

Rugosimètre à grande vitesse

1 Présentation générale du rugosimètre à grande vitesse

1.1 Structure générale du rugosimètre à grande vitesse

1.2 Principe de mesure du capteur optique

2 Caractérisation globale du rugosimètre

Question 1 Donner les différents critères de performance et les niveaux associés du rugosimètre.

Correction

Critères de performances	Niveaux associés
Résolution verticale du capteur optique	< 10 nm
Amplitude de lecture	20 μm
Amplitude de l'asservissement (??)	10 mm
Vitesse de déplacement	20 mm s ⁻¹

3 Calculs prévisionnels des actionneurs

3.1 Mise en place du problème

3.2 Positionnement du centre d'inertie

Question 2 Déterminez l'expression littérale de la masse du contrepoids (6) qui assure que le terme (c) de l'expression de la position du centre d'inertie ($\overrightarrow{AG_3} = r \overrightarrow{x_3} - b \overrightarrow{y_3} + c \overrightarrow{z_3}$) est nul. Réalisez l'application numérique. Montrez que dans ce cas, $r = 27,5 \text{ mm}$ avec $\overrightarrow{AG_3} = r \overrightarrow{x_3}$.

Correction

Déterminons la position du centre d'inertie de l'ensemble (3) en utilisant le barycentre des centres d'inertie des pièces qui le compose.

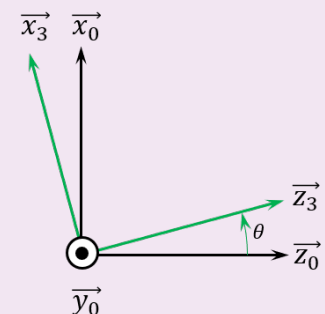
$$(m_4 + m_5 + m_6) \overrightarrow{AG_3} = m_4 \overrightarrow{AG_4} + m_5 \overrightarrow{AG_5} + m_6 \overrightarrow{AG_6}.$$

On souhaite que $\overrightarrow{AG_3} \cdot \overrightarrow{z_3}$ soit nul. En conséquences, $m_4 \overrightarrow{AG_4} \cdot \overrightarrow{z_3} + m_5 \overrightarrow{AG_5} \cdot \overrightarrow{z_3} + m_6 \overrightarrow{AG_6} \cdot \overrightarrow{z_3} = 0$.

$$\text{On a alors : } -m_4 b_4 \overrightarrow{y_0} \cdot \overrightarrow{z_3} - m_5 c_5 + m_6 c_6 = 0 \Leftrightarrow -m_5 c_5 + m_6 c_6 = 0. \Leftrightarrow m_6 = m_5 \frac{c_5}{c_6}.$$

$$\text{Application numérique : } m_6 = \frac{5 \times 10^{-3} \times 10}{25} = 2 \times 10^{-3} \text{ kg.}$$

$$\text{Par ailleurs, on cherche } r_3; \text{ donc } (m_4 + m_5 + m_6) \overrightarrow{AG_3} \cdot \overrightarrow{x_3} = m_4 \overrightarrow{AG_4} \cdot \overrightarrow{x_3} + m_5 \overrightarrow{AG_5} \cdot \overrightarrow{x_3} + m_6 \overrightarrow{AG_6} \cdot \overrightarrow{x_3} \text{ soit } (m_4 + m_5 + m_6) r = m_5 a_5 + m_6 a_6; \text{ donc } r = \frac{m_5 a_5 + m_6 a_6}{m_4 + m_5 + m_6}.$$

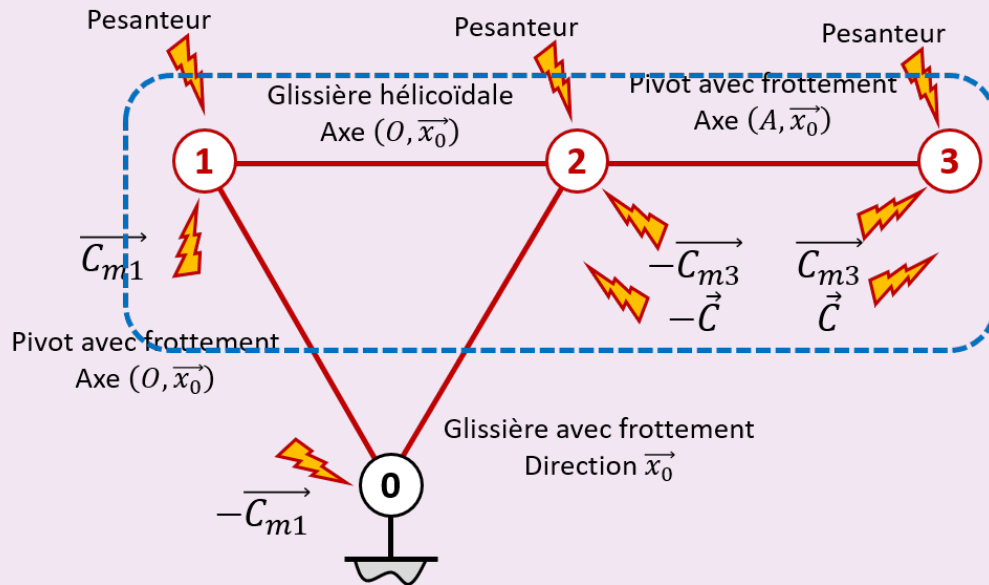


Application numérique : $r = \frac{5 \times 10^{-3} \times 40 + 2 \times 10^{-3} \times 10}{10^{-3} + 5 \times 10^{-3} + 2 \times 10^{-3}} = \frac{220}{8} = 27,5 \text{ mm}$.
Pour finir, il faudrait vérifier que $b = 0 \text{ mm}$.

3.3 Équations dynamiques

Question 3 Tracer le graphe de liaisons associé au système. Préciser les actions mécaniques.

Correction



Question 4 Déterminer méthodiquement $\overrightarrow{\delta(A, 3/0)} \cdot \vec{y}_3$.

Correction

Calcul de $\overrightarrow{\delta(A, 3/0)} \cdot \vec{y}_3 = \frac{d}{dt} [\overrightarrow{\sigma(A, 3/0)}]_{\mathcal{R}_0} \cdot \vec{y}_3 + m_3 (\overrightarrow{V(A/0)} \wedge \overrightarrow{V(G_3, 3/0)}) \cdot \vec{y}_3$.

• $\frac{d}{dt} [\overrightarrow{\sigma(A, 3/0)}]_{\mathcal{R}_0} \cdot \vec{y}_3 = \frac{d}{dt} [\overrightarrow{\sigma(A, 3/0)} \cdot \vec{y}_3] + \underbrace{\overrightarrow{\sigma(A, 3/0)} \cdot \frac{d}{dt} [\vec{y}_3]}_0$.

• De plus $\overrightarrow{\sigma(A, 3/0)} = I_A(3) \overrightarrow{\Omega(3/0)} + m_3 \overrightarrow{AG_3} \wedge \overrightarrow{V(A, 3/0)} = \begin{pmatrix} A & -F & -E \\ -F & B & -D \\ -E & -D & C \end{pmatrix}_{A, \mathcal{R}_3} \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{pmatrix}_{\mathcal{R}_3} + m_3 r \vec{x}_3 \wedge \dot{\vec{x}}_0$

$= \begin{pmatrix} -F \dot{\theta} \\ B \dot{\theta} \\ -D \dot{\theta} \end{pmatrix}_{\mathcal{R}_3} - m_3 r \sin \theta \dot{\vec{x}}_0$. Par suite, $\frac{d}{dt} [\overrightarrow{\sigma(A, 3/0)} \cdot \vec{y}_3] = B \ddot{\theta} - m_3 r \dot{\theta} \cos \theta - m_3 r \sin \theta \ddot{x}$.

• $\overrightarrow{V(A/0)} = \dot{\vec{x}}_0$.

• $\overrightarrow{V(G_3, 3/0)} = \overrightarrow{V(A, 3/0)} + \overrightarrow{G_3 A} \wedge \overrightarrow{\Omega(3/0)} = \dot{\vec{x}}_0 - r \vec{x}_3 \wedge \dot{\theta} \vec{y}_3 = \dot{\vec{x}}_0 - r \dot{\theta} \vec{z}_3$.

• $m_3 (\overrightarrow{V(A/0)} \wedge \overrightarrow{V(G_3, 3/0)}) \cdot \vec{y}_3 = m_3 (\dot{\vec{x}}_0 \wedge (\dot{\vec{x}}_0 - r \dot{\theta} \vec{z}_3)) \cdot \vec{y}_3 = m_3 (\dot{\vec{x}}_0 \wedge -r \dot{\theta} \vec{z}_3) \cdot \vec{y}_3 = -r \dot{\theta} m_3 \dot{\vec{x}}_0 \cdot (\vec{z}_3 \wedge \vec{y}_3) \cdot \vec{x}_0 = r \dot{\theta} m_3 \dot{\vec{x}}_0 \cdot \vec{x}_0 = r \dot{\theta} m_3 \dot{x} \cos \theta$.

Au final, $\overrightarrow{\delta(A, 3/0)} \cdot \vec{y}_3 = B \ddot{\theta} - m_3 r \dot{\theta} \cos \theta - m_3 r \sin \theta \ddot{x} + r \dot{\theta} m_3 \dot{x} \cos \theta$

Question 5 Isoler l'ensemble (3) et réaliser le BAME puis écrire le théorème du moment dynamique en (A) en projection sur \vec{y}_0 . Écrire votre résultat sous la forme $d \ddot{\theta} + e \dot{x} + f \dot{\theta} + g \theta = h$ (les termes d, e, f, g et h peuvent dépendre de θ).

Correction

- On isole 3.
- Bilan des actions mécaniques extérieures.
 - Action de la liaison pivot de (2) sur (3) avec frottement visqueux : $\{\mathcal{T}(2 \rightarrow 3)\}$ tel que $\overrightarrow{\mathcal{M}}(A, 2 \rightarrow 3) \cdot \vec{y}_3 = -f_3 \dot{\theta}$.
 - Action du moteur entre (2) et (3) : $\{\mathcal{T}(2_m \rightarrow 3)\}$ tel que $\overrightarrow{\mathcal{M}}(A, 2_m \rightarrow 3) \cdot \vec{y}_3 = C_{m3}$.
 - Action du ressort entre (2) et (3) : $\{\mathcal{T}(2_r \rightarrow 3)\}$ tel que $\overrightarrow{\mathcal{M}}(A, 2_r \rightarrow 3) \cdot \vec{y}_3 = C_r = -(K_{tors} \theta + C_0)$.
 - Action de pesanteur sur (3) : $\{\mathcal{T}(pes \rightarrow 3)\} = \left\{ \begin{array}{c} -m_3 g \vec{z}_0 \\ 0 \end{array} \right\}_{G_3}$ avec $\overrightarrow{\mathcal{M}}(A, pes \rightarrow 3) \cdot \vec{y}_3 = (\overrightarrow{AG_3} \wedge -m_3 g \vec{z}_0) \cdot \vec{y}_3 = (r \vec{x}_3 \wedge -m_3 g \vec{z}_0) \cdot \vec{y}_3 = -r m_3 g (\vec{y}_3 \wedge \vec{x}_3) \cdot \vec{z}_0 = r m_3 g \vec{z}_3 \cdot \vec{z}_0 = r m_3 g \cos \theta$.
- On applique le TMD à 3 en A : $C_{m3} - f_3 \dot{\theta} - (K_{tors} \theta + C_0) + r m_3 g \cos \theta = r \dot{\theta} m_3 \dot{x} \cos \theta + B \ddot{\theta} - m_3 r \dot{x} \dot{\theta} \cos \theta - m_3 r \sin \theta \ddot{x}$ et donc $C_{m3} - f_3 \dot{\theta} - (K_{tors} \theta + C_0) + r m_3 g \cos \theta = B \ddot{\theta} - m_3 r \sin \theta \ddot{x}$.
- Par ailleurs à l'équilibre, lorsque $\theta = 0$, le ressort doit équilibrer la charge, indépendamment du moteur 3 ; donc $C_0 = r m_3 g$.
- Au final $C_{m3} - f_3 \dot{\theta} - (K_{tors} \theta + r m_3 g) + r m_3 g \cos \theta = B \ddot{\theta} - m_3 r \sin \theta \ddot{x}$ soit $B \ddot{\theta} - m_3 r \sin \theta \ddot{x} + f_3 \dot{\theta} + K_{tors} \theta = C_{m3} + r m_3 g (\cos \theta - 1)$

Question 6 Isoler $\{2+3\}$ et réaliser le Théorème de la Résultante dynamique en projection sur \vec{x}_0 .

Correction

- On isole $\{2+3\}$.
- Bilan d'actions mécaniques
 - Hélicoïdale $\{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\}$ avec $\overrightarrow{R}(1 \rightarrow 2) \cdot \vec{x}_0 = X_{12}$.
 - Glissière avec frottement $\{\mathcal{T}(0 \rightarrow 2)\}$ avec $\overrightarrow{R}(0 \rightarrow 2) \cdot \vec{x}_0 = -f_2 \dot{x}$.
 - Pesanteur sur 2.
 - Pesanteur sur 3.
- On applique le TRD suivant \vec{x}_0 .
 - $\overrightarrow{R}_d(2/0) \cdot \vec{x}_0 = m_2 \ddot{x}$.
 - $\overrightarrow{R}_d(3/0) \cdot \vec{x}_0 = m_3 \left(\ddot{x} - r \ddot{\theta} \vec{z}_3 \cdot \vec{x}_0 - r \dot{\theta} \frac{d}{dt} [\vec{z}_3]_{\mathcal{R}_0} \cdot \vec{x}_0 \right) = m_3 (\ddot{x} + r \ddot{\theta} \sin \theta + r \dot{\theta}^2 \cos \theta)$.
 - on a donc : $X_{12} - f_2 \dot{x} = m_2 \ddot{x} + m_3 (\ddot{x} + r \ddot{\theta} \sin \theta + r \dot{\theta}^2 \cos \theta)$.

Question 7 Isoler 1 et réaliser le Théorème du Moment Dynamique en projection sur \vec{x}_0 en O. Conclure.

Correction

3.4 Détermination des couples moteurs

Question 8 En utilisant les simplifications mentionnées, déterminez, dans la phase d'accélération, puis dans la phase de déplacement à vitesse constante, les expressions littérales de C_{m1} et C_{m3} . Calculez la valeur du couple C_{m1} maximal ($V_0 = 0,2 \text{ m s}^{-1}$, $A_{cMax} = 0,2 \text{ m s}^{-2}$).

Correction En tenant compte des hypothèses : $C_{m3} = B \ddot{\theta} - m_3 r \theta \ddot{x} + f_3 \dot{\theta}$

$$C_{m1} = -\dot{x} \left(f_1 \frac{2\pi}{\text{pas}} + f_2 \frac{\text{pas}}{2\pi} \right) - \ddot{x} \left((m_3 + m_2) \frac{\text{pas}}{2\pi} + J_1 \frac{2\pi}{\text{pas}} \right)$$

Le couple maximal est atteint en fin d'accélération. Dans les conditions données, le temps d'accélération est donné par $V_0 = A_{cMax} t_a$ soit $t_a = \frac{A_{cMax}}{V_0} = 1 \text{ s}$.

$$\text{On a donc } C_{m1 \text{ max}} = -V_0 \left(f_1 \frac{2\pi}{\text{pas}} + f_2 \frac{\text{pas}}{2\pi} \right) - A_{cMax} \left((m_3 + m_2) \frac{\text{pas}}{2\pi} + J_1 \frac{2\pi}{\text{pas}} \right) = -0,128 \text{ Nm.}$$

4 Commande de l'unité de rotation (UR)

4.1 Caractérisation globale de l'unité de mesure

Question 9 En supposant que le système se déplace à vitesse constante (pas de perturbation), déterminez la fonction de transfert globale de l'unité de mesure : $F_{G\text{ mes}}(p) = \frac{Z_{\text{mes}}(p)}{Z_{\text{pro}}(p)}$.

Correction On note $G(p) = H_{\text{moy}}(p)K_{\text{ada}}H_{\text{rot}}(p)K_{\text{bras}}$.

On a alors $Z_{\text{mes}}(p) = \Delta_z(p) + Z_p = (Z_{\text{pro}}(p) - Z_p(p))H_{\text{opt}}(p) + Z_p(p)$. De plus $Z_p(p) = Z_{\text{mes}}(p)G(p)$; donc

$$Z_{\text{mes}}(p) = (Z_{\text{pro}}(p) - Z_{\text{mes}}(p)G(p))H_{\text{opt}}(p) + Z_{\text{mes}}(p)G(p) \Leftrightarrow Z_{\text{mes}}(p)(1 + G(p)H_{\text{opt}}(p) - G(p)) = Z_{\text{pro}}(p)H_{\text{opt}}(p).$$

$$\text{Au final, } F_{G\text{ mes}}(p) = \frac{H_{\text{opt}}(p)}{1 + G(p)H_{\text{opt}}(p) - G(p)} = \frac{H_{\text{opt}}(p)}{1 + H_{\text{moy}}(p)K_{\text{ada}}H_{\text{rot}}(p)K_{\text{bras}}(H_{\text{opt}}(p) - 1)}$$

4.2 Calcul de la moyenne mobile

Question 10 Montrez que la transmittance $H_{\text{moy}}(p)$ peut se mettre sous la forme : $H_{\text{moy}}(p) = \frac{Z_c(p)}{Z_{\text{mes}}(p)} = \frac{1 - e^{-p\tau}}{p\tau}$.

Correction On a $z_c(t) = \frac{1}{\tau} \int_{t-\tau}^t z_{\text{mes}}(v)dv = \frac{1}{\tau} \left(\int_0^t z_{\text{mes}}(v)dv - \int_0^{t-\tau} z_{\text{mes}}(v)dv \right)$. En passant dans le domaine de Laplace en utilisant le théorème de l'intégration et du retard, on a : $Z_c(p) = \frac{1}{\tau} \left(\frac{1}{p} Z_{\text{mes}}(p) - \frac{1}{p} Z_{\text{mes}}(p)e^{-\tau p} \right) = \frac{1}{\tau p} Z_{\text{mes}}(p)(1 - e^{-\tau p})$.

$$\text{On a donc } H_{\text{moy}}(p) = \frac{Z_c(p)}{Z_{\text{mes}}(p)} = \frac{1 - e^{-p\tau}}{p\tau}.$$

4.3 Etude détaillée de l'unité de rotation

4.3.1 Identification des paramètres de la tête optique

Question 11 En utilisant la réponse indicielle de la ??, justifiez et critiquez le modèle qui a été retenu pour décrire, d'un point de vue mécanique, la fonction de transfert de la tête optique et du système de rappel : $H_{\text{tête}}(p) = \frac{K_t}{1 + \frac{2\xi p}{\omega_0} + \frac{p^2}{\omega_0^2}}$.

Vous analyserez très finement les différents dépassements. Donnez, après identification, les valeurs numériques et les unités des paramètres (K_t , ξ , ω_0). Expliquez clairement votre démarche d'identification. Vous pouvez utiliser les abaques des figures ?? et ??. Toutes les grandeurs mesurées sur les figures ??, ?? et ?? devront être mentionnées sur les figures du document réponse.

Correction La tangente nulle à l'origine et les multiples dépassements peuvent indiquer que le comportement du système est celui d'un ordre 2 avec $\xi < 0,7$.

Ici le premier dépassement est de 30 % et le second dépassement est de 40 %. cet accroissement du dépassement indique qu'un ordre 2 ne sera qu'un modèle approché.

En utilisant les abaques, un premier dépassement de 30 % permet de choisir un coefficient d'amortissement $\xi = 0,35$.

La pseudo période est de l'ordre de 0,023 s soit une pulsation approximativement de 290 rad s⁻¹.

Enfin, le gain est donné par $\frac{158 \times 10^{-6} \text{ rad}}{2,5 \times 10^{-3} \text{ A}} = K_{\text{mot}}K_t$ soit $K_t = \frac{158 \times 10^{-6} \text{ rad}}{2,5 \times 10^{-3} \text{ A} \cdot 0,05 \text{ Nm A}^{-1}} = \frac{158 \times 10^{-6} \text{ rad}}{2,5 \times 10^{-3} \times 0,05 \text{ Nm}} = 1,2 \text{ rad Nm}^{-1}$.

Question 12 Donnez les relations liant les paramètres de la fonction de transfert $H_{\text{tête}}(p)$ et ceux utilisés à la question 5 (calcul de (C_{m3}) , qui est maintenant noté (C_m) , lorsque l'accélération est nulle et lorsque l'on reste au voisinage de $(\theta = 0^\circ)$). Donnez les valeurs numériques des coefficients K_{tors} (raideur du ressort torsion), f_3 (coefficient de frottement visqueux) et B (moment d'inertie).

Correction En reprenant l'équation précédente, on a $C_{m3} = B\ddot{\theta} + K_{\text{tor}}\theta + f_3\dot{\theta}$. En passant dans le domaine de Laplace, on a $H_{\text{tete}}(p) = \frac{\theta(p)}{C_{m3}(p)} = \frac{1}{Bp^2 + f_3p + K_{\text{tor}}} = \frac{\frac{1}{K_{\text{tor}}}}{\frac{B}{K_{\text{tor}}}p^2 + \frac{f_3}{K_{\text{tor}}}p + 1}$.

On a donc $\frac{1}{K_{\text{tor}}} = K_t$ soit $K_{\text{tor}} = \frac{1}{K_t} = 0,83 \text{ Nm rad}^{-1}$.

$\frac{2\xi}{\omega_0} = \frac{f_3}{K_{\text{tor}}}$ soit $f_3 = \frac{2\xi K_{\text{tor}}}{\omega_0} = 1 \times 10^{-3} \text{ Nms rad}^{-1}$

$\frac{1}{\omega_0^2} = \frac{B}{K_{\text{tor}}}$ soit $B = \frac{K_{\text{tor}}}{\omega_0^2} = 9,3 \times 10^{-6} \text{ kg m}^2$

4.3.2 Choix du correcteur

Question 13 Donnez, parmi ces trois choix, le ou les correcteurs qui respecte(nt) les critères de précision. Quelles sont les conséquences sur la stabilité de ces correcteurs? Quel est votre choix final (justifiez votre réponse). Vos réponses devront être clairement argumentées (résultats de cours ou démonstrations).

Correction

La FTBO du système est donné par $\text{FTBO}(p) = H_{\text{cor}}(p)K_{\text{mot}}H_{\text{tete}}(p)$ avec $H_{\text{tete}}(p)$ une fonction d'ordre 2 et de classe 0.

	Correcteur P	Correcteur PI	Correcteur « II »
	$C(p) = K_p$	$C(p) = K_p + \frac{K_I}{p}$	$C(p) = \frac{K_p}{p^2}$
Classe de la BO	0	1	2
Stabilité	Oui	???	Non
Ecart statique	$\frac{1}{1 + K_p K_t K_{\text{mot}}}$	0	(0)
Ecart de trainage	∞	$\frac{1}{K_p K_t K_{\text{mot}} / K_I}$	(0)

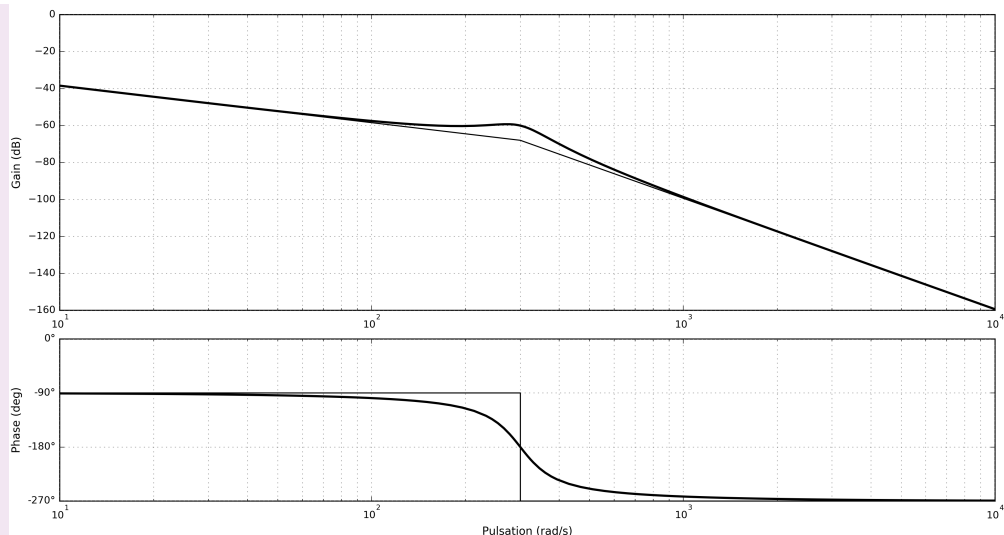
Le choix se tourne vers le correcteur proportionnel intégral en réglant les paramètres permettant de garantir la stabilité et l'erreur de trainage souhaitée.

Pour diverses raisons, que nous n'exposerons pas dans le sujet, le choix des concepteurs s'est finalement porté sur un correcteur dont la fonction de transfert est $H_{\text{cor}}(p) = \frac{K_p}{p}$ et dont il reste à déterminer le coefficient (K_p).

Le cahier des charges de l'unité de rotation nous impose d'avoir des marges de stabilité suffisantes, tout en ayant un système qui soit le plus rapide possible. La marge de phase doit être d'au moins 45° et la marge de gain minimale est de 6 dB.

Question 14 Déterminez (en justifiant votre réponse, votre démarche) le gain (K_p) optimal, vis-à-vis des marges de stabilité, du correcteur. Vous pouvez utiliser et compléter, si vous le jugez nécessaire, les diagrammes du document réponse (graphe semi-logarithmique).

Correction On a $\text{FTBO}(p) = \frac{0,12}{1 + \frac{2 \times 0,2}{300}p + \frac{p^2}{300^2}} \frac{K_p}{p}$.



Le système est stable.

Pour avoir une marge de phase de 45° , il faut remonter le gain de 60 dB soit $K_p = 1000$.

De m le pour avoir une marge de gain de 6 dB, il faut remonter le gain de 54 dB.

Question 15 *Déterminer parmi ces trois courbes, celle qui présente le meilleur temps de réponse à 1 %. Donnez ce temps de réponse à 1 %. Réalisez les tracés nécessaires sur le document réponse. Expliciter votre choix final du coefficient K_p et conclure sur la commande de l'unité de rotation.*

Correction

$90\%K_p$	0,095 s
K_p marge stab.	0,103 s
$110\%K_p$	0,115 s

Choix, rien ne semble empêcher de prendre le gain correspondant au respect des marges....

5 Amélioration de l'unité de positionnement en Z

5.1 Modification de l'unité de positionnement vertical du point focal

5.1.1 Solution technique du système quatre barres

Question 16 *Donnez la(les) relation(s) qu'il faut respecter entre les paramètres (l_3, l_4, l_5, f) pour que la tête optique (fixée à (4)) n'ait aucun mouvement de rotation par rapport à (0). Vous justifierez rapidement votre proposition. Quelle est la nature du mouvement entre (4) et (0) ?*

Correction Pour que 4 n'ait aucun mouvement de rotation par rapport (0) il faut par exemple que (BE) et (CD) soient systématiquement parallèles. Pour cela, le quadrilatère (BCDE) doit être un parallélogramme et donc $l_4 = f$ et $l_3 = l_4$.

Le mouvement de (4) par rapport (0) est une translation circulaire.

Question 17 *Calculez la mobilité et le degré d'hyperstaticité de ce modèle du mécanisme (0, 3, 4, 5). Commentez la valeur du degré d'hyperstaticité obtenu (avantages / inconvénients) pour le modèle du mécanisme étudié dont la fonction est d'assurer un positionnement vertical.*

Correction Pour le système 4 barres (0, 3, 4, 5) il y a une mobilité.

Il y a 4 liaisons pivot donc 4 inconnues cinématiques.

Ces 4 barres forment un cycle. Il y a donc 6 équations cinématiques.

Au final, $h = m - I_c + E_c = 1 - 4 + 6 = 3$.

Le modèle est donc hyperstatique, permettant une plus grande rigidité du mécanisme. Cela est préférable

pour assurer la robustesse du mécanisme et éviter la rotation de la tête.

Question 18 Proposez une solution technique pour réaliser des liaisons pivot sans jeu. Dessinez, à main levée, un schéma technique spatial représentant le système quatre barres avec ces différentes solutions techniques pour les liaisons.

Correction Chacune des liaisons pivot peut être assurée, par exemple par la réalisation d'une rotule et d'une linéaire annulaire...

5.1.2 Transmission du mouvement entre le moteur couple et la tête optique

Question 19 Quelles sont les raisons qui ont conduit le concepteur de ce mécanisme à choisir cette disposition ?

Correction ...

Question 20 Proposez, en justifiant votre réponse, une solution (liaison 1 et liaison 2) permettant d'obtenir un modèle de mécanisme (0, 1, 2, 3) isostatique.

Correction Pour rendre le modèle isostatique, on peut par exemple utiliser des rotules à la place des liaisons 1 et 2. On aurait donc :

- $m = 2$;
- $I_c = 8$;
- $E_c = 6$;
- $h = 2 - 8 + 6 = 0$: modèle isostatique.