

ES 206 : Systèmes mécatroniques asservis
Projet : Modélisation du freinage d'une automobile
Amélioration à l'aide d'un ABS

Valentin Gies

1 Présentation

L'évaluation en ES206 a lieu sous forme d'un projet. L'étude est à faire individuellement : un rapport est à rendre à la date indiquée par le professeur, il sera constitué d'une présentation du travail effectué et des résultats sous forme d'un rapport d'environ 6-8 pages. Les questions du sujet sont là pour vous guider dans votre réflexion, il n'est pas nécessaire de faire figurer les réponses dans le rapport dans l'ordre proposé.

Le thème du projet de cette année est la modélisation d'un système de freinage ABS sur une voiture.

2 Modélisation d'un système de freinage sans ABS

2.1 Paramètres du système

Gravité : $g = 9.81m.s^{-2}$

Vitesse initiale de la voiture : $v_0 = 27.77m.s^{-1}$

Rayon de la roue : $r_{Roue} = 0.3m$

Moment d'inertie de la roue : $J = 0.5kg.m^2$

Masse de la voiture : $m = 1000$

2.2 Modélisation de la force de frottement pneu-route

Le modèle choisi pour modéliser le contact pneu-route est une version non-linéaire du modèle du frottement de Coulomb. Deux cas sont à prévoir dans le modèle, le cas d'un freinage sans glissement, et le cas d'un freinage avec glissement dans lequel l'ABS aura un rôle à jouer.

Le glissement est défini par la formule suivante :

$$g = \frac{V_{voiture} - V_{Roue}}{V_{voiture}}$$

– Le cas du freinage sans glissement est régi par le modèle de Coulomb :

$$|\vec{F}| \leq fN$$

avec N le poids de la voiture réparti sur chacune des roues, soit $N = mg/4$ et f le coefficient de frottement maximal au delà duquel il y a glissement. Nous prendrons $f = 0.8$. Tant que la limite d'adhérence n'est pas atteinte, la force de freinage est égale à la force exercée par le système de freinage.

– Le cas du freinage avec glissement est régi par un modèle non linéaire :

$$|\vec{F}| = f(g)N$$

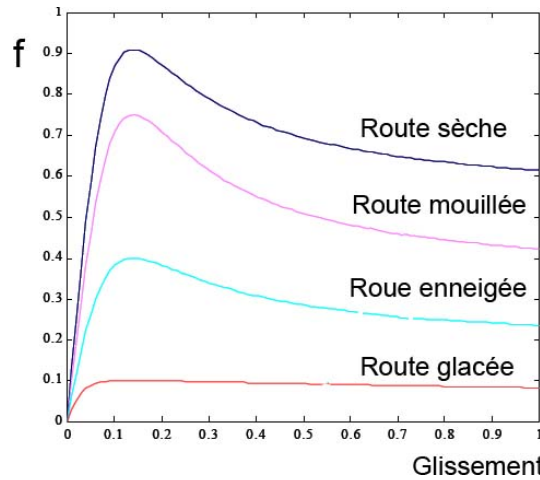


FIG. 1 – Coefficient de frottement en fonction du glissement

Nous considérons dans ce projet le cas d’une route sèche. Le modèle choisi (appelé *magic formula* dans la littérature pour ceux qui souhaiteraient approfondir le sujet) explique que lorsque la vitesse de glissement de deux corps augmente, les forces de frottement commencent par croître, puis atteignent un maximum (pour $g \simeq 0.2$, on a $f \simeq 0.95$) et ensuite décroissent. Ainsi, la plus courte distance d’arrêt n’est obtenue ni en écrasant la pédale de frein et en bloquant les roues (dans ce cas le coefficient de friction vaut $f \simeq 0.6$), ni en utilisant un système ABS empêchant tout blocage (dans ce cas, on assure un roulement sans glissement et $f \simeq 0.8$). Un compromis entre ces deux méthodes est donc la solution la plus pertinente (le cas optimal correspond à un glissement d’environ 0.2) pour s’arrêter le plus rapidement possible.

⇒ La première étape de ce projet consiste à modéliser cette force de frottement en prenant en compte les différents cas. Proposer un sous-modèle ayant pour entrées la force de freinage demandée (sur une roue), le glissement et pour sortie la force de freinage effective sur une roue.



FIG. 2 – Sous-système modèle freinage

Ce modèle doit prendre en compte les différents modes de fonctionnement, vous pourrez utiliser le bloc :

Simulink → *SignalRouting* → *Switch*

Pour la modélisation non linéaire, une table de valeurs pré-enregistrées sera également d’un grand secours :

Simulink → *LookupTables* → *LooupTable*

⇒ Validez le fonctionnement de ce sous système, en plaçant en entrée une rampe de force de freinage (pour une roue).

Au cas où vous n'arriveriez pas à construire ce bloc après de longues heures de réflexion, envoyez un courrier électronique au professeur qui vous enverra des éléments de correction.

2.3 Modélisation du comportement dynamique de la voiture

Le modèle de la voiture choisi est très simple. Il s'agit d'une masse soumise à 4 forces de freinage identiques. Proposer un sous-modèle ayant comme entrée la force de freinage et comme sortie la vitesse de la voiture. On veillera à initialiser la vitesse de la voiture à une vitesse $v_0 = 100km.h^{-1}$.

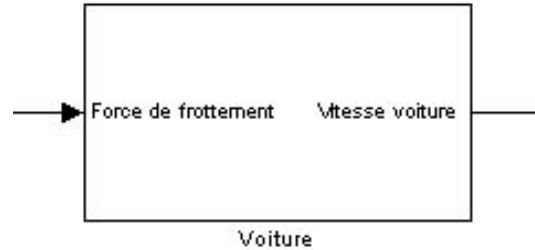


FIG. 3 – Sous-système voiture

2.4 Modélisation du comportement dynamique de la roue

Le modèle de la roue est plus complexe. Il est en effet impossible de considérer que la vitesse de la roue (à sa circonférence) est égale à la vitesse de la voiture. Une étude mécanique (simple) est donc nécessaire pour déterminer la variation de la vitesse de la roue en fonction de la force de freinage et du glissement.

⇒ Modéliser le bloc roue par un sous-système. Il est à noter que la force due à la route n'intervient pas dans le bloc (elle intervient de manière sous-jacente au travers du glissement).

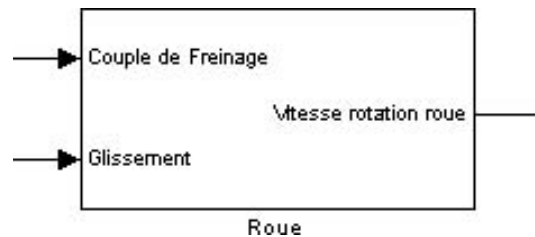


FIG. 4 – Sous-système roue

A nouveau, au cas où vous n'arriveriez pas à construire ce bloc après de longues heures de tests infructueux, envoyez un courrier électronique au professeur qui vous enverra des éléments de correction.

2.5 Modélisation du freinage sans ABS

⇒ Assembler les blocs conçus précédemment de manière à pouvoir simuler le fonctionnement du système de freinage de la voiture. Vous aurez besoin d'implanter un bloc modélisant le glissement, ce bloc utilisera les fonctions personnalisée déjà vues en TD.

⇒ Réaliser des simulations de freinage, avec un profil trapézoïdal de freinage, avec un échelon de freinage (freinage d'urgence) pour différentes amplitudes d'entrée. Présenter les résultats en faisant apparaître la distance de freinage.

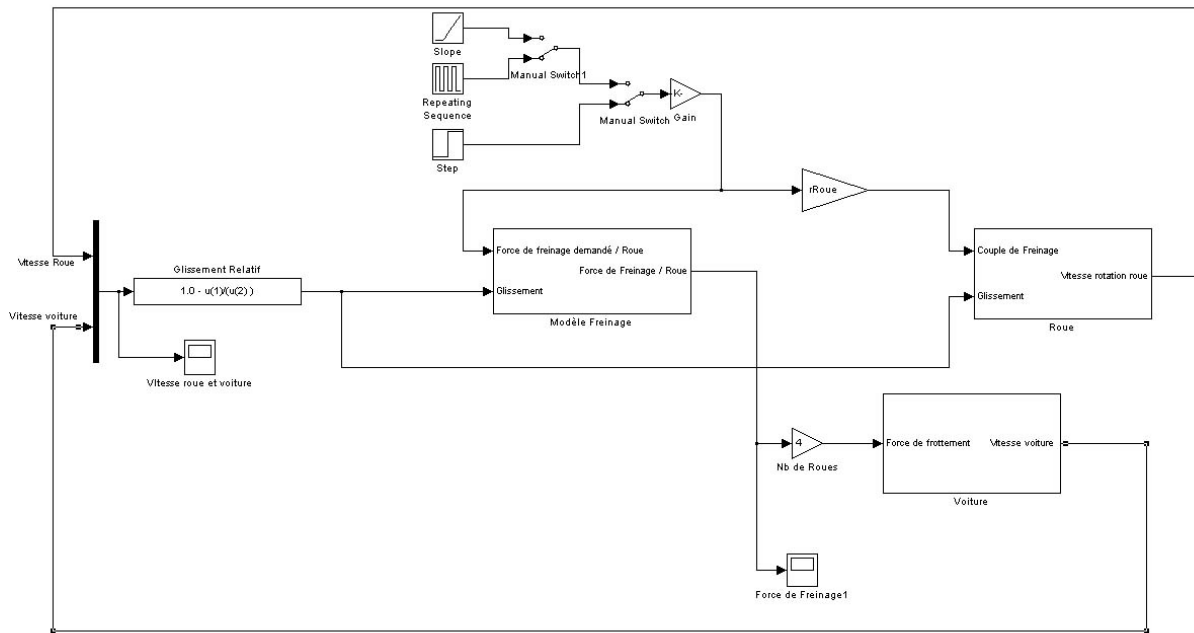


FIG. 5 – Schéma bloc

2.6 Influence du système de transmission pneumatique

Le système pneumatique de transmission du freinage se comporte comme un filtre passe-bas ayant la fonction de transfert suivante :



FIG. 6 – Fonction de transfert du système pneumatique

⇒ Corriger le modèle du système de freinage proposé en conséquence.

3 Ajout d'un système anti-blocage de roue

Les simulations effectuées montrent (ou du moins devraient montrer) qu'une action très violente sur le frein (type freinage d'urgence non contrôlé) conduit à allonger très significativement la distance de freinage.

3.1 ABS à temps continu

Nous proposons donc ici de pallier au comportement du conducteur par ajout d'un système ABS. On supposera qu'il est possible d'avoir accès en temps réel à la vitesse de la roue et à celle de la voiture (en réalité, la vitesse de la voiture est obtenue par estimation).

⇒ Proposer un dispositif de contrôle à temps continu de la force de freinage n'agissant que lorsque le glissement est non nul et ayant pour objectif de fixer une valeur du glissement égale à 0.2 dans ce cas.

⇒ L'utilisation d'un correcteur PI (ou PID) pour assurer le contrôle de la force de freinage serait judicieuse. Proposer un réglage pour ce correcteur, est-il possible de le régler à l'aide d'une des méthodes vues en cours ? Pourquoi ? (Justifier)

⇒ Valider le fonctionnement du système. Conclure quant à l'efficacité d'un système ABS sur la réduction de la distance de freinage (il est à noter que l'utilité principale d'un ABS est avant tout de pouvoir conserver le contrôle du véhicule).

3.2 ABS à temps discret

Un système ABS est piloté par un micro-contrôleur de type DSP. Sa fréquence d'échantillonnage est de $10kHz$.

⇒ Remplacer le correcteur PI proposé précédemment par un correcteur PI à temps discret.

⇒ Vérifier que le comportement est quasi-identique.

3.3 ABS à correction Tout Ou Rien

Le pilotage de la consigne de freinage dans un ABS ne se fait pas de manière continue en réalité. Il est seulement possible de corriger cette force par accoups successifs de plus ou moins 400 N à chaque fois.

⇒ Proposer un modèle de cette discontinuité et voir son effet sur le système.

3.4 ABS amélioré

⇒ Proposez une amélioration de votre choix au système ABS à temps discret et à correction Tout ou Rien (le plus proche de la réalité).

4 Répartiteur électronique de freinage (EBD)

Dans cette partie, on ne considère plus que le freinage est identique sur les 4 roues. Dans une automobile ayant un centre de gravité placé vers l'avant (moteur à l'avant), le poids est principalement porté par le train avant. Le train arrière aura donc tendance à glisser plus rapidement que le train avant (il atteint sa limite de glissement en premier).

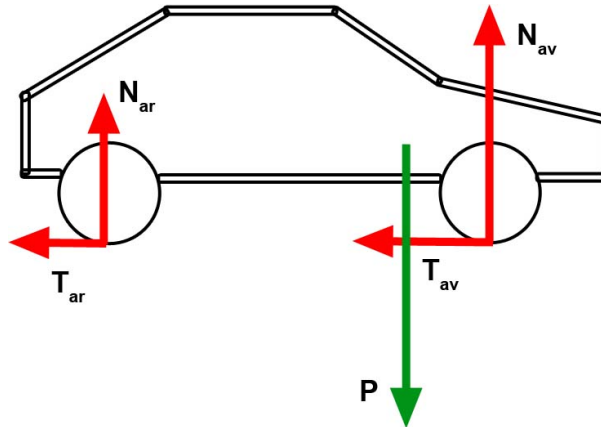


FIG. 7 – Répartition des masses au freinage d'une automobile

Le centre de gravité de l'automobile est situé à 1.5m en arrière du train avant horizontalement et à 70cm en hauteur par rapport au sol, l'empatement (distance entre le train avant et le train arrière) est égal à 3m.

⇒ Déterminer à l'aide du théorème du moment cinétique appliqué à la voiture la répartition du poids entre le train avant et le train arrière dans le cas où la voiture roule normalement sans accélérer.

⇒ Déterminer la répartition du poids dans le cas d'un freinage d'urgence ($|\vec{a}| = -5m.s^{-2}$).

⇒ Vérifier que pour la valeur de l'accélération proposée, le train arrière ne décolle pas.

⇒ Modifier le modèle Simulink du système de freinage en tenant compte du fait que l'on considère séparément le train arrière et le train avant et que les masses qui s'exercent sur chaque roue dépendent des paramètres de la voiture et de l'accélération instantanée.

⇒ Vérifier que le train arrière a tendance à se bloquer avant le train avant.

⇒ Implanter un bloc Simulink permettant de répartir l'effort demandé en prenant en compte la répartition des masses.

⇒ Tester l'ensemble et vérifier que le dispositif fonctionne bien (si c'est le cas, les roues arrière et avant doivent se bloquer en même temps en cas de freinage très brusque).