

Ex. 1 : Aide au démarrage en pente

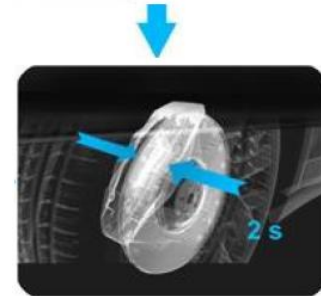
La nouvelle Renault Mégane est dotée d'un frein de stationnement électrique permettant l'automatisation de la fonction, et l'apport de fonctionnalités nouvelles. L'aide au démarrage en pente apporte un réel confort de conduite au conducteur. À chaque coupure du moteur, le frein de stationnement est automatiquement serré. Il se desserre au redémarrage dès que le couple moteur nécessaire pour avancer est atteint.

Pour l'utilisateur, il offre une assistance pour les démarrages et les manœuvres en pente. Afin de faciliter la manœuvre du démarrage en côte tant redoutée par un grand nombre de conducteurs, le frein de stationnement reste actif jusqu'à 2 secondes après le lâcher de la pédale de frein. Cela laisse le temps au conducteur de passer de la pédale de frein à celle d'accélérateur sans risquer un mouvement non contrôlé de son véhicule vers le bas de la pente. Cette aide au démarrage s'active dès 3% de pente dans les deux sens de déplacement.

Aide au démarrage en pente



Pédale de frein relâchée
Release brake pedal



Maintien du freinage pendant 2 secondes
Vehicle remains stationary for 2 seconds

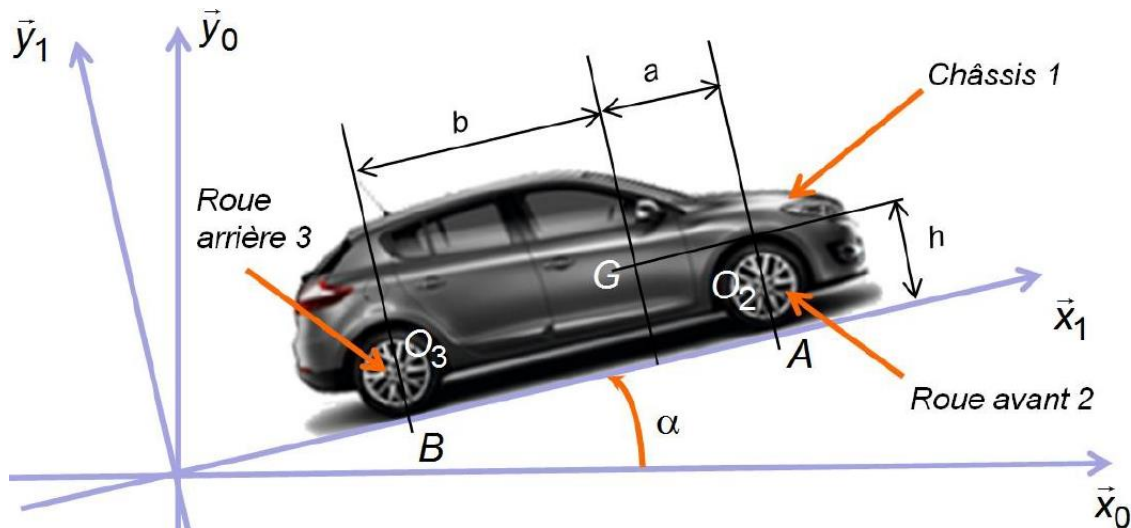
Ce système est composé d'un moteur électrique, placé sous le siège avant gauche, tirant les câbles du dispositif de serrage des disques de frein arrière. Son calculateur contrôle le dosage de l'effort à appliquer, en fonction de la pente, pour immobiliser le véhicule. Un programme de réajustement de l'effort de freinage veille en permanence sur l'efficacité du serrage, par exemple lors d'un chargement du véhicule en pente ou sous une forte variation de température.

Hypothèses et données :

- le problème est considéré plan dans le plan médian de la voiture ;
- toutes les liaisons sont supposées parfaites sauf celles entre les roues et le sol. Coefficient d'adhérence pneu/sol : $f = 0,6$;
- le véhicule est supposé maintenu à l'équilibre, sur un sol 0 de pente α , par le dispositif de frein de stationnement électrique qui n'agit que sur les roues arrière 3. L'action de ce frein est modélisée par un couple de freinage entre le châssis 1 et les roues arrière 3 : $\vec{C}_{1 \text{ freinage } 3} = C_f \vec{Z}_1$
- masse du châssis 1 avec 4 passagers : $M = 1300 \text{ kg}$;
- les masses des roues sont négligeables ;
- 60% de la masse est répartie sur l'avant : $a = 0,9 \text{ m}$, $b = 1,40 \text{ m}$ et $h = 0,9 \text{ m}$;
- diamètre d'une roue 205/55 R15 : $D = 648 \text{ mm}$.

Objectif : afin de dimensionner l'actionneur électrique qui tend le câble du frein de stationnement, déterminer :

- la pente limite (en %) acceptable au-delà de laquelle le véhicule glisse par rapport au sol ;
- la pente limite (en %) acceptable au-delà de laquelle le véhicule bascule en arrière ;
- le couple de freinage qu'il faut exercer sur les roues arrière dans le cas le plus défavorable.



Question 1. Réaliser le graphe d'analyse.

Question 2. Isoler 2 et en déduire la forme du torseur de l'action mécanique du sol 0 sur les roues avant 2.

Question 3. Isoler l'ensemble 1+2+3 et en déduire l'expression des composantes X_{03} , Y_{03} et Y_{02} en fonction de M et des caractéristiques géométriques.

Question 4. En déduire la pente limite (en %) acceptable au-delà de laquelle le véhicule glisse par rapport au sol.

Question 5. En déduire la pente limite (en %) acceptable au-delà de laquelle le véhicule bascule en arrière.

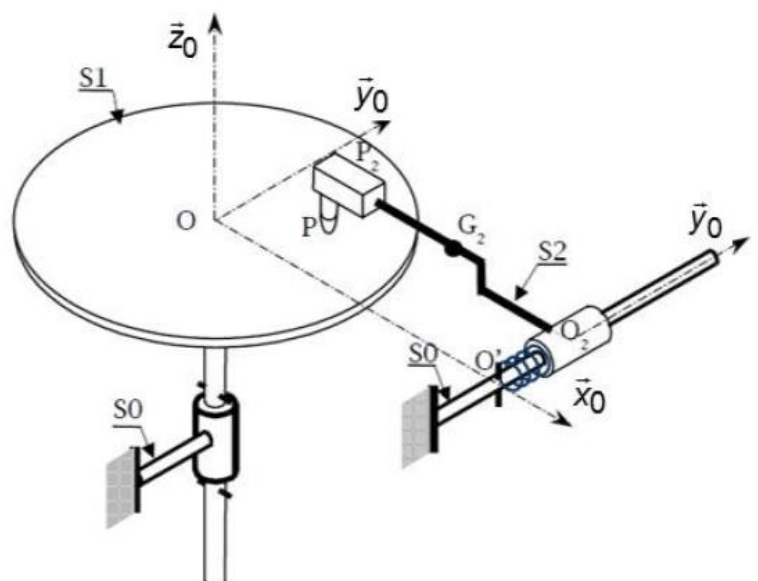
Question 6. Isoler 3 et en déduire le couple de freinage C_f en fonction de M et des caractéristiques géométriques. Faire l'application numérique pour une pente de 30%.

Ex. 2 : Tribomètre

On s'intéresse à un appareil qui permet de mesurer le coefficient de frottement f entre un disque S_1 tournant à l'aide d'un motoréducteur et un pion P_2 solidaire d'un bras S_2 . Sur ce système, la mesure du déplacement linéaire suivant \vec{y}_0 du bras S_2 par rapport au bâti S_0 doit permettre l'évaluation du coefficient de frottement recherché.

Hypothèses et données

- le bâti S_0 est considéré comme fixe, de repère associé $R_0 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$;



- le disque S_1 , de repère associé $R_1 = (O, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$, est en pivot d'axe (O, \vec{z}_0) par rapport à S_0 tel que $(\vec{x}_0, \vec{x}_1) = \alpha^\circ$;
- le bras S_2 , de masse m et de centre de gravité G_2 est en liaison pivot glissant d'axe (O_2, \vec{y}_0) par rapport à S_0 tel que $\vec{O'O_2} = \lambda \vec{y}_0$;
- un ressort de rappel de raideur k est installé entre le bâti S_0 et le bras S_2 . On considère que l'effort de rappel est nul lorsque $\lambda = 0$;
- on donne $\vec{OO'} = d \vec{x}_0$, $\vec{O_2G_2} = -b \vec{x}_0 + h \vec{z}_0$, $\vec{O_2P} = -a \vec{x}_0$;
- toutes les liaisons sont supposées parfaites sauf la liaison sphère-plan entre le disque S_1 et le pion S_2 pour laquelle on utilisera les lois de Coulomb relatives au glissement avec frottement ;
- on se placera en régime permanent : ainsi, lorsque le disque S_1 tourne à la vitesse constante $\dot{\alpha} = cte$, le bras S_2 est immobile par rapport au bâti 0 ($\lambda = cte$), ce qui permet d'utiliser le principe fondamental de la statique plutôt que le principe fondamental de la dynamique.

Objectif : déterminer le coefficient de frottement en fonction du déplacement du bras S_2 .

Question 1. Déterminer l'expression du vecteur vitesse de glissement entre le pion S_2 et le disque S_1 . En déduire l'expression du vecteur unitaire \vec{u} donnant la direction de ce vecteur vitesse.

Question 2. Réaliser le graphe d'analyse.

Question 3. Isoler le bras 2 et en déduire l'expression des composantes Z_{12} et U_{12} du torseur des actions mécaniques transmissibles entre le disque S_1 et le bras S_2 en fonction de m, g, k, λ et des caractéristiques géométriques.

Question 4. En déduire l'expression de f en régime permanent.

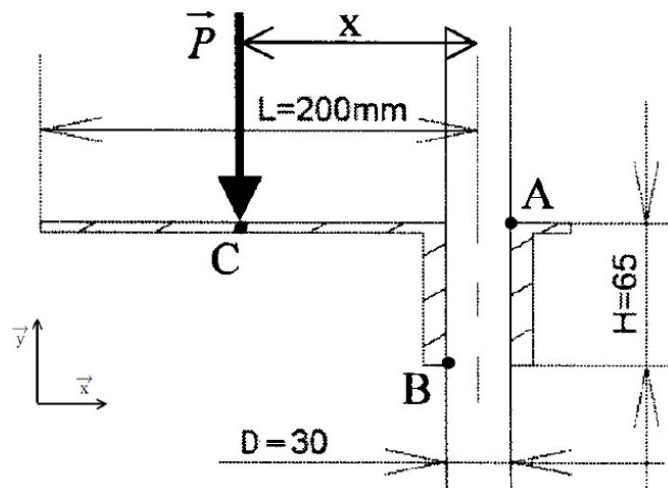
Ex. 3 : Console de décoration

Une colonne 1 de décoration supporte plusieurs consoles 2. Ces consoles peuvent être déplacées à volonté le long de la colonne. Des objets dont la masse ne dépasse pas 20 kg, peuvent être placés sur celle-ci.



Modèle et hypothèses

- le mécanisme est supposé **plan** et être à la limite du glissement ;
- un objet de poids $\vec{P} = -P \vec{y}$ est placé en C sur la console ;
- la masse de la console est négligée devant les autres actions mécaniques ;
- **le contact entre la console et la colonne se fait uniquement aux points A et B** (Cf. figure suivante). Il sera donc modélisé par deux liaisons **sphère-plan non parfaites** en A et B ;
- le coefficient de frottement entre la colonne et la console est $f = \tan(\varphi) = 0,3$.



Objectif : déterminer la condition pour que la console ne glisse pas.

Question 1. Isoler la console 2 et écrire les 3 équations issues du PFS.

Question 2. Si on se place à la limite du glissement en A et B, en déduire les composantes Y_{12}^A et Y_{12}^B en fonction de P .

Question 3. Déterminer la composante X_{12}^B en fonction de P et de f .

Question 4. Déterminer alors l'expression de x pour que la console ne glisse pas.