

---

## Sujet révisions dynamique

---

### Contexte

---

Le Trial est un sport d'adresse et d'équilibre sur 2 roues (moto ou vélo) où le pilote franchit, à basse vitesse, des obstacles en hauteur et des parcours complexes.



*Tutoriel au franchissement d'obstacle – Danny Macaskill*

Que le véhicule soit motorisé ou non, le franchissement commence toujours par une étape de cabrage (wheeling, en anglais) où le pilote place son poids au-dessus de la roue arrière et donne un coup d'accélération pour lever la roue avant, qui a alors beaucoup moins de hauteur à parcourir pour franchir l'obstacle.

La motorisation électrique fait désormais partie intégrante du paysage des deux-roues motorisés, qu'il s'agisse de vélos comme de motocyclettes.

A l'heure actuelle l'offre moto électrique est réduite et les gammes sont plus que restreintes.



Après plusieurs réalisations pour des constructeurs établis, la société Electric Motion s'est lancée dans la conception de la EM 5.7, une moto de trial loisir électrique.

La conception d'une moto de trial entièrement électrique est une réalisation qui a permis de faire des prouesses d'adaptations en termes de poids, volume, puissance et d'autonomie dans l'environnement particulièrement exigeant qu'est un cadre de moto de trial.

Les performances atteintes sont en adéquation avec les besoins d'utilisation et la EM 5.7 est un modèle technologique dans son domaine qui allie performances et « non pollution sonore » (inconvenient que les amateurs de motocross et trial connaissent bien).

## Sujet révisions dynamique

Aux Championnats de France de Trial 2014, catégorie Senior 2, Bastien Hieyte et son EM 5.7 a pris la première place. Pour la toute première fois, un pilote remporte un titre national sur une moto à propulsion électrique, et ce, contre des motos thermiques.

*Un titre historique puisqu'il s'agit d'une première dans le monde des sports mécaniques !*

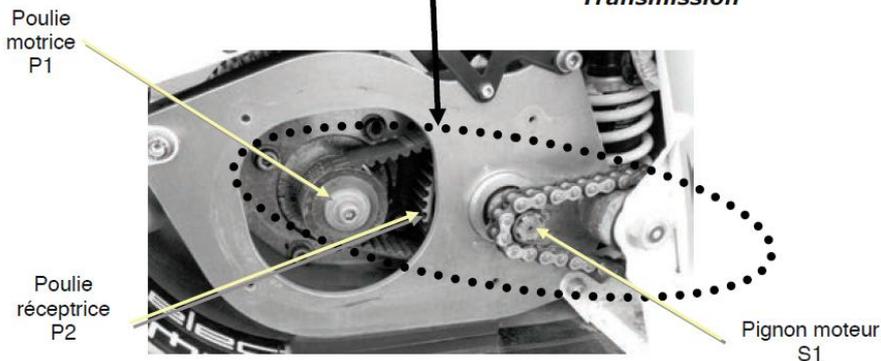
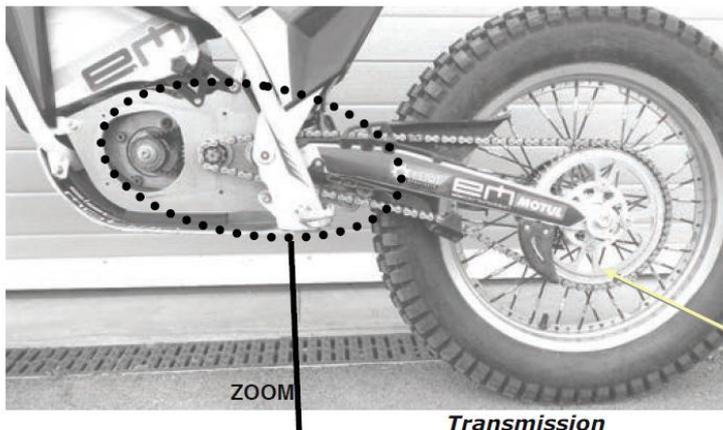
### Caractéristiques de la moto EM 5.7 – cahier des charges

#### ➤ Motorisation

Le moteur électrique retenu est un moteur « brushless » (c'est-à-dire une machine électrique synchrone à aimants pilotée en triphasé par un onduleur autopiloté, alimenté en continu 48V par la batterie).

Puissance : 5kW en continu  
(12kW en pic)

Couple : 16Nm en continu  
(24Nm en pic)



#### ➤ Transmission

La moto est équipée de 2 transmissions en série, la transmission PRIMAIRE par courroie crantée, et la transmission SECONDAIRE par chaîne.

A partir des rapports suivants :

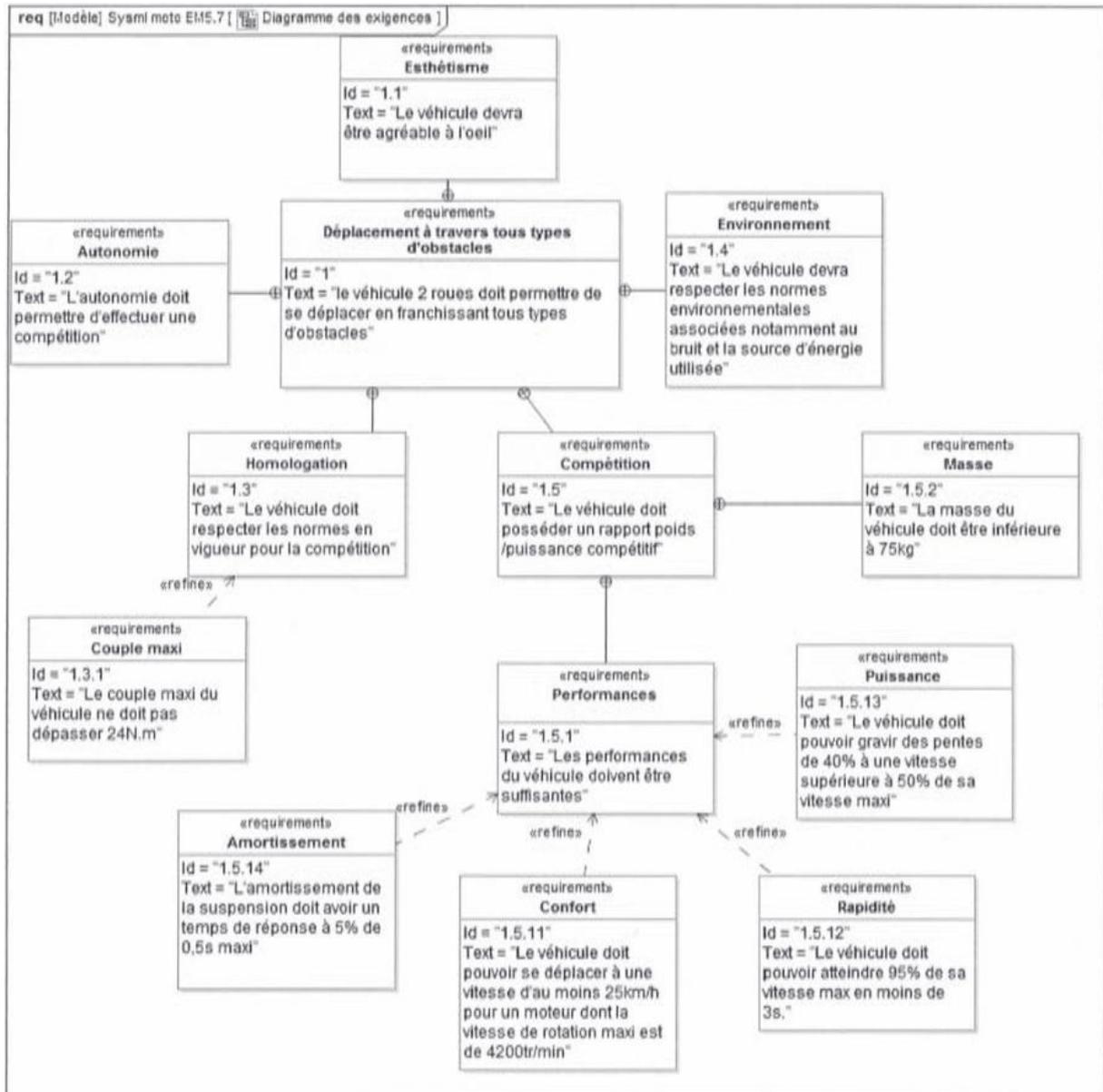
- Courroie primaire :  
ZP1 = 20 dents  
ZP2 = 44 dents
- Chaîne secondaire :  
ZS1 = 9 dents  
ZS2 = 57 dents

➤ Rendement total de transmission  $\eta = \frac{C_1 \omega_1}{C_m \omega_m} = 0.85$



## Sujet révisions dynamique

### ➤ Extraits du cahier des charges fonctionnel





**Partie 1 – Condition de basculement de la moto en pente**

**OBJECTIF** – On considère dans cette partie la moto en pente, et nous allons montrer l'intérêt de concevoir une moto avec un centre de gravité très bas, et déterminer l'inclinaison maximale de la moto avant dérapage arrière.

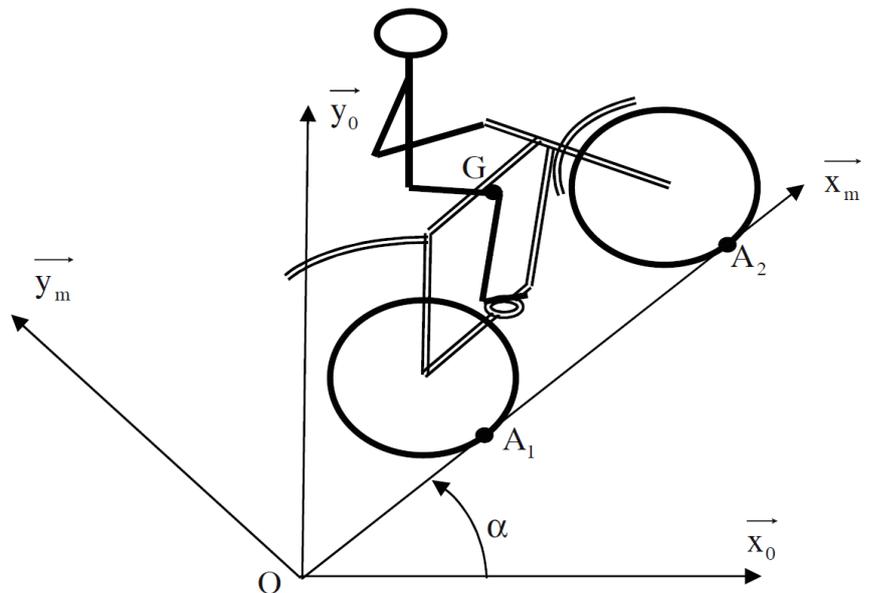
**Notations :**

- $A_1$  le point de contact entre le sol et le pneu arrière,  $A_2$  le point de contact avec le pneu avant, avec :  $A_1A_2 = L\vec{x}_m$ ;  $A_1G = c\vec{x}_m + d\vec{y}_m$  et  $OA_1 = a\vec{x}_m$
- $G$  le centre de gravité de l'ensemble  $\Sigma = \{\text{moto} + \text{pilote}\}$ , avec  $\vec{OG} = (a + c)\vec{x}_m + d\vec{y}_m$ . On notera la vitesse de  $G$  par rapport au référentiel fixe  $O$  :  $\vec{V}_{G,m/0} = \dot{x}\vec{x}_m$
- $M$ , la masse de cet ensemble  $\Sigma$
- $\alpha$  l'inclinaison de la pente par rapport à l'horizontale :  $\alpha = (\vec{x}_0, \vec{x}_m) = (\vec{y}_0, \vec{y}_m)$ , comme illustré en page 4.

**Hypothèse :**

On suppose qu'il y a basculement de la moto avant rupture d'adhérence avec le sol (glissement de la roue arrière). Le contact des roues avec le sol est modélisé par la loi de Coulomb, avec  $f_0 = \tan(\varphi_0) = 2.5$  le coefficient d'adhérence des pneus sur le sol. L'action du sol sur la roue  $i$  est donc modélisée, au point  $A_i$  par le glisseur :

$$\{\tau_{\text{sol} \rightarrow \text{roue } i}\}_{A_i} = \begin{cases} \vec{F}_{\text{sol} \rightarrow \text{roue } i} = T_i \vec{x}_m + N_i \vec{y}_m \\ \vec{0} \end{cases}$$



1°) Réaliser l'inventaire (torseurs) des actions mécaniques extérieures auxquelles est soumis le système  $\Sigma$ .



## Sujet révisions dynamique

Juste au moment où le cabrage va se produire, il n'y a encore aucune rotation de la moto, donc  $\overline{\delta_{A_1, m/0}} = \vec{0}$

2°) Appliquer le PFD en résultante sur  $\overline{x_m}$  et  $\overline{y_m}$ , puis en moment en  $A_1$  sur  $\vec{z}$  ( $(A_1, \vec{z})$  étant l'axe autour duquel la moto va basculer pour effectuer le cabrage).

On se place dans le cas où la vitesse  $\dot{x}$  de la moto est une constante (**on se ramène donc à un problème statique**), à la limite du basculement (rupture du contact entre la roue avant et le sol, en  $A_2$ ).

3°) Comment se traduit cette condition de « limite de basculement » en termes d'actions mécaniques ?

4°) Déterminer la condition limite du basculement en exprimant  $\tan(\alpha)$  en fonction de  $c$ ,  $d$ .

5°) Pourquoi est-il alors pertinent de concevoir la moto en abaissant au maximum son centre de gravité ?

6°) Montrer alors que le produit scalaire  $\overline{A_1 G} \cdot \overline{x_0} = 0$ . En quoi ce résultat n'est, physiquement, pas surprenant ?

Nous avons fait l'hypothèse que le basculement de la moto se produit avant la rupture d'adhérence avec le sol (roue arrière). Nous souhaitons ici vérifier jusqu'à quelle inclinaison  $\alpha_{MAX}$  cette hypothèse est valide.

7°) À quelle condition sur  $\varphi_0$  cette hypothèse est-elle vérifiée ?

Faire l'application numérique de l'inclinaison maximale  $\alpha_{MAX}$  en degrés.

## Partie 2 – Condition de basculement de la moto sur plat

**OBJECTIF** – Dans cette partie, nous nous intéresserons au couple que doit transmettre le moteur de la moto de trial pour lui permettre ce cabrage, afin de vérifier le dimensionnement du moteur brushless retenu.

### Modélisation :

- La moto est modélisée par 3 solides :
  - $S_1$  : roue arrière, de masse  $m_1$ , de rayon  $R$  et de CDM  $G_1$  et de moment d'inertie  $J_1$  autour de  $(G_1 \vec{z})$
  - $S_2$  : roue avant, de masse  $m_2$ , de rayon  $R$  et de CDM  $G_2$  et de moment d'inertie  $J_2$  autour de  $(G_2 \vec{z})$
  - $S_3$  : cadre, supposé indéformable (on néglige les suspensions), de masse  $m_3$  et de CDM  $G_3$
- Les roues sont en liaison pivot avec le cadre, d'axe  $(G_1 \vec{z})$  et  $(G_2 \vec{z})$ , ces liaisons sont supposées parfaites.
- On suppose le problème plan de normale  $\vec{z}_0$  dans le repère  $R_0 = (O, \overline{x_0}, \overline{y_0}, \vec{z}_0)$ , avec  $\overline{x_0}$  horizontal.
- Le moteur  $M_e$  exerce sur la roue arrière par la transmission complète, un couple  $C_l$  pouvant être modélisé par le torseur suivant :  $\{\tau_{M_e \rightarrow S_1}\} = \begin{Bmatrix} \vec{0} \\ -C_l \vec{z} \end{Bmatrix}_{G_1}$
- L'action du sol sur la roue  $i$  est modélisée, au point  $A_i$  par le glisseur :  $\{\tau_{sol \rightarrow roue i}\} = \begin{Bmatrix} T_i \overline{x_0} + N_i \overline{y_0} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_{A_i}$

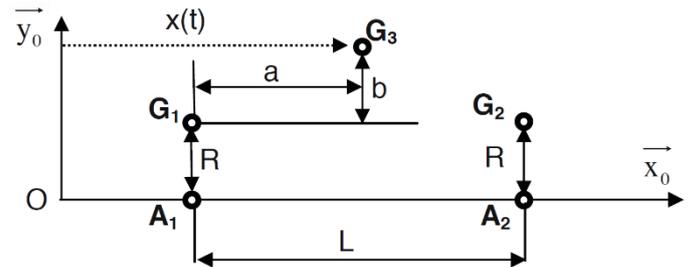
### Notations :

- On repère la position de la moto par le paramètre  $x(t)$  correspondant à l'abscisse de  $G_3$ .
- On désigne par  $\theta_i$  l'angle de rotation de la roue  $i$  par rapport au repère  $R_3$  lié à  $S_3$ .



Sujet révisions dynamique

- Les autres dimensions sont détaillées sur le figure ci-dessous :



**Hypothèses :**

- On suppose dans un premier temps que les deux roues sont en contact avec le sol et que ce contact roue/sol aux points  $A_1$  et  $A_2$  se fait sans glissement.
- La moto est en mouvement de translation rectiligne.
- On suppose que le pilote se place constamment au-dessus de la roue arrière, ce qui permet de n'étudier que le cabrage lié à la moto seule.

8°) Déterminer l'expression littérale de la vitesse  $\overline{V_{A_1,1/3}}$ .

9°) Déterminer l'expression littérale de la vitesse  $\overline{V_{A_1,3/0}}$  en fonction de  $\dot{x}(t)$ .

10°) En exprimant le roulement sans glissement au point  $A_1$ , en déduire une relation entre  $\dot{x}(t)$  et  $\dot{\theta}_1(t)$ , puis entre  $\ddot{x}(t)$  et  $\ddot{\theta}_1(t)$ .

11°) Déterminer les expressions littérales des accélérations  $\overline{\Gamma_{G_1,1/0}}$ ,  $\overline{\Gamma_{G_2,2/0}}$  et  $\overline{\Gamma_{G_3,3/0}}$ .

12°) Déterminer l'expression littérale du moment dynamique  $\overline{\delta_{G_2,1/0}}$  et en déduire  $\overline{\delta_{A_1,1/0}}$ .

13°) En procédant de façon analogue, déterminer  $\overline{\delta_{A_1,2/0}}$ .

14°) Que peut-on dire de  $\overline{\delta_{G_3,3/0}}$  ? En déduire  $\overline{\delta_{A_1,3/0}}$ .

15°) Faire l'inventaire des actions mécaniques auxquelles est soumise la moto, écrit sous forme de torseur en  $A_1$ .

16°) Montrer que le PFD donne, pour ce problème plan, les trois équations suivantes :

$$\begin{cases} (m_1 + m_2 + m_3)\ddot{x} = T_1 + T_2 \\ 0 = N_1 + N_2 - (m_1 + m_2 + m_3)g \\ J_1\ddot{\theta}_1 + J_2\ddot{\theta}_2 - R(m_1 + m_2 + m_3)\ddot{x}(t) - bm_3\ddot{x}(t) = N_2L - (m_2L + m_3a)g \end{cases}$$

**Remarque :** pour étudier le basculement d'un système, on écrit généralement le PFD en moment sur l'axe autour duquel le système risque de basculer. Cette 3<sup>ème</sup> équation sera la seule utile pour l'étude du basculement.



---

## Sujet révisions dynamique

---

### Hypothèses supplémentaires :

- On suppose que l'angle que fait la moto avec le sol pendant le début de wheeling est constant et très petit
- Les deux roues sont en situation d'adhérence, avec un facteur d'adhérence  $f_0 = \tan(\varphi_0) = 2.5$
- On suppose que l'inertie de la roue arrière vaut  $J_1 = m_1.R^2$
- On prendra  $a = L/2$ ,  $b = L/4$
- On suppose que la roue 2 ne tourne plus soit  $\dot{\theta}_2 = 0$  et  $\ddot{\theta}_2 = 0$
- On se place à la limite du basculement (la roue avant est totalement déchargée)

17°) Que deviennent les trois équations précédentes ?



---

**Sujet révisions dynamique**

---

**Données numériques** : on prend  $m_1 = 9$  kg,  $m_2 = 7$  kg,  $m_3 = 54$  kg,  $R = R_1 = R_2 = 340$  mm,  $L = 1300$  mm

18°) En vous aidant de la question 7°), déterminer l'accélération  $\ddot{x}(t)$  de la moto en fonction de  $R$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$ ,  $g$  et  $L$ .  
Faire l'application numérique.

Quelle que soit la valeur trouvée, on prendra par la suite  $\ddot{x} = 10$  m.s<sup>-2</sup>. Comme en question 6°) nous allons vérifier que le wheeling se produit bien avant que la roue arrière n'entre en dérapage avec le sol et  $A_1$ .

19°) D'après la loi de Coulomb et la question 17°), déterminer le coefficient d'adhérence minimal  $f_{\min}$  au-delà duquel il y aura glissement : le wheeling se produit-il bien avant le dérapage ici ?

On admettra que l'on reste en situation d'adhérence au niveau de la roue arrière.

20°) Isoler la roue  $S_1$  et appliquer le PFD en moment sur son axe de rotation.

21°) D'après la documentation technique, quelle relation a-t-on entre le couple moteur  $C_m$  et le couple fourni à la roue arrière  $C_1$  ?

22°) Déduire des deux questions précédentes l'expression du couple moteur  $C_m$  à appliquer pour cabrer, en fonction de  $\ddot{x}$ . Faire l'application numérique et vérifier si le couple moteur (exigence ID 1.3.1) est suffisant.

23°) Pour quelle(s) raison(s) le concepteur a-t-il décidé de prendre un moteur brushless plutôt qu'une autre machine électrique ?



Sujet révisions dynamique

CORRIGE

1°)

$$\{\tau_{\text{sol} \rightarrow \text{roue } 1}\} = \left\{ \begin{matrix} T_1 \vec{x}_m + N_1 \vec{y}_m \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_{A_1} ; \{\tau_{\text{sol} \rightarrow \text{roue } 2}\} = \left\{ \begin{matrix} T_2 \vec{x}_m + N_2 \vec{y}_m \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_{A_2} ; \{P_{\text{pes} \rightarrow \Sigma}\} = \left\{ \begin{matrix} -Mg \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_G$$

2°)

$$\begin{cases} M\ddot{x} = T_1 + T_2 - Mg \sin \alpha = 0 \text{ si } \dot{x} \text{ constante} \\ 0 = N_1 + N_2 - Mg \cos \alpha \\ 0 = LN_2 + Mg(d \sin \alpha - c \cos \alpha) \end{cases}$$

3°) Il y a adhérence en  $A_2$  donc  $T_2 \leq f_0 N_2$  (avec  $T_2 \geq 0$ ). Or la roue avant est totalement déchargée,  $N_2 = 0$  d'où  $T_2 = 0$  également.

4°) L'équation venant du PFS en moment un  $A_1$  donne donc  $d \sin \alpha - c \cos \alpha = 0 \Rightarrow \tan \alpha = \frac{c}{d}$

5°) Il y a cabrage à partir du moment où  $\frac{c}{d} = \tan \alpha$ , or abaisser le centre de gravité revient à diminuer  $d$  en gardant  $c$  constant. Une moto avec un centre de gravité bas pourra donc rester en équilibre sur des pentes élevées, là où celle ayant un CDG haut basculera en arrière.

6°)  $\vec{A}_1 G \cdot \vec{x}_0 = (c \vec{x}_m + d \vec{y}_m) \cdot \vec{x}_0 = c \cos \alpha - d \sin \alpha = d \tan \alpha \cdot \cos \alpha - d \sin \alpha = 0$

C'est logique, d'après la question Q3 nous avons effectivement  $\{\tau_{\text{sol} \rightarrow \text{roue } 2}\} = \{0\}$  puisque  $N_2 = T_2 = 0$ , donc le bilan des actions mécaniques de la Q1 se ramène à un système  $\Sigma$  soumis à 2 glisseurs : les forces (poids et résultante du sol en  $A_2$ ) doivent donc être opposées et portées par une même droite directrice, verticale car le poids est toujours descendant. **Donc le centre de masse G doit être à la verticale du point de contact  $A_1$ .**

7°) On a adhérence, d'après Coulomb,  $\text{ssi } \frac{T_1}{N_1} = \tan \alpha < \tan \varphi$  donc  $\text{ssi } \varphi > \alpha$ . Ainsi,  $\alpha_{\text{MAX}} = \text{Atan}(2.5) = 70^\circ$

8°)  $\vec{V}_{A_1,1/3} = \frac{\vec{V}_{G_1,1/3}}{\vec{0}} + \vec{A}_1 G_1 \wedge \vec{\Omega}_{1/3} = R \theta_1 \cdot \vec{x}_0$

9°)  $\vec{V}_{A_1,3/0} = \dot{x}(t) \cdot \vec{x}_0$

10°) Roulement sans glissement en  $A_1$  du pneu sur le sol :  $\vec{V}_{A_1,1/0} = \vec{0} = \vec{V}_{A_1,1/3} + \vec{V}_{A_1,3/0}$  donc  $\dot{x} = -R\dot{\theta}_1$  et  $\ddot{x} = -R\ddot{\theta}_1$

11°) Puisqu'en  $G_1$  on a  $\vec{V}_{G_1,1/0} = \vec{V}_{G_1,3/0} = \dot{x}(t) \cdot \vec{x}_0$  (même chose en  $G_3$ ), ces trois vecteurs accélération sont égaux :

$$\vec{\Gamma}_{G_i,i/0} = \frac{d\vec{V}_{G_i,i/0}}{dt} \Big|_0 = \ddot{x}(t) \cdot \vec{x}_0$$

12°)  $G_1$  CDM de 1, donc :  $\vec{\delta}_{G_1,1/0} = \frac{d\sigma_{G_1,1/0}}{dt} \Big|_0 = J_1 \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \vec{z}_0$ .

Donc  $\vec{\delta}_{A_1,1/0} = \vec{\delta}_{G_1,1/0} + \vec{A}_1 G_1 \wedge m_1 \vec{\Gamma}_{G_1,1/0} = J_1 \cdot \dot{\theta}_1 \cdot \vec{z}_0 + m_1 R \vec{y}_0 \wedge \dot{x}(t) \cdot \vec{x}_0 = (J_1 \dot{\theta}_1 - m_1 R \dot{x}) \vec{z}$

13°) De même :  $\vec{\delta}_{G_2,1/0} = \frac{d\sigma_{G_2,2/0}}{dt} \Big|_0 = J_2 \cdot \dot{\theta}_2 \cdot \vec{z}_0$  et  $\vec{\delta}_{A_1,2/0} = J_2 \dot{\theta}_2 \vec{z}_0 + (m_2 R \vec{y}_0 + L \vec{x}_0) \wedge \dot{x}(t) \cdot \vec{x}_0 = (J_2 \dot{\theta}_2 - m_2 R \dot{x}) \vec{z}$

14°)  $S_3$  est en translation / $R_0$ , donc  $\vec{\delta}_{G_3,3/0} = \vec{0}$  d'où  $\vec{\delta}_{A_1,3/0} = \vec{0} + \vec{A}_1 G_3 \wedge m_1 \vec{\Gamma}_{G_3,1/0} = (m_3 [R + b] \vec{y}_0 + a \vec{x}_0) \wedge \dot{x}(t) \cdot \vec{x}_0$   
c'est-à-dire  $\vec{\delta}_{A_1,3/0} = -m_3 [R + b] \dot{x}(t) \cdot \vec{z}$



Sujet révisions dynamique

$$15^\circ) \{ \tau_{\text{sol} \rightarrow \text{roue } 1} \} = \left\{ \begin{matrix} T_1 \vec{x}_0 + N_1 \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_{A_1} ; \{ \tau_{\text{sol} \rightarrow \text{roue } 2} \} = \left\{ \begin{matrix} T_2 \vec{x}_0 + N_2 \vec{y}_0 \\ T_2 L \vec{z} \end{matrix} \right\}_{A_1} ; \{ P_{\text{pes} \rightarrow S_1} \} = \left\{ \begin{matrix} -m_1 g \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_{A_1} ;$$

$$\{ P_{\text{pes} \rightarrow S_2} \} = \left\{ \begin{matrix} -m_2 g \vec{y}_0 \\ -m_2 g L \vec{z} \end{matrix} \right\}_{A_1} ; \{ P_{\text{pes} \rightarrow S_3} \} = \left\{ \begin{matrix} -m_3 g \vec{y}_0 \\ -m_3 g a \vec{z} \end{matrix} \right\}_{A_1}$$

16°) On isole {1+2+3}, le PFD en résultante sur  $\vec{x}_0$  et  $\vec{y}_0$  donne les deux premières équations. Le PFD en moment en  $A_1$  sur  $\vec{z}$  donne la 3<sup>ème</sup> équation :

$$\begin{cases} (m_1 + m_2 + m_3) \ddot{x} = T_1 + T_2 \\ 0 = N_1 + N_2 - (m_1 + m_2 + m_3)g \\ J_1 \ddot{\theta}_1 + J_2 \ddot{\theta}_2 - R(m_1 + m_2 + m_3) \ddot{x}(t) - b m_3 \ddot{x}(t) = N_2 L - (m_2 L + m_3 a) g \end{cases}$$

*Remarque* : de manière générale, si on néglige les frottements de roulement (par déformation du pneu avant),  $T_2 = 0$  car la roue est passive (non motrice). Donc  $T_2 = 0 > f N_2$  si  $N_2 > 0$  : il y a toujours adhérence de la roue avant.

*Remarque* : pour étudier le basculement d'un système, on écrit généralement le PFD en moment sur l'axe autour duquel le système risque de basculer.

17°)  $T_2 = N_2 = 0$  à la limite de basculement (cf Q3), et  $\ddot{\theta}_2 = 0$

$$\begin{cases} T_1 = (m_1 + m_2 + m_3) \ddot{x} \\ N_1 = (m_1 + m_2 + m_3)g \\ J_1 \ddot{\theta}_1 - R(m_1 + m_2 + m_3) \ddot{x}(t) - b m_3 \ddot{x}(t) = -(m_2 L + m_3 a) g \end{cases}$$

18°) D'après l'équation en moment :  $J_1 \ddot{\theta}_1 - [(m_1 + m_2 + m_3)R + b m_3] \ddot{x}(t) = -(m_2 L + m_3 a) g$

or  $\ddot{\theta}_1 = -\ddot{x}/R$  d'après la Q10, et  $J_1 = m_1 R^2$  (donnée énoncé) donc  $-J_1 \ddot{\theta}_1 = +m_1 R^2 / R = m_1 R$

d'où  $\ddot{x}(t) = \frac{(m_2 L + m_3 a) g}{(2m_1 + m_2 + m_3)R + b m_3} = \frac{L(m_2 + m_3/2)g}{(2m_1 + m_2 + m_3)R + L m_3/4} = 10 \text{ m.s}^{-2}$ .

19°) La loi de Coulomb impose qu'il y a adhérence  $\text{ssi } \frac{T_1}{N_1} < f_0$ , donc le plus petit  $f_0$  tel qu'il y ait adhérence est  $f_0 = \frac{T_1}{N_1}$  (cas limite). Donc d'après la Q17 (2 premières équations),  $f_{0\text{min}} = T_1/N_1 = \ddot{x}/g = 1$ .

Ici on a  $f_0 = 2.5 > f_{0\text{min}}$  donc il y a bien adhérence lors du cabrage.

20°) La roue est soumise à l'action du sol, l'action de la pivot (parfaite) en  $G_I$  et à l'action motrice  $C_I$ . Le PFD en moment en  $G_I$  sur  $\vec{z}$  s'écrit :  $J_1 \ddot{\theta}_1 = -C_1 + R T_1$

21°) Le rapport de réduction total de la transmission est  $r = \frac{\omega_{1/0}}{\omega_m} = \frac{z_{p2} z_{s2}}{z_{p1} z_{s1}}$

Par ailleurs le rendement est  $\eta = \frac{C_1 \omega_{1/0}}{C_m \omega_m} = \frac{C_1}{C_m} r$  donc  $C_m = \frac{r C_1}{\eta}$

22°) Il faut  $C_1 = -J_1 \ddot{\theta}_1 + R T_1 = m_1 R^2 \ddot{x}/R + R(m_1 + m_2 + m_3) \ddot{x} = R(2m_1 + m_2 + m_3) \ddot{x}$

donc  $C_m = \frac{r}{\eta} R(2m_1 + m_2 + m_3) \ddot{x} = 23.5 \text{ N.m}$ . Or le moteur est capable de fournir 24 N.m ponctuellement, il est donc bien dimensionné : il permet le cabrage, tout en respectant l'exigence de couple max ID 1.3.1.

23°) Avantages d'un «moteur brushless» pour cette application :

- Gros couple au démarrage (très important pour du trial, typiquement pour faire un wheeling en départ arrêté)
- Puissance massique excellente (car machine synchrone, la plus performante en terme de couple, et « à aimants permanents», offre toujours de très bonnes performances pour une masse réduite)
- Ce pilote en « courant continu » (comme une MCC) grâce à un variateur intégré → idéal puisque la source d'énergie est une batterie, qui fournit du DC et non du AC.