

## Proposition de corrigé

Concours : **ATS**

Année : **2022**

Filière : **ATS**

Épreuve : **Sciences Industrielles pour l'Ingénieur**

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](#) (Union des Professeurs de Sciences et Techniques Industrielles).

**La distribution et la publication de ce document sont strictement interdites !**

### Conditions de diffusion

Ce document n'a pas vocation à être diffusé, et sa consultation est exclusivement réservée aux adhérents de l'UPSTI.

Les adhérents peuvent en revanche s'en inspirer librement pour toute utilisation pédagogique.

Si vous constatez que ce document est disponible en téléchargement sur un site tiers, veuillez s'il vous plaît nous en informer [à cette adresse](#), afin que nous puissions protéger efficacement le travail de nos adhérents.

### 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](#)).

L'équipe UPSTI

# Autour du GUS

## MISE EN SITUATION ET CONTEXTE DE L'ETUDE

**Question 1** A la lecture du diagramme des exigences, disponible sur le document technique DT1, indiquer quelles sont les performances attendues en termes d'autonomie, de vitesse maximale en fonctionnement et d'encombrement nécessaire au sol. Selon vous, l'autonomie paraît-elle suffisante dans les trajets du quotidien ?

On peut lire sur le document DT1 les informations suivantes :

- ✚ Exigence 1.6.1 : 20 km d'autonomie.
- ✚ Exigence 1.4 : Vitesse maximale de 6 km / h.
- ✚ Exigence 1.1.1.2 : Une surface nécessaire inférieure à 0,65 m<sup>2</sup>.

Le déplacement habituel d'une personne handicapée est de l'ordre de 500 m autour de son domicile. 20 km représentent déjà un déplacement très important et donc l'autonomie journalière est très largement satisfaisante.

**Question 2** A l'aide des informations précédentes, compléter le document réponse DR1, correspondant au modèle de comportement macroscopique régissant le fonctionnement du GUS.

Il suffit de compléter les états manquants et les transitions manquantes à partir de la description fonctionnelle proposée. On peut accepter une seule flèche avec un OU dans les deux conditions : CAB + CMB

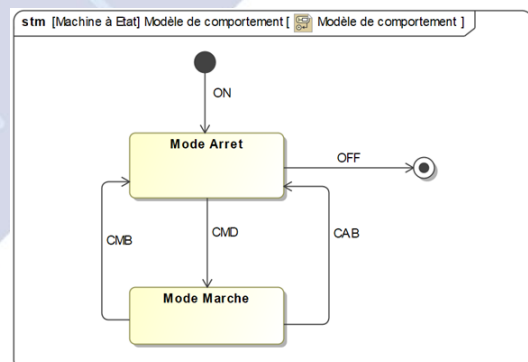


Figure DR1c : Corrigé

**Question 3** A l'aide de la description de l'état Marche, compléter le document réponse DR2, correspondant au modèle de comportement complet régissant le fonctionnement du GUS.

Il suffit de compléter les états manquants et les transitions manquantes à partir de la description fonctionnelle proposée.

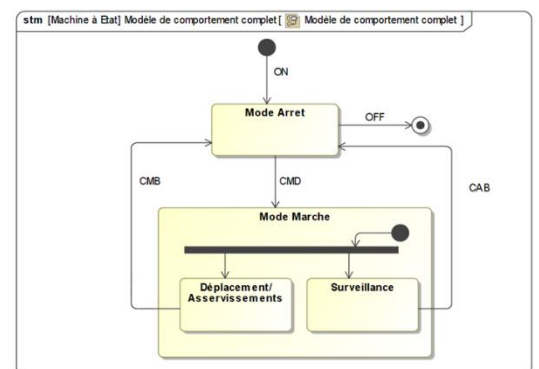


Figure DR2c : Corrigé

**Question 4** Vis-à-vis de la modélisation comportementale abordée et sachant que l'opération de béquillage se fait en moins de 200 ms, conclure sur le respect des exigences 1.2 et 1.2.1 du document technique DT1.

En cas de défaut, la commande de béquillage est automatique et ce dernier se fait en moins de 200 ms. Cette rapidité permet de bloquer la chute et évite ainsi toute perte d'équilibre. Les exigences 1.2 et 1.2.1 sont ainsi respectées. Il faut cependant noter que seule l'exigence 1.2.1 est quantifiable.

## ETUDE DE LA MOTORISATION DU GUS

**Question 5** Sur les documents réponses DR2 et DR3, compléter les différents types de flux d'énergie échangés au sein du bloc Motorisation.

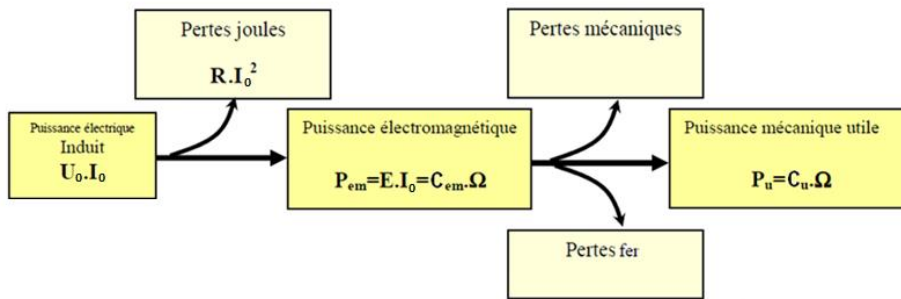
De	Vers	Type de flux
: Batterie	: Hacheur quatre quadrants [2]	Flux énergie électrique
: Hacheur quatre quadrants [2]	: MotoRéducteur CC [2]	Flux énergie électrique
: MotoRéducteur CC [2]	: Roue [2]	Flux énergie mécanique de rotation
: Roue [2]	: Route	Flux énergie mécanique de translation

De	Vers	Type de flux
: MotoRéducteur CC [2] (entrée du bloc)	: MCC	Flux énergie électrique
: MCC	: Réducteur	Flux énergie mécanique de rotation
: Réducteur	: MotoRéducteur CC [2] (sortie du bloc)	Flux énergie mécanique de rotation

**Question 6** Sachant que le diamètre extérieur des roues est  $D_R = 42 \text{ cm}$ , montrer que le choix de ce moto-réducteur permet de satisfaire l'exigence de vitesse maximale en charge, autorisant des petits mouvements rapides d'équilibrage.

Sur la documentation du moteur, on peut lire que sa vitesse de sortie du moto-réducteur en charge est de 200 rpm, soit 200 tours par minute. On obtient donc une vitesse de  $\omega = 200 \cdot \frac{2\pi}{60} = 20,94 \text{ rad.s}^{-1}$ . Le diamètre de la roue est de 42 cm, soit  $V = \frac{D_R}{2} \cdot \omega = 0,21 \cdot 20,94 = 4,39 \text{ m.s}^{-1}$ . Cette vitesse correspond à  $V = 4,39 \cdot \frac{3600}{1000} = 15,83 \text{ km.h}^{-1}$ . L'exigence 1.4.1 est satisfaite.

**Question 7** A l'aide d'un arbre des puissances, déterminer la valeur du couple de perte  $C_p$  du moto-réducteur lors de l'essai à vide sous tension nominale, soit  $U_0 = 36 \text{ V}$ , correspondant aux pertes collectives, composées des pertes mécaniques et des pertes magnétiques.



On a  $P_{abs_{vide}} = U_0 \cdot I_0$ . Cette puissance se décompose en pertes Joule et en pertes collectives (pertes mécaniques et pertes magnétiques). Il n'y a aucun couple utile donc aucune puissance utile soit  $P_u = 0$

On a  $P_{abs_{vide}} = U_0 \cdot I_0 = P_{Joule} + P_{Pertès collectives} = R \cdot I_0^2 + P_{Pertès collectives}$  donc  
 $P_{Pertès collectives} = U_0 \cdot I_0 - R \cdot I_0^2$

De plus  $P_{Pertès collectives} = C_p \cdot \Omega_{vide} = C_p \cdot N_{vide} \frac{2\pi}{60}$  soit  $C_p = \frac{(U_0 \cdot I_0 - R \cdot I_0^2)}{N_{vide}} \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{(36,3 \cdot 3 - 0,4 \cdot 3,3^2)}{250} \cdot \frac{60}{2\pi} = 4,37 \text{ Nm}$

**Question 8** A l'aide du document technique DT3, déterminer le couple nominal en charge du moto-réducteur, le couple maximal admissible et le rendement nominal. Conclure sur la valeur du rendement nominal de ce moto-réducteur.

Dans la documentation, on peut lire que la puissance nominale est de 500 W en charge avec une vitesse de 200 rpm, soit 200 tours par minute. On peut donc en déduire le couple nominal. On a  $P_u = C_N \cdot \Omega_N$  soit  $C_N = \frac{P_u}{\Omega_N} = \frac{P_u}{N_N} \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{500}{200} \cdot \frac{60}{2\pi} = 23,9 \text{ Nm}$

Le couple maximal se détermine de la même manière en tenant compte de la puissance maximale disponible en sortie.  $C_{max} = \frac{P_{max}}{\Omega_N} = \frac{P_{max}}{N_N} \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{1000}{200} \cdot \frac{60}{2\pi} = 47,75 \text{ Nm}$ . C'est tout simplement le double.

Le rendement nominal se détermine en faisant le rapport de la puissance mécanique disponible et de la puissance électrique absorbée.  $\eta = \frac{P_u}{P_{abs}} = \frac{P_u}{U_0 \cdot I_0} = \frac{500}{36,17} = 81,7 \%$

Le rendement nominal est tout à fait correct, si on tient compte du fait que le moto-réducteur intègre un réducteur de vitesse à engrenages.

**Question 9** Déterminer la vitesse à vide  $\Omega_{M_{vide}}$  du moteur à courant continu composant le moto-réducteur. En négligeant le courant appelé à vide, en déduire la valeur du coefficient  $K_E$  en  $V \cdot \text{rad}^{-1} \cdot s$  tel que  $E = K_E \cdot \Omega_M$ .

Il faut prendre en compte la réduction de vitesse. L'axe de sortie du moteur tourne ainsi 17 fois plus rapidement que l'axe de sortie du réducteur.

On a  $U = E + R \cdot I_{vide} = E$  et  $\Omega_{M_{vide}} = R_{red} \cdot N_{vide} \cdot \frac{2\pi}{60} = 17 \cdot 250 \cdot \frac{2\pi}{60} = 445 \text{ rad} \cdot s^{-1}$ . On peut alors en déduire le coefficient  $K_E$  et on obtient  $E = K_E \cdot \Omega_M$  soit  $K_E = \frac{36}{445} = 0,081 \text{ V} \cdot \text{rad} \cdot s^{-1}$  ou  $(V \cdot s^{-1})$ .

**Question 10** Déterminer l'expression de l'angle  $\delta$  à partir duquel il n'est plus possible de maintenir l'équilibre. Faire l'application numérique sachant que la masse maximale du passager  $m_{passager \text{ max}} = 100 \text{ kg}$  et que la distance  $l$  est prise égale à  $0,5 \text{ m}$ . Comment évolue cet angle si la masse du passager diminue ? Conclure sur la valeur du couple maximal et l'angle de débattement.

On a :

$$\sin(\delta) = \frac{C_{Total}}{m_{passager} \cdot g \cdot l} \text{ soit } \delta = \arcsin\left(\frac{C_{Total}}{m_{passager} \cdot g \cdot l}\right)$$

Par application numérique, on a :

$$\delta_{\min} = \arcsin\left(\frac{C_{Total}}{l \cdot m_{passager \max} \cdot g}\right) = \arcsin\left(\frac{2.48}{0,5 \cdot 100 \cdot 9,81}\right) = 11,28^\circ$$

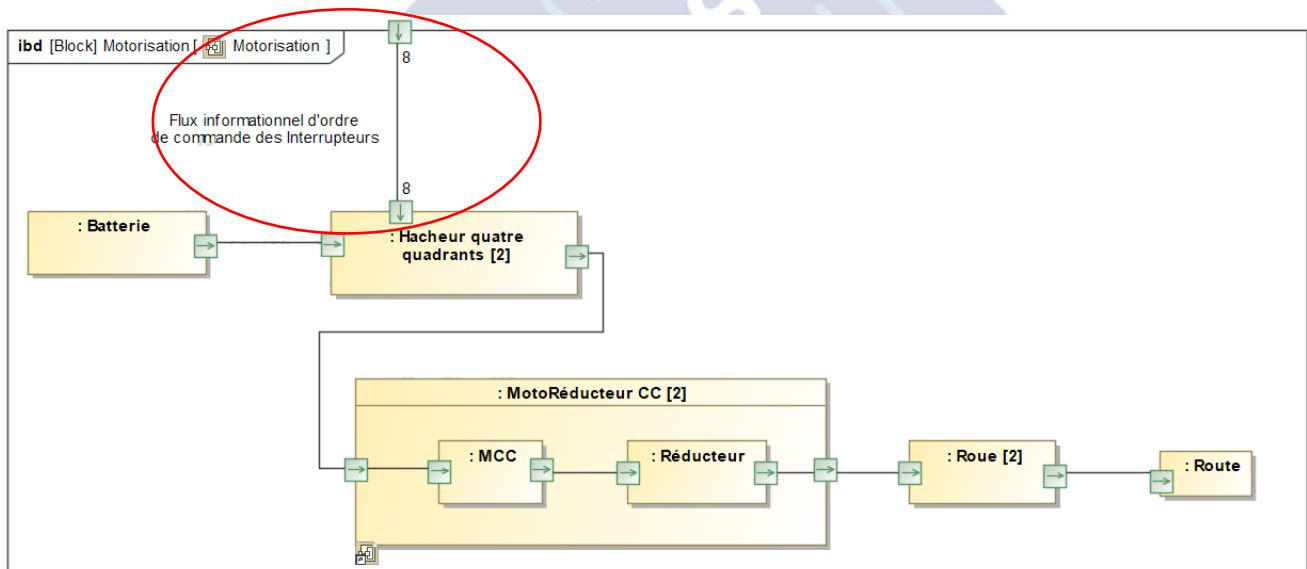
La valeur de cet angle augmente si la masse du passager diminue. Il s'agit donc du cas le plus critique.

Le couple maximal permet ainsi lorsque le fauteuil est immobile de rester dans un « cône » de valeur d'angle  $2 \cdot \delta$ .

Cette valeur est suffisante ; au-delà le passager risque de devoir lui-même rechercher son équilibre (et le béquillage aura lieu avant d'atteindre cet angle maximal).

**Question 11** Sur le document réponse DR3, représentant l'IBD de la partie **Motorisation** présentée sur le document technique DT2, faire apparaître le flux issu du bloc **Carte de traitement** et entrant dans le ConVertisseur Statique d'énergie. Indiquer quelle est la nature de ce flux. De combien de composantes ce flux est-il constitué ?

On rajoute simplement le flux issu de la carte de traitement. Il est constitué de 8 composantes, correspondant aux ordres de pilotage de chacun des CVS. (On peut accepter 4 composantes si on ne tient compte que d'un seul hacheur.)



**Question 12** Justifier alors le choix retenu pour le type de ConVertisseur Statique d'énergie. Indiquer combien de segments de fonctionnement doit posséder chaque interrupteur  $K_I$  et préciser lesquels.

Il faut pouvoir se déplacer en avant et en arrière donc deux quadrants de fonctionnement sont nécessaires en mode moteur. Il faut de plus pouvoir renvoyer de l'énergie dans les deux situations, donc deux autres quadrants de fonctionnement sont également nécessaires. Le choix d'un hacheur quatre quadrants est donc validé.

Il faut trois segments de fonctionnement pour l'interrupteur  $K_I$ . Il faut ainsi que chaque interrupteur soit bidirectionnel en courant et unidirectionnel en tension.

**Question 13** Pour le transistor  $T_I$ , composant l'interrupteur  $K_I$ , déterminer les coefficients de sécurité en courant et en tension. Valider le choix de ce transistor.

La lecture du document technique indique que la tension maximale que l'interrupteur peut avoir à ses bornes lorsque ce dernier est bloqué est de 55 V. La tension maximale de la batterie est de 36 V. Le coefficient de sécurité est de  $\frac{55}{36} = 1,52$ . De la même manière, le courant maximal est de 34 A (cela correspond à un fonctionnement sous 1000 W qui doit nécessairement être temporaire) ; Le courant maximal dans le MOSFET est de 169 A. Le coefficient de sécurité est de  $\frac{169}{34} = 4,97$ . Le choix de l'interrupteur de commande est donc tout à fait valide. (Avec le boîtier proposé, le courant maximal est de 75 A. Le coefficient de sécurité est tout de même de  $\frac{75}{34} = 2,21$ , ce qui valide le choix de cet interrupteur de commande.)

$V_{DSS} = 55V$
$R_{DS(on)} = 5.3m\Omega$
$I_D = 169A@$

– Note supplémentaire – Il est possible de rencontrer la définition inverse pour les coefficients de sécurité.

**Question 14** Dans le cas de figure étudié, indiquer quels sont les composants actifs en complétant le tableau du document réponse DR3. En se focalisant uniquement sur les composants actifs et en remplaçant les composants inactifs soit par des circuits ouverts, soit par des circuits fermés, préciser à quelle structure de hacheur se ramène ce cas de figure.

$K_1$		$K_2$		$K_3$		$K_4$	
$T_1$	$D_1$	$T_2$	$D_2$	$T_3$	$D_3$	$T_4$	$D_4$
Ac	In	In	Ac	In	In	In	In

Ce cas de figure se ramène à un hacheur de Buck (hacheur abaisseur ou hacheur série), c'est-à-dire à un hacheur fonctionnant dans un seul quadrant.

**Question 15** A partir de la tension aux bornes du moto-réducteur, représentée figure 6, déterminer la valeur moyenne  $\langle U_m \rangle$  de cette tension. Que représente cette expression dans les coefficients de la série de Fourier ?

Deux méthodes sont possibles pour traiter cette question, soit la méthode des aires, soit l'intégration sur une période. Dans les deux cas, on trouve  $\langle U_m \rangle = \alpha \cdot V_{bat}$ . Cette détermination correspond au calcul de  $\alpha_0$  dans les coefficients de Fourier.

**Question 16** A partir de la décomposition en série de Fourier, déterminer en fonction de  $\alpha$ , les composantes spectrales qui s'annulent dans la décomposition du signal  $u_m(t)$ . Faire l'application pour la valeur particulière de  $\alpha_1$ .

Pour annuler les composantes spectrales, il suffit que  $n \cdot \alpha \cdot \pi = k \cdot \pi$  avec  $k \in \mathbb{N}^*$ . On a donc  $n = \frac{k}{\alpha}$

Dans notre cas,  $n = \frac{k}{\alpha_1} = \frac{k}{\frac{1}{3}} = 3 \cdot k$ . Les raies spectrales qui s'annulent sont donc la troisième, la sixième et de manière générale les raies multiples de 3 de la fréquence fondamentale du signal.

**Question 17** Sachant que  $V_{bat} = 36 V$ , et pour cette même valeur de  $\alpha_1$ , déterminer la valeur efficace  $d_{1eff}$  du fondamental (harmonique de rang 1) et les valeurs efficaces des deux harmoniques suivantes  $d_{2eff}$  et  $d_{3eff}$ .

$$d_{1eff} = \frac{2}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{3} \cdot 36 \cdot \left| \frac{\sin\left(1 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi\right)}{1 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi} \right| = 14,03 V$$



$$d_{2eff} = \frac{2}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{3} \cdot 36 \cdot \left| \frac{\sin\left(2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi\right)}{2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi} \right| = 7,02 \text{ V}$$

$$d_{3eff} = \frac{2}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{3} \cdot 36 \cdot \left| \frac{\sin\left(3 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi\right)}{3 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi} \right| = 0 \text{ V (valeur déjà démontrée à la question précédente)}$$

Calculs supplémentaires

$$d_{4eff} = \frac{2}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{3} \cdot 36 \cdot \left| \frac{\sin\left(4 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi\right)}{4 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi} \right| = 3,51 \text{ V}$$

$$d_{5eff} = \frac{2}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{3} \cdot 36 \cdot \left| \frac{\sin\left(5 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi\right)}{5 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi} \right| = 2,81 \text{ V}$$

$$d_{6eff} = \frac{2}{\sqrt{2}} \cdot \frac{1}{3} \cdot 36 \cdot \left| \frac{\sin\left(6 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi\right)}{6 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi} \right| = 0 \text{ V (valeur déjà démontrée à la question précédente)}$$

**Question 18** Pour  $\alpha = 0,5$ , montrer que la composante spectrale du fondamental est en phase avec le signal  $u_m(t)$ . Est-ce le cas, si  $\alpha = \alpha_1$  ?

Il faut calculer la valeur du déphasage à partir de l'expression proposée. Par un passage à la limite, on a :

$$\tan \varphi_1 = \frac{1}{\tan\left(1 \cdot \frac{1}{2} \cdot \pi\right)} \text{ donc } \tan \varphi_1 \text{ tend vers } 0 \text{ donc } \varphi_1 \text{ tend vers } 0.$$

Ce n'est pas le cas, si  $\alpha = \alpha_1$  et on a  $\tan \varphi_1 = \frac{1}{\tan\left(1 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi\right)} = \frac{1}{\sqrt{3}}$  soit  $\varphi_1 = \arctan \frac{1}{\sqrt{3}} = \frac{\pi}{6}$ .

**Question 19** Conclure sur le besoin de connaître la valeur du rapport cyclique lors des tests de validation pour l'étude de compatibilité électromagnétique.

Le contenu spectral des signaux issus des hacheurs quatre quadrants n'est pas constant et dépend de la valeur du rapport cyclique. La certification CEM doit tenir compte de ce cas de figure lors des tests de validation.

## APPROCHE MBD - MODEL BASED DESIGN : CONCEPTION BASEE SUR LE MODELE

**Question 20** A partir des conditions énoncées, justifier la pertinence de la prise en compte d'une hypothèse de modélisation plane.

En ligne droite et sans mouvement latéral du passager, le plan médian de l'ensemble en mouvement est plan de symétrie géométrique et en effort. Les centres de gravité et d'inertie de l'ensemble en mouvement appartiennent à ce plan médian.

**Question 21** Déterminer l'expression de l'angle  $\theta$  en fonction des paramètres  $d_v$  et  $d_h$ . En déduire la valeur de cet angle si la pente de la route est de 10 %.

On obtient directement  $\tan \theta = \frac{d_v}{d_h}$  soit  $\theta = \arctan \frac{d_v}{d_h}$

Par application numérique avec une pente à 10 %, on a  $\theta = \arctan \frac{1}{10} = 5,71^\circ = 0,1 \text{ rad}$

**Question 22** Déterminer l'expression de l'effort résistant tangentiel  $F_{RT}$  lié à l'action de la pesanteur dans le repère de la route. Faire l'application numérique dans le cas retenu pour la simulation.

On obtient presque directement :

$$\vec{F}_{RT} \cdot \vec{x}_1 = -M \cdot g \cdot \sin(\theta) = -160,981 \cdot \sin(5,71) = -156,16 \text{ N}$$

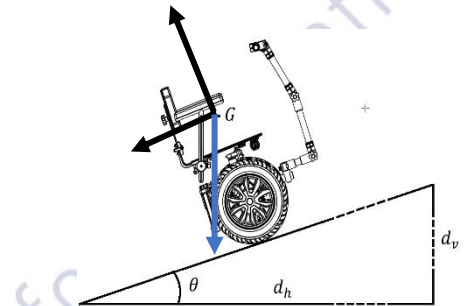


Figure 7c : Corrigé

**Question 23** Calculer la valeur numérique de l'effort résistant lié à la résistance des pneus, si l'on considère que  $C_{rr} = 0,02$ . Cet effort peut-il être négligé devant le précédent ?

On obtient directement  $F_{Roul} = -M \cdot g \cdot C_{rr} \cdot \cos(\theta) = -160,981 \cdot 0,02 \cdot \cos(5,71) = -31,23 \text{ N}$

Dans ce cas de figure, la force  $F_{Roul}$  ne peut pas être négligée.

**Question 24** Sachant qu'une force motrice est considérée comme positive pour le logiciel de simulation, indiquer quelle est la valeur numérique qu'il faut renseigner pour le bloc **Effort résistant Droit**, dont la valeur actuelle de 1 N est la valeur par défaut.

La somme des efforts résistants sur le fauteuil et son passager est considérée égale à 200 N en valeur absolue. Il faut donc renseigner la valeur -100 N. (le signe s'explique car il s'agit d'une force résistante et le 100 car il y a deux moto-réducteurs fonctionnant ensemble et à la même vitesse dans ce cas de figure.

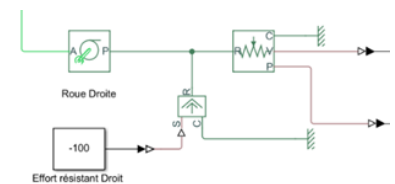


Figure 8c : Corrigé

**Question 25** Indiquer quelle est la valeur du courant absorbé et déterminer le coefficient de sécurité par rapport à la valeur maximale, en fonctionnement nominal, du courant dans le moto-réducteur.

On peut lire 15,43 A pour le courant. Le courant maximal admissible par le moteur en mode nominal sans échauffement est de 17 A. Le coefficient de sécurité est de  $\frac{17}{15,43} = 1,10$ . La simulation valide le choix du moto-réducteur dans ce cas extrême.

Note de correction :  $d = v \cdot t$  avec  $t = 10 \text{ s}$  et  $d = 3,726 \text{ m}$ , soit  $v = \frac{d}{t} \cdot \frac{3600}{1000} = \frac{3,726}{10} \cdot \frac{3600}{1000} = 1,34 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ .

Il faut prendre en compte les phases transitoires pour expliquer la différence de vitesse.

**Question 26** Indiquer sur quel paramètre il faudrait agir pour avancer à une vitesse plus importante. Justifier la présence d'un asservissement de vitesse et la nécessité de mettre en place une boucle de courant.



Pour augmenter la vitesse, il faut agir sur le rapport cyclique. Cette action se fait par l'intermédiaire d'un asservissement de vitesse. Cela va nécessairement entraîner une augmentation du courant. Il faut alors mettre en place une boucle de courant pour s'assurer que le courant ne dépasse pas la valeur maximale autorisée.

**Question 27** Donner l'expression de l'angle  $\varphi$  en fonction de  $d_a$ ,  $d_g$  et  $dl$ . Faire l'application numérique.

On a :

$$d_g = R_{int} \cdot \varphi \quad \text{et} \quad d_a = R_{ext} \cdot \varphi = (R_{int} + dl) \cdot \varphi \quad \text{soit en soustrayant les deux équations}$$

$$d_a - d_g = (R_{int} + dl) \cdot \varphi - R_{int} \cdot \varphi = dl \cdot \varphi$$

$$\text{donc } \varphi = \frac{d_a - d_g}{dl} = \frac{13,15 - 11,52}{0,63} = 2,59 \text{ rad}$$

**Question 28** Montrer que le rayon de giration  $R$  s'écrit :  $R = \frac{dl}{2} \cdot \frac{d_a + d_g}{d_a - d_g}$ . Faire l'application numérique et en déduire la distance parcourue  $d_p$ .

On a :

$$d_g = R_{int} \cdot \varphi \quad \text{et} \quad d_a = R_{ext} \cdot \varphi = (R_{int} + dl) \cdot \varphi \quad \text{soit en divisant les deux équations}$$

$$\frac{d_a}{d_g} = \frac{R_{ext}}{R_{int}} = \frac{R + \frac{dl}{2}}{R - \frac{dl}{2}} ; \quad \text{donc} \quad d_a \cdot \left(R - \frac{dl}{2}\right) = d_g \cdot \left(R + \frac{dl}{2}\right)$$

$$\text{donc } R \cdot (d_a - d_g) = \frac{dl}{2} \cdot (d_a + d_g) ; \quad \text{finalement } R = \frac{dl}{2} \cdot \frac{(d_a + d_g)}{(d_a - d_g)} = \frac{0,63}{2} \cdot \frac{(13,15 + 11,52)}{(13,15 - 11,52)} = 4,77 \text{ m}$$

On obtient donc  $d_p = R \cdot \varphi = 4,77 \cdot 2,59 = 12,35 \text{ m}$ . Cette valeur représente aussi la moyenne des deux distances précédentes et peut être calculée de cette manière.

**Question 29** Sur le document réponse DR4, représentant la trajectoire effectuée, indiquer la position du centre  $O$  du cercle, la longueur  $d_p$ , le rayon  $R$ , le point de départ  $A$ , le sens du parcours du fauteuil et de son passager et le point d'arrivée  $B$ .

On a :

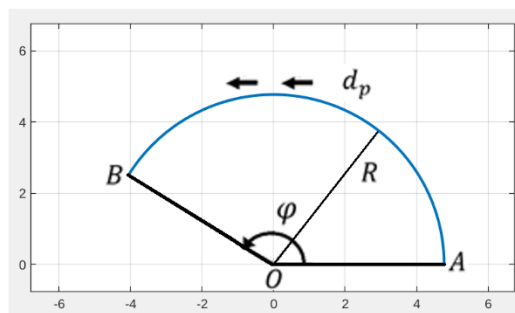


Figure DR4c : Corrigé

**Question 30** Déterminer les valeurs numériques de ces deux rapports et préciser s'ils sont égaux.

On a :

$$r_\alpha = \frac{\alpha_d}{\alpha_g} = \frac{0,36}{0,28} = 1,29 \quad ; \quad r_d = \frac{d_d}{d_g} = \frac{13,15}{11,52} = 1,14$$

Ces rapports sont différents.

**Question 31** A partir de la connaissance des deux rapports précédents, indiquer quel est l'apport de la simulation par rapport à une approche utilisant un modèle de connaissance des moto-réducteurs basé uniquement sur une simple force contre-électromotrice pour les moteurs composant les moto-réducteurs.

Si on utilise un modèle du moteur composé uniquement d'une force contre-électromotrice, on a  $E_d = \alpha_d \cdot U_{bat}$  et  $E_g = \alpha_g \cdot U_{bat}$ . Il ressort immédiatement que ces rapports devraient alors être égaux car les réducteurs sont égaux et les roues de même diamètre.

Dans notre cas, le modèle du moto-réducteur est nettement plus complexe car il intègre par exemple le courant à vide et prend en compte la résistance interne du moteur.

L'apport du modèle est donc d'obtenir des résultats plus proches du fonctionnement réel que l'utilisation d'un modèle très simple de connaissance qui lui permet d'obtenir très rapidement des ordres de grandeurs.

**Question 32** Indiquer quels sont, selon vous les apports d'une approche Model Based Design dans la conception du GUS.

Question ouverte qui laisse la place à l'interprétation.

On peut mentionner la validation du courant moteur sans faire de mesure préalable.

On peut aussi, mais c'est plus difficile mentionner que l'on obtient un résultat particulier sur les rapports de  $\alpha$  qui n'est pas explicable par le modèle E, ni même RE mais qui s'explique par la prise en compte du courant à vide dans les moteurs.

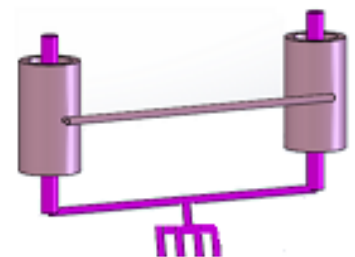
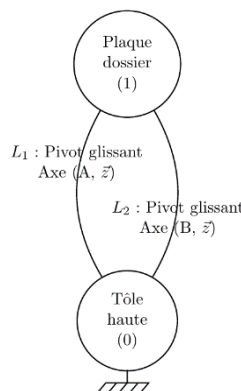
On peut ouvrir sur le Time to Market ou sur la recherche de solutions moins onéreuses ou plus performantes en déterminant l'effet sur le fonctionnement d'un changement de composant sans créer de prototype préalable.

## AMELIORATION DU CONFORT DU PASSAGER

**Question 33** Etablir le graphe de structure puis le schéma cinématique de l'ensemble.

On a deux liaisons pivots glissants d'axe  $\vec{z}$  en parallèle. Une première d'axe  $(A, \vec{z})$  et une seconde d'axe  $(B, \vec{z})$ .

Le graphe de structure et le schéma cinématique des deux liaisons pivots glissants en parallèle sont les suivants :



**Question 34** Etablir la liaison équivalente entre la Plaque dossier (1) et la Tôle haute (0).

Par l'approche cinématique, on peut écrire les deux torseurs suivants :

$$\left\{ \vartheta_{1/0}^{L_1} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{\Omega_{1/0}^{L_1}} \\ \overrightarrow{V_{A \in 1/0}^{L_1}} \end{array} \right\} = \forall M \in (A, \vec{z}) \left\{ \begin{array}{c} \omega_z^{L_1} \cdot \vec{z} \\ V_{A,z}^{L_1} \cdot \vec{z} \end{array} \right\} \quad \text{et} \quad \left\{ \vartheta_{1/0}^{L_2} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{\Omega_{1/0}^{L_2}} \\ \overrightarrow{V_{B \in 1/0}^{L_2}} \end{array} \right\} = \forall M \in (B, \vec{z}) \left\{ \begin{array}{c} \omega_z^{L_2} \cdot \vec{z} \\ V_{B,z}^{L_2} \cdot \vec{z} \end{array} \right\}$$

On déplace le premier torseur  $\left\{ \vartheta_{1/0}^{L_1} \right\}$  au point B, on a :

$$\overrightarrow{V_{B \in 1/0}^{L_1}} = \overrightarrow{V_{A \in 1/0}^{L_1}} + \overrightarrow{BA} \wedge \overrightarrow{\Omega_{1/0}^{L_1}} = V_{A,z}^{L_1} \cdot \vec{z} - L \cdot \vec{y} \wedge \omega_z^{L_1} \cdot \vec{z} = V_{A,z}^{L_1} \cdot \vec{z} - L \cdot \omega_z^{L_1} \cdot \vec{x}$$

$$\left\{ \vartheta_{1/0}^{L_1} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{\Omega_{1/0}^{L_1}} \\ \overrightarrow{V_{A \in 1/0}^{L_1}} \end{array} \right\} = \forall M \in (A, \vec{z}) \left\{ \begin{array}{c} \omega_z^{L_1} \cdot \vec{z} \\ V_{A,z}^{L_1} \cdot \vec{z} \end{array} \right\} = \forall M \in (B, \vec{z}) \left\{ \begin{array}{c} \omega_z^{L_1} \cdot \vec{z} \\ V_{A,z}^{L_1} \cdot \vec{z} - L \cdot \omega_z^{L_1} \cdot \vec{x} \end{array} \right\}$$

En égalant les deux torseurs et en posant l'égalité au torseur de la liaison équivalente, on obtient :

$$\left\{ \vartheta_{1/0}^{L_{eq}} \right\} = \left\{ \vartheta_{1/0}^{L_1} \right\} = \left\{ \vartheta_{1/0}^{L_2} \right\}$$

On se retrouve avec un jeu de 6 équations :

$$\overrightarrow{x} : \quad \omega_x^{L_{eq}} = 0 = 0 \quad (1) \quad \overrightarrow{x} : \quad V_{B,x}^{L_{eq}} = -L \cdot \omega_z^{L_1} = 0 \quad (4)$$

$$\overrightarrow{y} : \quad \omega_y^{L_{eq}} = 0 = 0 \quad (2) \quad \text{et} \quad \overrightarrow{y} : \quad V_{B,y}^{L_{eq}} = 0 = 0 \quad (5)$$

$$\overrightarrow{z} : \quad \omega_z^{L_{eq}} = \omega_z^{L_1} = \omega_z^{L_2} \quad (3) \quad \overrightarrow{z} : \quad V_{B,z}^{L_{eq}} = V_{A,z}^{L_1} = V_{B,z}^{L_2} \quad (6)$$

L'équation (4) indique immédiatement que  $\omega_z^{L_1} = 0$ , entraînant de facto la nullité de  $\omega_z^{L_2}$ . Il ne reste que les translations. La liaison équivalente est donc une liaison glissière d'axe  $\vec{z}$ .

$$\left\{ \vartheta_{1/0}^{L_{eq}} \right\} = \forall M \left\{ \begin{array}{c} \vec{0} \\ V_{B,z}^{L_{eq}} \cdot \vec{z} \end{array} \right\}$$

**Question 35** Déterminer le degré d'hyperstaticité de cette solution. Quelles sont les contraintes géométriques à respecter pour sa réalisation ?

Il y a plusieurs méthodes pour répondre à cette question.

La première par l'utilisation du calcul précédent, (le rang du système matriciel obtenu est  $r_c = 3$ ) et  $h = E_c - r_c$  soit :

$$h = 6 \cdot \mu - r_c = 6 \cdot (1 + l - p) - r_c = 6 \cdot (1 + 2 - 2) - 3 = 6 - 3 = 3$$

(Comme les équations ne sont pas linéairement dépendantes, il suffit de compter le nombre de  $0 = 0$ ).

Deux approches plus classiques :

$$\text{Cinématique : } m - h = I_c - E_c \text{ et } m = m_u + m_i = 1 + 0 = 1$$

$$\text{Avec } E_c = 6 \cdot \mu = 6 \cdot (1 + l - p) = 6 \cdot (1 + 2 - 2) = 6 \text{ et } I_c = I_c^{L_1} + I_c^{L_2} = 2 + 2 = 4$$

$$\text{Soit } h = m + E_c - I_c = 1 + 6 - 4 = 3$$

🚧 Statique :  $m - h = E_s - I_s$  et  $m = m_u + m_i = 1 + 0 = 1$

Avec  $E_s = 6$ .  $(p - 1) = 6$ .  $(2 - 1) = 6$  et  $I_s = I_s^{L1} + I_s^{L2} = 4 + 4 = 8$

Soit  $h = m + I_s - E_s = 1 + 8 - 6 = 3$

Hyperstatisme d'ordre 3 donc 3 conditions géométriques :

Les 2 axes  $(A, \vec{z})$  et  $(B, \vec{z})$  doivent être parallèles

L'un des 2 axes précédent est parallèle à l'axe  $(O, \vec{z})$ . O étant un point de la plaque dossier

Les 2 plans  $(O, \vec{y}, \vec{z})$  et  $(A, \vec{y}, \vec{z})$  doivent être parallèles, voire confondus (pour l'appui plan entre la plaque dossier et la tôle haute)

**Question 36** Indiquer de quelle manière, le maintien en position de la Plaque dossier (1) par rapport à la Tôle haute (0) est assuré et conclure sur le respect de l'exigence 1.5.1.

La dernière translation est supprimée par serrage grâce aux deux volants de serrage à lobes.

La fonction de réglage est obtenue grâce aux deux rainures et la fonction de maintien est obtenue par serrage.

L'exigence 1.5.1 est donc réalisée.

**Question 37** Montrer que la résultante  $\vec{R}_{2 \rightarrow 1}$  du torseur de l'action mécanique, s'écrit :

$$\vec{R}_{2 \rightarrow 1} = -p_n \cdot \pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2) \cdot \vec{z}$$

En déduire que la pression de contact  $p_n$ , supposée uniformément répartie, s'obtient par :

$$p_n = \frac{F}{\pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

Il suffit d'intégrer sur l'anneau, on a alors :

$$\begin{aligned} \vec{R}_{2 \rightarrow 1} &= \int_{\forall M \in S} d\vec{F}_{2 \rightarrow 1}(M) = \int_{\forall M \in S} (-p_n \cdot \vec{z} + p_t \cdot \vec{v}) \cdot ds = \int_{\forall M \in S} (-p_n \cdot \vec{z} + p_t \cdot (-\sin(\theta) \cdot \vec{x} + \cos(\theta) \cdot \vec{y})) \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \\ \vec{R}_{2 \rightarrow 1} &= \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} (-p_n \cdot \vec{z} + p_t \cdot (-\sin(\theta) \cdot \vec{x} + \cos(\theta) \cdot \vec{y})) \cdot d\theta \int_{r=r_{int}}^{r=r_{ext}} r \cdot dr \end{aligned}$$

Il y a deux fonctions circulaires intégrées sur une période complète donc leurs valeurs sont nulles.

$$\vec{R}_{2 \rightarrow 1} = -p_n \cdot \vec{z} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)}{2} = -p_n \cdot \pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2) \cdot \vec{z}$$

Par ailleurs, on a :  $\vec{R}_{2 \rightarrow 1} = -F \cdot \vec{z}$  soit  $-p_n \cdot \pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2) \cdot \vec{z} = -F \cdot \vec{z}$

Finalement

$$p_n = \frac{F}{\pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

Note : Un simple calcul pour lequel on pose  $F = p_n \cdot S$  puisque la pression est constante, permet de répondre à la question avec très peu de développement calculatoire car la surface de l'anneau s'écrit  $\pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2)$  soit

$$p_n = \frac{F}{\pi \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

**Question 38** Montrer que le moment au point  $O$ ,  $\overrightarrow{M_{O,2 \rightarrow 1}}$ , du torseur de l'action mécanique s'écrit :

$$\overrightarrow{M_{O,2 \rightarrow 1}} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot p_n \cdot (r_{ext}^3 - r_{int}^3) \cdot \vec{z}$$

Il suffit, dans ce cas également, d'intégrer sur l'anneau, on a alors :

$$\begin{aligned} \overrightarrow{M_{O,2 \rightarrow 1}} &= \int_{\forall M \in S} \overrightarrow{OM} \wedge d\overrightarrow{F_{2 \rightarrow 1}}(M) = \int_{\forall M \in S} r \cdot \vec{u} \wedge (-p_n \cdot \vec{z} + p_t \cdot \vec{v}) \cdot ds = \int_{\forall M \in S} r \cdot (p_n \cdot \vec{v} + p_t \cdot \vec{z}) \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \\ \overrightarrow{M_{O,2 \rightarrow 1}} &= \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} (p_n \cdot (-\sin(\theta) \cdot \vec{x} + \cos(\theta) \cdot \vec{y}) + p_t \cdot \vec{z}) \cdot d\theta \int_{r=r_{int}}^{r=r_{ext}} r^2 \cdot dr \end{aligned}$$

Il y a deux fonctions circulaires intégrées sur une période complète donc leurs valeurs sont nulles.

$$\overrightarrow{M_{O,2 \rightarrow 1}} = p_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot \vec{z} \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{3} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot f \cdot p_n \cdot (r_{ext}^3 - r_{int}^3) \cdot \vec{z}$$

**Question 39** A partir des résultats précédents, en déduire que le couple de serrage s'écrit :

$$C_S = \frac{2}{3} \cdot f \cdot F \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

On peut alors remplacer  $p_n$  par son expression de la question précédente et on obtient le couple de serrage global.

$$C_S = \frac{2}{3} \cdot f \cdot F \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

**Question 40** En déduire le couple total  $C_{S_{Total}}$  de serrage.

Il suffit de multiplier le résultat précédent par 4 et on obtient :

$$C_{S_{Total}} = 4 \cdot \frac{2}{3} \cdot f \cdot F \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{(r_{ext}^2 - r_{int}^2)}$$

**Question 41** Déterminer l'angle de rotation de la charnière dans ce cas de figure et comparer ce dernier à la valeur maximale autorisée pour ce type de charnière. Conclure sur la réalisation de l'exigence 1.5.2.

Le pliage du dossier implique un pliage sur un angle proche de  $90^\circ$ . La documentation de la charnière indique que l'angle maximal est de  $215^\circ$  avant détérioration de la charnière. Il n'y a donc pas de problème et cette charnière est correctement choisie.

L'exigence de pliage est donc validée.

## ETUDE DU PRINCIPE DE STABILISATION DU GUS

**Question 42** Après avoir déterminé les deux racines du dénominateur, indiquer, en le justifiant, si le système constitué du GUS et de son passager est stable en l'absence d'asservissement. Pour quelle(s) raison(s) pouvons-nous prévoir un tel résultat ?

Le calcul des deux racines du dénominateur donne :

$$H_1(p) = \frac{\Gamma(p)}{F(p)} = \frac{K}{\left(1 - \frac{p}{\omega_0}\right)\left(1 + \frac{p}{\omega_0}\right)}$$

On a donc :

$$p_1 = \omega_0 \quad \text{et} \quad p_2 = -\omega_0$$

On a donc deux racines réelles et l'une d'entre elle est positive. Ce fait introduit immédiatement que le système est instable en boucle ouverte.

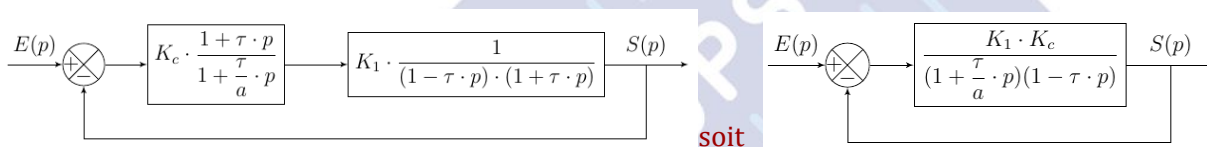
Il est évident qu'un système ne disposant que de deux points d'appui est instable. (Le centre de gravité du fauteuil et de son passager est au-dessus de l'axe des roues.)

**Question 43** Déterminer l'expression de la boucle fermée  $FTBF(p)$  en fonction des paramètres  $\tau$ ,  $a$ ,  $K_1$  et  $K_c$ .  
Mettre cette expression sous la forme suivante :

$$\frac{S(p)}{E(p)} = \frac{K_2}{a_0 + a_1 \cdot p + a_2 \cdot p^2} \quad \text{avec } a_0 = (1 + K_1 \cdot K_c)$$

Identifier les paramètres  $K_2$ ,  $a_1$  et  $a_2$  de la fonction de transfert en boucle fermée  $FTBF(p)$ .

Sachant que  $a \cdot \tau_c = \tau$ , on peut simplifier le schéma et le mettre sous la forme suivante :



Il suffit d'appliquer le théorème de Black et on obtient immédiatement :

$$\frac{S(p)}{E(p)} = FTBF(p) = \frac{FTBO}{1 + FTBO} = \frac{\frac{K_1 \cdot K_c}{\left(1 + \frac{\tau}{a} \cdot p\right) \cdot (1 - \tau \cdot p)}}{1 + \frac{K_1 \cdot K_c}{\left(1 + \frac{\tau}{a} \cdot p\right) \cdot (1 - \tau \cdot p)}} = \frac{K_1 \cdot K_c}{\left(1 + \frac{\tau}{a} \cdot p\right) \cdot (1 - \tau \cdot p) + K_1 \cdot K_c}$$

$$\text{Première version : } \frac{S(p)}{E(p)} = \frac{K_1 \cdot K_c}{\left(1 + \frac{\tau}{a} \cdot p\right) \cdot (1 - \tau \cdot p) + K_1 \cdot K_c} = \frac{K_1 \cdot K_c}{(1 + K_1 \cdot K_c) - \tau \cdot \left(1 - \frac{1}{a}\right) \cdot p - \frac{\tau^2}{a} \cdot p^2}$$

On a donc par identification :

$$K_2 = K_1 \cdot K_c ; \quad a_0 = (1 + K_1 \cdot K_c) ; \quad a_1 = -\tau \cdot \left(1 - \frac{1}{a}\right) ; \quad a_2 = -\frac{\tau^2}{a}$$

$$\text{Deuxième version : } \frac{S(p)}{E(p)} = \frac{\frac{K_1 \cdot K_c}{(1 + K_1 \cdot K_c)}}{1 - \tau \cdot \frac{\left(1 - \frac{1}{a}\right)}{(1 + K_1 \cdot K_c)} \cdot p - \frac{\tau^2}{a \cdot (1 + K_1 \cdot K_c)} \cdot p^2}$$

On a donc par identification :



$$K'_2 = \frac{K_1 \cdot K_c}{(1 + K_1 \cdot K_c)} ; \quad a'_0 = 1 ; \quad a'_1 = -\tau \cdot \frac{\left(1 - \frac{1}{a}\right)}{(1 + K_1 \cdot K_c)} ; \quad a'_2 = -\frac{\tau^2}{a \cdot (1 + K_1 \cdot K_c)}$$

Note : La première version est nettement plus simple pour déterminer le signe de  $a_0$ .

**Question 44** Quels sont les signes des coefficients  $a_1$  et  $a_2$  ? Quel doit être alors le signe du coefficient  $a_0$  pour stabiliser le système ? En déduire l'expression de  $K_c$  en fonction de  $K_1$  et faire l'application numérique.

On obtient :

$$\frac{S(p)}{E(p)} = FTBF(p) = \frac{2,184}{1,184 + 6,55 \cdot 10^{-4} \cdot p + 5,3 \cdot 10^{-7} \cdot p^2} = \frac{2,184}{1,184 \cdot \left(1 + \frac{0,135}{1,184} \cdot p + \frac{2,25 \cdot 10^{-3}}{1,184} \cdot p^2\right)}$$

$$\text{Soit } K = \frac{2,184}{1,184} = 1,85 ; \quad \omega_n = \sqrt{\frac{1,184}{2,25 \cdot 10^{-3}}} = 22,9 \text{ rad.s}^{-1} ; \quad 2 \cdot z \cdot \frac{1}{\omega_n} = \frac{0,135}{1,184}$$

$$\text{donc } z = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,135}{1,184} \cdot \sqrt{\frac{1,184}{2,25 \cdot 10^{-3}}} = 1,3$$

**Question 45** Identifier les paramètres significatifs  $K$ ,  $z$  et  $\omega_n$  et réaliser les applications numériques.

On obtient :

$$\frac{S(p)}{E(p)} = FTBF(p) = \frac{2,184}{1,184 + 6,55 \cdot 10^{-4} \cdot p + 5,3 \cdot 10^{-7} \cdot p^2} = \frac{2,184}{1,184 \cdot \left(1 + \frac{0,135}{1,184} \cdot p + \frac{2,25 \cdot 10^{-3}}{1,184} \cdot p^2\right)}$$

$$\text{Soit } K = \frac{2,184}{1,184} = 1,85 ; \quad \omega_n = \sqrt{\frac{1,184}{2,25 \cdot 10^{-3}}} = 22,9 \text{ rad.s}^{-1} ; \quad 2 \cdot z \cdot \frac{1}{\omega_n} = \frac{0,135}{1,184}$$

$$\text{donc } z = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,135}{1,184} \cdot \sqrt{\frac{1,184}{2,25 \cdot 10^{-3}}} = 1,3$$

**Question 46** Compte tenu de la valeur numérique de  $z$ , justifier que la réponse du système à cet échelon d'Heaviside ne présente pas de dépassement. Un essai en réel avec un passager conduirait-il à un comportement oscillatoire du fauteuil et de son passager ?

La question précédente a montré que la valeur de  $z$  est supérieure à 1. Dans ce cas, la réponse dans le domaine temporel à un échelon d'Heaviside ne présente pas de dépassement. Il ne devrait donc pas y avoir de comportement oscillatoire pour le passager sur le fauteuil.

**Question 47** A l'aide du théorème de votre choix, justifier la valeur de la sortie quand le système est stabilisé. Déterminer la valeur du temps de réponse à 5%,  $tr_{5\%}$  et conclure sur la dynamique globale du système corrigé.

On peut employer le théorème de la valeur finale (car le système est stable). On a alors :

$$\lim_{t \rightarrow \infty} s(t) = \lim_{p \rightarrow 0} p \cdot S(p) = \lim_{p \rightarrow 0} p \cdot FTBF(p) \cdot E(p) = \lim_{p \rightarrow 0} p \cdot FTBF(p) \cdot E(p) \text{ avec } E(p) = \frac{1}{p}$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} s(t) = \lim_{p \rightarrow 0} p \cdot \frac{2,184}{1,184 \cdot \left(1 + \frac{0,135}{1,184} \cdot p + \frac{2,25 \cdot 10^{-3}}{1,184} \cdot p^2\right)} \cdot \frac{1}{p} = \frac{2,184}{1,184} = 1,85$$

Le temps de réponse se lit sur la réponse du système et on peut lire pour  $s(t) = 0,95 \cdot 1,85 \approx 1,75$ , le temps de réponse à 5% :  $tr_{5\%} \approx 0,3$  s. La dynamique globale du système est désormais rapide tout à fait correcte et assure que le système réponde rapidement.

Note de correction : Il faut noter que la question fait référence au régime permanent.

**Question 48** Conclure quant à la stabilité du système corrigé.

Grace au correcteur à avance de phase et à la valeur du gain  $K_c$  retenu le système est, d'une part stable et d'autre part rapide. Il faut noter qu'il n'y aura jamais un échelon en entrée d'amplitude  $1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$  car seules des petites variations autour du point d'équilibre auront lieu.

## IDENTIFICATION DES VERSIONS DU GUS

**Question 49** A partir du document technique DT7, justifier que la clé de contrôle correspondant au premier prototype est bien égale à la valeur 9.

On lit 2014 05 1

Soit :

Digit	2	0	1	4	0	5	1
Poids	3	1	3	1	3	1	3
	6	0	3	4	0	5	3

$$6+0+3+4+0+5+3 = 21$$

$$21/10 = 2 \text{ reste } 1$$

$$\text{Clé} = 10 - 1 = 9$$

La clé de contrôle est bien 9.

(Le mode de vérification est obtenu par une somme de contrôle (checksum) suivie d'une division modulo et d'un calcul de complément.)

**Question 50** Citer au moins un autre mode de contrôle classiquement utilisé pour vérifier les échanges dans les transmissions de données.

On distingue par exemple le contrôle de parité paire ou impaire en RS232 ou la double parité comme dans le bus LIN.

On distingue aussi la division polynômiale par un polynôme générateur dans  $\frac{\mathbb{Z}}{2.\mathbb{Z}}$ .

On peut noter que le contrôle de parité paire est un sous ensemble de cette méthode par un polynôme générateur très simple  $X + 1$ .

On peut également rencontrer la redondance totale.

**Question 51** A partir du document technique DT7, indiquer quel est le nombre de bits présents dans un code EAN 8 et en déduire le nombre de bandes de largeur élémentaire présentes dans chaque code EAN 8.

Le code commence par une zone de garde de 3 bits et se termine par une zone de garde de 3 bits également. Il est séparé par une zone de garde de 5 bits. Chaque chiffre est codé sur 7 bits et il y a 8 chiffres. On a donc :

$3 + 4 \times 7 + 5 + 4 \times 7 + 3 = 67$  bits. Il y a donc 67 bandes de largeur élémentaire dans le code.

**Question 52** Pour un même chiffre, indiquer quelle est l'opération logique nécessaire pour passer de sa représentation binaire dans la colonne nommée Gauche du tableau, correspondant à la première partie du code, à sa représentation dans la colonne nommée Droite du tableau, correspondant à la seconde partie du code.

Il s'agit d'une simple opération de Complément à Un bit à bit.

**Question 53** Pour la colonne nommée **Gauche** du document technique DT7, compléter le tableau du document réponse DR4, représentant les distances de Hamming  $d_{0 \leftrightarrow i}$  entre le codage du chiffre 0 et le codage des chiffres de 1 à 5. Quelle est la distance minimale  $d_{(0 \leftrightarrow \{1,2,3,4,5\})_{min}}$  obtenue ?

	$d_{0 \leftrightarrow 1}$	$d_{0 \leftrightarrow 2}$	$d_{0 \leftrightarrow 3}$	$d_{0 \leftrightarrow 4}$	$d_{0 \leftrightarrow 5}$
Distance de Hamming $d_{0 \leftrightarrow i}$	2	4	2	4	4

Pour le codage des chiffres dans la partie gauche la distance de Hamming minimale est de 2 (par exemple entre les codages de 0 et de 1), on a donc  $d_{(0 \leftrightarrow \{1,2,3,4,5\})_{min}} = 2$

**Question 54** Cette distance est-elle identique pour la représentation des chiffres de la colonne nommée **Droite** du tableau du document technique DT7, correspondant à la seconde partie du code ? Quel est l'intérêt d'utiliser un code dont la distance de Hamming est supérieure à 1 dans tous les cas de figure ?

Le complément bit à bit de chaque élément du code ne modifie pas la distance de Hamming, donc la distance de Hamming minimale pour le codage des chiffres dans la partie droite du tableau est aussi égale à 2.

En utilisant un code dont la distance de Hamming est supérieure à 1 dans tous les cas de figure, il faut au moins deux erreurs de lecture pour mal interpréter la représentation d'un code. (La présence de la clé de contrôle renforce encore la sécurité de la lecture et in fine de l'interprétation globale du code.)

**Question 55** Sur le document réponse DR4, compléter le tableau et déchiffrer le code EAN 8, présent sur le document technique DT8, en indiquant en particulier l'année et le numéro de prototype de la version du GUS identifiés par ce code-barres.

Après transcription des données manquantes, on obtient :

Le tableau ci-dessous donne le résultat interprété.



Figure DR4c : Corrigé

Zone de garde gauche	101			
Chiffres de gauche	0010011	0001101	0010011	0011001
	2	0	2	1
Zone de garde centrale	01010			
Chiffres de droite	1110010	1000100	1101100	1011100
	0	7	2	4
Zone de garde droite	101			

Il s'agit donc d'un prototype développé en 2021 (au mois de juillet) et il est le second prototype développé lors de ce mois.

## SYNTHESE SUR L'ETUDE - CONCLUSION GENERALE

**Question 56** En reprenant les différents points abordés, énoncer en quelques lignes une synthèse des grandes étapes de l'étude du GUS et les limites des modélisations proposées. Quels sont les points qui restent à améliorer dans cette étude ?

L'étude proposée s'est focalisée sur les choix de conception du GUS, un fauteuil pour Personnes à Mobilité Réduite et séniors, monté sur une base de type Gyropode.

Elle a tout d'abord permis de s'assurer que la surveillance informatique du fauteuil permettait d'assurer la sécurité du passager par la mise en place d'un béquillage aussi bien à l'arrêt qu'en cas de défaillance.

Elle a ensuite pris le parti de justifier le choix du moto-réducteur puis par une approche MBD de valider la conception de la chaîne d'énergie dans un cas extrême de fonctionnement.

Elle a continué par la prise en compte du confort du passager et la justification de choix de conception.

Enfin, l'étude a permis de montrer qu'une stabilisation de ce type de fauteuil est tout à fait réalisable, justifiant de facto son existence.

Elle se termine par l'étude du système de repérage des versions, élément indispensable tant les étapes de R&D sont importantes dans ce type de conception.

La limite principale reste dans les hypothèses mises en place lors de l'étude du correcteur. Il est clair qu'une poursuite de l'approche MBD permettrait de déterminer un type de correcteur plus performant.