

Exosquelette lombaire JAPET

Question 1 Donner la résolution en degrés d'un codeur de 1000 fentes et 2 voies de mesures en quadrature.

Question 2 Donner l'allure d'un signal en PWM de rapport cyclique 25%.

1 Introduction

1.1 Présentation générale

1.2 Pré-dimensionnement des quatre actionneurs

Objectif Quantifier la force de traction à exercer par chaque actionneur linéaire pour atteindre un seuil de diminution de la pression intra-discale.

Question 3 Après analyse des courbes de la figure ??, justifier que la force de traction choisie par le constructeur, afin de limiter la pression intra-discale, est de 40 N par actionneur.

Correction On constate à la lecture des courbes qu'au-delà de 40 N de traction des vérins, la pression discale n'est plus diminuée. C'est sûrement la raison qui a poussé le constructeur à limiter l'effort de traction à 40 N.

1.3 Validation expérimentale du pré-dimensionnement des quatre actionneurs linéaires

Objectif Montrer qu'il est possible de diminuer la pression intra-discale de 25 à 50% dans le cas d'une utilisation au quotidien de l'exosquelette.

Question 4 Déterminer, pour les trois positions du capteur de pression dans le disque intervertébral L3-L4, la diminution moyenne de la pression intra-discale (en %) pendant les deux minutes d'application de l'effort de traction, sans prendre en compte la phase transitoire de 0 à 0,5 min.

Correction

- Capteur en position avant : en régime permanent, la pression normalisée est de 0,78 soit une diminution de la pression de 22 %.
- Capteur en position arrière : en régime permanent, la pression normalisée est de 0,74 soit une diminution de la pression de 24 %.
- Capteur en position milieu : en régime permanent, la pression normalisée est de 0,52 soit une diminution de la pression de 48 %.

Les vérins diminuent globalement la pression interdiscale, notamment sur la partie centrale du disque.

1.4 Problématique et organisation de l'étude

2 Étude de l'amplitude du déplacement de l'actionneur pour conserver un mouvement naturel

Objectif Déterminer la course des actionneurs permettant de suivre les mouvements du corps conformément à l'exigence Id2 du cahier des charges partiel.

2.1 Analyse des exigences 2.1 et 2.2

Question 5 Déterminer l'expression de la longueur $l_2(t)$ en fonction de $\varphi(t)$, $h(t)$, b et a .

Correction En utilisant une fermeture géométrique, on a ; $\overrightarrow{OE} + \overrightarrow{ED} + \overrightarrow{DC} + \overrightarrow{CO} = \overrightarrow{0}$ et $a \vec{x} + l_2(t) \vec{y}_2 - b \vec{x}_3 - h(t) \vec{y} = \overrightarrow{0}$

En projetant, l'équation vectorielle sur \vec{x} et \vec{y} , on obtient :

$$\begin{cases} a + l_2(t) \sin \beta - b \cos \varphi = 0 \\ l_2(t) \cos \beta - b \sin \varphi - h(t) = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_2(t) \sin \beta = b \cos \varphi - a \\ l_2(t) \cos \beta = b \sin \varphi + h(t) \end{cases} \Rightarrow l_2^2(t) = (b \cos \varphi - a)^2 + (b \sin \varphi + h(t))^2$$

Question 6 Le point C restant sur l'axe (O, \vec{y}) , déterminer la course du vérin 2 à partir du protocole défini précédemment pour les valeurs $a = 100$ mm, $b = 150$ mm, $h_0 = 100$ mm et $\Delta h = 50$ mm.

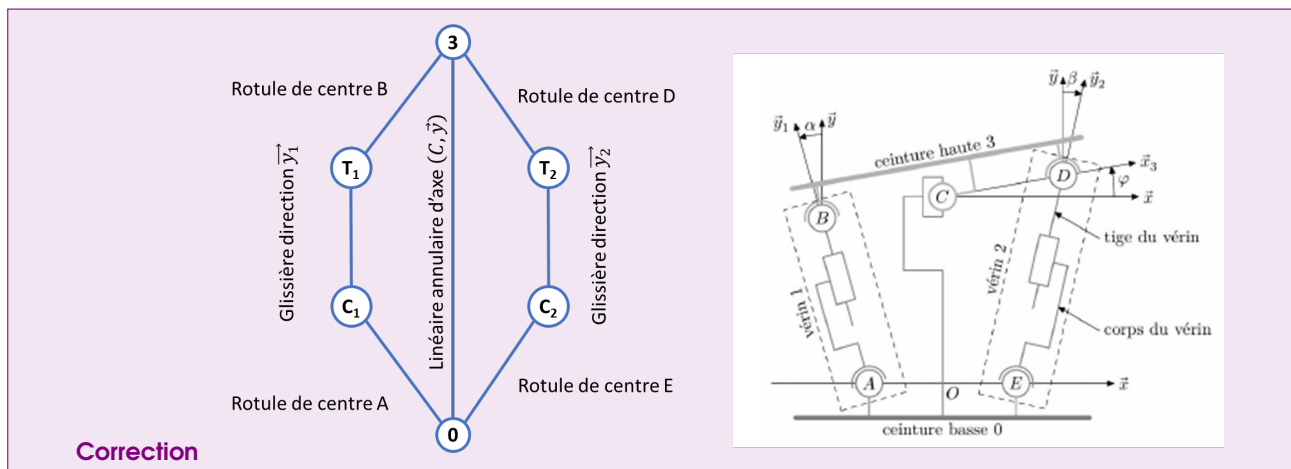
Correction En $t = 0$, on a $\varphi = 0$ et donc $l_2^2(t) = (b - a)^2 + h(t)^2 \Leftrightarrow l_2^2(t) = (b - a)^2 + h(t)^2$. On a donc $l_2(0) = 112$ mm.

Le vérin sera davantage déployé si l'exosquelette est incliné en plus d'être décalé sur h . En $t = T$, $\varphi = 20^\circ$ et $h = 150$ on a $l_2(0) = 205$ mm.

Au final la course du vérin est de 93 mm.

2.2 Analyse de la structure cinématique de l'exosquelette

Question 7 Tracer le graphe des liaisons associé au modèle d'exosquelette proposé figure ??.



Question 8 Sans calcul, proposer une méthode permettant de déterminer la liaison équivalente entre la ceinture basse 0 et la ceinture haute 3.

Correction

- Sur la branche 0 – C₁ – T₁ – 3, les liaisons sont en série. On va sommer les torseurs cinématiques pour déterminer la liaison équivalente.
- Sur la branche 0 – C₂ – T₂ – 3, les liaisons sont en série. On va sommer les torseurs cinématiques pour déterminer la liaison équivalente.
- Les pièces 0 et 3 sont alors reliées par 3 liaisons en parallèle. On somme donc les torseurs statiques..

On peut intuitivement que les liaisons vérins entre deux rotules forment des liaisons libres (6 degrés de liberté). La liaison équivalente sera donc la liaison annulaire d'axe (C, \vec{y}) .

Question 9 Exprimer le torseur cinématique de la liaison équivalente entre le solide 3 et le solide 0 en passant par le vérin 1 au point B. Exprimer ensuite le torseur de la liaison des actions mécaniques.

Correction On a $\{\mathcal{V}(3/0)\} = \{\mathcal{V}(3/T_1)\} + \{\mathcal{V}(T_1/C_1)\} + \{\mathcal{V}(C_1/0)\}$.

Seul $\{\mathcal{V}(C_1/0)\}$ est à déplacer au point B.

$$\begin{aligned} \text{On a } \overrightarrow{V(B, C_1/0)} &= \overrightarrow{V(A, C_1/0)} + \overrightarrow{BA} \wedge \overrightarrow{\Omega(C_1/0)} = -\ell_1 \overrightarrow{y_1} \wedge (\dot{\psi}_1 \overrightarrow{z} + \dot{\theta}_1 \overrightarrow{u} + \dot{\alpha}_1 \overrightarrow{z_1}) \\ &= -\ell_1 (\dot{\psi}_1 \overrightarrow{y_1} \wedge \overrightarrow{z} + \dot{\theta}_1 \overrightarrow{y_1} \wedge \overrightarrow{u} + \dot{\alpha}_1 \overrightarrow{y_1} \wedge \overrightarrow{z_1}) = -\ell_1 (\dot{\psi}_1 \overrightarrow{y_1} \wedge (\cos \theta_1 \overrightarrow{z_1} + \sin \theta_1 \overrightarrow{w}) - \dot{\theta}_1 \cos \alpha_1 \overrightarrow{z_1} + \dot{\alpha}_1 \overrightarrow{x_1}) \\ &= -\ell_1 (\dot{\psi}_1 (\cos \theta_1 \overrightarrow{x_1} - \sin \theta_1 \sin \alpha_1 \overrightarrow{z_1}) - \dot{\theta}_1 \cos \alpha_1 \overrightarrow{z_1} + \dot{\alpha}_1 \overrightarrow{x_1}) = u_1 \overrightarrow{x_1} + v_1 \overrightarrow{y_1} + w_1 \overrightarrow{z_1}. \end{aligned}$$

$$\text{Au final, } \{\mathcal{V}(3/0)\} = \left\{ \begin{array}{l} \dot{\psi}_2 \overrightarrow{x_1} + \dot{\theta}_2 \overrightarrow{y_1} + \dot{\alpha}_2 \overrightarrow{z_1} + \dot{\psi}_1 \overrightarrow{z} + \dot{\theta}_1 \overrightarrow{u} + \dot{\alpha}_1 \overrightarrow{z_1} \\ u_1 \overrightarrow{x_1} + v_1 \overrightarrow{y_1} + \ell_1 \dot{\psi}_1 \overrightarrow{y_1} + w_1 \overrightarrow{z_1} \end{array} \right\}_B$$

Il s'agit d'une liaison à 6 degrés de libertés (3 rotations et 3 translation). Il s'agit d'une liaison libre.

Le torseur statique associé est le torseur nul $\{\mathcal{T}(3 \rightarrow 0)\} = \{0\}$.

Question 10 Déterminer la liaison équivalente entre le solide 3 et le solide 0. En déduire le nombre de mobilités utiles du modèle.

Correction Pour trouver la liaison équivalente de 3 par rapport à 0, on réalise la somme des 3 torseurs statiques, dont deux sont nuls.

Il ne reste que la liaison linéaire annulaire initiale.

La liaison à 4 degrés de liberté, il y a donc 4 mobilités utiles.

Question 11 Déterminer méthodiquement le degré d'hyperstatisme du modèle proposé figure ??.

Correction En utilisant une méthode cinématique, on a :

- $m = 4 + 2 = 6$: il y a deux vérins birotulés qui ont chacun une rotation propre autour de leur axe.
- $I_c = 4 \times 3 + 2 \times 1 + 1 \times 4 = 18$: 4 rotules à 4 DDL, 2 glissière à 1 DDL et 1 LA à 4 DDL.
- $E_C = 2 \times \gamma = 12$ équations.

Au final, $h = m - I_C + E_C = 6 - 18 + 12 = 0$. Le système est isostatique.

3 Élaboration du modèle de connaissance d'un actionneur linéaire placé sur un banc d'essai

3.1 Étude de la dynamique de l'actionneur linéaire dans le cas particulier représentatif de la mise en précontrainte étudiée à la question 5 modélisant le système dans cette configuration particulière

Objectif Définir un modèle de connaissance de la dynamique du système permettant d'obtenir les équations d'un modèle de simulation comparable aux mesures du banc d'essai.

Question 12 En prenant compte les solides 0, 1, 2 et 3 uniquement, donner le degré d'hyperstatisme du mécanisme.

Correction • $h = m - E_S + I_S$;

- $m = 1$, mobilité utile ;
- $E_S = 6 \times 3 = 18$;
- $I_S = 21$ (2 pivots, 1 glissière, 1 hélicoïdale et 1 engrenage » 1 ponctuelle).
- $h = 1 - 18 + 21 = 4$.

Question 13 En prenant soin de préciser le solide isolé et le théorème utilisé, déterminer l'expression littérale de la résultante $\vec{F}_{cap \rightarrow 4}$ en projection sur \vec{y}_0 , en fonction de K_{res} et $y(t)$.

Correction On isole le solide 4.

- BAME – 4 est soumis à :
 - l'action mécanique transmise par la liaison glissière entre 3 et 4 d'axe \vec{y}_0 ;
 - l'action du capteur $\vec{F}_{cap \rightarrow 4}$;
 - l'effort de rappel du ressort $-K_{res} y(t) \vec{y}_0$.

Le Théorème de la Résultante Statique (solide (4) immobile) projetée selon \vec{y}_0 donne :

$$0 = \vec{F}_{\text{cap} \rightarrow 4} \cdot \vec{y}_0 - K_{\text{res}} y(t)$$

Question 14 Déterminer le rapport $\frac{\omega_{1/3}}{\omega_{2/3}}$ en fonction de Z_1 et Z_2 et faire l'application numérique. En déduire l'expression de $\vec{V}_{J,3/R_0}$ en fonction de $\omega_m(t)$, pas et λ .

Correction On a un système pignon + roue dentée à axes fixes, donc : $\frac{\omega_{1/3}}{\omega_{2/3}} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -1$.

Par composition des vitesses : $\vec{V}_{J,3/R_0} = \vec{V}_{J,3/2} + \vec{V}_{J,2/R_0}$, or $\vec{V}_{J,3/2} = \vec{0}$ car J est situé sur l'axe de rotation de la liaison pivot entre (3) et (2). De plus $\vec{V}_{J,2/R_0} = \frac{\text{pas}}{2\pi} \omega_{2/R_0} \vec{y}_0$.

Encore par composition des vitesses $\omega_{2/R_0} = \omega_{2/3} + \omega_{3/R_0}$ et $\omega_{3/R_0} = 0$ par la liaison glissière entre (3) et (0). De plus $\omega_{2/3} = -\omega_{1/3} = -\lambda \omega_m(t)$.

Pour conclure $\vec{V}_{J,3/R_0} = -\frac{\text{pas}}{2\pi} \lambda \omega_m(t) \vec{y}_0$.

On note $\Sigma = \{(0), \text{arbre moteur}, (1), (2), (3), \text{ressort}, (4)\}$ l'ensemble mobile en mouvement par rapport à R_0 .

3.2 Étude de l'effort d'assistance nécessaire au soutien lombaire

Objectif Proposer un modèle de connaissance de l'asservissement en force, le valider par comparaison avec une mesure sur un banc d'essai et vérifier les performances de l'actionneur linéaire sur un banc d'essai. Ce modèle permettra de valider une commande pour le cas spécifique étudié.

3.2.1 Mise en place d'un modèle de connaissance

Question 15 Après avoir transformé les équations précédentes dans le domaine de Laplace, exprimer les gains K_3 et K_5 en fonction de Q , k_c et T .

Correction Dans le domaine de Laplace et en utilisant les conditions de Heaviside, on a : $U_I(p) = R I_m(p)$, $I_{\text{eq}} p \Omega_m(p) = Q \cdot C_m(p) - C_r(p)$, $C_r(p) = T \cdot Y(p)$, $C_m(p) = k_c I_m(p)$.

Ainsi on identifie dans le schéma-blocs : $K_3 = Q \cdot k_c$ et $K_5 = T$.

On note $\dot{y}(t) = K_{\text{trans}} \omega_m(t)$ (avec K_{trans} à définir).

Question 16 Exprimer la fonction de transfert $H_6(p)$ en fonction de K_{trans} .

Correction On a $\dot{y}(t) = K_{\text{trans}} \omega_m(t)$ soit dans le domaine de Laplace $\frac{K_{\text{trans}}}{p} \Omega_m(p) = Y(p)$. On identifie $H_6(p) = \frac{K_{\text{trans}}}{p}$.

Question 17 En supposant le système stable, déterminer l'expression de K_{adapt} en fonction de K_{capt} et K_{res} qui assure que l'écart en régime permanent ($\varepsilon(t \rightarrow \infty)$) soit nul si l'erreur en régime permanent est nulle.

Correction On ramène la grande boucle de retour (celle avec le gain K_{capt}) sur la sortie $F(p)$, le gain sur la boucle de retour devient alors $\frac{K_{\text{capt}}}{K_{\text{res}}}$.

Ainsi pour valider la condition demandée il faut $K_{\text{adapt}} = \frac{K_{\text{capt}}}{K_{\text{res}}}$.

3.2.2 Réglage de la boucle d'asservissement de la vitesse angulaire du moteur

Question 18 Déterminer l'expression littérale de la phase de $H_{BOv}(i\omega)$. En déduire la valeur numérique de τ_i respectant les critères concepteur de la boucle de vitesse.

Correction Dans le domaine de Laplace : $H_{BOv}(p) = \frac{K_i K_1 K_3}{I_{eq} R} \cdot \frac{1 + \tau_i p}{\tau_i p^2}$.

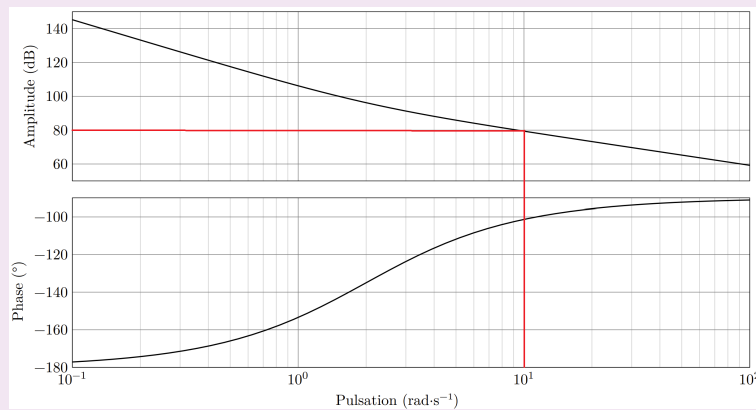
On calcule la phase en degrés dans le domaine fréquentiel : $\varphi(\omega) = \text{Arg}(H_{BOv}(i\omega)) = \arctan(\tau_i \omega) - 180$.

On veut une marge de phase $M_\varphi = 180 + \varphi(\omega_{0dB}) \geq 80^\circ$, autrement dit $\arctan(\tau_i \omega_{0dB}) \geq 80^\circ$. Par croissance de la fonction arctan on trouve $\tau_i \geq \frac{\tan(80)}{\omega_{0dB}} = 0,57 \text{ s}$

Question 19 Déterminer la valeur numérique de K_i afin que la boucle d'asservissement de vitesse respecte les critères concepteur du tableau ??.

Correction On veut une pulsation de coupure $\omega_{0dB} = 10 \text{ rad/s}$, autrement dit d'après le diagramme de gain il faut diminuer le gain de 80dB environ (voir ci-dessous). Alors :

$$20 \log(K_i) = -80 \Leftrightarrow K_i = 10^{-4} \text{ V.s/rad}$$



Tous les critères du tableau 4 sont respectés (marge de phase très légèrement inférieure à celle cherchée toutefois), le critère de précision et d'insensibilité à la perturbation l'étant forcément par la nature du correcteur PI.

3.2.3 Simplification du modèle de connaissance

Question 20 Déterminer les fonctions de transfert $H_8(p)$ et $H_9(p)$ en fonction de K_5 , I_{eq} et $H_6(p)$. Ne pas remplacer K_5 et $H_6(p)$ par les expressions trouvées précédemment.

Correction On décale la boucle du capteur angulaire de vitesse d'un cran vers la droite, on trouve alors immédiatement $H_9(p) = \frac{1}{H_6(p)}$.

On peut ensuite appliquer la formule de Black à la boucle qui possède la chaîne de retour K_5 , on trouve

$$\frac{Y(p)}{Q C_m(p)} = \frac{\frac{H_6(p)}{I_{eq} p}}{1 + \frac{H_6(p)}{I_{eq} p} K_5}, \text{ par conséquent } H_8(p) = \frac{H_6(p)}{1 + \frac{H_6(p)}{I_{eq} p} K_5}.$$

Question 21 Déterminer l'expression du gain K_{10} en fonction de K_{capt} et de K_{res} .

Correction On a déjà montré en question 17 que $K_{\text{adapt}} = \frac{K_{\text{capt}}}{K_{\text{res}}}$, en factorisant dans la figure ?? on trouve le

$$K_{10} = \frac{K_{\text{capt}}}{K_{\text{res}}} \text{ de la figure 16.}$$

Remarque : l'écart $\varepsilon_f(p)$ de la figure ?? ne peut pas être le même que celui de la figure 14. En effet dans la figure ?? on a $\varepsilon_f(p) = \frac{K_{\text{capt}}}{K_{\text{res}}} (F_c(p) - F(p))$ et dans la figure 15 $\varepsilon_f(p) = F_c(p) - F(p)$. Le $\varepsilon_f(p)$ de la figure ?? aurait dû se trouver derrière le gain K_{10} .

Question 22 Déterminer la fonction de transfert $G(p)$ en fonction de $H_2(p)$, I_{eq} , $H_8(p)$, $H_9(p)$ et K_{res} . Ne pas remplacer $H_2(p)$, $H_8(p)$ et $H_9(p)$ par les expressions trouvées précédemment.

Correction Par formule de Black sur la boucle interne on trouve $G(p) = \frac{H_2(p)H_8(p)}{I_{eq}p + H_2(p)H_8(p)H_9(p)}$.

3.2.4 Analyse des performances de l'asservissement en force développée par un actionneur linéaire

Les courbes sur la figure ?? représentent les réponses temporelles du modèle de connaissance de la figure ??, avec les correcteurs $C_v(p)$ et $C(p)$ correctement réglés, et de l'expérimentation sur le banc d'essai pour une consigne en échelon de force de 40 N.

Question 23 Déterminer la valeur numérique limite de K_{cor} afin que la boucle d'asservissement de force respecte les critères de marge de phase et de gain du tableau ??.

Correction La marge de gain est infinie ici car la phase n'atteint jamais -180° , regardons la marge de phase. Elle doit être de 60° minimum, autrement dit il faut que la pulsation de coupure se situe à la phase -120° au maximum. Il faut alors augmenter le gain de 75dB minimum pour satisfaire le critère de marge de phase. Donc :

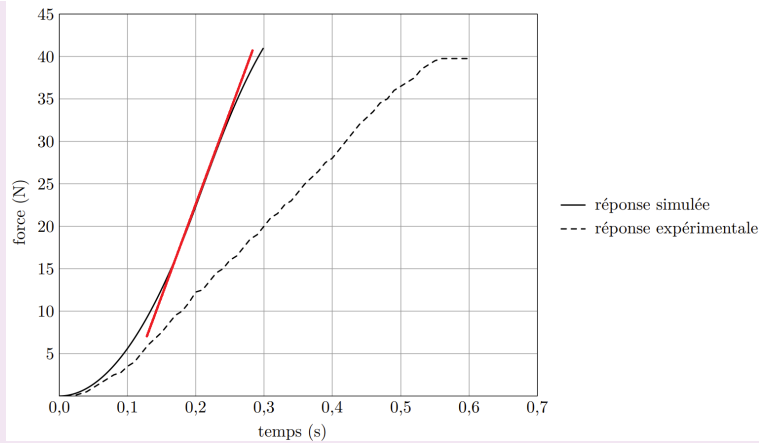
$$20 \log(K_{\text{corr}}) \geq +75 \Leftrightarrow K_{\text{corr}} \geq 10^{\frac{75}{20}} \approx 5624 \text{ rad/(s.V)}$$

Question 24 Quel critère du tableau des exigences (tableau ??) n'est pas pris en compte dans le modèle de connaissance? D'après la courbe expérimentale, ce critère est-il respecté par le système réel?

Correction Sur la figure ?? la simulation s'arrête quand le dépassement vaut 2,5%, soit 41N. On ne peut pas évaluer le temps de réponse du système puisque le régime stationnaire pour une consigne en échelon n'est pas atteint.

Sur le relevé expérimental ce temps de réponse est clairement inférieur à la valeur 1s demandée par le cahier des charges et il n'y a pas de dépassement (saturation à 40N). Le cahier des charges concernant le temps de réponse à 5% est validé expérimentalement.

La vitesse de montée expérimentale vaut environ $\frac{36-4}{0,5-0,1} = 80 \text{ N/s} < 100 \text{ N/s}$ donc le critère de vitesse de montée est aussi respecté. Toutefois la vitesse de montée maximale relevée sur la courbe de simulation vaut environ $\frac{41-7}{0,28-0,12} = 212 \text{ N/s} > 100 \text{ N/s}$, le critère de vitesse en montée n'est pas respecté lors de la simulation.



4 Synthèse et ouverture de l'étude

Objectif Valider le modèle de connaissance, valider la commande optimisée et envisager un prolongement à l'étude.

4.1 Validation du modèle de connaissance et de la commande optimisée

Question 25 Choisir un des écarts L-C, S-L ou S-C permettant de valider la commande optimisée. Effectuer l'analyse de cet écart. Il est attendu une argumentation rigoureuse s'appuyant sur les données et les références du texte. Les numéros de figure, de tableau, ou d'exigence sont, par exemple, des références utilisables.

Correction Dans ce sujet, un banc d'essais a été monté pour réaliser des expériences et une modélisation (figure ??) basée sur ce banc d'essais a été proposée afin de prévoir les performances du système réel. Ainsi c'est l'écart S-L qui doit être analysé.

Sur la figure ?? on observe :

- Consigne de 10N : il n'y a pas de dépassement ni en simulation ni en expérimentation. L'erreur statique est nulle dans les 2 cas. La vitesse de montée est plus lente lors de l'expérimentation et le temps de réponse à 5% est plus grand (0,25s contre moins de 0,2s pour la simulation). Les frottements secs ne sont donc pas négligeables pour cette consigne, or ils n'ont pas été pris en compte dans la modélisation de la figure ???. Les exigences de dépassement, rapidité et précision du tableau ?? sont respectées.
- Consigne de 20N : un très léger dépassement est visible en simulation mais inférieur à 2,5% (maximum autorisé par l'exigence de stabilité du tableau ??), il n'y a pas de dépassement lors de l'expérience. Les observations sont similaires à celles faites pour le cas de la consigne de 10N mais le système réel met toujours un peu plus de temps à atteindre sa vitesse de montée maximale (les courbes ne se superposent bien qu'au delà de 1,15s sur la figure ??). Le frottement sec joue encore pour cette valeur de consigne.
- Consignes de 30N et 40N : cette fois les courbes expérimentales et de simulations se superposent bien au bruit de mesure près. Le frottement sec a un effet négligeable et toutes les exigences du tableau ?? sont respectées.

Globalement la modélisation est fidèle au système réel. Afin d'améliorer le modèle on pourrait envisager de prendre en compte les effets des frottements présents dans le banc d'essais.

4.2 Étude du système perturbé

Question 26 Quelle est l'unité de $y_{\text{pert}}(t)$? Que peut représenter cette perturbation dans le contexte de l'exosquelette lombaire? En se référant à la problématique du sujet, quel est l'intérêt d'introduire cette perturbation dans le modèle?

Correction $y_{\text{pert}}(t)$ est homogène à une longueur en mètres. Dans le cadre de l'exosquelette lombaire, qui s'assimile à 2 ceintures liées par des actionneurs verticaux, on peut très bien imaginer des glissements entre la ceinture et l'utilisateur ce qui peut générer des perturbations de déplacement. Il est donc nécessaire de corriger les éventuels défauts de positionnement des ceintures afin de maintenir une pression lombaire au niveau prévu par le commanditaire.

Question 27 Analyser la courbe de simulation de la figure ?? et conclure au regard de la problématique du sujet.

Correction La perturbation est une fonction rampe qui démarre à partir de $t = 0,8s$ et devient constante à partir de $t = 2s$. Si on note $u(t)$ la fonction de Heaviside on a : $y_{\text{pert}}(t) = Y_0(t - 0,8)u(t - 0,8) - Y_0(t - 2)u(t - 2)$.

Dans le domaine de Laplace la perturbation est en $\frac{1}{p^2}$ sur la partie rampe et en $\frac{1}{p}$ à partir de $t = 0,2s$. Or dans le schéma-blocs de la figure ?? on a une double intégration en amont de la perturbation grâce aux blocs $\frac{1}{I_{\text{eq}}p}$ et au bloc $H_6(p)$ identifié en question 16. Le système est alors insensible à une perturbation en rampe et à une perturbation constante.

Cela explique les 2 "bosses" qui s'écrasent sur la figure ??.

Question 28 Le banc d'essai équipé d'un actionneur linéaire, dans la configuration étudiée dans ce sujet, permet-t-il d'analyser l'écart S-L?

Correction On a déjà étudié l'écart S-L en question 25 puisque le modèle se basait sur le système du laboratoire. Toutefois le système du laboratoire est à l'horizontale et on a supposé en question 30 que la perturbation venait de défauts de positionnement de l'exosquelette sur l'utilisateur (donc avec les actionneurs à la verticale).

Enfin la proposition de perturbation de la figure ?? n'est peut-être pas réaliste. Il n'est pas possible d'évaluer un écart S-L quant à un défaut de positionnement.