

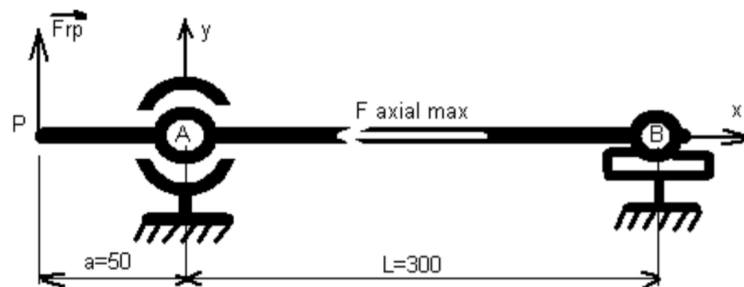
VÉRIN ÉLECTROMÉCANIQUE LINÉAIRE À SYSTÈME VIS-ÉCROU

Q1. La conception à réaliser est la suivante :

- Liaison du moteur au carter du réducteur (celui-ci est également à dessiner par vos soins dans la vue concernée) ;
- Liaison du socle au carter du réducteur ;
- Forme manquante du socle (pièce de fonderie pour rappel) ;
- Guidage de la vis dans le socle ;
- Liaison de la poulie motrice sur l'arbre du moteur et de la poulie réceptrice sur le bout d'arbre de la vis (voir **document 1**). Les deux solutions devront être différentes ;
- La lubrification du roulement à deux rangées de billes à contact oblique est faite à la graisse, vous devez prévoir le dispositif d'étanchéité ;
- Prévoir toutes dispositions permettant d'assurer :
 - la montabilité de l'ensemble étudié ;
 - sa maintenabilité ;
 - l'absence de risque pour les humains proches ;
 - la protection du milieu externe vis-à-vis du milieu interne.

Q2. Établir la modélisation graphique claire, précise et complète qui permettra de déterminer les actions s'exerçant sur le roulement A.

La modélisation à faire est isostatique car il est précisé dans l'énoncé que l'hyperstaticité n'est pas prise en compte grâce à la souplesse de la vis.



Q3. Déterminer la valeur des actions s'exerçant sur les roulements.

L'effort axial total est supporté par le roulement A et la charge axiale maximale supportée est de 2000 N : $F_a = 2000 \text{ N}$.

La charge radiale est obtenue en appliquant le PFS au sous ensemble {vis, poulie}. L'équation de moment, calculée en B et en projection sur $\vec{z}$ donne :

$$\begin{aligned}
 -F_{rA} \times L - F_{rP} \times (L + a) &= 0 \\
 \Rightarrow F_{rA} &= -\frac{F_{rP} \times (L + a)}{L} \\
 \text{A.N. } F_{rA} &= -\frac{130 \times 350}{300} \approx -150 \text{ N}
 \end{aligned}$$

L'effort radial F_{rB} dans le roulement B est donc de 20 N.

Q4. Calculer (en tours) la durée de vie probable usuelle du roulement A. Quelle sera la proportion de la population de roulements mis en service à ne pas atteindre cette durée ?

Le calcul de la durée de vie nominale suit la relation :

$$L_{10^6 \text{ tours}} = \left(\frac{C}{P} \right)^n = \left(\frac{10000}{X.F_r + Y.F_a} \right) \text{ avec } \frac{F_a}{F_r} = 13.3 \geq e = 0.86 \Rightarrow \begin{cases} X = 0.6 \\ Y = 1.2 \end{cases}$$

Ainsi : $L_{10^6 \text{ tours}} = \left(\frac{10000}{(0.6 \times 150) + (1.2 \times 2000)} \right) \approx 4^3 = 64$. On trouve donc que la durée de vie est de 64 millions de tours.

Les constructeurs définissent la durée de vie probable (ou nominale) d'un lot de roulements à partir de l'étude statistique du comportement du lot dans des conditions identiques. En effet au bout d'un certain nombre de tours, 10% de ces roulements sont inutilisables à la suite d'écaillages provoqués par la fatigue du métal. Si ce taux est retenu comme taux caractéristique, on dit que les roulements du lot ont atteint leur limite de vie nominale lorsqu'ils ont tous tourné du nombre de tours correspondant à l'avarie de 10% des roulements du lot. Il y aura donc 10% de la population de roulements qui n'atteindra pas cette durée.

Q5. Dans le cahier des charges, il est stipulé que la première intervention doit se faire au bout de 2000 h de fonctionnement. La vitesse de rotation de l'arbre peut être au maximum de 620 trs/min (en fonction du choix réalisé de poulies). Ce critère du cahier est-il vérifié en ce qui concerne le roulement à double rangée de billes à contact oblique ?

La durée de vie nominale en minutes est de $L_h = \frac{64 \times 10^6}{620} \approx 100\,000 \text{ min} \approx 1700 \text{ h}$. Le critère du cahier des charges n'est donc pas validé.

Q6. Justifier que la disposition en tandem n'est pas adaptée pour le fonctionnement du vérin électromécanique.

L'effort axial pouvant changer de sens (tige sortante ou entrante du vérin) la disposition en tandem n'est pas adaptée puisque le roulement B n'est pas modifié et reste un roulement à bille à contact radial.

Q7. Déterminer la durée de vie en heures de ce montage apparié. Le cahier des charges est-il vérifié ?

Le calcul de la durée de vie nominale suit la relation :

$$L_{10^6 \text{ tours}} = \left(\frac{1.62 \times C}{P} \right)^n = \left(\frac{12328}{X.F_r + Y.F_a} \right) \text{ avec } \frac{F_a}{F_r} = 13.3 \geq e = 1.14 \Rightarrow \begin{cases} X = 0.57 \\ Y = 0.93 \end{cases}$$

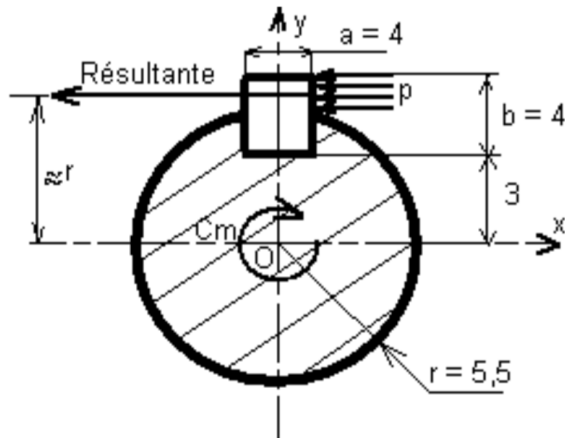
Ainsi : $L_{10^6 \text{ tours}} = \left(\frac{12328}{(0.57 \times 150) + (0.93 \times 2000)} \right) \approx 6.3^3 = 250$. On trouve donc que la durée de vie est de 250 millions de tours.

La durée de vie en heures est : $L_h = \frac{250 \times 10^6}{620} \approx 400\,000 \text{ min} \approx 6700 \text{ h}$. Le critère du cahier des charges est donc validé.

Q8. Quel critère du bon comportement en service de la clavette convient-il d'appliquer ? Préciser l'expression de ce critère en fonction de paramètres qui seront définis sur un dessin en coupe de l'arbre.

Pour une clavette qui travaille au cisaillement et au matage, le calcul au cisaillement donne toujours une longueur plus faible. Le critère de vérification déterminant sera donc la condition de non matage.

Q9. Les dimensions de la clavette sont-elles satisfaisantes, sachant que la pression de matage admissible est 40 MPa.



Hypothèses :

- L'ajustement entre l'arbre et la poulie ne transmet aucun moment autour de l'axe de rotation $(O, \vec{z})$.
- La clavette est parfaitement parallèle à l'axe de rotation et la répartition des pressions sur son flanc latéral est uniforme.
- La clavette de forme C est oblongue à une de ses extrémités, donc $\ell_u = \ell - \frac{a}{2}$

$$p \leq p_{adm} \Rightarrow \frac{R}{S_u} = \frac{C_m}{S_u \cdot r} = \frac{P_m}{S_u \cdot r \cdot \Omega_m} = \frac{P_m}{\ell_u \cdot \frac{b}{2} \cdot r \cdot \Omega_m} \leq p_{adm}$$

Remarque : Le couple moteur C_m est donc : $C_m = \frac{P_m}{\Omega_m} = \frac{250 \times 30}{1390\pi} = 1,7 \text{ N} \cdot \text{m}$

On calcule $p = \frac{250 \times 2 \times 30}{(18 - 2) \times 10^{-3} \times 4 \times 10^{-3} \times 5,5 \times 10^{-3} \times 1390\pi} \approx 10 \text{ MPa}$. Le clavetage est donc correctement dimensionné.

Q10. Dimensionner la solution d'encastrement entre la vis et la poulie réceptrice.

On utilise un arbre cannelé à 6 flancs droits. La hauteur des cannelures est de 2 mm, leur longueur est de 16 mm. Le diamètre de l'arbre cannelé est de 12 mm.

Le couple sur la poulie réceptrice lorsque le rendement du système poulie-courroies est de 1, est

$$C_{recep} = C_m \times \underbrace{\frac{93,5}{30}}_{\text{Mesure sur épure A4}} = 5,3 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

On vérifie $p = \frac{2 \cdot C_{recep}}{A \cdot L \cdot D}$ avec $A = 0,75 \times n \times h$. On a donc $p = \frac{2 \cdot C_{recep}}{0,75 \cdot n \cdot h \cdot L \cdot D}$

$$p = \frac{2 \times 5,3}{0,75 \times 6 \times 2 \times 10^{-3} \times 16 \times 10^{-3} \times 12 \times 10^{-3}} \approx 6,1 \text{ MPa}.$$

La solution est donc correcte.

Q11. Après avoir ajouté, les nervures du socle sur les 3 vues en leur donnant l'orientation qui vous semble la plus favorable, représentez clairement sur les vues 1 et 2 la surface de joint que vous proposez.

Q12. Sur les deux mêmes vues, tracez en trait fort les contours de la pièce en y intégrant les dépouilles qu'il vous paraît nécessaire de prévoir

Q13. Sur la vue 2, dessiner le moule prêt à être coulé. Le système d'alimentation (remplissage + mas-selotage) ne sera pas représenté. Repérer clairement le demi-moule supérieur, le demi-moule inférieur, le ou les noyaux et leurs portées, le ou les jeux fonctionnels.

Q14. Sur la vue 3, dessiner l'élément d'outillage « modèle » en précisant clairement s'il est en une ou plusieurs parties. On ne demande pas le dessin de la boîte à noyaux.

