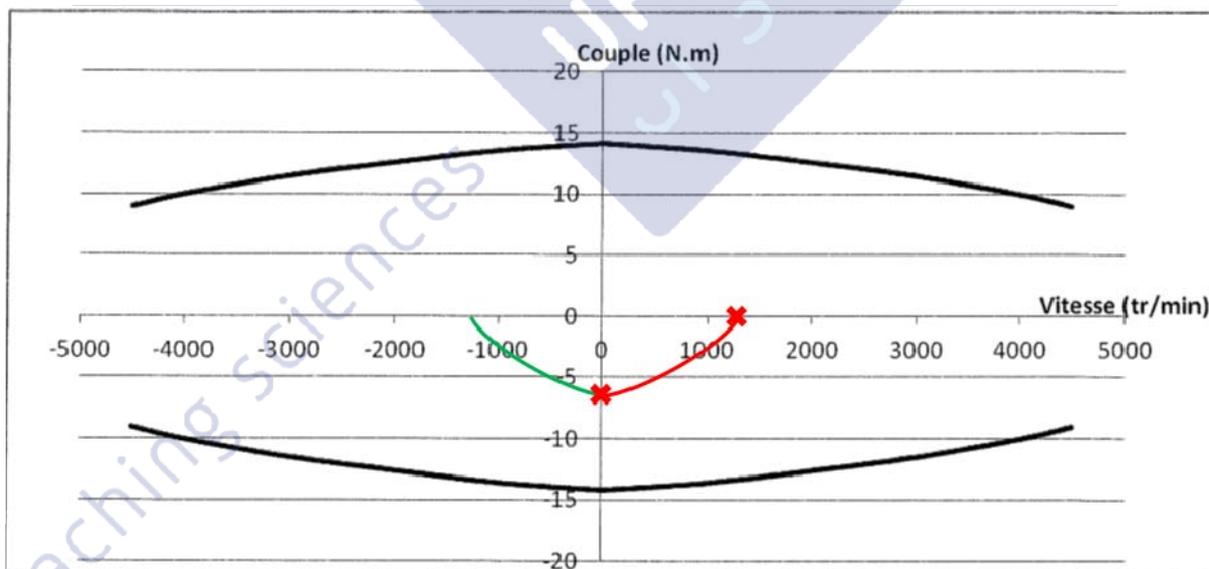
Par ailleurs, la vitesse de déplacement étant alors constante (l'accélération nulle), le couple moteur est donc nul.

Pour $\theta_b = 0$,

$$C_m = J_{eq} 2B \cdot \left(\frac{V_{lam}}{R_b} \right)^2 \cdot \frac{R_3}{R_1 p_v} = 3,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{75}{30} \cdot \frac{\left(\frac{2 \cdot 10^3}{60} \right)^2}{10/2 \cdot \pi} (-2 \cdot 0,54) \approx -6,6 \text{ Nm}$$

Il faut utiliser le pas réduit pour l'application numérique et la vitesse en m.s^{-1} .

Question 11 et 12



Question 13

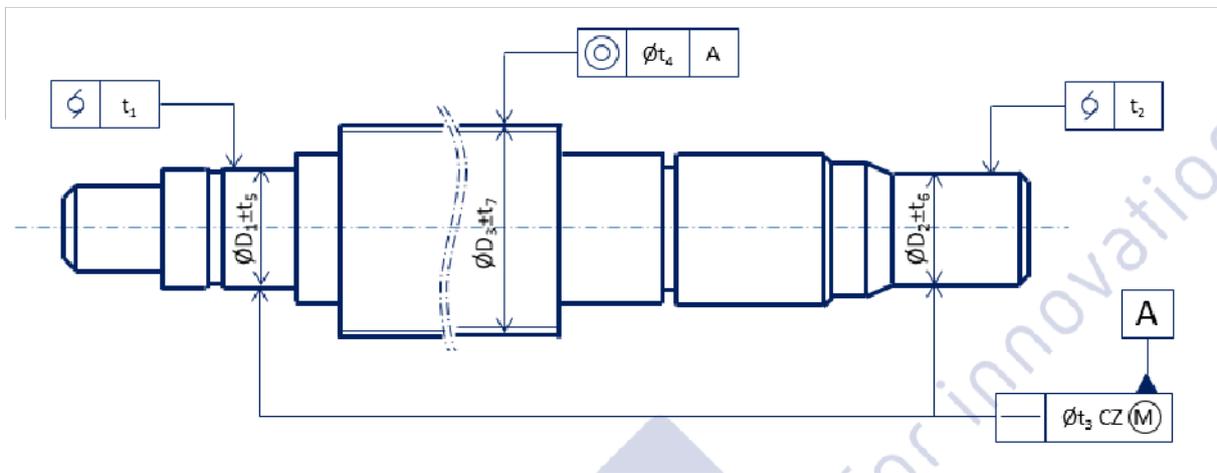
Il y a une mobilité utile permettant la transformation de la rotation en translation. Il n'y a pas de mobilités internes. Le degré de mobilité est donc $m_c = m_u + m_i = 1$.

L'indice de mobilité est égal à $m = 12 - (6 \cdot 2 + 5 + 5) = -10$ en comptant :

- 2 inconnues par liaison sphère cylindre ;
- 5 inconnues pour la liaison glissière hélicoïdale (2 des 6 composantes sont liées par le pas).
- 5 inconnues pour la liaison pivot.

On a donc $h = m_c - m = 11$.

Question 14



Question 15

On a $C_v = -F_v \cdot \frac{p_v}{2\pi}$ avec p_v exprimé en mètres.

Question 16

On isole l'ensemble E2 = {châssis mobile 2 + broche 4 + bobine}.

Cet ensemble est soumis à :

- la pesanteur en G ;
- l'action des 6 liaisons sphère-cylindre ;
- l'action de la liaison hélicoïdale.

Déplaçons les torseurs des actions mécaniques au point G.

Pour une liaison sphère-cylindre :

$$[T_{0 \rightarrow 2}] = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ F_i & 0 \\ A_i & 0 \end{Bmatrix}_{P_i, (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 & x_i & 0 \\ F_i & 0 & y_i & A_i \\ A_i & 0 & z_i & A_i \end{Bmatrix}_{G, (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} = \begin{Bmatrix} 0 & A_i y_i - F_i z_i \\ F_i & -A_i x_i \\ A_i & F_i x_i \end{Bmatrix}_{G, (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)}$$

Pour la liaison hélicoïdale :

$$[T_{3 \rightarrow 2}] = \begin{Bmatrix} F_v & C_v \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{O_c, (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} = \begin{Bmatrix} F_v & C_v & x_{Oc} & F_v \\ 0 & 0 & y_{Oc} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}_{G, (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)} = \begin{Bmatrix} F_v & C_v \\ 0 & 0 \\ 0 & -F_v y_{Oc} \end{Bmatrix}_{G, (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)}$$

Le torseur de la pesanteur en G :

$$[T_{pes}] = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ -M \cdot g & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{P_i, (\vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)}$$

Par ailleurs, E2 étant en translation, le torseur dynamique est donné par :

$$\{\delta(E/\mathcal{R})\} = \begin{cases} \vec{R}_d(E/\mathcal{R}) = Ma\vec{x}_0 \\ \vec{\delta}(G, E/\mathcal{R}) = \vec{0} \end{cases}$$

Au final, le théorème de la résultante dynamique en projection sur chacun des axes se traduit par :

$$0 + F_v = Ma$$

$$F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 - Mg = 0$$

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 = 0$$

Le théorème du moment dynamique au point G se traduit par :

$$\sum_{i=0}^6 (A_i y_i - F_i z_i) + C_v = 0$$

$$\sum_{i=0}^6 (-A_i x_i) = 0$$

$$\sum_{i=0}^6 (F_i x_i) - F_v y_{Oc} = 0$$

Question 17

Le torseur des petits déplacements au point G est donné par :

$$[D_{2/0}] = \begin{Bmatrix} \alpha & 0 \\ 0 & v \\ \theta & 0 \end{Bmatrix}_{G, \mathcal{R}}$$

Ainsi, $\vec{\delta}_{P_i, 2/0} = \vec{\delta}_{G, 2/0} + \vec{P}_i G \wedge \vec{\theta}_{2/0} = v\vec{y}_0 - (x_i\vec{x}_0 + y_i\vec{y}_0 + z_i\vec{z}_0) \wedge (\alpha\vec{x}_0 + \theta\vec{z}_0)$

$$\vec{\delta}_{P_i, 2/0} = -\theta y_i \vec{x}_0 + (v + \theta x_i - \alpha z_i) \vec{y}_0 + \alpha y_i \vec{z}_0$$

Question 18

D'après l'équation de la résultante dynamique en projection sur \vec{y}_0 , on a :

$$\sum_{i=0}^6 F_i = Mg \Leftrightarrow -\sum_{i=0}^6 (v + \theta x_i - \alpha z_i) k = Mg \Leftrightarrow v = -\frac{Mg + \sum_{i=0}^6 (\theta x_i - \alpha z_i) k}{6k}$$

Or, $\sum_{i=0}^6 (\theta x_i - \alpha z_i) = 0$.

$$\text{D'où : } v = -\frac{Mg}{6k}$$

D'après l'équation du TMD en projection sur \vec{z}_0 , on a :

$$\sum_{i=0}^6 (F_i x_i) = F_v y_{Oc} \Leftrightarrow -\sum_{i=0}^6 (k(v + \theta x_i - \alpha z_i) x_i) = F_v y_{Oc}$$

$$\Leftrightarrow -k \sum_{i=0}^6 (vx_i + \theta x_i^2 - \alpha z_i x_i) = F_v y_{Oc} \Leftrightarrow -k \sum_{i=0}^6 (\theta x_i^2 - \alpha z_i x_i) = F_v y_{Oc}$$

Au final,

$$\theta = -\frac{y_{Oc} \cdot Ma}{4k \Delta x^2}$$

On a aussi :

$$\sum_{i=0}^6 (F_i z_i) = C_v = -k \sum_{i=0}^6 (x_i z_i \gamma - z_i^2 \alpha + v z_i) = \sum_{i=0}^6 (k z_i^2 \alpha)$$

$$\alpha = -\frac{p_v Ma}{12\pi k \Delta z^2}$$

Question 19

$$F_i = -(v + \gamma x_i - \alpha z_i)k = \frac{Mg}{6} + \frac{y_{Oc} Ma}{4\Delta x^2} x_i - \frac{p_v Ma}{12\pi \Delta z^2} z_i$$

$$F_i = \frac{Mg}{6} + \left(\frac{y_{Oc}}{4\Delta x^2} x_i - \frac{p_v}{12\pi \Delta z^2} z_i \right) Ma$$

Question 20

En particulier pour F_4 :

$$F_4 = \frac{Mg}{6} + \left(\frac{y_{Oc}}{4\Delta x^2} x_4 - \frac{p_v}{12\pi \Delta z^2} z_4 \right) Ma$$

$$F_4 = \frac{2900 \cdot 9,81}{6} + \left(\frac{-500}{4 \cdot 800^2} \cdot (-800) - \frac{10}{12,3,14 \cdot 250^2} \cdot (-250) \right) 2900 \cdot 1,2 \approx 5289 \text{ N}$$

Question 21

D'après le document 6, $C = 82\,000 \text{ N}$. Pour un effort de $6\,000 \text{ N}$, le patin choisi convient.

Question 22

À vitesse constante, $a = 0$. On a donc $F_i = \frac{1}{6} Mg$.

Question 23

Dans notre cas, $F_i = P_i = \frac{1}{6} Mg = 6\,000 \text{ N}$.

Question 24

On a :

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^n$$

$$L_h = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^n \cdot 10^5 \cdot 10^3}{3600 V_{moy}}$$

Question 25

$$L_h = \frac{\left(\frac{82}{6}\right)^3 \cdot 10^5 \cdot 10^3}{3600 \cdot 90} \simeq 787\,844 \text{ h}$$

Les patins semblent surdimensionnés pour ce système.

Question 26

42 Cr Mo 4 : Acier faiblement allié à 0,42% de carbone, 1% de chrome et des traces de molybdène.

On peut proposer $E_v = 210\,000 \text{ MPa}$.

Question 27

Il est possible de réaliser une trempe (puis un revenu) pour traiter la pièce et augmenter sa dureté.

56 – 60 HRC signifie que la dureté du matériau doit être comprise entre 56 et 60 lors d'une mesure de dureté (Hardness) selon la méthode de Rockwell (R), en utilisant un pénétrateur conique(c).

Question 28

Le bilan des actions mécaniques extérieures agissant sur la vis est le suivant :

- liaison sphère cylindre de centre A et d'axe \vec{x}_0 : $[T_{SC \rightarrow 3}] = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ Y_A & 0 \\ Z_A & 0 \end{pmatrix}_{A, \mathcal{R}_0}$
- liaison pivot de centre B et d'axe \vec{x}_0 : $[T_{Piv \rightarrow 3}] = \begin{pmatrix} X_B & 0 \\ Y_B & M_B \\ Z_B & N_B \end{pmatrix}_{B, \mathcal{R}_0}$
- action de l'écrou sur la vis : $[T_{2 \rightarrow 3}] = \begin{pmatrix} -F_v & -C_v \\ F_y & 0 \\ F_z & 0 \end{pmatrix}_{O_c, \mathcal{R}_0}$

Question 29

Théorème de la résultante statique appliqué à 3 en projection sur \vec{x}_0 et \vec{y}_0 :

$$X_B - F_v = 0$$

$$Y_A + Y_B + F_y = 0$$

Théorème du moment statique appliqué à 3 en B en projection sur \vec{z}_0 :

$$-Y_A L_v - F_y (L_v - \lambda) + N_B = 0$$

Au final,

$$\begin{cases} X_B = F_v \\ Y_B = -F_y - Y_A \\ N_B = Y_A L_v + F_y(L_v - \lambda) \end{cases}$$

Question 30

Sur le tronçon $[A, O_c]$,

$$[T_{coh}] = -[T_{SC \rightarrow 3}] = - \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ Y_A & 0 \\ Z_A & 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\mu & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ Y_A \\ Z_A \end{pmatrix}_{M, \mathcal{R}_0} = - \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ Y_A & \mu Z_A \\ Z_A & -\mu Y_A \end{pmatrix}_{M, \mathcal{R}_0}$$

Sur le tronçon $[O_c, B]$,

$$[T_{coh}] = -[T_{SC \rightarrow 3}] - [T_{2 \rightarrow 3}] = - \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ Y_A & \mu Z_A \\ Z_A & -\mu Y_A \end{pmatrix}_{M, \mathcal{R}_0} - \begin{pmatrix} -F_v & * \\ F_y & * \\ F_z & -(\mu - \lambda)F_y \end{pmatrix}_{M, \mathcal{R}_0}$$

Au final :

- sur le tronçon $[A, O_c]$, $M_{fz} = \mu Y_A$;
- sur le tronçon $[O_c, B]$, $M_{fz} = \mu Y_A + (\mu - \lambda)F_y$.

Question 31

On a $M_{fz} = EI_{Mz} y''(x)$ avec $I_{Mz} = \frac{\pi D_v^4}{64}$.

Sur le tronçon $[A, O_c]$:

$$y_1'(\mu) = \frac{Y_A}{2EI_{Mz}} \mu^2 + k_1 \text{ et } y_1(\mu) = \frac{Y_A}{6EI_{Mz}} \mu^3 + k_1 \mu + k_2$$

Sur le tronçon $[O_c, B]$:

$$y_2'(\mu) = \frac{Y_A + F_y}{2EI_{Mz}} \mu^2 - \frac{\lambda F_y}{EI_{Mz}} \mu + k_3 \text{ et } y_2(\mu) = \frac{Y_A + F_y}{6EI_{Mz}} \mu^3 - \frac{\lambda F_y}{2EI_{Mz}} \mu^2 + k_3 \mu + k_4$$

Question 32

Les constantes d'intégration sont k_1, k_2, k_3, k_4 . Y_A est une inconnue supplémentaire. Il faut donc 5 conditions aux limites ou de continuité.

Question 33

Les 5 conditions aux limites sont les suivantes :

- $y(0) = 0$;
- $y_2(L_v) = 0$;
- $y_2'(L_v) = 0$;
- $y_1(\lambda) = y_2(\lambda)$;
- $y_1'(\lambda) = y_2'(\lambda)$.

On trouve ensuite : $Y_A = -F_y \left[\frac{1}{2} \frac{\lambda^3}{L_v^3} - \frac{3}{2} \frac{\lambda}{L_v} + 1 \right]$

Question 34

La raideur de la poutre en C peut être calculée ainsi :

$$K_p = \frac{F_y}{y_1(\lambda)}$$

Question 35

Le déplacement δ du point O_C est de 0,065 mm.

$$K_y = \frac{1000}{0,065} \approx 15\,385 \text{ N.m}^{-1}$$

Question 36

$\vec{\delta}_{O_{C,2}/0} \cdot \vec{y}_0 = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$. Alors $F_y = K_y \cdot \vec{\delta}_{O_{C,2}/0} \cdot \vec{y}_0 \approx 51 \text{ N}$. Par ailleurs $F_v = 1,2 \cdot 2900 = 3\,480 \text{ N}$. Il est donc compréhensible de négliger F_y .

Question 37

L'effort radial est très faible par rapport à celui proposé dans la documentation technique. Ce choix est donc satisfaisant.

Conception

- Liaison hélicoïdale entre la vis 3 et châssis 2 :
 - Montage de l'écrou à billes
 - Montage des ressorts
 - Guidage des ressorts à chacune des extrémités
 - Fixation bride châssis 0
 - Fixation bride châssis 2
 - Dimensions spirales
 - Dessin des brides
- Guidage en rotation de la vis 3
 - Montage de roulement hyperstatique
 - Côté gauche : roulement à bille à contact radial
 - Flasques d'étanchéité intégrés ?
 - Côté droit deux roulements à rouleaux coniques
 - Étanchéité indirecte
 - Liaison avec le codeur absolu
 - Encastrement vis – rotor
 - Encastrement châssis 0 – corps du capteur
 - Pièce d'adaptation entre le corps du capteur et le châssis fixe 2
 -
- Conception du système poulies courroie :
 - Poulie motrice encastrée avec le rotor moteur 1
 - Solution par obstacle

- Poulie réceptrice encastrée dans la vis 3
 - Frette Tollok

Liaison hélicoïdale entre la vis 3 et châssis 2 (Montage de l'écrou à billes)	
Guidage de la vis 3 par rapport au châssis 0 (Montage de roulement)	
Transmission rotor – moteur d'entraînement (transmission poulie courroie)	

for innovation



teaching sciences