

# Estimation des efforts latéraux à l'aide d'un observateur pour la détection du risque de mise en portefeuille des véhicules articulés

Mohamed BOUTELDJA<sup>1</sup>, Mohamed DJEMAI<sup>2</sup>, Véronique CEREZO<sup>1</sup>, Mathias LIEGEOIS<sup>1</sup>

<sup>1</sup>CETE de Lyon, Laboratoire Régional des Ponts et Chaussées de Lyon  
25, avenue François Mitterrand, 69500 Bron, France.

mohamed.bouteldja@developpement-durable.gouv.fr

<sup>2</sup>Univ Lille Nord de France, F-59000 Lille, France, UVHC, LAMIH, F-59313 Valenciennes, France,  
CNRS, FRE 3304, F-59313 Valenciennes, France.

mohamed.djemaï@univ-valenciennes.fr

**Abstract**—Cet article décrit une approche d'estimation des forces de contact pneu/chaussée basée sur les modes glissants afin d'évaluer et de détecter le risque de mise en portefeuille des véhicules articulés. La détection de ce type d'accident nécessite la connaissance de l'adhérence disponible et mobilisée sur chaque roue. L'observateur proposé permet de reconstruire l'état dynamique du véhicule, puis fournit une estimation des forces verticales et latérales. Pour cela, un modèle nominal de véhicule lourd de 6ddl a été développé. Une interface de simulation a été conçue sur Matlab/Simulink. L'approche a été validée par simulation en utilisant le logiciel Prosper. En suite, l'adhérence mobilisée a été soustraite des forces estimées, mais l'adhérence disponible est mesurée expérimentalement par l'intermédiaire de système SCRIM (Sideway force Coefficient Routine Investigation Machine).

## I. INTRODUCTION

La sécurité routière est une des priorités de la politique des transports visant à réduire le nombre et la gravité des accidents routiers, tout en préservant la mobilité des personnes et des marchandises. Bien qu'il s'agisse d'une responsabilité partagée entre les pouvoirs publics, les gestionnaires, les industriels et les usagers, les chercheurs ont un rôle de premier plan à jouer à cet égard. En effet, plusieurs programmes de recherche, nationaux et internationaux, ont été instaurés pour répondre aux problèmes liés aux moyens de transports des usagers et de marchandises, à leur gestion et à leur sécurité.

Des études récemment publiées sur l'accidentologie, montrent une diminution du nombre de personnes tuées sur la route malgré l'augmentation considérable du trafic dans les dix dernières années [20]. Cela est dû en partie à l'amélioration de l'infrastructure et ainsi qu'aux systèmes embarqués d'aide à la conduite (ex. ABS, ESP, ACC, etc). Toutefois, le nombre d'accidents reste élevé pour les poids lourds.

Les accidents routiers impliquant les véhicules lourds sont généralement très médiatisés pour leur aspect spectaculaire et sont malheureusement souvent coûteux en vies humaines, en matériel, ainsi qu'en conséquences indirectes liées au trafic et à l'environnement. De plus, les statistiques montrent que les véhicules articulés de type tracteur semi-remorque

représentent plus de 55% du trafic de poids lourds en France [2]. Dans certaines cas, ce type de poids lourds peut présenter des comportements instables, traduit par des risques élevés d'accidents [16], [2], [8] (le renversement ou la mise en portefeuille).

En effet, l'étude du comportement des poids lourds ainsi que la détection de situations à risque constitue une première démarche dans l'étude de la sécurité routière. L'amélioration de cette sécurité liée au poids lourds peut être basée sur l'estimation des efforts latéraux, en utilisant un capteur logiciel (observateur), et permettant la détection des anomalies ou les défauts liés à ces efforts.

La mise en portefeuille se produit principalement en courbe sur chaussée humide que le poids lourd soit vide ou presque dans environ 70% des cas [5]. Néanmoins, la base de données concernant ce type de situation accidentogène pour des véhicules articulés est plus restreinte que pour les autres types d'accidents. L'analyse de ces situations est plus délicate compte tenu du nombre de cas. Mais nous pouvons remarquer que le freinage (à cause des erreurs d'appréciation de la vitesse du véhicule de la part des conducteurs) lié à une chaussée humide (mauvaise distribution de l'adhérence entre le tracteur et la semi-remorque) doit être déterminant dans le processus.

Plusieurs travaux ont été déjà réalisés afin d'étudier et d'analyser les risques d'instabilités dynamiques en lacet des véhicules articulés [3],[17],[6]. Certains de ces travaux proposent même des systèmes de contrôle actif de lacet du tracteur et de la semi-remorque, tout en agissant indépendamment ou en combinant les actions de freinage ou de direction [1],[15]. Par ailleurs, les indicateurs (détecteurs) de la mise en portefeuille ont été peu abordés dans la littérature. Actuellement, ce type d'accident fait partie des domaines de recherches en cours de développement. Néanmoins, V. Timothy et al. [18] ont proposé un modèle mathématique décrivant la situation de mise en portefeuille. Par la suite, ce modèle a été réadapté par M. Bouteldja et al. [9] afin de développer un indicateur dynamique du risque de mise en portefeuille. D'autres méthodes présentées dans [14] et [13] visent à déterminer les situations

de mise en portefeuille à partir de l'évaluation du coefficient de frottement latéral et de l'angle de lacet relatif entre le tracteur et la semi-remorque. Enfin, la plupart de ces travaux de recherche mettent en évidence la disponibilité des mesures telles que par exemple la dynamique latérale du tracteur et de la semi-remorque et le coefficient de frottement. Malgré tout, l'obtention de ces informations reste une tâche délicate.

Dans cet article, nous développons une méthode d'estimation des forces de contact pneu/chaussée afin de remonter à l'adhérence disponible sur chaque roue d'un véhicule articulé. Cette méthode est basée sur la technique d'observation par modes glissants, utilisant l'algorithme de "super twisting". Une fois les grandeurs évaluées, un indicateur est utilisé afin de détecter le risque de mise en portefeuille (voir [13] pour l'indicateur utilisé).

Dans une première section, une description détaillée des scénarios de mise en portefeuille est proposée, ainsi que les paramètres les plus influents et les mécanismes qui provoquent l'instabilité latérale des véhicules articulés. Ensuite, le principe de détection et d'évaluation du risque de mise en portefeuille est décrit. Ce risque est évalué à partir d'un indicateur qui est basé sur des informations pertinentes de la dynamique du véhicule. Dans la deuxième section, un modèle de 6 ddl est développé et un observateur basé sur l'approche de mode glissant est proposé dans la troisième section. Cet observateur permet la reconstruction des variables dynamiques non mesurées, ainsi que l'estimation des forces de contact pneu/chaussée. Dans la quatrième section, des résultats de simulation et de détection d'un cas de mise en portefeuille sont analysés. Cette simulation est obtenue en utilisant logiciel Prosper afin de se rapprocher le plus possible de situations réelles. Une conclusion et quelques perspectives sont présentées dans la dernière section.

## II. POSITION DU PROBLEME

### A. Scénario de mise en portefeuille

La situation de mise en portefeuille d'un véhicule articulé est définie par une perte de stabilité en lacet du système articulé. Un cas de mise en portefeuille est montré par la figure 1.



Fig. 1. Situation de mise en portefeuille

Théoriquement, cette situation se produit lorsque le tracteur a un angle supérieur ou égale à  $90^\circ$  par rapport à la remorque [16],[18],[5]. Pour différentes raisons, la limite de glissement n'est pas nécessairement atteinte en même temps sur toutes les roues d'un véhicule. Il peut s'agir de différences entre : les charges sur chacune des roues, les forces de freinage appliquées sur les roues, les caractéristiques des pneumatiques, les caractéristiques de la surface de roulement, etc...

Dans les cas des véhicules articulés (tracteur semi-remorque, camion avec remorque, train routier), le glissement de certaines roues peut cependant entraîner la rotation de l'une des unités (unité tractrice ou tractée) et modifier complètement la configuration du véhicule [9]. La figure 2 montre les deux cas les plus fréquents de la situation de mise en portefeuille.

Ces situations sont plus susceptibles de survenir sur chaussée humide et lors de manœuvres brusques de freinage. Lorsque les véhicules articulés représentent une proportion importante du trafic, les problèmes de mise en portefeuille peuvent survenir avant ceux du glissement.

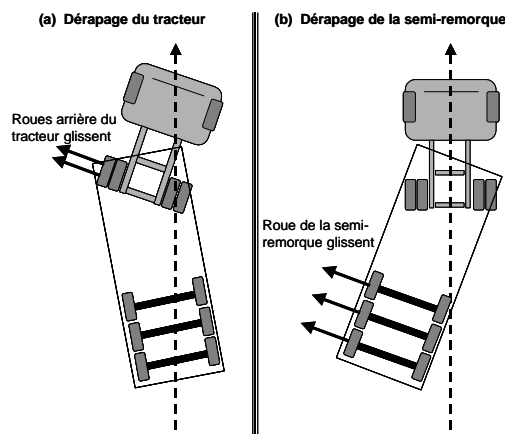


Fig. 2. Deux cas (a) et (b) les plus fréquents de mise en portefeuille

Afin de mieux comprendre l'origine de la mise en portefeuille et de la détecter, il est utile de connaître les propriétés de traction des véhicules articulés et les caractéristiques du contact pneu/chaussée.

### B. Propriété de traction et glissement des véhicules articulés

Au volant d'un véhicule articulé ou le couple est appliqué à l'essieu moteur du tracteur, accélérer ou freiner pénalise le pouvoir directeur du véhicule (on ne roule pas toujours en parfaite ligne droite). L'adhérence longitudinale et latérale sont souvent mobilisées simultanément c'est à dire qu'il y a un potentiel d'adhérence à partager entre le mode longitudinal et transversal. En fait, l'interaction pneu/chaussée possède une capacité d'adhérence globale qui est limitée, par un cercle ou une ellipse. Les valeurs maximales des coefficients d'adhérence longitudinale  $\mu_x$  et latérale  $\mu_y$  ne peuvent donc être atteintes simultanément (voir la figure 3-a).

En effet, 0% de glissement représente une roue entièrement en roulement et 100% de glissement correspond à une roue

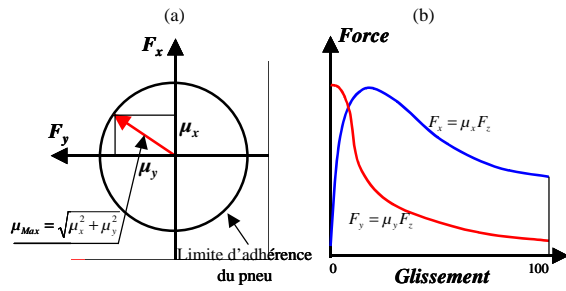


Fig. 3. (a) présentation graphique de l'adhérence mobilisée, (b) présentation des force en fonction de glissement [5]

bloquée. La figure 3-b montre la force latérale et la force longitudinale qu'un pneu peut produire en fonction du pourcentage de glissement du pneu. A 100% de glissement, la force latérale peut chuter à zéro. De même, la force longitudinale chute légèrement. Ceci indiquent qu'une roue bloquée produit moins de force longitudinale.

De plus, une chaussée humide diminue davantage l'adhérence au niveau du contact pneu/chaussée, car elle est un facteur aggravant dans le cas de mise en portefeuille.

L'évaluation des forces latérales ainsi que le coefficient de frottement va donc permettre de détecter le phénomène de la mise en portefeuille des véhicules articulés comme nous allons le voir dans ce qui suit.

### C. Indicateur de détection de mise en portefeuille

Nous savons maintenant quelles sont les manœuvres et les conditions extérieures qui peuvent initier une situation de mise en portefeuille. De plus, nous disposons d'indicateurs capables de nous dire si le poids lourd est dans une condition stable ou instable. L'indicateur dont nous disposons est celui qui a été cité dans [13] et réadapté dans [9]. Il permet d'évaluer l'adhérence minimale disponible  $\mu_{min}$ , entre les pneus et la chaussée, pour éviter une situation de mise en portefeuille, et s'exprime par :

$$\mu_{min} = \frac{\Sigma F_y}{(\Sigma F_z) \cos(\psi_f)} \quad (1)$$

où  $F_y$ ,  $F_z$  sont respectivement la force latérale et la force verticale agissant sur l'essieu moteur.  $\psi_f$  est l'angle de l'articulation entre le tracteur et la semi-remorque (lacet relatif). Pour que la mise en portefeuille soit évitée, il est nécessaire, selon la loi de frottement de Coulomb, que l'adhérence minimale sur chaque essieu soit  $\mu_{min} < \mu_{max}$ , où  $\mu_{max}$  représente l'adhérence maximale disponible sur la route, mesurée par le SCRIM.

## III. MODÉLISATION D'UN VÉHICULE ARTICULÉ

Pour étudier la stabilité des poids lourds vis-à-vis de la mise en portefeuille, et afin d'estimer les forces de contact pneu/chaussée et par la suite soustraire l'adhérence disponible, un modèle du véhicule de type tracteur semi-remorque est utilisé et détaillé dans cette section.

### A. Dynamique des châssis

Le véhicule considéré est composé d'un tracteur à deux essieux, et d'une semi-remorque à un essieu [8]. Les châssis des deux éléments constructifs du véhicule sont considérés comme des corps rigides. En tenant compte du couplage entre les deux corps, nous considérons les hypothèses de simplification suivantes :

- seul l'angle de roulis autour de l'axe de roulis du tracteur est pris en compte,
- la dynamique du tangage est négligée.

Pour développer les équations dynamiques du modèle, des systèmes de coordonnées décrivant les mouvement des deux masses suspendues (châssis) sont définies dans la figure 4.  $(X_E, Y_E, Z_E)$  est le système de coordonnées fixe (repère fixe lié à la terre).  $(X_t, Y_t, Z_t)$  et  $(X_{st}, Y_{st}, Z_{st})$  sont les systèmes de coordonnées liés au centre de gravité (CdG) des corps suspendus respectivement du tracteur et de la semi-remorque.  $(X_u, Y_u, Z_u)$  est le système de coordonnées de la masse non suspendue du tracteur, définie au centre du plan de l'essieu avant avec  $Z_u$  parallèle à  $Z_E$ .

Le mouvement relatif de  $(X_u, Y_u, Z_u)$  par rapport au système de coordonnées fixe  $(X_E, Y_E, Z_E)$  décrit le mouvement de translation du tracteur dans le plan horizontal et son mouvement de lacet autour de l'axe de  $Z_E$ . Le mouvement de roulis est décrit par le mouvement rotation du repère  $(X_t, Y_t, Z_t)$  par rapport au système de coordonnées  $(X_u, Y_u, Z_u)$  autour de l'axe  $X_u$ . L'angle d'articulation entre le tracteur et la remorque peut être décrit par le mouvement relatif entre les coordonnées des repères  $(X_t, Y_t, Z_t)$  et  $(X_{st}, Y_{st}, Z_{st})$ .

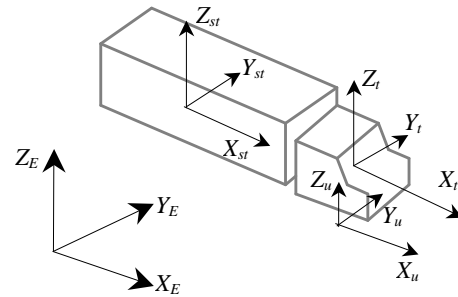


Fig. 4. Systèmes de coordonnées

A partir de la description des systèmes de coordonnées et de leurs mouvements relatifs, nous considérons les coordonnées généralisées suivantes :

$x_E$  : position longitudinale du CdG du tracteur selon la direction  $X_E$  du repère fixe,

$y_E$  : position latérale du CdG du tracteur selon la direction  $Y_E$  du repère fixe,

$z_E$  : position verticale du CdG du tracteur dans le repère fixe,

$\psi$  : Angle de lacet du tracteur,

$\phi$  : Angle de roulis,

$\psi_f$  : Angle entre le tracteur et la remorque (lacet relatif).

La description précédente du mouvement de véhicule, ainsi que l'application du formalisme de Lagrange permettent de calculer les mouvements de translation et les vitesses de rotation de chaque corps. Le calcul formel des équations dynamiques est ensuite réalisé à l'aide du logiciel Maple.

Les équations dynamiques du modèle présentées sous la forme matricielle sont :

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = \Gamma \quad (2)$$

où  $q_i$  est la  $i^{\text{ème}}$  coordonnée généralisée et  $q$  est le vecteur des coordonnées généralisées défini par  $q = [x_E, y_E, z_E, \psi, \phi, \psi_f]$ .  $M(q)$  est la matrice d'inertie symétrique et définie positive,  $C(q, \dot{q})$  est la matrice des forces de Coriolis et centrifuges, et  $G(q)$  le vecteur de forces de gravité.

$\Gamma$  représente le vecteur des forces généralisées traduisant les efforts externes agissant sur les deux corps du véhicule. Ces forces s'appliquent à l'interface pneu/chaussées dans les directions verticales, longitudinales et latérales du pneu.

### B. Suspension et contact pneu/chaussée

Le sol sur lequel le véhicule circule n'est pas parfaitement plat mais comporte des dénivellations, induisant des vibrations ou des accélérations verticales de la chaussée au véhicule. Les forces verticales agissant sur les masses non suspendues du véhicule sont des efforts de suspension. Le système de suspension est modélisé comme étant une combinaison d'un ressort et d'un amortisseur. Les forces de suspension sont :

$$\begin{aligned} F_{s,avi} &= F_{0avi} + K_{av}z_{avi} + D_{av}\dot{z}_{avi} \\ F_{s,ari} &= F_{0ari} + K_{ar}z_{ari} + D_{ar}\dot{z}_{ari} \quad \text{avec } i = g, d \quad (3) \\ F_{s,ti} &= F_{0ti} + K_t z_{ti} + D_t \dot{z}_{ti} \end{aligned}$$

où  $F_{0i} = (F_{0avi}, F_{0ari}, F_{0ti})$  est vecteur des forces statiques et  $z_i = (z_{avi}, z_{ari}, z_{ti})$  le vecteur débattement de la suspension autour de sa position d'équilibre et  $\dot{z}_i$  et le vecteur vitesse,  $K = (K_{av}, K_{ar}, K_t)$  et  $D = (D_{av}, D_{ar}, D_t)$  sont les paramètres de suspension représentant le coefficient de rigidité et d'amortissement. Les indices  $av$ ,  $ar$ ,  $t$ ,  $g$  et  $d$  représentent respectivement l'essieu avant, arrière du tracteur, l'essieu de la semi-remorque, la roue gauche et droite de chaque essieu.

On considère par la suite, que les forces de suspensions sont dues seulement aux mouvements de roulis. Les variables de débattement  $z_i$  s'écrivent :

$$\begin{aligned} z_{av1} &= -z_{av2} = -\frac{w_{av}}{2} \sin(\phi) \\ z_{ar1} &= -z_{ar2} = -\frac{w_{ar}}{2} \sin(\phi) \\ z_{t1} &= -\frac{w_t}{2} \sin(\phi) \cos(\psi_r) + l_t \phi \sin(\psi_r) \\ z_{t2} &= \frac{w_t}{2} \sin(\phi) \cos(\psi_r) + l_t \phi \sin(\psi_r) \end{aligned} \quad (4)$$

Les actions extérieures agissant sur le véhicule dans le plan de la route sont les forces longitudinales, dues à des actions d'accélération ou de freinage, et latérales, apparaissent lors des manoeuvres de virage. La simplification du tridem en un essieu simple impose de prendre en compte l'effet total des forces générées sur chaque roue du tridem.

L'analyse de la situation de mise en portefeuille, a permis de focaliser notre étude sur le comportement latéral du véhicule,

et l'évaluation de ces forces latérales appliquées. Les forces longitudinales sont donc négligées. Le différentiel de forces latérales appliquées sur les pneus du côté gauche et du côté droit de l'essieu n'est pas facile à déterminer. Aussi, le modèle pour chaque essieu, ne tiendra compte que de la somme des forces (droite et gauche) comme si nous utilisions un modèle bicyclette étendu (figure 5). Dans le cas de la situation qui nous préoccupe, ce modèle peut être suffisant. Les forces inconnues sur les pneumatiques sont les forces verticales de chaque roue du véhicule et les forces latérales à l'avant et à l'arrière des essieux du tracteur, et au niveau de l'essieu équivalent de la semi-remorque. Ces forces sont représentées par le vecteur  $F = [F_{y,av}, F_{z,av}, F_{y,ar}, F_{z,ar}, F_{y,t}, F_{z,t}]^T$ .

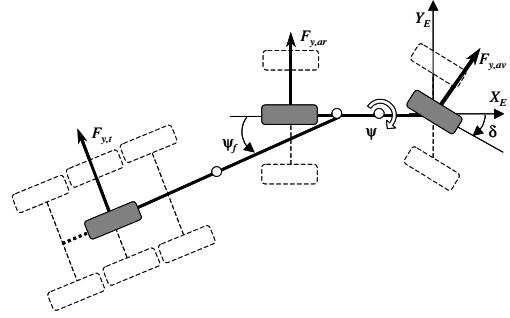


Fig. 5. Modèle bicyclette étendu

### C. Modèle dans le repère véhicule

Le modèle du véhicule (2), développé dans un repère de référence, dépend de la position et de l'orientation du véhicule. Cependant, les mesures utilisées généralement en dynamique des véhicules pour analyser les réponses sont définies dans un repère lié à la masse non-suspendue du véhicule ( $X_u, Y_u, Z_u$ ). La réécriture du modèle (2) dans ce repère nécessite l'utilisation des matrices de passage du repère fixe ( $X_E, Y_E, Z_E$ ) au repère véhicule ( $X_u, Y_u, Z_u$ ) (voir figure 4). Les matrices ainsi le détail des transformation sont présentés dans [8] et [7]. De même, les équations définissant les forces généralisées sont translatées dans le repère véhicule.

Le nouveau vecteur d'état du modèle présenté dans le repère véhicule lié à la masse non-suspendue est :

$$x = [z_E, \phi, \psi_f, \dot{x}_E, \dot{y}_E, \dot{z}_E, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \dot{\psi}_f]$$

Cette définition des variables d'état permet d'écrire les équations dynamiques du modèle d'état du véhicule comme suit :

$$\begin{aligned} \ddot{q} &= M^{-1}(q) (-C(q, \dot{q})\dot{q} - G(q) + \Gamma) \\ \dot{x} &= \dot{q} = f(x, F, \delta) \end{aligned} \quad (5)$$

où  $F$  représente le vecteur des forces inconnues, et  $\delta$  l'angle de braquage des roues.

Le détail du modèle (équations différentielles, matrices de passage,...) est donné dans [8].

#### IV. OBSERVATEUR PAR MODE GLISSANT & ESTIMATION DES FORCES PNEU/CHAUSSÉE

Dans cette section, un observateur à mode glissant est proposé. Il est basé sur l'algorithme de super twisting, connu pour sa robustesse par rapport aux incertitudes paramétriques, aux erreurs de modélisation et aux perturbations [10], [11], [12]. Cet observateur permet de reconstruire les variables d'état inconnues et les forces de contact pneu/chaussée inconnues à partir des mesures disponibles sur un véhicule.

Nous supposons par la suite que les mesures directement ou indirectement disponibles sur un poids lourd sont la position verticale  $z_E$  de CdG du tracteur, l'angle de roulis  $\phi$ , l'angle de lacet relatif relié à la sellette  $\psi_f$ , la vitesse de lacet  $\dot{\psi}$ , les composantes de la vitesse de véhicule  $\dot{x}_E$  et  $\dot{y}_E$ . Alors, les variables inconnues sont  $\dot{z}_E$ ,  $\dot{\phi}$  et  $\dot{\psi}_f$ , et les forces verticales et latérales associées à chaque essieu définies par le vecteur  $F$ .

Pour construire l'observateur, nous décomposons le vecteur d'état  $x$  en deux vecteurs  $x_1$  et  $x_2$  avec :  $x_1 = (z_E, \phi, \psi_f)^T$  et  $x_2 = (\dot{x}_E, \dot{y}_E, \dot{z}_E, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \dot{\psi}_f)^T$ . Puis, nous pouvons réécrire l'équation d'état (5) de la manière suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = N.x_2 \\ \dot{x}_2 = f_1(x_1, x_2) + f_2(x_1, \delta, F) \end{cases} \quad (6)$$

où  $N$  est une matrice  $(3 \times 6)$

$$N = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

et  $f_1$  et  $f_2$  sont des vecteurs fonctions analytiques qui sont définies dans  $\mathbb{R}^6$ .

Le vecteur  $x_2$  sera décomposé en deux composantes  $x_{21}$  et  $x_{22}$ . La composante  $x_{21}$  contient les variables mesurées  $\dot{x}_E$ ,  $\dot{y}_E$  et  $\dot{\psi}$ , et  $x_{22}$  contient les variables inconnues  $\dot{z}_E$ ,  $\dot{\phi}$  et  $\dot{\psi}_f$ . Nous pouvons écrire  $x_2 = (x_{21}, x_{22})^T$  tel que  $x_{21} = (\dot{x}_E, \dot{y}_E, \dot{\psi})$  et  $x_{22} = (\dot{z}_E, \dot{\phi}, \dot{\psi}_f)$ .

La forme d'état du modèle du véhicule articulé est la suivante :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_{22} \\ \dot{x}_2 = D_{x_1}.x_2 + f_2(x_1, \delta, F) \end{cases} \quad (8)$$

avec la matrice  $D_{x_1}$  définie dans  $\mathbb{R}^{6 \times 6}$ , dépendant de l'état  $x_1$ . La représentation du modèle (8) est mise sous la forme triangulaire explicite.

##### A. Concept de l'observateur super-twisting

L'observateur développé est basé sur l'approche des modes glissements d'ordre supérieur, utilise l'algorithme du super-twisting [11], [10], étant donné qu'il est robuste vis à vis des erreurs de modélisation, des incertitudes paramétriques et des perturbations. Cet observateur est facile à implémenter avec les outils embarqués sur un véhicule.

L'observateur proposé pour le système (8) est de la forme :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_1 = \hat{x}_{22} + z_1 \\ \dot{\hat{x}}_2 = \hat{D}_{x_1}\hat{x}_2 + N_1.z_2 \end{cases} \quad (9)$$

où  $N_1$  est la matrice  $(6 \times 3)$  définie par

$$N_1 = \begin{bmatrix} 0_{33} \\ I_3 \end{bmatrix} \quad (10)$$

où  $0_{33}$  est une matrice carée nulle  $(3 \times 3)$  et  $I_3$  est une matrice identité  $(3 \times 3)$ , et  $\hat{x}_1$  et  $\hat{x}_2 = (x_{21}, \hat{x}_{22})^T$  sont les variables d'état estimées,  $z_1$  et  $z_2$  représentent les vecteurs des termes de correction selon l'algorithme de super-twisting, calculés par :

$$z_1 = \begin{pmatrix} \lambda_1 |z_E - \hat{z}_E|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(z_E - \hat{z}_E) \\ \lambda_2 |\phi - \hat{\phi}|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(\phi - \hat{\phi}) \\ \lambda_3 |\psi_f - \hat{\psi}_f|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(\psi_f - \hat{\psi}_f) \end{pmatrix}$$

et  $z_2 = \begin{pmatrix} \alpha_1 \text{sign}(z_E - \hat{z}_E) \\ \alpha_2 \text{sign}(\phi - \hat{\phi}) \\ \alpha_3 \text{sign}(\psi_f - \hat{\psi}_f) \end{pmatrix}$

où  $\text{sign}(\cdot)$  est la fonction usuelle de  $\text{sign}$ , [4]. A l'instant initial  $t_0$ , on considère que  $\hat{x}_1 = x_1$  et  $\hat{x}_2 = 0$ .  $\tilde{x}_{i=1, \dots, 3} = x_i - \hat{x}_i$  correspond donc aux erreurs d'observation. La dynamique de ces erreurs d'observation est :

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}}_1 = \tilde{x}_{22} - \begin{pmatrix} \lambda_1 |\tilde{z}_E|^{1/2} \text{sign}(\tilde{z}_E) \\ \lambda_2 |\tilde{\phi}|^{1/2} \text{sign}(\tilde{\phi}) \\ \lambda_3 |\tilde{\psi}_f|^{1/2} \text{sign}(\tilde{\psi}_f) \end{pmatrix} \\ \dot{\tilde{x}}_2 = \xi(x_1, x_{21}, x_{22}, \hat{x}_{22}, \delta, F) - N_1 \cdot \begin{pmatrix} \alpha_1 \text{sign}(\tilde{z}_E) \\ \alpha_2 \text{sign}(\tilde{\phi}) \\ \alpha_3 \text{sign}(\tilde{\psi}_f) \end{pmatrix} \end{cases} \quad (11)$$

où  $N$  est la matrice définie par (10) avec  $\xi(x_1, x_{21}, x_{22}, \hat{x}_{22}, \delta, F) = D_{x_1}x_2 - \hat{D}_{x_1}\hat{x}_2 + f_2(x_1, \delta, F)$ , avec  $\hat{x}_2 = (x_{21}, \hat{x}_{22})^T$  ainsi que  $\tilde{z}_E = z_E - \hat{z}_E$ ,  $\tilde{\phi} = \phi - \hat{\phi}$  et  $\tilde{\psi}_f = \psi_f - \hat{\psi}_f$ .

Supposons que les états du système (6) soient bornés, alors il existe une constante  $f_i^+$  qui vérifie l'inégalité suivante :

$$|\xi_i(x_1, x_2, \hat{x}_2, \delta, F)| \leq f_i^+ \quad i = 1, \dots, 6 \quad (12)$$

Cette inégalité doit être vérifiée, pour tout  $x_1, x_2$  et  $|\hat{x}_2(i)| \leq 2 \sup |x_2(i)|$ , où  $\xi_i$  est la  $i^{\text{ème}}$  composante du vecteur  $\xi$ . Dans le cas des véhicules articulés avec des variables d'états bornées, les constantes peuvent être obtenues simplement par une connaissance a priori de l'accélération maximale du système, soit  $f_i^+ \geq \text{Max}(\hat{x}_2(i))$ ,  $\alpha_j$  et  $\lambda_j$  vérifient les inégalités suivantes ( $j = 1, \dots, 3$ ).

$$\alpha_j > f_{j+3}^+,$$

$$\lambda_j > \sqrt{\frac{2}{\alpha_1 - f_{j+3}^+}} \frac{(\alpha_j + f_{j+3}^+)(1 + p_{i_1})}{(1 - p_{i_1})}$$

où  $p_{i_1}$  sont des valeurs constantes, pouvant être choisies dans l'intervalle,  $0 < p_{i_1} < 1$ , avec ( $i_1 = 1, 2, 3$ ).

Pour le détail de convergence des états estimés (observés) vers les états réels ( $\hat{x}_1 \rightarrow x_1$ ,  $\hat{x}_2 \rightarrow x_2$ ), et la démonstration que les erreurs d'observation ( $\tilde{x}_1, \tilde{x}_2$ ) et leurs dynamiques ( $\dot{\tilde{x}}_1, \dot{\tilde{x}}_2$ ) tendent vers zéro, se reporter à [8], [11],[10],[12].

## B. Estimation des efforts verticaux et latéraux

Une fois l'état dynamique reconstruite, la convergence de  $\hat{x}_2$  vers  $x_2$  en un temps fini assure l'égalité suivante :

$$\dot{\hat{q}}_2 = \xi(x_1, x_2, \hat{x}_2, F, u) - N_1 z_2 = 0$$

où  $N_1$  est la matrice définie par (10), ce qui donne :

$$z_2 = D_{x_1} x_2 - \hat{D}_{x_1} \hat{x}_2 + f_2(x_1, \delta, F) \quad (13)$$

Afin d'estimer les forces du contact pneu/chaussée par la méthode d'observation d'ordre supérieur, il est nécessaire d'établir le changement de la forme du vecteur  $f_2$  pour pouvoir séparer les variables connues et inconnues. Pour cela, la fonction  $f_2$  peut être réécrite sous la forme matricielle suivante :  $f_2(x_1, \delta, F) = \Omega(x_1, \delta) F$ , avec,  $\Omega$  une matrice de dimension  $(6 \times 3)$  définie dans  $\mathbb{R}^{6 \times 6}$ .

$F = [F_{y,av}, F_{z,av}, F_{y,ar}, F_{z,ar}, F_{y,t}, F_{z,t}]^T$  est le vecteur de forces inconnues.

Dans la suite, nous supposons que la limite  $z_2$  change ou varie dans les hautes fréquences, c'est à dire dans une gamme de fréquence théoriquement infinie. Le signal à haute fréquence de  $\bar{z}_2$  est filtré. La constante de temps du filtre doit être suffisamment petite pour préserver la dérivée de la composante basse fréquence du mouvement, mais doit être assez grande pour éliminer les hautes fréquences du signal.

Ainsi, les conditions  $\tau \rightarrow 0$  et  $\frac{k}{\tau} \rightarrow 0$ , où  $\tau$  est la constante du temps du filtre et  $k$  est le temps d'échantillonnage, sont calculées pour extraire la composante basse fréquence et pour filtrer les hautes fréquences du signal.

La convergence en un temps fini de  $x_1$  et  $x_2$  permet d'écrire l'équation (13) sous la forme :

$$\bar{z}_2 = \alpha_i \text{sign}(\tilde{x}_1) = \Omega(x_1, \delta) F \quad (14)$$

où  $\bar{z}_2$  est le signal filtré de  $z_2$ .

Posons  $Q = \Omega^T \Omega$  une matrice inversible. Les forces de contact pneu/chaussée estimées peuvent être calculées par l'équation :

$$\bar{F}_y = Q^{-1} \Omega^T \alpha_i \text{sign}_{eq}(\tilde{x}_1) \quad (15)$$

L'équation (15) permet de calculer les valeurs des composantes du vecteur  $\bar{F}$  car  $\tilde{x}_1 \rightarrow 0$  et  $\bar{F} = F - \hat{F}$ , et de conclure que  $\bar{F} = F$ .

## V. RÉSULTATS ET ANALYSE

Afin d'évaluer et valider l'approche d'observation développée dans cet article, une combinaison des résultats de simulations numériques et de mesures expérimentales est utilisée. Les données utilisées, sont extraites d'une part du logiciel Prosper, et d'autre part des mesures réelles réalisées par SCRIM. Ce dernier, permet de mesurer les caractéristiques géométriques et physiques de la route. L'exploitation des données et les simulations sont effectuées avec le logiciel Matlab/Simulink.

Les données de l'infrastructure prises en compte dans la validation correspondent à un itinéraire accidentogène (cas de mises en portefeuille observés). La figure 6 montre la trajectoire réelle emprunté par le poids lourd.

L'angle de braquage des roues correspondant à cette trajectoire est représenté sur la figure 7.

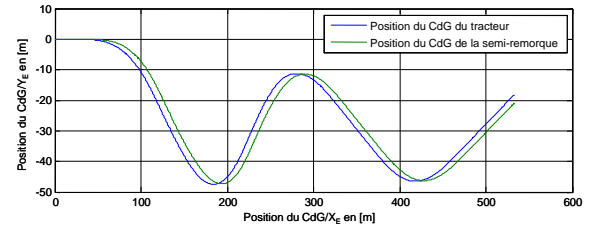


Fig. 6. Trajectoire en  $X_E, Y_E$

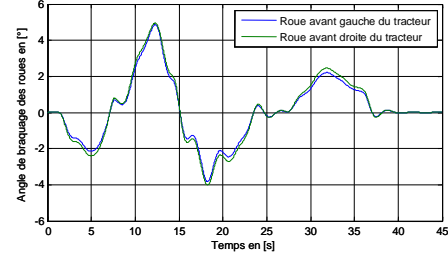


Fig. 7. Braquage des roues avant du poids lourd

## A. Observation des états et estimation des forces

Pour effectuer les simulations, on considère que : les paramètres du véhicule articulé sont connus et fixes (ils ne varient pas dans le temps), la vitesse longitudinale est constante, fixée à  $\dot{x}_E = 54 \text{ km/h}$  le long de la trajectoire. De plus, les conditions initiales des états observés ont été fixées aussi proches que possibles des valeurs mesurées afin de mettre l'observateur à l'instant initial au voisinage des surfaces de glissement. Les paramètres propres à l'observateur sont définis dans le tableau I, en tenant compte de notre connaissance physique a priori du véhicule (valeur physique limite en statique).

TABLE I  
PARAMÈTRES DE L'OBSERVATEUR

les paramètres	d'observateur
$\alpha_1 = 1.02$	$\lambda_1 = 2.64$
$\alpha_2 = 1.04$	$\lambda_2 = 2.61$
$\alpha_3 = 1.11$	$\lambda_3 = 4.13$

Le pas d'échantillonnage de l'observateur est  $T_e = 10^{-5} \text{ s}$ .

Les résultats de simulation sont déterminés en fonction du temps (en abscisse). Les courbes (a), (b) et (c) de la figure 8 correspondent respectivement à une comparaison entre la vitesse du pompage de CdG du tracteur, la vitesse angulaire de roulis et de lacet relatif observées et mesurées (simulées) sur Prosper. Ces courbes montrent également la convergence des variables d'états estimées vers leurs valeurs mesurées en un temps fini.

La figure 9 montre que les forces de contact pneu/chaussée (ex. forces latérales) convergent elles aussi asymptotiquement vers les valeurs mesurées. Ces dernières sont fournies par le logiciel Prosper qui utilise le modèle de Pacejka (Magic Formula).

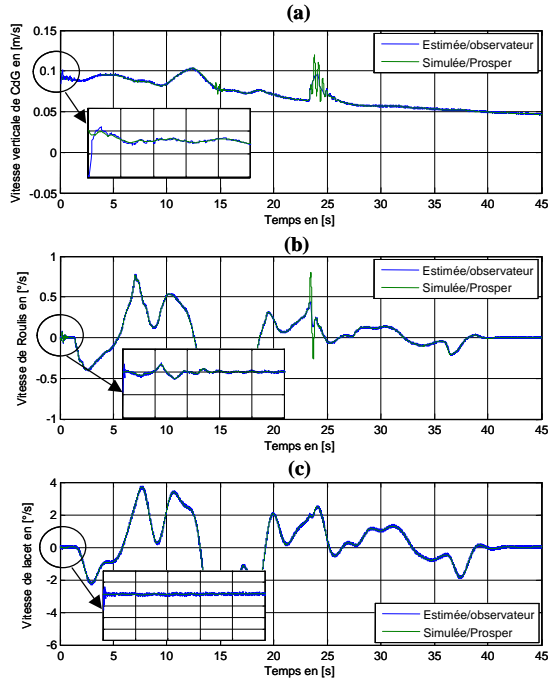


Fig. 8. Comparaison des vitesses observées et mesurées par prosper

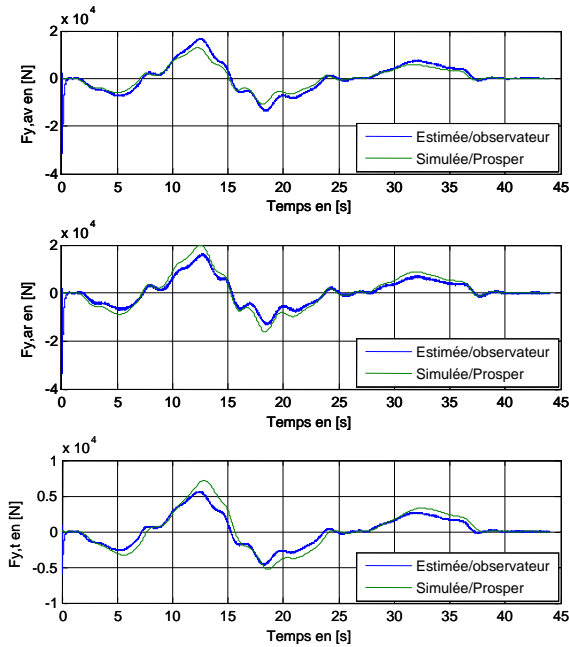


Fig. 9. Forces latérales de l'essieu avant et arrière du tracteur et de l'essieu de la semi-remorque

### B. Adhérences mobilisée et disponible

Les forces de contact pneu/chaussée estimées sont ensuite utilisées pour évaluer l'adhérence mobilisée sur chaque essieu afin d'utiliser l'indicateur de mise en portefeuille. Connaissant la force latérale  $F_y$  et la force verticale  $F_z$  au point de contact pneu/chaussée, la relation du frottement de Coulomb induit la relation suivante:

$$\mu_{mob} = \frac{F_y}{F_z} \leq \mu_{max} \quad (16)$$

où  $\mu_{max}$  est l'adhérence maximale disponible sur la route.

La figure 10 montre l'évolution de l'adhérence mobilisée sur chaque essieu de véhicule à partir des forces latérales et normales estimées.

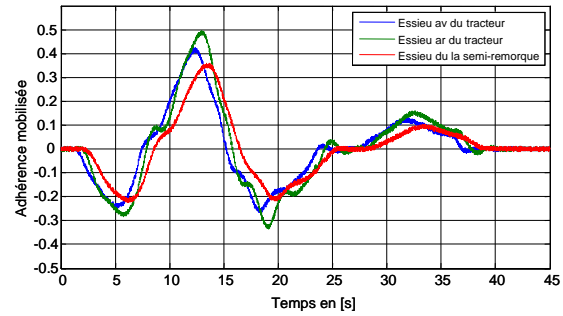


Fig. 10. Adhérences mobilisées sur chaque essieu

L'adhérence disponible sur l'itinéraire a été mesurée par le SCRIM sur un pas mesure de 1m. Celle-ci a été filtrée et ré-échantillonnée avec une période de 0.001s (Figure 11). Cette adhérence sera utilisée par la suite comme valeur limite de perte de stabilité en latéral (seuil de mise en portefeuille selon la formule 1).

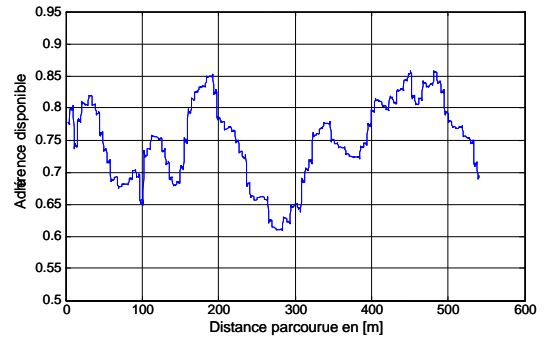


Fig. 11. Adhérence disponible sur la trajectoire

### C. Détection du risque de mise en portefeuille

Le manque d'un véhicule expérimental pour tester la faisabilité de cette détection des situations de mises en portefeuilles rend la tâche difficile. Pour contourner le problème, une application sur le logiciel Prosper, considéré comme étant un émulateur de véhicule articulé, a été développée. De plus, un programme sur Matlab/Simulink a été conçu et intégré

sur Prosper comme étant un module embarqué. Ce module regroupe l'observateur, l'estimateur et l'indicateur de risque de mise en portefeuille.

Une situation de mise en portefeuille est provoquée sur Prosper, sur l'itinéraire présenté sur la figure 6 avec une vitesse longitudinale égale à  $\dot{x}_E = 72 \text{ km/h}$ .

La figure 12 présente l'évaluation de l'adhérence mobilisée par rapport à celle disponible sur la route, le lacet et la vitesse angulaire de lacet relatif dans le temps. Aussi, on observe que l'adhérence mobilisée au niveau de l'essieu arrière du tracteur dépasse celle disponible (limite sur la route), ce qui représente un début de dérapage et certainement une situation de mise en portefeuille en train de se produire. A cet instant, l'angle de lacet relatif et sa vitesse angulaire présente un très fort accroissement.

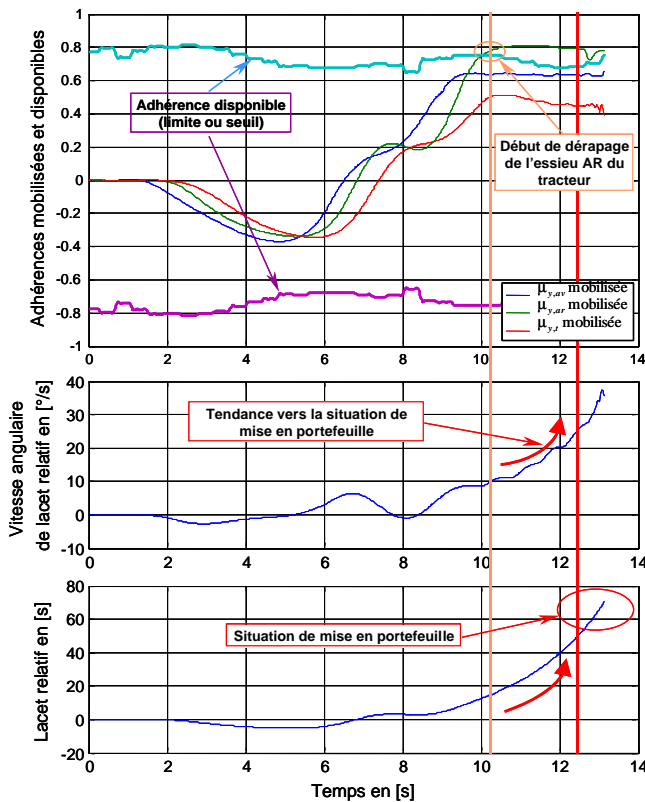


Fig. 12. Exemple de détection d'une situation de mise en portefeuille

## VI. CONCLUSION

Cet article présente les résultats d'une méthode de détection des situations de mise en portefeuille des véhicules (poids lourds) articulés. Cette méthode est basée sur l'évaluation de l'adhérence mobilisée par le véhicule en chaque point du contact pneu/chaussée. Cette adhérence est calculée à partir des forces estimées à l'aide de l'observateur à "modes glissants" basé sur l'algorithme du "super-twisting". L'observateur, développé dans le cadre de cette étude, est parfaitement adapté aux besoins d'observation de la dynamique non mesurée et d'estimation des forces de contact pneu/chaussée. De plus,

il présente une excellente robustesse, malgré l'absence de données précises pour les paramètres du modèle.

Enfin, les travaux vont se poursuivre pour intégrer ce principe de détection dans un système de prédiction, pour prévoir les situations de mise en portefeuille quelques secondes avant qu'elles ne se produisent permettant ainsi un contrôle de la part du conducteur ou des systèmes actifs. Une fois le concept (module) de prédiction développé, des tests sur un poids lourd réel sont envisagés en collaboration avec des industriels.

## VII. RÉFÉRENCES

### REFERENCES

- [1] J. Ackermann, T. Bunte, D. Odenthal, "Advantages of active steering for dynamic control", German Aerospace Center, 99ME013. 1999.
- [2] H. Desfontaines, "Rapport de synthèse sur l'accidentologie poids lourds". Technical report, Renault Trucks - Advanced Engineering Lyon, ARCOS th. 11 1-1, 2003.
- [3] R.D. Ervin and C. Mallikarjunarao, "A study of the yaw stability of tractor semi-trailer combinations". In Proc. 7th IASVD Symposium, pages 111.126, 1981, Cambridge (UK).
- [4] V.I. Utkin and S. Drakunov, "Sliding mode observer". tutorial. IEEE Conf. on Decision and Control, pages 3376-3378, 1995.
- [5] Raibrakes. "The anatomy of a tractor trailer jackknife". Technical report, www.raibrakes.com.
- [6] J. L. Weidner, "Tractor trailer instability of variably loaded container trucks", PHD thesis, The Pennsylvania State University, 2007.
- [7] M. Bouteldja, N. K. M'Sirdi, and V. Dolcemascolo, "Modélisation et observation dynamique d'un poids lourd et estimation des forces latérales". In Revue e-STA, 2004.
- [8] M. Bouteldja, "Modélisation des interactions dynamiques poids lourd/infrastructures pour la sécurité et les alertes". Thèse de doctorat, Université de Versailles Saint-Quentin-en-Yvelines, 215 pages, 2005.
- [9] M. Bouteldja, A. Koita, J. C. Cadiou, V. Dolcemascolo, "Prediction and Detection of Truck Jack-knifing", IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference IEEE/VPPC-2006, Windsor England, United Kingdom.
- [10] M. Bouteldja, A. El Hadri, J. C. Cadiou, J.A. Davila, L. Fridman, "Observation and Estimation of Dynamics Performance of Heavy Vehicle Via Second Order Sliding Modes", Workshop Variable Structure Systems, VSS'2006, Alghero, Italy June 2006.
- [11] J. Davila and L. Fridman, "Observation and Identification of Mechanical Systems via Second Order Sliding Mode", in Proceedings of the 8th International Workshop on Variable Structure Systems (VSS'04), September 6-8, 2004, Vilanova la Geltru, Spain.
- [12] H. Saadaoui, M. Djemai, N. Manamanni, T. Floquet, J-P. Barbot, "Exact Differentiation Via Sliding Mode Observer for Switched Systems" Preprints of the 2nd IFAC Conf. on Analysis and Design of Hybrid Systems (Alghero, Italy), 7-9 June 2006.
- [13] F. Boumediene, "Outil permettant d'Analyser la stabilité des véhicules lourds". rapport technique du ministère des transports canadienne, Québec, 2001.
- [14] T. Grainer, "A Simple Model for the Determination of Jackknifing"
- [15] R. Ervin, C. Winkler, P. Fancher, M. Hagan, V. Krishnaswami, H. Zhang, S. Bogard, "Two active systems for enhancing dynamic stability in heavy truck operations", technical report, UMTRI-98-39, 1998.
- [16] E. C. Mikulick, "The dynamics of tractor semitrailer vehicles: The Jackknifing problem", Technical Report 710045, SAE-Society of Automotive Engineers, 1971.
- [17] P. S. Fancher, "The static stability of articulated commercial vehicles", Vehicle System Dynamics, 14:201.227, 1985.
- [18] Timothy V. Fossum and Gilbert N. Lewis, "A mathematical model for trailer-truck Jackknifing", SIAM Review, 23 (1), 1981.
- [19] www.sera.cd.fr
- [20] SETRA, "Facteurs d'accidents liés à l'infrastructure", disponible sur le site : <http://www.setra.equipement.gouv.fr/Fiches-Savoirs-de-Base-en-Securite.html>.