Concours ATS SI 2010 – Borne escamotable autonome

2. Analyse fonctionnelle et structurelle

Q1 :

S.C.1	Cellules photovoltaïques
S.C.2	Batterie
S.C.3	Platine électronique de gestion
S.C.4	Moteur (Motoréducteur)
S.C.5	Réducteur (Motoréducteur) + système roue vis sans fin
S.C.6	Système pignon crémaillère
S.C.7	Colonnes de guidage (2 pivots glissants)

Q2 :

Le limiteur de couple permet de stopper la monté de la borne lorsque un obstacle se présente afin de préserver le système lui-même mais aussi d'éviter des dégradations sur l'obstacle qui peut être une voiture par exemple. Ce système peut être associé aux fonctions FC4 : Résister aux agressions du milieu extérieur et FC6 : Respecter les normes de sécurité mécanique et électrique.

Q3 :

Le guidage du chariot supportant la borne est modélisé par 2 liaisons pivots glissants en parallèles.

Q4 :

<u>Méthode Statique</u>

Nombre d'équations statiques

$Es = 6 \times 1 = 6$

Nombre de mobilités

$m_c = 1$

Nombre d'équations utiles

$Eu = Es - m_c = 5$

Nombre d'inconnues statiques

$Is = 4 + 4 = 8$

$Eu - Is = -3$ => **le système est hyperstatique d'ordre 3**

<u>Méthode Cinématique</u>

1 boucle => $Ec = 6$

Nombre d'inconnues cinématiques

$Ic = 4$

Nombre de mobilités

$m_c = 1$

Or

$Ic - Ec = m_c - h$

D'où :

$h = 3$ => **le système est hyperstatique d'ordre 3**

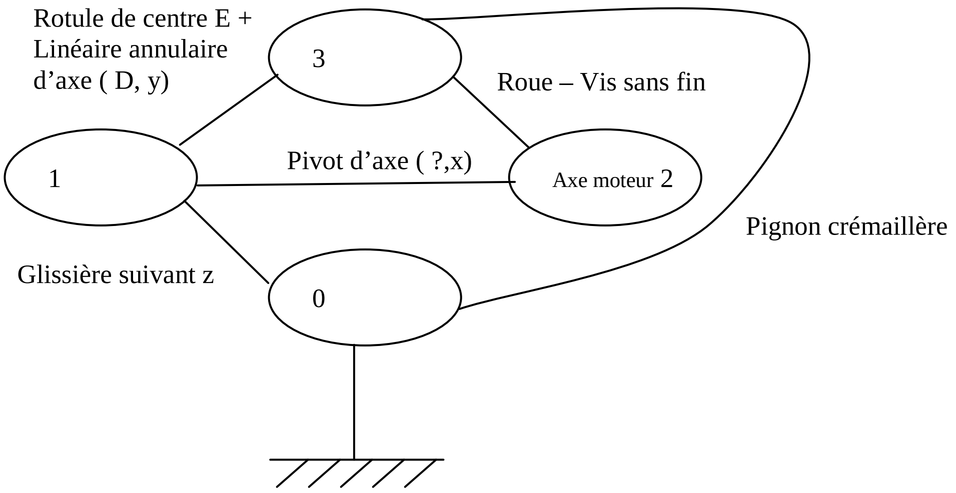
Q5 :

L'hyperstatisme d'ordre 3 implique 3 contraintes géométriques sur chacun des sous ensembles. Globalement, pour que cela fonctionne il faut que les 2 colonnes soient parallèles (2 Contraintes) et que l'entraxe soit précis (1 Contrainte).

Q6 :

Le guidage du chariot supportant la borne est modélisé par 2 liaisons pivots glissants en parallèles ce qui réalise bien globalement **une liaison glissière**.

Q7 : (DR2)



Remarque : Il faut remplacer 2 par Axe Moteur 2 sur le DR2

Q8 :

Une liaison rotule et une liaison linéaire annulaire en parallèle forment une liaison pivot isostatique.

3. Etude statique

Q9 : On isole l'ensemble E

Bilan des actions extérieures :

+ Liaisons pivots glissantes entre 0 et 1 : $T_{A_{0\to1}} \begin{pmatrix} X_{A01} & 0 \\ 0 & M_{A01} \\ Z_{A01} & 0 \end{pmatrix}_{A,\vec{x},\vec{y},\vec{z}}$ et $T_{B_{0\to1}} \begin{pmatrix} X_{B01} & 0 \\ 0 & M_{B01} \\ Z_{B01} & 0 \end{pmatrix}_{B,\vec{x},\vec{y},\vec{z}}$

+ Action du poids en G : $T_{Poids} \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -mg & 0 \end{pmatrix}_{G,\vec{x},\vec{y},\vec{z}}$

+ Action de la crémaillère 0 en C : $T_{0\to3}$ (Donnée dans le sujet)

D'après les hypothèses du sujet :

$X_{A01} = X_{B01} = X_{01}$ $\quad$ $Y_{A01} = Y_{B01} = 0$

$Z_{A01} = Z_{B01} = Z_{01}$ $\quad$ et $\quad$ $L_{A01} = L_{B01} = 0$

$M_{A01} = M_{B01} = M_{01}$

D'autre part, à limite du glissement en phase de monté nous aurons :

$Z_{01} = -f.|X_{01}|$ (Effort tangentiel opposé à la vitesse de glissement 1/0)

Remarque : En toute rigueur on devrait écrire $Z_{01} = f(X_{01}, M_{01})$ mais le sujet ne le suggère pas.

Q10 : PFS sur l'ensemble E

Le PFS en O nous donne les équations suivantes :

$$2.\begin{vmatrix} X_{01} \\ 0 \\ Z_{01} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ -mg \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} X_{03} \\ 0 \\ Z_{03} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad \text{(Th de la résultante statique)}$$

$$2.\begin{vmatrix} 0 \\ M_{01} \\ 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 \\ mgd \\ 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 0 \\ lX_{03} \\ 0 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad \text{(Th du moment statique)}$$

Q11 :

L'équation des moments nous donne : $M_{01} = -\frac{1}{2}(mgd + lX_{03})$

Déterminons X_{03} et Z_{03} :

$Z_{03} = mg - 2Z_{01}$

Comme $Z_{01} < 0$ (Cf Q9) on a $Z_{03} > 0$

Or $\tan\alpha = -\frac{X_{03}}{Z_{03}}$, on a donc $X_{03} < 0$

Comme $X_{03} = -2X_{01}$, on a $X_{01} > 0$ d'où $Z_{01} = -f.|X_{01}| = -f.X_{01}$

On a alors : $Z_{03} = mg - 2\left(-f(-\frac{1}{2}(-\tan\alpha Z_{03}))\right)$ d'où $Z_{03} = mg + f\tan\alpha Z_{03}$

Et donc $Z_{03} = \frac{mg}{1-f\tan\alpha}$ et $X_{03} = -\frac{mg\tan\alpha}{1-f\tan\alpha}$ d'où

$$\boxed{M_{01} = -\frac{1}{2}(mgd - l\frac{mg\tan\alpha}{1-f\tan\alpha}) = \frac{mg}{2}(l\frac{\tan\alpha}{1-f\tan\alpha} - d)}$$

Q12 :

Pour annuler le moment transmissible il faut :

$l\frac{\tan\alpha}{1-f\tan\alpha} - d = 0$ d'où $\boxed{d = l\frac{\tan\alpha}{1-f\tan\alpha}}$

Q13 :

AN : $\boxed{d = \frac{60\tan 20°}{1-0,22\tan 20°} = 23,74mm}$

4. Etude dynamique

Q14 :

La liaison pivot 1-3 est considérée comme parfaite. Elle ne dissipe donc pas de puissance. En conséquence : $P(1 \leftrightarrow 3) = 0$

Q15 :

Le solide 1 est en translation donc : $P(g \to 1/0) = \overrightarrow{V_{O\in 1/0}}.\overrightarrow{Poids} = -mgv$

En phase de monté : $P(g \to 1/0) = -30\times10\times0.083 = -24.9W$

En phase de descente : $P(g \to 1/0) = -30\times10\times-0.083 = 24.9W$

Q16 :

Le solide 1 est en translation donc : $P(0 \to 1/0) = \overrightarrow{V_{O\in 1/0}}.\overrightarrow{R_{0\to1}} = v\times 2Z_{01}^{A}$

En phase de monté : $P(0 \to 1/0) = 0.083\times2\times-13 = -2.158W$

En phase de descente : $P(0 \to 1/0) = -0.083\times2\times11 = -1.826W$

Q17 :

La puissance délivrée par le moteur est : $Pm = Cm\times\omega_m$

Q18 :

L'énergie cinétique de l'ensemble en mouvement est :

$$E = \frac{1}{2}\left(m \times v^2 + Jm \times \omega_m{}^2\right)$$

Comme $v = \frac{dp_3}{2} \times k \times \omega_m$, on a $\boxed{E = \frac{1}{2}\left(m \times \left(\frac{dp_3}{2} \times k\right)^2 + Jm\right)\omega_m{}^2}$

Q19 :

On en déduit : $\boxed{J = m \times \left(\frac{dp_3}{2} \times k\right)^2 + Jm = 30 \times \left(\frac{0.002 \times 30}{2} \times \frac{1}{60}\right)^2 + 65 \times 10^{-6} = 72.5 \times 10^{-6}\, kg.m^2}$

Q20 :

La dérivée, par rapport au temps, de **l'énergie cinétique galiléenne** d'un ensemble Σ est égale à la somme de la **puissance galiléenne** des actions mécaniques extérieurs à Σ et des puissances des actions mutuelles entre chaque solide.

$$\boxed{\frac{d}{dt} T(\Sigma / Rg) = P(act.ext. \to \Sigma / Rg) + \sum P(Si \leftrightarrow Sj)}$$

avec $T(\Sigma / Rg) = \sum T(Si / Rg)$

$$J \frac{d\omega_m}{dt} \omega_m = P(g \to 1/0) + P(0 \to 1/0) + Pm$$

A vitesse constante on obtient : $\boxed{Cm = -\frac{P(g \to 1/0) + P(0 \to 1/0)}{\omega_m}}$ avec

$$\omega_m = \frac{v}{\frac{dp_3}{2} \times k} = \frac{\pm 83}{\frac{2 \times 30}{2} \times \frac{1}{60}} = \pm 166\, rd/s$$

En phase de monté : $\boxed{Cm_m = -\frac{-24.9 - 2.158}{166} = 0.163\, Nm}$

En phase de descente : $\boxed{Cm_d = -\frac{+24.9 - 1.826}{-166} = 0.139\, Nm}$

Q21 :

En tenant compte du rendement :

$$\boxed{Cm = -\frac{P(g \to 1/0) + P(0 \to 1/0)}{\omega_m} \times \frac{1}{\eta r}}$$

En phase de monté : $\boxed{Cm_m = -\frac{-24.9 - 2.158}{166} \times \frac{1}{0.4} = 0.4075\, Nm}$

En phase de descente : $\boxed{Cm_d = -\frac{+24.9 - 1.826}{-166} \times \frac{1}{\eta r} = 0.3475\, Nm}$

Q22 :

$\boxed{Cm_m = 0.4075\, Nm}$ et $\boxed{J = 72.5 \times 10^{-6}\, kg.m^2}$

5. Construction mécanique

Q23 :

La borne doit parcourir une course de 500 mm en 6 secondes. On a donc : $v_{10} = 500/6 = 83.3 mm/s$

Et $\omega_{31} = \dfrac{v_{10}}{dp3/2} = \dfrac{83.3}{2\times 30/2} = 2.78 rd/s$.

Le coussinet utilisé est un C 14x20x14 donc d'après la documentation, le diamètre intérieur d vaut 14 mm.

La vitesse de glissement du coussinet est donc : $v_{31} = \omega_{31} \times d/2 = 2.77 \times 14/2 = 19.4 mm/s$

Q24 :

D'après la documentation : $p = \dfrac{\text{Charge Radiale}}{\text{Surface projetée}}$, donc $p = \dfrac{Fr}{d \times L} = \dfrac{175}{14\times 14} = 0.893 MPa$

Q25 :

Si on place le point (26.5 tr/mn ; 0.893 MPa) dans diagramme donnée figure 7, on constate que l'on est au dessous de la courbe limite. D'autre part, $p \times v_{31} = 0.893 \times 0.0194 = 0.017 < 1.8$, donc le coussinet choisi convient largement.

Q26 :

On dimensionne un roulement à partir de la durée de vie souhaitée L_{10}. L_{10} représente la durée de vie du roulement **en millions de tours** (Au minimum, 90% des roulements du même lot doivent attendre la durée de vie L_{10}).

La formule à utiliser est : $L_{10} = \left(\dfrac{C}{P}\right)^p$ où C représente la charge dynamique de base du roulement utilisé, P la charge équivalente et p = 3 (pour un roulement à billes).

Pour notre roulement, la charge est purement radial donc : P = Fr = 175 N.

On en déduit donc $L_{10} = \left(\dfrac{5100}{175}\right)^3 = 24751$ Millions de tours.

D'après la question Q23, $\omega_{31} = 2.77 rd/s = \dfrac{2.77}{2\pi} \times 3600 tr/h = 1587 tr/h$.

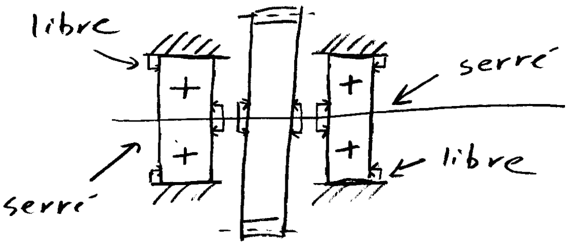
La durée de vie du roulement est donc de $\dfrac{24751 \times 10^6}{1587} = 15.6 \times 10^6$ heures soit 1780 ans de fonctionnement en continu !!!

Q27 :

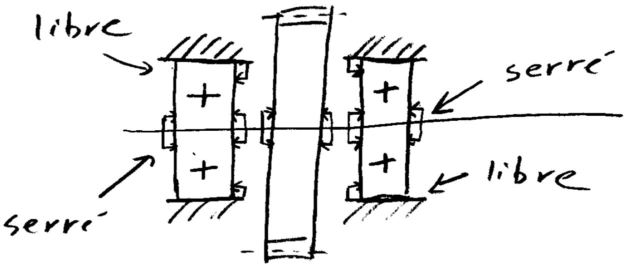
La direction de l'effort sur la denture est fixe relativement au bâti. En conséquence, les bagues extérieures sont fixes par rapport à la direction de la charge et l'arbre est tournant par rapport à la direction de la charge. **On doit donc monter serrées les bagues intérieures**.

La solution classique pour ce type de cas est la **solution A**. Pour cette solution on est obligé de monter un des 2 roulements en dernier (Pb de montage de la roue dentée) ce qui n'est pas très simple. Pour résoudre le problème on peut envisager la **solution C** en réalisant le bâti en 2 parties mais le sujet ne le suggère pas. Enfin, étant donnée que pour la **solution A**, on est obligé de monter un des 2 roulements en dernier, on peut envisager la **variante B** qui pose le même problème.

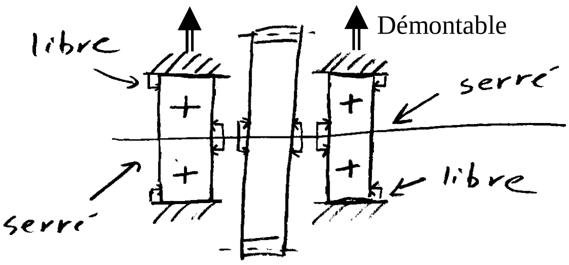
Solution A



Solution B

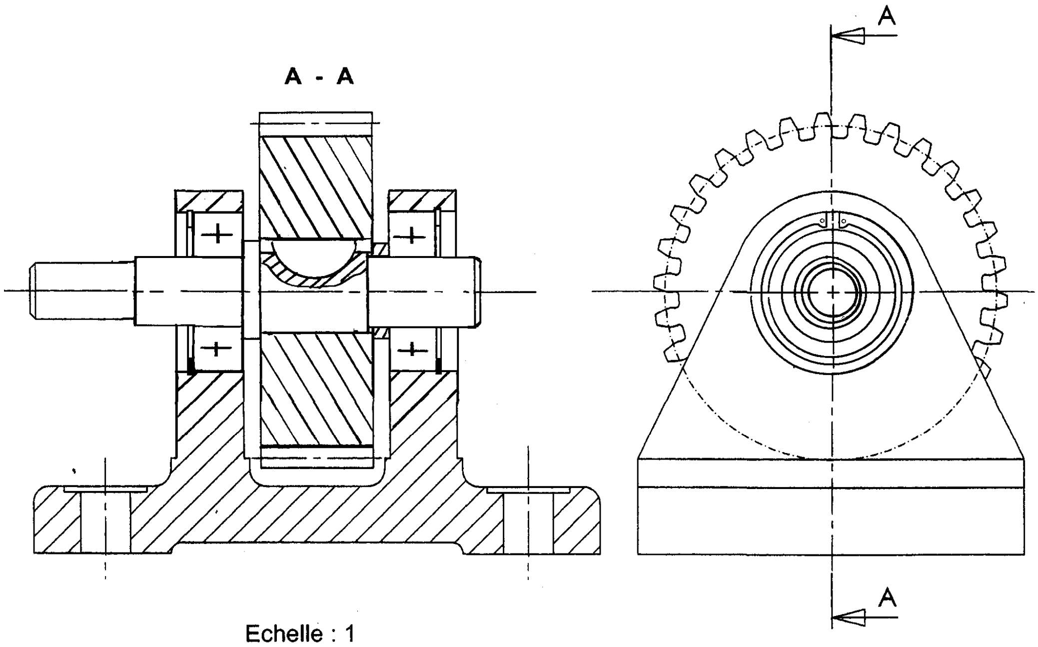


Solution C (Bâti en 2 parties)

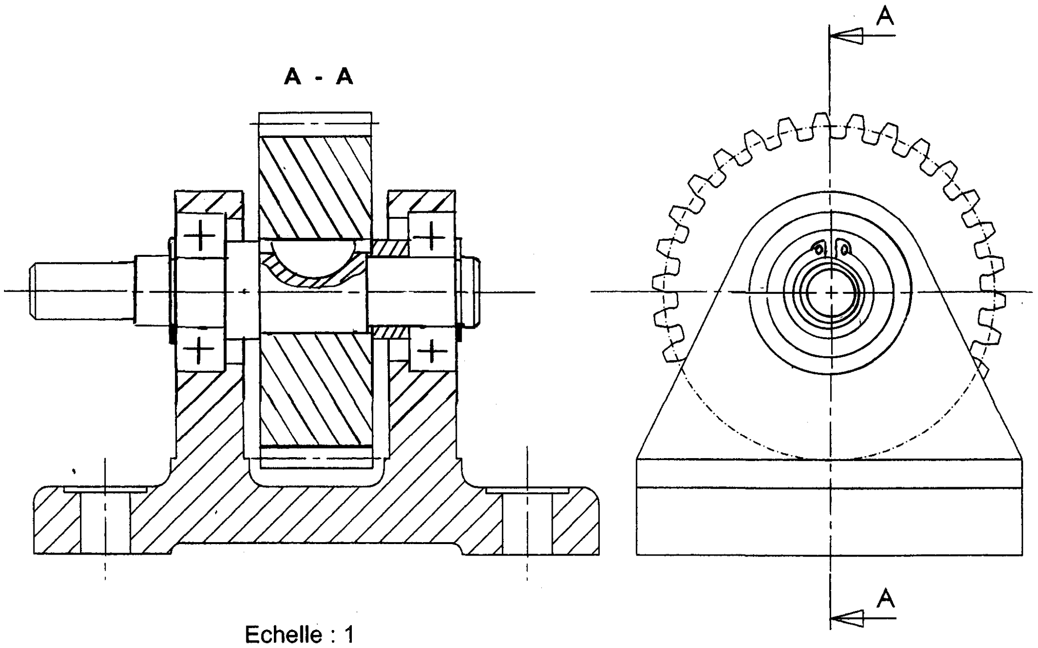


Q28 :

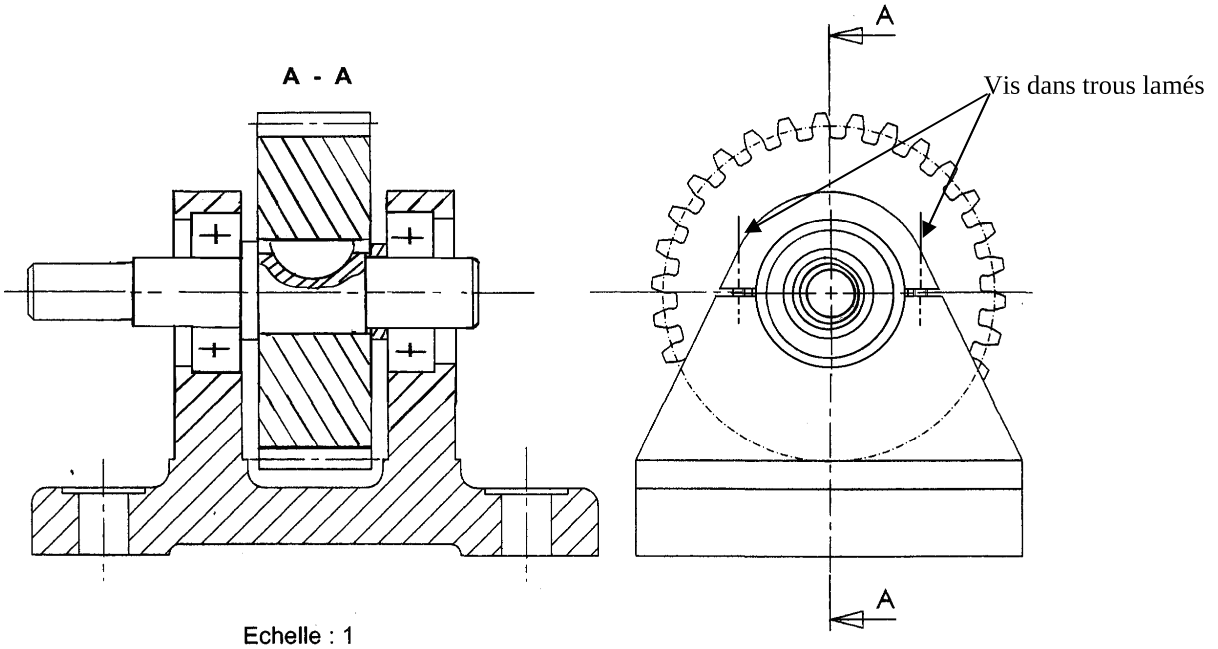
Solution A



Solution B



Solution C



Pour la lubrification, le plus simple est d'utiliser des roulements étanches graissés à vie.

Remarque : La clavette utilisée n'est pas la bonne. Pour ce type de montage on préféra une clavette à bout rond. La solution représentée correspond à la réponse à la question en réutilisant la solution proposée dans le sujet.