

## Epreuve de Sciences Industrielles B

Durée 6 h

Si, au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, d'une part il le signale au chef de salle, d'autre part il le signale sur sa copie et poursuit sa composition en indiquant les raisons des initiatives qu'il est amené à prendre.

### **L'usage de calculatrices est interdit.**

La présentation, la lisibilité, l'orthographe, la qualité de la rédaction, la clarté et la précision des raisonnements entreront pour une part importante dans l'appréciation des copies. En particulier les résultats non justifiés ne seront pas pris en compte. Les candidats sont invités à encadrer les résultats de leurs calculs.

### **Matériel autorisé :**

L'usage des instruments usuels du dessinateur est autorisé.

### **Composition du sujet :**

- **1 cahier** comprenant 20 pages de texte numérotées de **T1/20** à **T20/20**. Ce cahier contient le descriptif du système étudié ainsi que les différentes questions numérotées de **Question 1** à **Question 27**.
- **16 documents** au format A4, intitulés «**Document i**»  $i \in \{1 ; 2 ; \dots ; 16\}$ , contenant des documents complémentaires.
- **1 cahier réponse** de 8 pages numérotées de **R1/8** à **R8/8** à rendre en fin d'épreuve. Ce cahier réponse est un document à trous dans lequel seront consignées par le candidat les réponses intitulées **Réponse 1** à **Réponse 26** relatives aux questions de notice de conception intitulées **Question 1** à **Question 26**.
- **1 feuille de calque** format A4 pré-imprimée intitulée «**Calque réponse**» à rendre en fin d'épreuve, contenant les réponses à la **Question 27** où l'on demande le tracé d'un dessin.

**Toute autre documentation est interdite.  
Les réponses sur feuilles de copies ou papiers de  
brouillon ne seront pas acceptées.**

### **Gestion du temps :**

En admettant une durée de 1 h 00 pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer environ 2 h 30 à la réponse aux questions de la notice de conception (50% de la note globale) et environ 2 h 30 au tracé du dessin (50% de la note globale). Les différentes parties et sous-parties sont indépendantes.

## Présentation du produit

La densification des zones urbaines ces vingt dernières années a conduit à une saturation de la plupart des grandes villes européennes. Ainsi, les conditions de circulation devenues très difficiles, les réseaux de transport en commun saturés, ont conduit de nombreux usagers à se tourner vers les véhicules à deux roues. D'abord destiné à un public de passionnés recherchant des sensations et un sentiment de liberté, le marché des deux roues a connu une évolution plus utilitaire. Ceci explique le fort succès des scooters cette dernière décennie. L'enjeu des constructeurs de scooters est donc de proposer des véhicules pouvant se déplacer aisément en milieu urbain et sur route tout en s'adaptant à ces nouveaux usagers peu habitués aux spécificités des deux roues en améliorant le confort et la sécurité. Dans ce domaine, la société Piaggio propose un scooter dont le train avant est muni de deux roues. Les objectifs sont d'avoir une tenue de route plus proche d'un véhicule à quatre roues, d'augmenter la capacité de freinage ainsi que le confort d'utilisation en ville tout en conservant la maniabilité d'un deux roues classique.

Nous allons nous intéresser dans ce sujet à certains aspects de la conception du train avant à deux roues développé par la société Piaggio sur son scooter MP3 (*Figure 1*).



**Figure 1** : Scooter MP3 (Piaggio)

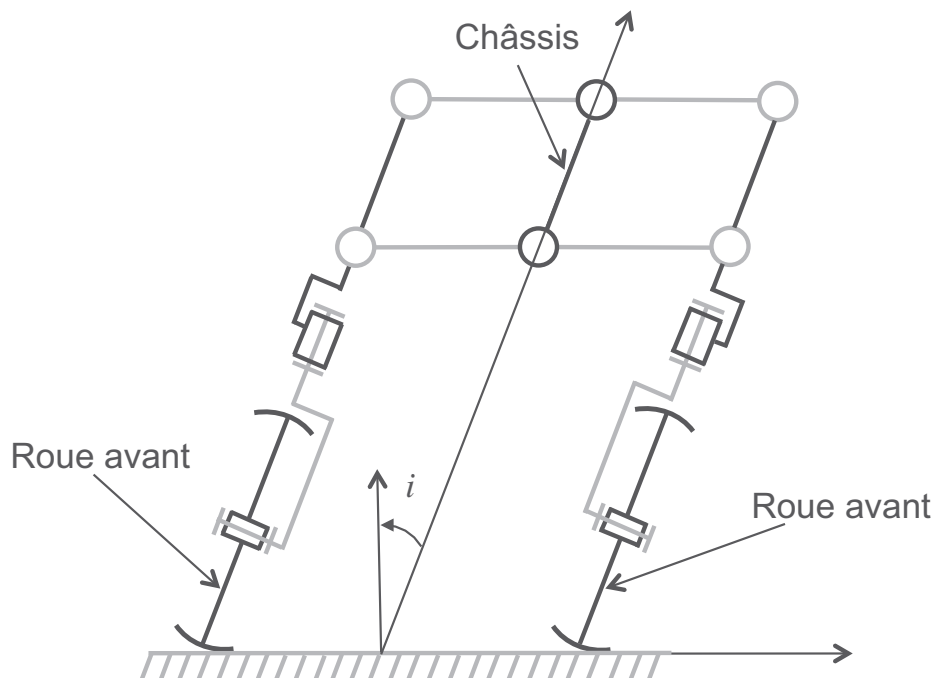
Le train avant est défini comme l'ensemble comprenant : la roue (ou les roues) avant, la suspension, le dispositif de freinage, tous les éléments participant aux liaisons entre ces éléments. Sur un scooter à une seule roue avant, le train avant est lié au châssis du véhicule par une liaison pivot permettant d'orienter la roue avant par rapport au véhicule par l'intermédiaire du guidon. Cette liaison permet de diriger le véhicule. Pour un scooter à deux roues avant, le train avant doit non seulement

permettre le pivotement des roues commandé par le guidon mais il doit également permettre l'inclinaison de l'ensemble du scooter tout en conservant le contact des roues au sol (voir **Figure 2**).



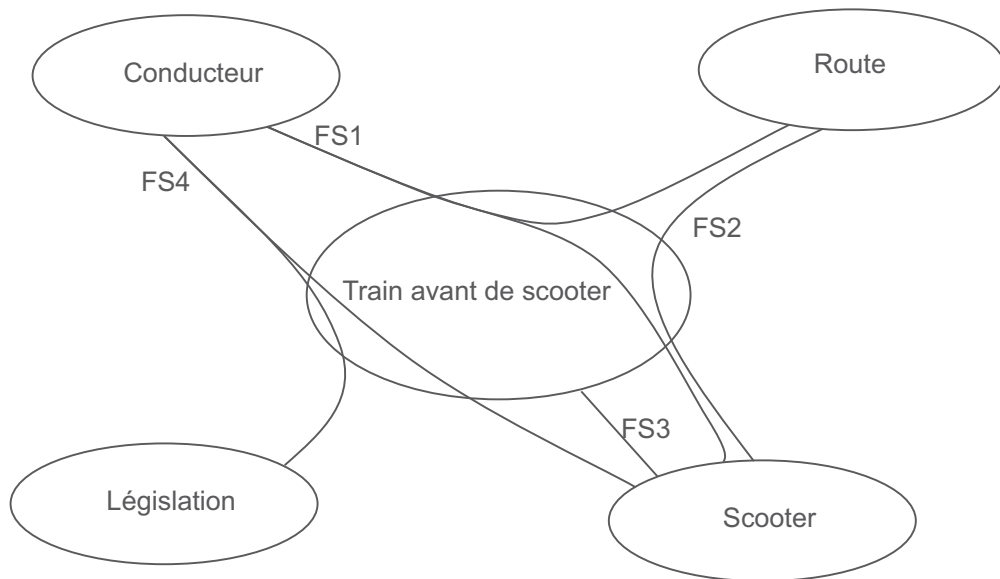
**Figure 2 :** Scooter à 2 roues (gauche) et scooter à 3 roues (droite)

La solution retenue pour permettre une inclinaison du véhicule malgré la présence de deux roues sur le train avant repose sur la cinématique imposée par un dispositif en parallélogramme représenté **Figure 3**. Une vue d'ensemble du train avant avec le parallélogramme d'inclinaison est fournie **Document 1**.



**Figure 3 :** Principe du parallélogramme d'inclinaison

Le diagramme des interacteurs (**Figure 4**) et l'extrait de cahier des charges (**Figure 5**) suivant permettent de spécifier les principales performances attendues par ce train avant innovant.



**Figure 4 : Diagramme des interacteurs**

**Enoncé des fonctions de service :**

FS1 : Permettre au conducteur de maîtriser le véhicule sur la route

FS2 : Assurer la liaison au sol

FS3 : Assurer une partie du freinage du scooter

FS4 : Etre conforme à la législation en vigueur

	Critères	Niveaux
FS1 : Permettre au conducteur de maîtriser le véhicule sur la route	Inclinaison autorisée	$-50^{\circ} < i < 50^{\circ}$ (voir <b>Figure 3</b> )
	Stabilité du véhicule en ligne droite	Autonome pour $V > 15$ km/h
	Verrouillage de l'inclinaison du train avant (en option)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• pour <math>V &lt; 15</math> km/h</li> <li>• temps verrouillage / déverrouillage <math>&lt; 3</math> s</li> </ul>
	Rigidité de l'ensemble du train avant	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Jeu nul dans les liaisons</li> <li>• déplacement des colonnes sous efforts (au point <math>O_{C3}</math> défini <b>Document 3</b>) : <math>\ \vec{U}_{O_{C3}}\  &lt; 1</math> mm.</li> </ul>
	Masse maximum du train avant	80 kg
	Rayon de braquage Minimum	$< 2,5$ m
	Commandes au guidon	Commandes : moteur, freins avant, phares et clignotants, avertisseur sonore, verrouillage du train (en option).
FS2 : Assurer la liaison au sol	Contact des deux roues au sol	Permanent
FS3 : Assurer une partie du freinage du scooter	Décélération maximum	$8 \text{ ms}^{-2}$
FS4 : Etre conforme à la législation en vigueur	Distance entre les deux roues avant pour être conduit par un titulaire de permis B quelle que soit la cylindrée	$> 460$ mm
	Normes pour homologation	Normes Euro 3

**Figure 5** : Principales performances du train avant

## Présentation des différentes parties du sujet

Le sujet est constitué de deux parties. On s'intéresse au train avant du véhicule dans chacune des deux parties.

Dans la **Partie 1**, on cherche à vérifier le critère de rigidité du train avant de la fonction FS1. On étudie pour cela le système d'inclinaison et on s'intéresse au déplacement d'un point d'une colonne sous efforts.

Dans la **Partie 2**, on s'intéresse à la conception du dispositif de verrouillage du système d'inclinaison de la fonction FS1. Dans la **Sous-partie 2.1**, on validera la chaîne d'énergie du dispositif de verrouillage en conformité avec le cahier des charges. Dans la **Sous-partie 2.2**, on s'intéresse à la conception d'une partie du dispositif de verrouillage.

## Partie 1 : Etude et validation partielle du parallélogramme d'inclinaison

**Objectifs :** On cherche à vérifier le critère de rigidité de l'ensemble du train avant sous sollicitations de la fonction FS1. Pour cela on étudie le mécanisme d'inclinaison des roues en parallélogramme dont une illustration est donnée **Document 1**. On utilisera pour la suite de notre étude les modèles simplifiés donnés **Document 2**, **Document 3** et **Document 4**.

Ce système, constitué de deux bras **B<sub>1</sub>** et **B<sub>2</sub>** et de deux colonnes **C<sub>3</sub>** et **C<sub>4</sub>**, est relié au châssis **0** du scooter par deux liaisons pivots. Chaque bras est en liaison pivot avec chaque colonne. Les colonnes **C<sub>3</sub>** et **C<sub>4</sub>** sont liées en liaison pivot avec les deux bras de suspension qui supportent les deux roues avant (voir **Figure 3**). Un schéma cinématique minimal du système d'inclinaison est donné sur le **Document 2**.

### Question 1.

Calculer le degré d'hyperstatisme du mécanisme modélisé par le schéma cinématique minimal du **Document 2**. Au regard du cahier des charges, quel est l'intérêt d'un tel hyperstatisme ?

On applique un chargement connu au système étudié en imposant un torseur d'effort extérieur, représentant le contact roue-sol, à chacune des colonnes.

**Question 2.**

En appliquant le principe fondamental de la statique à chacune des pièces du système d'inclinaison (liaisons supposées parfaites), on obtient un système d'équations reliant les inconnues de liaison aux données du problème. Est-il possible de résoudre le système obtenu sans hypothèse supplémentaire ? Justifier.

Nous allons à présent vérifier le critère de rigidité du train avant en prenant en compte les déformations de certaines pièces. Les colonnes **C<sub>3</sub>** et **C<sub>4</sub>** sont de forme tubulaire et réalisées dans un matériau dont la désignation normalisée est 30NiCr11. Les bras **B<sub>1</sub>** et **B<sub>2</sub>** sont des pièces massives réalisées dans un matériau dont la désignation normalisée est EN AC-43100 (AlSi10Mg). La forme générale de ces pièces est donnée **Document 1**.

**Question 3.**

Donner la signification des désignations normalisées 30NiCr11 et EN AC-43100 (AlSi10Mg). Donner pour chacun de ces matériaux la valeur du module d'Young. Proposer un mode d'obtention du brut pour les deux bras **B<sub>1</sub>** et **B<sub>2</sub>**, étant donné la série (ici grande série) et le matériau considérés.

Les colonnes **C<sub>3</sub>** et **C<sub>4</sub>** se déforment très peu. On supposera donc pour simplifier, dans la suite, que les colonnes **C<sub>3</sub>** et **C<sub>4</sub>** ne se déforment pas. Etant donné la géométrie des bras, on considère que les bras **B<sub>1</sub>** et **B<sub>2</sub>** ne se déforment que très localement, autour de la zone où est réalisée la liaison pivot avec la colonne **C<sub>3</sub>** ou **C<sub>4</sub>**. En effet dans la zone fonctionnelle relative à la liaison pivot, le bras est de section beaucoup plus faible, pour permettre le passage de la colonne. Le montage en chape est illustré **Document 2**. Chaque liaison pivot est réalisée par un montage de roulements précontraints que l'on modélise comme deux liaisons sphériques de centre  $A_i$ .

On s'intéresse dans un premier temps aux déformations du bras sous l'effet des efforts transmis par la liaison sphérique de centre  $A_i$ . Le **Document 3** donne les différentes coordonnées des points de la colonne **C<sub>3</sub>**. On précise que le torseur des actions mécaniques transmissibles du bras **B<sub>j</sub>** ( $j=1$  ou  $2$ ) sur la colonne **C<sub>3</sub>** par la liaison sphérique de centre  $A_i$  ( $i=1, 2, 3$  ou  $4$ ) s'écrit au point  $A_i$ :

$$\left\{ T_{B_j \rightarrow C_3}^{A_i} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} X_i \vec{x} + Y_i \vec{y} + Z_i \vec{z} \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{A_i}$$

Une partie du bras est représentée de manière simplifiée par un parallélépipède rectangle de côtés  $b$  et  $h$  et de longueur  $L$ . Pour connaître le lien entre les efforts appliqués et la déformée, on utilise un modèle poutre. Cette poutre, notée **P<sub>i</sub>**, d'extrémités  $O_i$  et  $A_i$  est représentée sur le **Document 4**. Les caractéristiques géométriques et les matériaux constitutifs de toutes les poutres **P<sub>i</sub>** sont supposées identiques : la longueur est  $L$ , la section est  $S = b \times h$  et le module d'Young est  $E$ .



On s'intéresse aux trois chargements définis sur le **Document 4**. On définit trois rigidités équivalentes  $k_{X_i}$ ,  $k_{Y_i}$  et  $k_{Z_i}$  :

$$k_{X_i} = \frac{X_i}{\delta_{X_i}}, \quad k_{Y_i} = \frac{Y_i}{\delta_{Y_i}} \quad \text{et} \quad k_{Z_i} = \frac{Z_i}{\delta_{Z_i}} \quad \text{où} \quad \vec{U}_{A_i} = \delta_{X_i} \vec{x} + \delta_{Y_i} \vec{y} + \delta_{Z_i} \vec{z} \quad \text{représente le}$$

déplacement du point  $A_i$ , extrémité de la poutre.

On note le torseur de cohésion dans la poutre  $\underline{P}_i$  :

$$\{T_{Coh}\} = \left\{ \begin{array}{l} R_x(x) \vec{x} + R_y(x) \vec{y} + R_z(x) \vec{z} \\ M_x(x) \vec{x} + M_y(x) \vec{y} + M_z(x) \vec{z} \end{array} \right\}_{M_i}$$

avec  $\overrightarrow{O_i M_i} = x \vec{x}$  la position d'un point courant de la ligne moyenne.

**Question 4.** On s'intéresse au chargement 1 du **Document 4**. Donner l'expression des composantes du torseur de cohésion. Préciser la nature de la sollicitation associée au chargement 1. Déterminer  $\delta_{X_i}$  en fonction de  $X_i, E, S$  et  $L$  ; en déduire  $k_{X_i}$  en fonction de  $E, S$  et  $L$ .

On néglige les effets de l'effort tranchant devant ceux dus au moment fléchissant pour le calcul du déplacement.

**Question 5.** On s'intéresse au chargement 2 du **Document 4**. Donner l'expression des composantes du torseur de cohésion. Préciser la nature de la sollicitation associée à ce chargement. Déterminer  $\delta_{Y_i}$  en fonction de  $Y_i, E, L$  et  $I_z$  (moment quadratique autour de l'axe  $\vec{z}$  au centre de gravité de la section), en déduire  $k_{Y_i}$  en fonction de  $E, L$  et  $I_z$ . Donner l'expression de  $I_z$  en fonction de  $b$  et  $h$ .

Pour le chargement 3 du **Document 4**, on obtient par un raisonnement similaire la valeur de  $k_{Z_i}$  en fonction des données. On ne cherche pas à établir ici son expression et on suppose  $k_{Z_i}$  connu dans la suite. En remarquant que les valeurs  $k_{X_i}$ ,  $k_{Y_i}$  et  $k_{Z_i}$  sont identiques quelle que soit la poutre  $\underline{P}_i$  considérée, on note ces trois rigidités  $k_X, k_Y$  et  $k_Z$ .

On cherche à présent à déterminer les efforts dans les liaisons sphériques de centre  $A_i$ , et le comportement de la structure en fonction de l'effort imposé par le contact roue-sol. Cette action mécanique, transmise par la suspension à la colonne  $\underline{C}_3$ , est modélisable en  $B_{C3}$  (voir **Document 3**) par le torseur d'actions mécaniques suivant, qui correspondra à une sollicitation extrême du train avant :

$$\{T_{Suspension \rightarrow C_3}\} = \left\{ \begin{array}{l} P \vec{x} + Q \vec{y} + R \vec{z} \\ L \vec{x} + M \vec{y} + N \vec{z} \end{array} \right\}_{B_{C3}}$$

**Question 6.** Isoler la colonne  $\underline{C}_3$  et faire le bilan des actions mécaniques extérieures (on donnera les torseurs associés à chaque action). On négligera le poids de  $\underline{C}_3$ .



La déformation des bras due aux actions mécaniques engendre un déplacement de la colonne  $\underline{\mathbf{C}}_3$  par rapport à sa position au repos. On repère la nouvelle position de  $\underline{\mathbf{C}}_3$  dans l'espace par six paramètres  $u, v, w, \alpha, \beta$  et  $\gamma$ . Les paramètres  $u, v$  et  $w$  repèrent le déplacement  $\vec{U}_{O_{C3}}$  du point  $O_{C3}$ , de  $\underline{\mathbf{C}}_3$  :  $\vec{U}_{O_{C3}} = u\vec{x} + v\vec{y} + w\vec{z}$ . Les paramètres  $\alpha, \beta$  et  $\gamma$  représentent les angles qui orientent  $\underline{\mathbf{C}}_3$  selon les axes  $\vec{x}, \vec{y}$  et  $\vec{z}$ , de sorte que la rotation de  $\underline{\mathbf{C}}_3$  est définie par le vecteur rotation  $\vec{\Psi}_{C_3} = \alpha\vec{x} + \beta\vec{y} + \gamma\vec{z}$ . On donne les déplacements des points  $A_1, A_2, A_3$  et  $A_4$  de  $\underline{\mathbf{C}}_3$  par rapport à sa position au repos en fonction de  $u, v, w, \alpha, \beta$  et  $\gamma$  et des paramètres géométriques  $e$  et  $d$  :

$$\begin{aligned}\vec{U}_{A_1} &= \delta_{X_1} \vec{x} + \delta_{Y_1} \vec{y} + \delta_{Z_1} \vec{z} = (u + d.\gamma + e.\beta)\vec{x} + (v - e.\alpha)\vec{y} + (w - d.\alpha)\vec{z} \\ \vec{U}_{A_2} &= \delta_{X_2} \vec{x} + \delta_{Y_2} \vec{y} + \delta_{Z_2} \vec{z} = (u - d.\gamma + e.\beta)\vec{x} + (v - e.\alpha)\vec{y} + (w + d.\alpha)\vec{z} \\ \vec{U}_{A_3} &= \delta_{X_3} \vec{x} + \delta_{Y_3} \vec{y} + \delta_{Z_3} \vec{z} = (u + d.\gamma - e.\beta)\vec{x} + (v + e.\alpha)\vec{y} + (w - d.\alpha)\vec{z} \\ \vec{U}_{A_4} &= \delta_{X_4} \vec{x} + \delta_{Y_4} \vec{y} + \delta_{Z_4} \vec{z} = (u - d.\gamma - e.\beta)\vec{x} + (v + e.\alpha)\vec{y} + (w + d.\alpha)\vec{z}\end{aligned}$$

Nous allons établir, dans la suite, un lien entre les paramètres  $u, v, w, \alpha, \beta$  et  $\gamma$  et les efforts extérieurs appliqués en  $B_{C3}$ .

**Question 7.**

Appliquer le théorème de la résultante statique à la colonne  $\underline{\mathbf{C}}_3$ . En déduire l'expression des composantes  $u, v$  et  $w$  du déplacement en fonction des composantes  $P, Q, R, k_x, k_y$  et  $k_z$ .

**Question 8.**

Comparer le déplacement  $\vec{U}_{O_{C3}}$  du point  $O_{C3}$  obtenu pour ce chargement au déplacement maximal autorisé, donné dans le cahier des charges dans la fonction FS1.

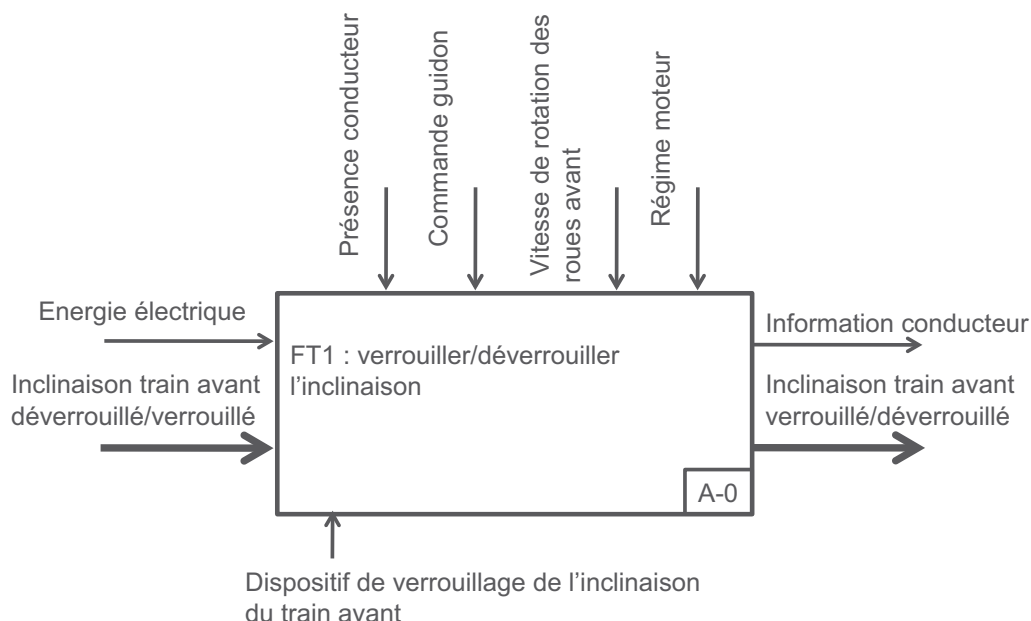
**Question 9.**

Donner la démarche qui permettrait de déterminer l'expression des composantes de rotation  $\alpha, \beta$  et  $\gamma$  en fonction des composantes  $P, Q, R, L, M$  et  $N$ .

## Partie 2 : Etude et validation partielle du dispositif de verrouillage de l'inclinaison

On s'intéresse dans cette partie à la conception du dispositif de verrouillage de l'inclinaison. Il doit permettre de vérifier le critère de verrouillage de la fonction de service FS1 pour les vitesses inférieures à  $15 \text{ km.h}^{-1}$ . Ce dispositif, présent en option, répond à un souci d'amélioration du confort d'utilisation du scooter en milieu urbain. Le train avant est sensiblement alourdi, par sa structure particulière, par rapport à un véhicule classique. D'autre part, les protections et les éléments de confort propres au marché du scooter amènent le poids des scooters, même de faible cylindrée, à atteindre celui d'une moto de grosse cylindrée. Afin de conserver une bonne maniabilité aux faibles vitesses et de s'adapter aux usagers de tout gabarit, le verrouillage de l'inclinaison est donc proposé en option dans la fonction FS1 de la partie 1. Il permet en outre d'éviter de poser le pied aux arrêts (nombreux en circulation urbaine), et de garer le scooter dans n'importe quelle configuration (pente, à cheval sur un trottoir ou une bordure, etc ...) sans avoir à utiliser la béquille centrale (opération difficile sur un engin d'environ 200 kg).

Le diagramme SADT A-0 représenté **Figure 6** présente la fonction technique à remplir par le dispositif de verrouillage d'inclinaison du train avant ainsi que les données influant sur son fonctionnement.



**Figure 6** : SADT A-0 de la fonction FT1

La commande du dispositif doit être actionnée au guidon et validée par le calculateur en fonction de la vitesse du scooter (mesure de la vitesse de rotation des roues) et du régime moteur. Un voyant au guidon permet d'avertir le conducteur de l'état du dispositif. Le dispositif ne peut être déverrouillé que si le conducteur est assis sur la selle.

L'extrait de cahier des charges **Figure 7** permet de spécifier la fonction technique FT1. Afin de clarifier la spécification de FT1, trois phases de fonctionnement ont été distinguées :

- verrouillage (toujours par commande manuelle) (Phase A)
- déverrouillage automatique (Phase B)
- déverrouillage manuel (Phase C)

CDCF FT1 Phase de fonctionnement A : verrouillage.

	critère	niveau	flexibilité
FT1 : verrouiller l'inclinaison	temps de verrouillage	3s	maxi
	puissance électrique consommée	80 W	maxi
	vitesse du scooter	< 10 km/h	impératif
	ordre verrouillage	commande manuelle au guidon (contrôlée puis validée par calculateur)	
	maintien du verrouillage	sans apport d'énergie	impératif

CDCF FT1 Phase de fonctionnement B : déverrouillage automatique.

	critère	niveau	flexibilité
FT1 : déverrouiller l'inclinaison automatiquement	temps de déverrouillage	3s	maxi
	puissance électrique consommée	80 W	maxi
	vitesse du scooter	> 15 km/h	impératif
	régime de rotation moteur	> 2500 tr/min	impératif
	présence conducteur	détection capteur de selle	impératif
	ordre déverrouillage	calculateur	

CDCF FT1 Phase de fonctionnement C : déverrouillage manuel.

	critère	niveau	flexibilité
FT1 : déverrouiller l'inclinaison manuellement	temps de déverrouillage	3s	maxi
	puissance électrique consommée	80 W	maxi
	présence conducteur	détection capteur de selle	impératif
	ordre déverrouillage	commande manuelle au guidon (contrôlée puis validée par calculateur)	

**Figure 7 : Extrait du cahier des charges**

Le verrouillage de l'inclinaison du train avant nécessite la suppression de ces mobilités :

- la mobilité du parallélogramme d'inclinaison (voir partie 1),
- la mobilité de la suspension avant (particulièrement utile en mode parking).

Les solutions retenues pour bloquer ces deux mobilités sont :

- un frein à disque (visible sur le **Document 1**) actionné par câble pour le parallélogramme d'inclinaison,
- un verrou hydraulique pour chaque bras de suspension (visible sur le **Document 1** et schématisé sur les **Document 5** et **Document 6**).

## Sous-partie 2.1 : Validation du dispositif de verrouillage

**Objectifs :** On s'intéresse ici à la conception de la chaîne d'énergie du dispositif de verrouillage. **Nous allons établir une notice de calcul permettant de concevoir et de valider le mécanisme de transmission du dispositif de verrouillage en conformité avec le cahier des charges de la fonction FT1.**

Malgré la nature différente des énergies mises en jeu pour les deux dispositifs de verrouillage, le constructeur souhaite utiliser un unique actionneur pour limiter les coûts de production, faciliter les opérations de maintenance, limiter les masses embarquées ainsi que l'encombrement et garantir la synchronisation des deux types de verrouillage.

***Détermination de la pression hydraulique nécessaire au verrouillage de la mobilité de la suspension avant.***

Une schématisation du bras de suspension et du verrou hydraulique (identiques pour les deux roues avant) est fournie **Document 5** et **Document 6** respectivement.

Une roue est en liaison pivot d'axe  $(O, \vec{x}_0)$  avec le bras oscillant **11** lui-même en liaison pivot d'axe  $(O, \vec{x}_0)$  avec le bras de suspension constitué des pièces **12** et **13**. Le bras oscillant **11** est en liaison pivot d'axe  $(P, \vec{x}_0)$  avec la demi-fourche **10**. La liaison équivalente entre **12** et **13** est assimilée à une glissière de direction  $\vec{z}_{13}$ . Entre **12** et **13** sont placés un amortisseur et un ressort non représentés. En parallèle du bras de suspension, une tige **14** est liée par une liaison pivot glissant d'axe  $(M, \vec{x}_0)$  avec **12** et par une liaison pivot glissant d'axe  $(M, \vec{z}_{13})$  avec **13**. C'est cette dernière liaison pivot glissant qui sera verrouillée par le verrou hydraulique.

Le principe retenu pour verrouiller la liaison pivot glissant entre **13** et **14** consiste à pincer un cylindre élastique **Cy** sur la tige **14** (**Document 6**). Le blocage se fait alors par adhérence. Le contact entre **Cy** et **14** sera considéré comme ponctuel aux points  $J'_1$  et  $J'_2$ .

Pour simplifier, on considère que les coefficients de frottement et d'adhérence entre **Cy** et **14** sont égaux et valent :  $f=0,3$ .

La résultante globale des efforts à transmettre par adhérence de **14** sur **Cy** est :  $\overrightarrow{R_{14 \rightarrow Cy}} = Z_{14 \rightarrow Cy} \overrightarrow{z_{13}}$  avec  $Z_{14 \rightarrow Cy} = 923 \text{ N}$ .

Compte tenu de la grande souplesse de **Cy**, on considère que les efforts transmis en  $J_1$  et  $J_2$  sont identiques en norme aux efforts en  $J'_1$  et  $J'_2$  respectivement.

Données du **Document 5** :  $\overrightarrow{IO} = R \overrightarrow{Z_0}$  avec  $R = 240 \text{ mm}$ ,  $\overrightarrow{OP} \approx l_{11} \overrightarrow{y_0}$  avec  $l_{11} = 200 \text{ mm}$ ,  $(\overrightarrow{y_0}, \overrightarrow{y_{13}}) = (\overrightarrow{z_0}, \overrightarrow{z_{13}}) = \theta_{013} = -30^\circ$ .

Données du **Document 6** :  $\overrightarrow{B_2 B_1} = l_B \overrightarrow{y_{13}}$ ,  $\overrightarrow{B_2 J_1} = \frac{l_B}{2} \overrightarrow{y_{13}}$ ,  $\overrightarrow{J_1 J_2} = d_T \overrightarrow{x_{13}}$ .

L'angle  $\alpha$  étant supposé petit, on travaillera sur la configuration non déformée (partie Doc 6a du **Document 6**).

**Question 10.** En détaillant le(s) théorème(s) et isolement(s) utilisés, exprimer les torseurs d'actions mécaniques transmissibles par les liaisons ponctuelles avec frottement en  $J'_1$  et  $J'_2$ , notés  $\{T^{J'_1}_{Cy \rightarrow 14}\}$  et  $\{T^{J'_2}_{Cy \rightarrow 14}\}$  à la limite du glissement entre **14** et **Cy**. On exprimera ces torseurs dans la base  $B_{13} = (\overrightarrow{x_{13}} = \overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{y_{13}}, \overrightarrow{z_{13}})$  respectivement en  $J'_1$  et  $J'_2$  en fonction de  $Z_{14 \rightarrow Cy}$  et de  $f$ .

**Question 11.** En détaillant le(s) théorème(s) et isolement(s) utilisés, en déduire la projection sur  $\overrightarrow{x_{13}}$  de la résultante des actions mécaniques transmissibles de **P** sur **B**  $\overrightarrow{R_{P \rightarrow B}}$ , en fonction de  $Z_{14 \rightarrow Cy}$  et de  $f$ . En déduire la pression  $P_2$  à imposer dans le dispositif de verrouillage en fonction de  $Z_{14 \rightarrow Cy}$ ,  $f$ ,  $P_{atm}$  et des caractéristiques géométriques.

### Détermination du couple moteur nécessaire au verrouillage des mobilités du train avant.

Le mécanisme de transmission du dispositif de verrouillage schématisé **Document 7** est actionné par un moteur électrique. Il est principalement constitué d'un ensemble **1** en liaison pivot par rapport au bâti **0**. L'axe du moteur électrique est solidaire de la vis **V** qui engrène sur la roue **R** solidaire de la roue **R'** qui entraîne l'ensemble **1**. L'extrémité du câble actionnant le frein à disque du parallélogramme est fixée à l'ensemble **1** au point E. La rotation de **1** permet donc de mettre en tension le câble du frein à disque du parallélogramme. La pièce **2** est en liaison pivot avec l'ensemble **1**. Un ressort de torsion placé entre **1** et **2** permet d'imposer un couple noté  $\overrightarrow{C_{res \rightarrow 2}} = C_{res \rightarrow 2} \overrightarrow{z_0}$  sur **2**. La pièce **2** est en liaison sphérique au point C avec la bielle **3**. La bielle **3** est en liaison sphérique au point D avec le piston **4** du maître cylindre dont le schéma de principe est présenté **Document 8**. Le maître cylindre permet d'actionner les verrous hydrauliques des deux bras de suspension avant.

**Question 12.** On supposera qu'en position verrouillée :

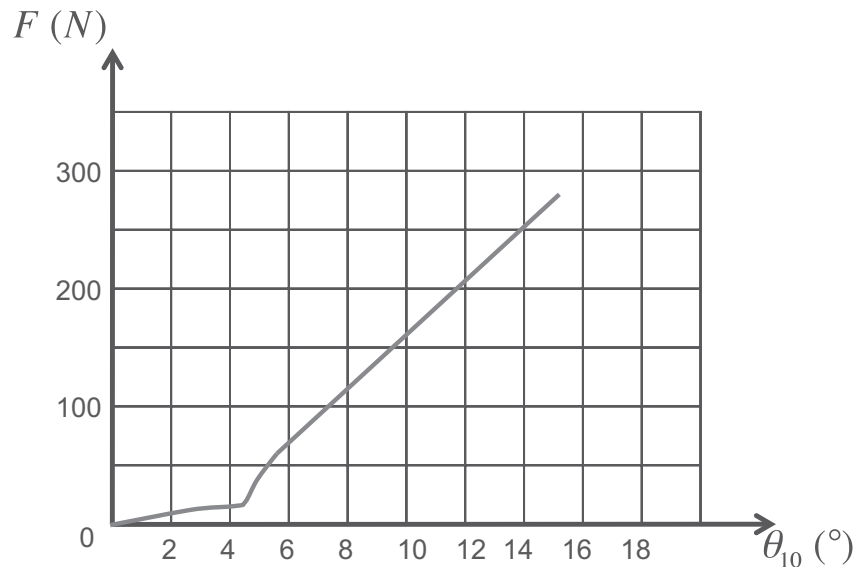
$$\theta_{32} = (\vec{x}_2, \vec{x}_3) = (\vec{y}_2, \vec{y}_3) = -30^\circ \text{ et } \theta_{20} = (\vec{x}_0, \vec{x}_2) = (\vec{y}_0, \vec{y}_2) = 0^\circ.$$

Les actions du ressort du maître cylindre ainsi que les actions dues à la pression arrière  $P_1$  seront négligées.

Déterminer alors le couple  $C_{res \rightarrow 2}$  à imposer par le ressort de torsion sur 2 pour verrouiller les deux bras de suspension en fonction de  $P_2$  et des données géométriques. Justifier votre réponse en détaillant les théorème(s) et isolement(s) utilisés.

Lors du verrouillage des verrous hydrauliques, la course  $C_4$  du piston 4 du maître cylindre est de 6 mm. On considère que cela entraîne un débattement angulaire maximum de la pièce 2,  $\Delta\theta_{20,MAX} = 6^\circ$ .

La **Figure 8** montre un relevé expérimental de l'effort de tension dans le câble noté  $F$  en fonction de l'angle  $\theta_{10}$  lorsque l'on actionne le frein à disque.  $F$  est mesuré au point E du **Document 7**. La résultante des actions du câble en E est :  $\vec{F}_{cab \rightarrow 1} = -F\vec{x}_1$ . Pour assurer le blocage du parallélogramme d'inclinaison, la tension dans le câble doit être égale à 200 N.



**Figure 8 :** Tension dans le câble  $F$  en fonction de l'angle  $\theta_{10}$

**Question 13.** Relever la valeur  $\theta_{10,MAX}$  à imposer à la pièce 1 pour obtenir l'effort de tension de verrouillage. Dédire alors des questions précédentes l'expression de la raideur du ressort de torsion notée  $K_{Res}$  (en  $N.m.deg^{-1}$ ) qui permettra d'imposer la pression  $P_2$ . Faire l'application numérique.

On s'intéresse à la transmission de puissance entre le moteur et les pièces **1** et **2**. Le rapport de réduction du système roue et vis sans fin vaut 180 ; le système roue et vis sans fin est irréversible, son rendement est  $\eta_{RV} = 0,4$ . Les frottements sont supposés négligeables dans tous les autres éléments de transmission et les liaisons sont supposées parfaites. La roue **R** a  $Z_R=180$  dents et la vis **V** comporte  $Z_V=1$  filet. Les roues **R'** et **1** ont respectivement  $Z_{R'}=20$  dents et  $Z_1=140$  dents.

**Question 14.** Déterminer l'expression du couple noté  $C_{m,MAX}$  à exercer par le moteur sur la vis **V** en fin de verrouillage en fonction de  $C_{res \rightarrow 2}$ ,  $F$ ,  $Z_R$ ,  $Z_{R'}$ ,  $Z_1$ ,  $Z_V$ ,  $\eta_{RV}$  et des données géométriques utiles.

**Question 15.** A quel critère de la fonction FT1 du cahier des charges, le système roue et vis sans fin permet-il de répondre ?

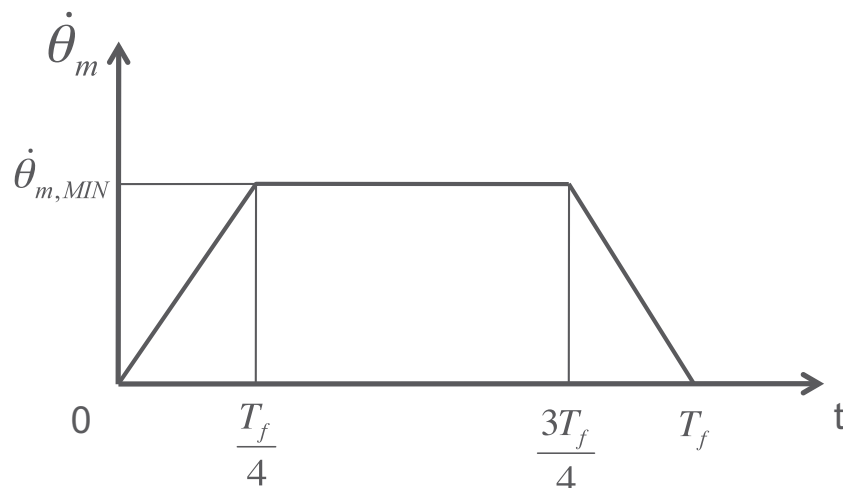
Les désignations normalisées des matériaux utilisés pour le système roue et vis sans fin sont :

- Pour la roue **R** : Cu Sn 12 Zn 1 P
- Pour la vis **V** : 42 Cr Mo 4

**Question 16.** Donner la signification de ces deux désignations normalisées et justifier le choix de ces deux matériaux.

### **Vérification de la loi de commande du moteur durant la phase de verrouillage.**

La loi de commande du moteur est une loi de commande en vitesse donnée **Figure 9**, la vitesse  $\dot{\theta}_m$  est tracée en fonction du temps  $t$ .



**Figure 9 :** Loi de commande en vitesse du moteur électrique



**Question 17.** On considère par sécurité que le traitement des informations et l'élaboration des ordres par le calculateur peuvent prendre jusqu'à une seconde. Déterminer l'expression analytique de la vitesse de rotation minimum du moteur notée  $\dot{\theta}_{m,MIN}$  en fonction de  $T_f$ ,  $\theta_{10,MAX}$ ,  $Z_R$ ,  $Z_{R'}$ ,  $Z_1$  et  $Z_V$ . Déterminer les valeurs numériques de  $T_f$  et de  $\dot{\theta}_{m,MIN}$  qui respectent le cahier des charges.

D'après les valeurs de  $\dot{\theta}_{m,MIN}$  et de  $C_{m,MAX}$  déterminé à la question 14, conclure quant à la capacité du moteur électrique choisi **Document 9** à respecter le cahier des charges.

### **Détermination de la puissance électrique consommée par le dispositif de verrouillage.**

Dans les questions suivantes on cherche à déterminer la puissance  $P_{m \rightarrow \epsilon}$  délivrée par le moteur dans le but de vérifier le critère du cahier des charges. Afin de simplifier l'étude, nous ferons les hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'effort de tension dans le câble est considéré comme une fonction linéaire de l'angle  $\theta_{10}$  :  $\overrightarrow{F_{cab \rightarrow 1}} = -F \overrightarrow{x_1} = -K_{cab} \theta_{10} \overrightarrow{x_1}$
- Le temps nécessaire à la phase de translation du piston **4** sans élévation notable de la pression  $P_2$  est négligé, de sorte que l'on considérera le couple appliqué par le ressort de torsion sur **1** :  $\overrightarrow{C_{res \rightarrow 1}} = -K_{res} \theta_{10} \overrightarrow{z_0}$ .

On étudie le système de solides  $\mathcal{E} = \{\text{Vis } \underline{\mathbf{V}}, \text{roue } \underline{\mathbf{R}}, \text{pièce } \underline{\mathbf{1}}\}$  dans son mouvement par rapport au référentiel lié à **0**, supposé galiléen.

**Question 18.** En isolant l'ensemble  $\mathcal{E}$  déterminer la puissance des efforts extérieurs sur  $\mathcal{E}$ , notée  $P_{Ext \rightarrow \mathcal{E}}$ .

**Question 19.** Donner l'expression de la puissance  $P_{Int}$  des efforts intérieurs à l'ensemble  $\mathcal{E}$  en fonction de la puissance délivrée par le moteur  $P_{m \rightarrow \epsilon}$ , et du rendement du système roue et vis sans fin  $\eta_{RV}$ .

On donne les moments d'inertie projetés sur les axes de rotation respectifs:

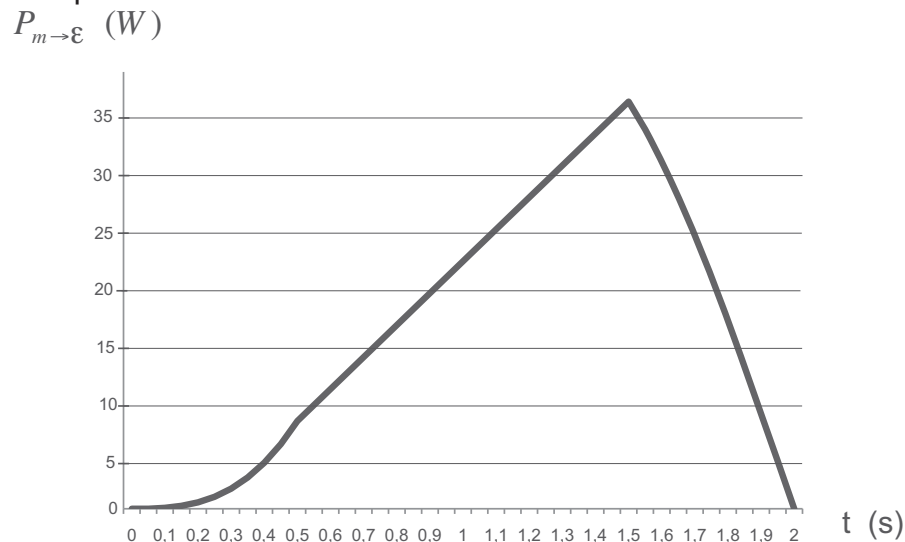
- Vis **V** :  $I_V = 2.10^{-5} \text{ kg.m}^2$
- Roue **R** :  $I_R = 2.10^{-5} \text{ kg.m}^2$
- Pièce **1** :  $I_1 = 1,5.10^{-5} \text{ kg.m}^2$

**Question 20.** Déterminer l'expression littérale de l'énergie cinétique  $E_c(\mathcal{E}/0)$  de l'ensemble  $\mathcal{E}$  en fonction de l'angle de rotation du moteur  $\theta_m(t)$  et de ses dérivées successives.

**Question 21.** En détaillant l'expression littérale de  $C_{eq}$  et  $I_{eq}$ , montrer que l'on obtient l'équation suivante :

$$\eta_{RV} P_{m \rightarrow \epsilon} - C_{eq} \theta_m \dot{\theta}_m = I_{eq} \dot{\theta}_m \ddot{\theta}_m$$

On trace sur la **Figure 10** l'évolution de la puissance délivrée par le moteur  $P_{m \rightarrow \varepsilon}$  en fonction du temps  $t$ .



**Figure 10** : Evolution de la puissance moteur en fonction du temps  $t$ .

**Question 22.** Déterminer la valeur de la puissance électrique maximum consommée par le moteur (**Document 9**) à partir du graphique fourni **Figure 10**. Conclure quant à la compatibilité et la vérification des critères du cahier des charges.

## Sous-partie 2.2 : Conception du dispositif de verrouillage

On s'intéresse ici à la conception du dispositif de verrouillage. L'étude se limitera au boîtier de transmission de puissance comprenant le pignon **R**, l'arbre **1**, la pièce **2** et le ressort de torsion (**Document 7** et **Document 12**). Le moteur électrique et le système roue et vis sans fin sont intégrés dans un autre module (pas étudié dans cette partie du sujet). Le diagramme FAST (donné **Document 10** et **Document 11**) spécifie les principales fonctions à réaliser lors de la conception de ce module.

On s'intéresse à la fonction FT172 du diagramme FAST du **Document 10**. Le constructeur décide de réaliser ce guidage en rotation par l'association de deux roulements à billes à contact radial. La durée de vie de ces deux éléments doit être de 100 heures. Le schéma d'architecture de la liaison pivot est donné **Document 12**. Les torseurs d'actions mécaniques transmissibles par les deux liaisons élémentaires réalisées par les deux roulements à bille en  $R_1$  et  $R_2$ , exprimés au point  $R_1$  et  $R_2$  sont respectivement :

$$\{T^{R_1 \rightarrow 2}\} = \begin{Bmatrix} -75\vec{x}_0 + 700\vec{y}_0 - 50\vec{z}_0 \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{R_1} \text{ et } \{T^{R_2 \rightarrow 2}\} = \begin{Bmatrix} 300\vec{x}_0 + 300\vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{R_2}$$

unités : en Newton (résultante) et en Newton.mètre (moment).

**Question 23.** Déterminer les dimensions minimales du roulement situé en R<sub>2</sub> pour respecter la durée de vie parmi les roulements donnés **Document 14**. On supposera que la vitesse de rotation relative entre 2 et 1 est d'environ 1 tour par minute.

**Question 24.** Expliquer par un organigramme la démarche qui permet de choisir les dimensions du roulement situé en R<sub>1</sub>.

On s'intéresse à la fonction FT16 du diagramme FAST du **Document 10** permettant de définir la liaison entre l'arbre 1 et le levier. Le levier permet de mettre en tension le câble du frein à disque du parallélogramme d'inclinaison étudié précédemment. Un dessin de définition partiel du levier est fourni **Document 13** (on ne donne que la cotation de surfaces fonctionnelles intervenant dans la fonction FT16).

**Question 25.** Donner la signification de la tolérance spécifiée sur le **Document 13** :

6 D10  0.04 (M) A (M) où :  $6D10 = 6^{+0,070}_{+0,030}$

Justifier succinctement cette spécification.

Le constructeur a choisi un mode de lubrification à la graisse avec un graissage au montage et à chaque révision d'entretien.

**Question 26.** Compléter le tableau du **document réponse** : on mettra une croix lorsque la solution technique est adaptée au critère proposé. En déduire un mode d'étanchéité convenable pour les parties du mécanisme en mouvement répondant à la fonction FC21.

**Question 27.** Proposer une solution sur le **calque réponse** respectant le cahier des charges défini ci-après :

Dans cette partie du sujet, il est demandé de définir une partie du dispositif de verrouillage étudié précédemment. L'étude se limitera au boîtier de transmission de puissance comprenant le pignon R, l'arbre 1 la pièce 2 et le ressort de torsion (**Document 12**). La solution est à dessiner sur le **calque réponse**. Les éléments préimprimés sur le calque sont destinés à faciliter la mise en place des différents composants. Le candidat trouvera sur le calque préimprimé, dont la mise en page est donnée **Figure 11**, les éléments suivants :

- Position de l'axe des pièces 1 et 2.
- Le pignon de l'arbre R' et le secteur denté de 1 engrenant avec R'. (ce secteur n'est denté que sur 25°)
- L'extrémité de l'arbre de sortie du module précédent (moteur/roue et vis sans fin).
- La position du levier permettant la liaison avec le câble du frein à disque.
- L'encombrement maximum du carter permettant son intégration dans le carénage.

Les différentes solutions constructives à dessiner sont spécifiées dans le diagramme FAST fourni **Document 10** et **Document 11**.

## Consignes spécifiques aux travaux graphiques

Le dessin est à exécuter à l'**échelle 1:1**, aux instruments, avec pour l'essentiel, mise au net au crayon respectant les épaisseurs de traits normalisées et les exigences d'une bonne lisibilité ; seuls les axes et les écritures seront tracés à l'encre noire. Les tracés de couleur ne sont pas admis. Les normes AFNOR seront respectées.

Les principales conditions fonctionnelles relatives aux liaisons représentées seront clairement indiquées en respectant les règles normalisées AFNOR.

Les éléments normalisés utilisés par le candidat autres que ceux fournis dans le sujet, seront dessinés approximativement en respectant au mieux leurs proportions.

## Travail à réaliser

Afin de faciliter les réparations et de limiter les coûts de production et d'entretien, le constructeur s'oriente vers un dispositif en deux modules :

- Un module contenant le moteur électrique et le système roue et vis sans fin, appelé module moteur; il assurera la liaison avec le châssis du scooter. **Cette partie n'est pas à concevoir.**
- Un module contenant les éléments de transmission de puissance du **Document 7** étudiés précédemment et dont un schéma d'architecture est proposé **Document 12. C'est la partie à concevoir.**

Il vous est demandé de dessiner aux instruments vos propositions de solution spécifiées dans le diagramme FAST fourni **Document 10** et **Document 11**:

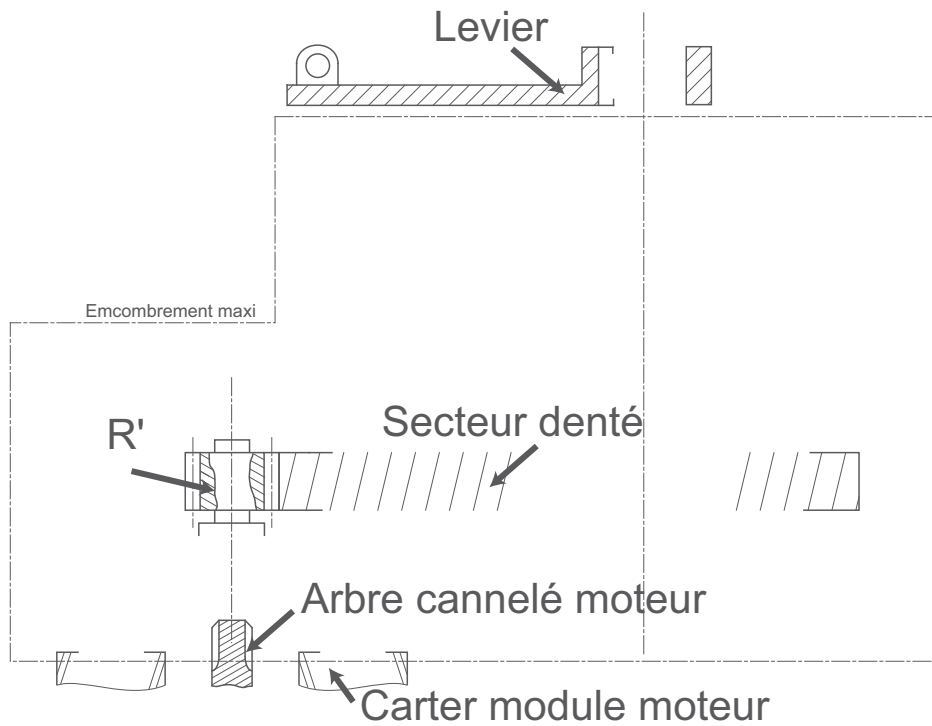
- La liaison encastrement démontable avec le module moteur (solution associée à FT11).
- L'accouplement entre l'arbre de sortie du module moteur avec l'arbre supportant **R'** (solution associée à FT12).
- La liaison pivot entre l'arbre supportant **R'** et le carter (solution associée à FT13).
- La liaison encastrement démontable entre le secteur denté de **1** et l'arbre **1** (solution associée à FT14).
- La liaison pivot entre l'arbre **1** et le carter (solution associée à FT15).
- La liaison encastrement démontable entre l'arbre **1** et le levier permettant la liaison avec le câble du frein à disque (solution associée à FT16).
- La liaison entre le ressort de torsion et les pièces **1** et **2** permettant la transmission des efforts utiles au fonctionnement uniquement (solution associée à FT171).
- La liaison pivot entre la pièce **2** et l'arbre **1** (solution associée à FT172).
- Les éléments et les formes du carter permettant de minimiser l'encombrement et la masse.
- Les formes des pièces **1** et **2** permettant d'assurer le bon fonctionnement.
- Tout élément supplémentaire nécessaire au fonctionnement.

Il est demandé de définir des formes permettant un montage et un démontage aisé des pièces du système de transmission. Le constructeur souhaite privilégier une standardisation des pièces afin de pouvoir assurer rapidement leur remplacement.

NB : Ne sont pas à représenter sur le dessin :

- la liaison sphérique entre la pièce 2 et la bielle 3 (solution associée à FT173)
- la bielle 3
- l'ouverture dans le carter permettant le passage de la bielle 3

**Mise en page du calque préimprimé fourni.**



**Figure 11 : mise en page du calque A4 préimprimé**

FIN DE L'EPREUVE.