

Modélisation pour l'estimation de l'état et des forces d'Interaction Véhicule-Route

Abdelhamid Rabhi, Nacer M'sirdi, Nabila Zbiri, Yves Delanne

► **To cite this version:**

Abdelhamid Rabhi, Nacer M'sirdi, Nabila Zbiri, Yves Delanne. Modélisation pour l'estimation de l'état et des forces d'Interaction Véhicule-Route. CIFA 2004, Nov 2004, Douz, Tunisie. hal-01967642

HAL Id: hal-01967642

<https://hal-amu.archives-ouvertes.fr/hal-01967642>

Submitted on 1 Jan 2019

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Modélisation pour l'estimation de l'état et des forces d'Interaction Véhicule-Route

Abdelhamid RABHI, Nacer K. M'SIRDI, Nabila ZBIRI et Yves DELANNE*

LRV, FRE 2659 CNRS, Université de Versailles St Quentin

10, avenue de l'Europe 78140 Vélizy, FRANCE

* LCPC : Division ESAR BP 44341 44 Bouguenais cedex

msirdi@lrv.uvsq.fr, rabhi@lrv.uvsq.fr

Résumé— Cet article développe un modèle (de contact véhicule-chaussée) pertinent pour l'estimation en ligne de l'état et des forces de contact par un observateur robuste et adaptatif. L'étude est considérée dans le but de la maîtrise des trajectoires du véhicule par la commande, et la détection de situations à risques.

Mots clés : Modèle d'Interaction Véhicule-Route, observateurs robustes adaptatifs, systèmes à structure variable.

I. INTRODUCTION

Les systèmes de contrôle de traction réduisent le glissement pendant l'accélération, pour augmenter la contrôlabilité et la manoeuvrabilité du véhicule. Cela permet d'améliorer la sécurité et la tenue de route par un meilleur transfert de couple. Grâce à l'exploitation des outils de l'automatique, l'analyse, l'estimation et l'aide au contrôle permettent d'améliorer le confort, la sécurité et l'exploitation des potentialités des véhicules récents et futurs. Plusieurs travaux ont été proposés dans ce domaine, citons [1] [14] [27] [9]. Dans [7][4][9], les auteurs proposent un contrôle basé sur les modes glissants. D'autres travaux ont porté sur l'estimation des forces de contact par des méthodes d'identification (moindres carrés, filtre de Kalman, observateurs,...), dans le but d'évaluer les performances dynamiques de véhicules [21][9][24]. Dans [21] Ray utilise un filtre de Kalman pour estimer les états et les forces. Les mesures et les estimées sont utilisées dans une approche Bayésienne pour sélectionner la meilleure valeur d'adhérence μ . Le modèle du véhicule utilisé possède 8 ddl. Les effets des suspensions et de leurs couplages sont négligés, mais il s'agit néanmoins d'un des rares modèles à prendre en compte l'aspect stochastique du contact pneu route. Il faut noter que des passages successifs d'une roue sur la même chaussée ne donnerait pas les mêmes signaux.

Modèles et simulateurs : Des simulateurs basés sur une modélisation dynamique précise, permettent de réduire l'usage des bancs d'essais et d'assister les constructeurs pour le prototypage de véhicules. Ils permettent une prédiction plus fiable des caractéristiques de prototypage même si l'essai global reste nécessaire pour valider en endurance la structure du véhicule.

Les simulateurs de véhicules sont en général basés sur des algorithmes de calcul dynamique sans recours explicite à des équations différentielles. La modélisation dynamique des véhicules automobiles a été beaucoup étudiée, dans la littérature, dans le but de la simulation. Ce n'est que récemment qu'elle a été reconsidérée pour le développement d'observateurs, d'estimateurs embarqués, l'aide à la conduite, au contrôle de suspension ou l'analyse par des outils de l'automatique. Un véhicule est un système mécanique très complexe non linéaire et la représentation du contact pneu route n'est pas simple. D'une manière générale, les modèles

de véhicule utilisés sont

- soit très complexes et implicite (pour des simulateurs avec plus de 300 variables d'état), dans ce cas, il est relativement difficile de définir des ordres de grandeurs pour les nombreux paramètres intervenant dans ces modèles,
- soit très simplifiés (moins d'une douzaine d'états) en négligeant plusieurs phénomènes dont les actions peuvent être importantes.

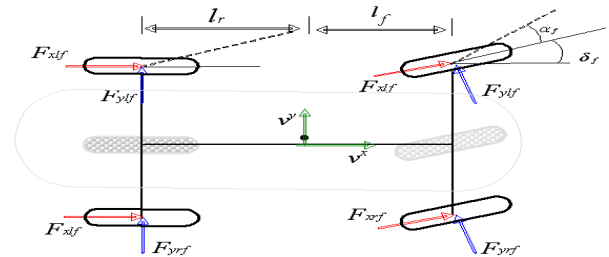


Fig. 1. Représentation d'un véhicule

Dans la littérature, on distingue généralement trois types de modèles simplifiés (linéaires) de véhicules [1][18][14] représentant soit :

- la dynamique longitudinale du véhicule
- la dynamique latérale du véhicule
- la dynamique longitudinale et latérale du véhicule.

En général, le véhicule est modélisé comme un système plan composé de 5 corps : une plate forme rigide liée à quatre roues (voir figure (1)). Pour simplifier encore, le plus souvent, l'essieu avant est réduit à une seule roue équivalente placée au centre (single-track model) [14][18]. Il en est de même pour l'arrière. De plus, en général les auteurs séparent les dynamiques latérale et transversale. Ceci signifie que, la plupart du temps, les chercheurs ont recours à des modèles simplifiés représentant la dynamique partielle qui fait l'objet de leur analyse ou contrôle tel que par exemple la suspension (modèle vertical quart de véhicule) ou le contrôle de freinage (modèle à une roue) contrôle de braquage (modèle bicyclette)...

Deux modèles récemment proposés [9][13] et [23] ont considéré un nombre allant jusqu'à 16 degrés de liberté ou plus tout en explicitant les équations du modèle (> 32 variables d'état). Ces modèles sont, pour l'un, le modèle IRCCyN [23], destiné à l'identification des paramètres dynamiques d'une voiture (Peugeot 406 en vue du prototypage). L'autre modèle, celui de l'équipe TRVI / LRV [9], est développé pour la reconstitution du comportement dynamique du véhicule en contact avec la chaussée dans le but de la synthèse et validation d'observateurs ainsi que de lois de commandes robustes et passives. Dans une version simplifiée, ce dernier est utilisé pour le relevé du profil de chaussées grâce à des observateurs robustes à entrées inconnues [13].

Le modèle présenté dans [9], nous a servi d'outil pour la validation des modèles partiels évoqués ci dessus. Ce modèle a été formulé en 5 blocs (roues, direction, suspensions, translations et rotations de la caisse) pour évaluer les termes des différents couplages et les grandeurs qu'on négligerait en ne prenant en compte qu'un seul bloc. La conclusion est : tant qu'on reste dans un type de fonctionnement usuel et standard du véhicule, ces modèles simplifiés et partiels restent valables. Cela signifie également que le constructeur a réussi à assurer un découplage ou une stabilisation par couplages passifs des différents blocs constituant le véhicule (exemple de la barre anti-roulis).

Contact véhicule-route : Ce système à 4 roues subit des actions externes : les torseurs de forces de contact pneus-chaussée. Un contact est matérialisé par 3 forces, F_x , F_y et F_z (longitudinale, latérale, normale). Ces forces non linéaires dépendent de plusieurs facteurs externes (surface de chaussée, état du pneu, charge,...).

Un nombre **considérable** de modèles caractérisant le contact pneu-chaussée a été développé. Les forces longitudinales et latérales sont déterminées à partir de modèles (difficiles à connaître et souvent empiriques) faisant intervenir des paramètres mal connus [2][4][6][20][28]. Actuellement, il est difficile de faire une mesure directe des efforts longitudinaux et transversaux développés au niveau du contact pneu-chaussée. Cette information est utile pour caractériser la tenue de route du véhicule, d'où l'intérêt d'utiliser des observateurs robustes pour estimer ces efforts à l'aide de mesures disponibles. La difficulté et le coût des mesures de ces forces motivent l'investigation de techniques d'observation et le développement d'estimateurs embarqués [4][9][19].

Notre approche consiste à estimer les efforts au niveau de chaque roue sans avoir à définir un modèle très précis de chaque contact pneu/chaussée. En effet, la difficulté de mesure nous incite à utiliser des observateurs et des estimateurs robustes vis à vis des incertitudes de modèle et de paramètres. Il est par conséquent nécessaire de disposer d'un modèle approprié (du véhicule et de l'interaction pneus- route).

II. MODÉLISATIONS DU CONTACT PNEU / CHAUSSÉE

Un très grand nombre de modèles est proposé pour le contact pneu chaussée. La plupart d'entre eux sont *empiriques* et dépendent de paramètres expérimentaux (exemple : le modèle de Pacejka appelé "Magic Formula" [20] et le modèle CFL (*Coefficient de Frottement Longitudinal*) [26] ou encore le modèle de Lugner [17]). D'autres se basent sur le calcul des *déformations du pneumatique* et des efforts (*statiques*) qui agissent sur la roue. Les modèles analytiques utilisent une interprétation mécanique des déformations du pneu et se basent sur la théorie d'élasticité [11][8][22][9]. Les problèmes sont la méconnaissance des paramètres et de leurs variations (charge, nature de la chaussée, température, pression, etc...) et des propriétés des pneus (structure, rigidité, pression, usure), qui varient en fonction des conditions de roulement. Une dernière catégorie propose des *modèles dynamiques* (modèle de LuGre [4]) ou quasi- dynamique (modèle de Clover et al [5]).

A. Déformations du pneu et Définition des glissements

Les déformations radiales sont purement élastiques et celles tangentielles sont élastiques avec glissement. Elles sont composées d'une déformation longitudinale (selon x) et une autre transversale (selon y). La déformation radiale $\rho = \frac{F_z}{C_z}$ s'exprime en fonction de la force normale F_z et la rigidité radiale du pneu C_z . La force de traction longitudinale est $F_x = \mu_x F_z$ avec $\mu_x = f(\lambda)$ le coefficient d'adhérence. Il dépend essentiellement de la structure de chaussée et du taux glissement λ désignant la différence normalisée des vitesses entre la roue $v_w = R_e \omega$ et le véhicule v_v (R_e est le rayon de la roue) :

$$\lambda = \left| \frac{\vec{v}_w - \vec{v}_v}{\max\{\vec{v}_w, \vec{v}_v\}} \right| = \left| \frac{v_s}{\max\{\vec{v}_w, \vec{v}_v\}} \right| \quad (1)$$

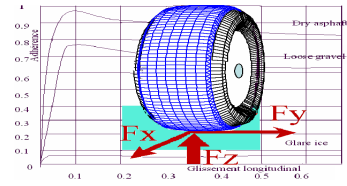


Fig. 2. Contact Pneu Chaussée

Le taux de glissement est défini dans l'intervalle $[0, 1]$. Quand $\lambda = 0$ il y a roulement sans glissement (roue libre $V_x = R_e \omega$), alors que $\lambda = 1$ correspond à un glissement total (roue bloquée $\omega = 0$ et $V_x \neq 0$) [11][4]. Le coefficient d'adhérence $\mu_x(\lambda)$ dépend aussi de paramètres tels que l'état des pneumatiques, la pression d'air, la caractéristique de surface de chaussée [3][12].

La roue transmet aussi une force latérale $F_y = \mu_y F_z$ fonction de l'angle de dérive α , proportionnelle à la charge F_z . Le coefficient d'adhérence latérale μ_y peut être défini de la même façon que μ_x . Le taux de glissement exprimant la déformation latérale s'écrit :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \quad s_\alpha = \frac{y}{x} = \tan(\alpha) \quad (2)$$

Modèles analytiques pneu-sol : Les quantités C_x et C_y représentent respectivement les rigidités de glissement longitudinale et latérale. L'aire de contact est composée d'une région d'adhérence et d'une région de glissement [16][11]. On note $S_x = |\lambda|$ et $S_y = |s_\alpha|$ sont les valeurs absolues des glissements longitudinal et latéral (voir (1) et (2)) [28]. Si l'on considère un découplage entre les déformations longitudinale et latérale, les quantités de glissements critiques longitudinales et latérales s'écrivent :

$$S_{xc} = \frac{3\mu F_z}{C_x} = \frac{1}{\tau_x} \quad S_{yc} = \frac{3\mu F_z}{C_y} = \frac{1}{\tau_y} \quad (3)$$

B. Modèles empiriques du contact pneu- chaussée

Modèle de Burkhart : Selon [3], l'adhérence peut être approchée par :

$$\mu_x = c_1(1 - e^{-c_2 \lambda}) - c_3 \lambda \quad (4)$$

c_1 , c_2 et c_3 sont des paramètres caractéristiques des pneumatiques et de la surface de contact à déterminer expérimentalement. Parfois cette formule est pondérée par $e^{-c_4 V_G}$ pour introduire une dépendance à la vitesse (l'adhérence diminue lorsque la vitesse augmente).

Modèle de Kiencke et Nielsen [22] : Ce modèle étend la méthode de Burckhardt en ajoutant deux facteurs, l'un est fonction de la vitesse maximale de conduite c_4 et l'autre de la charge maximale de la roue c_5 .

$$\mu = (c_1(1 - e^{-c_2\lambda}) - c_3\lambda)e^{-c_4\lambda V_G}(1 - c_5F_z^2) \quad (5)$$

Les efforts longitudinaux et transversaux sont définis par $F_x = \mu_x F_z$ et $F_y = \mu_y F_z$ (où $k_{\mu t}$ pondère les efforts transversaux) avec :

$$\begin{aligned} \mu_x &= \frac{\mu}{\lambda}(\lambda_l \cos(\alpha) - k_{\mu t} \lambda_t \sin(\alpha)) \\ \mu_y &= \frac{-\mu}{\lambda}(k_{\mu t} \lambda_t \cos(\alpha) - \lambda_l \sin(\alpha)) \end{aligned} \quad (6)$$

Modèle de Bakker-Pacejka : La première version connue sous le nom de "magic formula" a été présentée en 1987 [20][2]. Ce modèle empirique est partiellement basé sur des paramètres physiques. Depuis plusieurs améliorations ont été apportées à cette version pour tenir compte, entre autres, des couplages tangentiels. La formule magique permet de calculer les interactions longitudinales F_x et latérales F_y (en N) en fonction du glissement longitudinal λ_x , de l'angle de dérive α (en degrés), l'angle de carrossage γ et la force normale F_z (en kN)

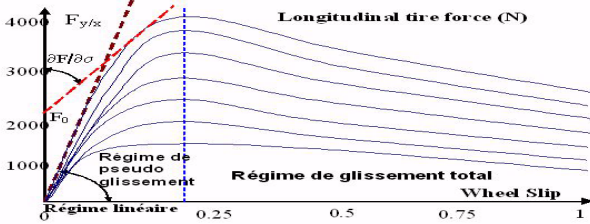


Fig. 3. Caractéristique du contact et tangente au point de fonctionnement

$$\begin{aligned} f(s) &= D \sin [C \arctan(s - E [s - \arctan(s)])] \quad (7) \\ F(X) &= f(s) + S_v \quad s = B(X + S_h) \end{aligned}$$

Pour le calcul de la force longitudinale F_x , X sera remplacé par le glissement λ dans $F(X)$. Pour le calcul de la force latérale F_y , il sera remplacé par l'angle de dérive α . Les paramètres de la formule permettent d'ajuster l'allure de cette caractéristique par rapport aux relevés expérimentaux. En effet, le coefficient D correspond au maximum de la courbe d'adhérence. Le coefficient C permet d'ajuster l'allure de la courbe quant au coefficient B il permet d'ajuster la pente à l'origine. Le produit BCD est équivalent à la rigidité du glissement (pente à l'origine). Le coefficient E influence la courbure de la caractéristique sans pour autant modifier la pente à l'origine. Il permet en fait de fixer le coefficient de glissement optimal correspondant au maximum d'adhérence. S_v est utilisé pour introduire un décalage vertical et S_h un décalage horizontal de la courbe par rapport à l'origine. Un des points faibles de cette modélisation est son indépendance vis à vis de la vitesse. Les formules empiriques précédentes sont identifiées à partir d'essais expérimentaux.

C. Phénomène transitoire et dynamique du pneu

La dynamique de déformation transversale a fait l'objet de plusieurs travaux [27]. Pour décrire le comportement du

pneumatique face à des variations. Dans [20], Pacejka décrit les variations de la force latérale et du moment d'auto-alignement par un modèle du premier ordre, en réponse à des valeurs faibles de l'angle de glissement (notion de la longueur de relaxation). La notion de la longueur de relaxation a été utilisée aussi dans [27]. Ainsi pour décrire le transitoire, la variation de F_y est représentée par une équation différentielle du premier ordre. Avec : C_y la rigidité du glissement latéral et σ_y la longueur de relaxation ou longueur roulée de retard, on obtient :

$$\begin{aligned} \sigma_{yf} \dot{F}_{yf} &= -V_x(F_{yf} - F_{yf0}) + C_y(V_y + l_f \dot{\psi}) \\ \sigma_{yr} \dot{F}_{yr} &= -V_x(F_{yr} - F_{yr0}) + C_y(V_y - l_r \dot{\psi}) \end{aligned} \quad (8)$$

les paramètres inconnus F_{yf0} , F_{yr0} sont l'intersection de la droite $\frac{\partial F_{yf}}{\partial \lambda_{yf}}$ (ou $\frac{\partial F_{yr}}{\partial \lambda_{yr}}$) et l'axe de F_{yf} (F_{yr}) voir figure 3. Pour décrire le transitoire, la variation de F_y est représentée par une équation différentielle du premier ordre[28] :

$$\sigma_y \frac{dF_y}{dt} + V_x F_y = C_y V_y \quad (9)$$

avec $C_y = \left. \frac{\partial F}{\partial S_y} \right|_{S_y=0}$ la rigidité du glissement latéral.

$T_\sigma = \frac{\sigma_y}{V_x}$ est le temps de réponse, où V^* est la vitesse linéaire roue/sol ($V^* = V_x$ en roulement sans glissement) et σ_y représente ce qu'on appelle "longueur de relaxation". En utilisant la relation entre la force latérale et la quantité de glissement S_y , on peut ainsi décrire la variation du taux de glissement par une équation du premier ordre. En effet, la variation de la force latérale F_y peut s'écrire en fonction de la variation S_y par la relation suivante :

$$F_y = \frac{\partial F_y}{\partial S_y} S_y \quad \text{et} \quad \frac{dF_y}{dt} = \frac{\partial F_y}{\partial S_y} \frac{dS_y}{dt} \quad (10)$$

En utilisant l'équation (9), on obtient l'équation différentielle du premier ordre du taux de glissement latéral :

$$\sigma_y \frac{dS_y}{dt} + V_x S_y = V_y \quad (11)$$

On remarque qu'en régime établi, on a $V_x S_y = V_y$. Ceci correspond à la définition du taux de glissement latéral.

Dans [5][25], les auteurs présentent les variations du taux de glissement par une équation différentielle du premier ordre :

$$\sigma_x \frac{dS_x}{dt} + V^* S_x = V_{sx} \quad (12)$$

σ_x représente la longueur de relaxation et $V_s = V_{sx} = V_x - r_e \omega$ est la vitesse de glissement relative roue/sol $V^* = V_x$ en freinage $V^* = r_e \omega$ en accélération

Pour tenir compte du phénomène transitoire dans le comportement dynamique du pneu, les variations des taux de glissements longitudinal et latéral sont modélisées par une équation du premier ordre utilisant la notion de la longueur de relaxation. Pour tous les modèles cités, le raisonnement effectué est purement déterministe et occulte complètement l'aspect stochastique du problème.

III. MIVR : MODÈLE D'INTERACTION VÉHICULE - ROUTE

Notre objectif est d'établir un modèle décrivant le comportement longitudinal et latéral du véhicule qui tient

compte de l'effet du glissement et de la dynamique des contacts pneus route. Ceci devra permettre d'étudier le comportement du véhicule dans des conditions de conduite normale jusqu'aux limites de contrôlabilité. Le modèle nominal ainsi retenu sera utilisé pour la reconstitution de l'état dynamique partiel du véhicule à partir d'un nombre minimum de mesures. Il sera aussi utilisable pour la conception de lois de commande et d'observateurs robustes pour le contrôle du véhicule. Cette approche peut se généraliser à des modèles plus complexes.

A. Structure et Hypothèses de modélisation

La modélisation nominale du comportement dynamique du véhicule, doit prendre en compte la géométrie, la cinématique et la dynamique des liaisons. Pour cela, nous admettons un certain nombre d'hypothèses pour réduire la complexité tout en garantissant un certain degré de réalisme et d'efficacité de la modélisation :

- 1) La caisse est vue comme un corps rigide.
- 2) Chaque roue est un corps rigide en rotation.
- 3) La cinématique de liaison roues avant / châssis est limitée au braquage des roues directrices.
- 4) On considère une route pratiquement plane
- 5) Le contact ponctuel est localisé dans le plan de roue.
- 6) Les roues restent en contact avec la chaussée.
- 7) La variation du rayon en roulement est négligeable.

Mouvement de caisse : Le véhicule est un système complexe que nous supposons, dans un premier temps, constitué simplement par un ensemble de 3 corps rigides en translation et rotation. L'approche présentée ici peut se généraliser aisément à un système avec 5 corps et plus pourvu que, dans la modélisation, l'observabilité des variables d'intérêt soit maintenue. Ce modèle (bicyclette), sera complété par une représentation des contacts pneus - chaussée de manière à aboutir à une représentation acceptable du comportement véhicule- route pour un ensemble de situations (contrôle latéral et longitudinal, contrôle et suivi de trajectoires, diagnostic et détection de sur-braquage, sous braquage, de glissement) et surtout pour l'estimation robuste des forces de contact pneus - chaussées. On considère les deux roues comme une seule équivalente sur l'axe central du véhicule, aussi bien à l'avant qu'à l'arrière du véhicule (figure (1)). Notons que ceci améliore l'observabilité du modèle pour les forces latérales. Les distances l_r et l_f décrivent respectivement la distance entre le centre de gravité du véhicule et l'axe arrière et avant. On note $F_{xf}, F_{yf}, F_{xr}, F_{yr}$ respectivement les forces longitudinales et latérales agissant sur les roues avant et arrière. On note également δ_f l'angle de braquage et ψ l'angle de lacet du véhicule. Le mouvement du véhicule en x, y et ψ est décrit, avec les vitesses longitudinale et latérale (V_x et V_y), par :

$$\begin{aligned}\dot{V}_x &= \frac{1}{m} [F_{xf} \cos(\delta_f) - F_{yf} \sin(\delta_f) + F_{xr} - \alpha_x |V_x| V_x] \\ \dot{V}_y &= \frac{1}{m} [F_{xf} \sin(\delta_f) + F_{yf} \cos(\delta_f) + F_{yr} - \alpha_y |V_y| V_y] \\ \ddot{\psi} &= \frac{1}{J_z} [F_{xf} l_f \sin(\delta_f) + F_{yf} l_f \cos(\delta_f) - l_r F_{yr} - \alpha_\psi \dot{\psi}]\end{aligned}$$

Posons $x_1 = (x, y, \psi)^T = (x_{11}, x_{12}, x_{13})^T$, nous avons $\dot{x}_1 = x_2 = (V_x, V_y, \dot{\psi})^T$. L'entrée de ce sous-système est $u_1 = \delta_f$ et il est couplé au reste du système par le biais des

forces de contact des pneus avec la chaussée, regroupées dans le vecteur $x_4 = (F_{xf}, F_{xr}, F_{yf}, F_{yr})^T$ qui intervient pour ce sous système comme une seconde entrée. La dynamique de x_4 sera considérée plus tard en tenant compte de la modélisation des contacts pneus - chaussée. Nous pourrions considérer que les vitesses $x_2 = (V_x, V_y, \dot{\psi})^T$ sont mesurables. Avec ce choix du vecteur d'état partiel nous pouvons écrire les expressions :

$$\dot{x}_1 = x_2 \text{ et } \dot{x}_2 = \Omega(u_1)x_4 \text{ avec :} \quad (14)$$

$$\Omega(u_1) = \begin{bmatrix} \frac{\cos(\delta_f)}{m} & \frac{1}{m} & \frac{-\sin(\delta_f)}{m} & 0 \\ \frac{\sin(\delta_f)}{m} & 0 & \frac{\cos(\delta_f)}{m} & \frac{1}{m} \\ \frac{l_f \sin(\delta_f)}{J_z} & 0 & \frac{l_f \cos(\delta_f)}{J_z} & \frac{-l_r}{J_z} \end{bmatrix} \quad (15)$$

Mouvement de rotation des roues : La dynamique motrice du véhicule provient des équations mettant en jeu les vitesses de rotation des roues ω_f et ω_r et une partie du vecteur x_4 représentant le contact pneus sol.

$$\begin{aligned}J_f \dot{\omega}_f &= [T_f - r_f F_{xf}] = [u_2 - r_f \cdot x_{41}] \\ J_r \dot{\omega}_r &= [T_r - r_r F_{xr}] = [u_3 - r_r \cdot x_{42}]\end{aligned} \quad (16)$$

r_f, r_r, J_f, J_r, T_f et T_r : notent respectivement les rayons, les inerties des roues et les couples appliqués. Posons $x_3 = (\omega_f, \omega_r)^T$ et notons $u = (u_1, u_2, u_3)^T = [\delta_f, T_f, T_r]^T$, nous pouvons écrire :

$$\dot{x}_3 = Gu - [H ; 0_2]x_4 \quad (17)$$

$$\text{avec } G = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{J_f} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_r} \end{bmatrix} \text{ et } H = \begin{bmatrix} r_f & 0 \\ 0 & r_r \end{bmatrix} \quad (18)$$

Les vitesses de rotations des roues (x_3) peuvent être supposés mesurables. Notons que la modélisation du véhicule se résume ici à (14) et (17) qui sont toutes deux fortement couplées à l'état x_4 provenant des modèles d'interaction des roues avec la route. Ceci souligne que l'on ne peut dissocier, en aucun cas, le véhicule du modèle de contact pour la mesure des forces d'interaction.

B. Modèle complet d'Interaction Véhicule - Route : MIVR

Interactions Roues - Chaussée (IRC) : La dynamique des forces longitudinales peut être représentée par le modèle du premier ordre (mode de relaxation) :- pendant le freinage pour $i = f, r$ on a $\sigma_{xi} \dot{F}_{xi} = -V_x (F_{xi} - F_{xi0}) + C_x (V_x - r_i \omega_i)$ et pendant l'accélération pour $i = f, r$. on a $\sigma_{xi} \dot{F}_{xi} = -r_i \omega_i (F_{xi} - F_{xi0}) + C_x (V_x - r_i \omega_i)$.

L'interaction pneu route sert à générer les forces qui conduisent au mouvement du véhicule. Il s'agit des forces longitudinales (F_{xf} et F_{xr}) et transversales (F_{yf} , F_{yr}) sur les roues avant et arrière. En définissant le vecteur des paramètres à estimer : $\theta = [\Theta_1^T \quad \Theta_2^T]^T$, avec : $\Theta_1^T = [\theta_1 \quad \theta_2 \quad \theta_3 \quad \theta_4]$, $\Theta_2^T = [\theta_5 \quad \theta_6 \quad \theta_7 \quad \theta_8]$, $\theta_1 = \frac{1}{\sigma_{lf}}$; $\theta_2 = \frac{1}{\sigma_{lr}}$; $\theta_3 = \frac{F_{xf0}}{\sigma_{lf}}$; $\theta_4 = \frac{F_{xr0}}{\sigma_{lr}}$; $\theta_5 = \frac{1}{\sigma_{lf}}$; $\theta_6 = \frac{1}{\sigma_{lr}}$; $\theta_7 = \frac{F_{yf0}}{\sigma_{lf}}$; $\theta_8 = \frac{F_{yr0}}{\sigma_{lr}}$;

Nous obtenons alors l'expression des forces de contact en fonction des paramètres $\dot{x}_4 = \Psi(X)\theta$, avec $\Psi(X) = \begin{bmatrix} \Psi_1(X) & 0 \\ 0 & \Psi_2(X) \end{bmatrix}$ où $X = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T$ est le vecteur

d'état et

$$\begin{aligned} \Psi_1(X) &= \begin{bmatrix} C_x x_{21} - x_{21} x_{41} - C_x r_f x_{31}; 0; x_{21}; 0 \\ 0; C_x x_{21} - x_{21} x_{42} - C_x r_r x_{32}; 0; x_{21}; 0 \end{bmatrix} \\ \Psi_2(X) &= \begin{bmatrix} C_y l_f x_{23} + C_y x_{22} - x_{43} x_{21}; 0; x_{21}; 0 \\ 0; C_y x_{22} - C_y l_r x_{23} - x_{44} x_{21}; 0; x_{21} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (19)$$

Notons que les paramètres θ n'ont aucune raison d'être constants et varient de façon aléatoire. Nous pouvons représenter leur variation par un bruit blanc de faible variance en notant :

$$\dot{\theta} = b(t) \quad (20)$$

En regroupant les équations (14) (17) (19) et (20) le système $\dot{X} = f(X) + gu$ s'écrit :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = f_2(x_2) + \Omega(u_1)x_4 \\ \dot{x}_3 = Gu - [H; 0]x_4 \\ \dot{x}_4 = \Psi(X)\theta \\ \dot{\Theta}_1 = b_1(t) \quad \text{et} \quad \dot{\Theta}_2 = b_2(t) \end{cases} \quad (21)$$

avec : $\Omega(u_1)$, $\Psi(X)$, G et H définis ci dessus. (15, 18 et 19)

IV. ESTIMATION ADAPTATIVE DES FORCES DE CONTACT

A. Expression de l'observateur robuste

Nous supposons les vitesses x_2 et x_3 mesurables. Dans ce qui suit, nous proposons l'observateur suivant pour reconstituer les états du système. Ce dernier peut être considéré comme une extension de celui présenté dans [10] pour une seule roue.

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_2 = f_2(x_2) + \Omega(u_1)\hat{x}_4 + \Lambda_2 \text{sign}(\tilde{x}_2) \\ \dot{\hat{x}}_3 = Gu - H\hat{x}_{4x} + \Lambda_3 \text{sign}(\tilde{x}_3) \\ \dot{\hat{x}}_4 = \Psi(\hat{X})\hat{\theta} + \Lambda_4 \text{sign}(\tilde{x}_2) + L_4 \text{sign}(\tilde{x}_3) \\ \dot{\hat{\theta}} = \eta \end{cases}$$

$\tilde{x}_i = x_i - \hat{x}_i$; $\tilde{\theta} = \theta - \hat{\theta}$; η étant un vecteur de dimension 8 à déterminer lors de l'étude de convergence.

$$\begin{aligned} \Delta\Psi_1 &= \Psi_1(X) - \Psi_1(\hat{X}) = \begin{bmatrix} -x_{21}\tilde{x}_{41} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -x_{21}\tilde{x}_{42} & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \Delta\Psi_2 &= \Psi_2(X) - \Psi_2(\hat{X}) = \begin{bmatrix} -\tilde{x}_{43}x_{21} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\tilde{x}_{44}x_{21} & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

on a $\|\Psi(X) - \Psi(\hat{X})\| \leq a \|\tilde{x}_{4x}\| + b \|\tilde{x}_{4y}\|$

Sachant que l'on peut écrire : $\Psi(\hat{X})\hat{\theta} - \Psi(X)\theta = -\Psi(\hat{X})\tilde{\theta} + \Delta\Psi\theta$

$$\varepsilon = \Delta\Psi\theta = (\Psi(X) - \Psi(\hat{X}))\theta = \begin{bmatrix} \Delta\Psi_1 \cdot \Theta_1 \\ \Delta\Psi_2 \cdot \Theta_2 \end{bmatrix}$$

$$\varepsilon = -x_{21} \begin{bmatrix} \theta_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \theta_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \theta_6 \end{bmatrix} \cdot \tilde{x}_4 = -x_{21} \cdot \Xi \cdot \tilde{x}_4$$

$$\|\varepsilon\| \leq (c \cdot \max(\theta)) \|\tilde{x}_4\|$$

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}}_2 = \Omega(u_1)\tilde{x}_4 - \Lambda_2 \text{sign}(\tilde{x}_2) \\ \dot{\tilde{x}}_3 = -[H; 0]\tilde{x}_4 - \Lambda_3 \text{sign}(\tilde{x}_3) \\ \dot{\tilde{x}}_4 = -x_{21} \cdot \Xi \cdot \tilde{x}_4 - \Psi(\hat{X})\tilde{\theta} - \Lambda_4 \text{sign}(\tilde{x}_2) - L_4 \text{sign}(\tilde{x}_3) \\ \dot{\tilde{\theta}} = b(t) - \eta \end{cases}$$

B. Etude de convergence de l'observateur

Considérons maintenant la fonction de Lyapounov $V_2 = \frac{1}{2}\tilde{x}_2^T \tilde{x}_2$ en dérivant on a $\dot{V}_2 = \tilde{x}_2^T (\Omega(u_1)\tilde{x}_4 - \Lambda_2 \text{sign}(\tilde{x}_2))$. Si on choisit un gain Λ_2 suffisamment grand relativement à l'erreur maximale admissible en \tilde{x}_4 : $\Lambda_2 > \|\Omega(u_1)\tilde{x}_4\|$, alors on aura en moyenne $\dot{V}_2 < 0$ et donc l'erreur \tilde{x}_2 sera nulle en moyenne et on aura $\text{sign}_{equ}(\tilde{x}_2) = \Lambda_2^{-1} (\Omega(u_1)\tilde{x}_4)$.

Considérons enfin la fonction de Lyapounov $V_3 = \frac{1}{2}\tilde{x}_3^T \tilde{x}_3$. On a $\dot{V}_3 = \tilde{x}_3^T (-H\tilde{x}_{4x} - \Lambda_3 \text{sign}(\tilde{x}_3))$. Également si on choisit un gain Λ_3 suffisamment grand relativement à l'erreur maximale admissible en \tilde{x}_{4x} : $\Lambda_3 > \|H\tilde{x}_{4x}\|$, alors

on aura en moyenne $\dot{V}_3 < 0$ et donc l'erreur \tilde{x}_3 sera nulle en moyenne et on aura $\text{sign}_{equ}(\tilde{x}_3) = \Lambda_3^{-1} (H\tilde{x}_{4x})$. Ceci nous permet de réécrire le comportement, en moyenne, de la dynamique de l'erreur d'observation comme suit :

$$\dot{\tilde{x}}_2 = 0 \quad \text{et} \quad \dot{\tilde{x}}_3 = 0 \quad (22)$$

$$\dot{\tilde{x}}_4 = -A \cdot \tilde{x}_4 - \Psi(\hat{X})\tilde{\theta} \quad \text{et} \quad \dot{\tilde{\theta}} = -\eta \quad (23)$$

$$A = \Lambda_4 \Lambda_2^{-1} \Omega(u_1) + L_4 \Lambda_3^{-1} [H; 0_2] + x_{21} \cdot \Xi \quad (24)$$

Considérons maintenant la fonction de Lyapounov : $V_4 = \frac{1}{2}\tilde{x}_4^T G \tilde{x}_4 + \frac{1}{2}\tilde{\theta}^T P \tilde{\theta}$; en dérivant on obtient : $\dot{V}_4 = \tilde{x}_4^T G \dot{\tilde{x}}_4 + \tilde{\theta}^T P^{-1} \dot{\tilde{\theta}}$

on obtient donc (si on suppose en moyenne $b_{moy}(t) = 0$) : $\dot{V}_4 = -\tilde{x}_4^T GA \tilde{x}_4 - \tilde{\theta}^T (P^{-1}\eta + \Psi(\hat{X})^T G^T \tilde{x}_4)$

Un choix approprié de la loi d'adaptation serait $\eta = P\Psi(\hat{X})^T G^T \tilde{x}_4$. Sachant qu'on aura (sur les surface de glissement) en moyenne après convergence de x_2 et x_3 : $\text{sign}_{equ}(\tilde{x}_2) = \Lambda_2^{-1} (\Omega(u_1)\tilde{x}_4)$ et $\text{sign}_{equ}(\tilde{x}_3) = \Lambda_3^{-1} H\tilde{x}_{4x}$, finalement on peut s'approcher de ce cas (en utilisant $\text{sign}(\tilde{x}_2)$ et $\text{sign}(\tilde{x}_3)$). On doit choisir G^T et s'assurer que $A < 0$ par le choix de $\Lambda_2, \Lambda_3, \Lambda_4$ et L_4 pour assurer une bonne convergence (voir [10] pour le cas d'une seule roue où seul $\text{sign}(\tilde{x}_3)$ à été utilisé). Notons qu'il s'agit la d'un premier observateur, introduit comme généralisation de celui proposé pour une seule roue [10]. Une première amélioration peut être apportée en utilisant l'approche triangulaire par étapes qui assure une convergence des états par étape.

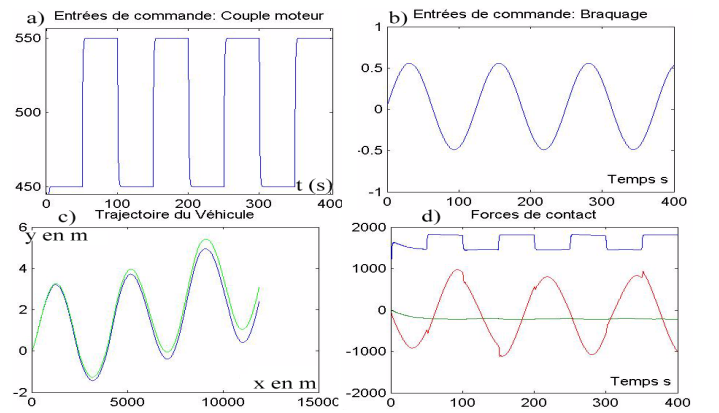


Fig. 4. Entrées du véhicule et forces de contact

C. Résultats de simulation

Pour illustrer cette étude, nous avons d'abord entrepris une étude en simulation utilisant le modèle développé ci dessus pour les paramètres qui suivent.

$m = 1690\text{kg}$ est la masse totale, $l_f = 0.944\text{m}$ la distance du CG à l'essieu avant et

$l_r = 1.756\text{m}$, la Distance du CG à l'essieu avant. $r_f = r_r = 0.27\text{m}$; sont les rayons sous charge des roues, $J_z = 2454$ le moment d'inertie et $J_f = 0.7$; $J_r = 0.7$; inerties des roues en kg.m^2 . $C_x = 8.5$; $C_y = 8.5$;

Avec les entrées de commande de la figure (4a et b) pour le couple et le braquage, nous obtenons la trajectoire 4c sous l'effet des forces obtenues qui sont représentées en figure (4d). Pour les forces nous utilisons le modèle de Burkhardt (avec pour valeur des coefficients $c_1 = 1.099$, $c_2 = 24.98$, $c_3 = 0.299$). Un filtrage passe bas est également introduit lors des calculs numériques pour stabiliser la simulation.

L'observateur proposé donne une estimation robuste et fidèle de l'état du système dont le réglage est facile relativement à celui des forces de contact. Il faut noter surtout, relativement au contact roue sol, la difficulté de simulation dynamique lorsque l'on utilise les modèles classiques de représentation. La figure (5) montre les états estimés pour les vitesses.

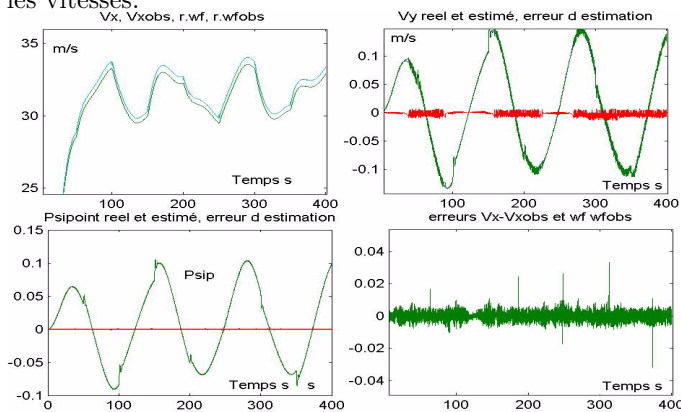


Fig. 5. Estimation de l'état du véhicule

V. CONCLUSION

L'analyse des performances longitudinales et transversales des véhicules nécessite l'estimation des forces de contact pneu - chaussée. La difficulté d'effectuer de mesure nous a incité à étudier le développement d'observateurs robustes et des estimateurs adaptatifs. Un modèle dynamique du véhicule couplé avec la représentation des contacts pneu /chaussée a été développé dans ce but et argumenté. La méthode des modes glissants apporte une grande robustesse aux estimateurs adaptatifs, ainsi un premier observateur à été développé. Les états observés sont intéressants aussi bien pour le contrôle longitudinal et latéral, la reconstruction en simulation de scénarios, la reconstruction 3D du profil de chaussée ou encore pour la détection et le diagnostic. Nous avons par ailleurs, estimé les efforts longitudinaux et latéraux au niveau de chaque roue, à partir de modèles paramétriques partiels et locaux de contact. Cette approche se généralise aisément au cas du véhicule complet et peut prendre en compte l'aspect stochastique des forces de contact. Nos investigations futures porteront sur l'amélioration des observateurs et la régulation du glissement (en longitudinal et en latéral) et le diagnostic. Nous développerons également le **MIVR** pour faciliter l'analyse. ¹

¹Submitted to CIFA2004, on February, 2, 2004. LRV/TRVI.Nkm02

- [1] J. Ackermann "Robust control prevents car skidding. IEEE Control systems magazine, V17, N3, pp23-31, 1997
- [2] E. Bakker, H. B. Pacejka and L. Linder. A new tire model with an application in vehicle dynamics studies. SAE89,V98,N6,p101-113
- [3] M. Burckhardt, "Fahrwerktechnik : Radschlupf-Regel systeme", Vogel Verlag, Würzburg", 1993.
- [4] C.Canudas de Wit, P.Tsiotras, E.Velenis, M.Basset, G.Gissinger. Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction. Vehicle Syst. Dynamics 2003. V39, N3, pp 189-226.
- [5] C. L. Clover, and J. E. Bernard, "Longitudinal Tire Dynamics," Vehicle System Dynamics, Vol. 29, pp. 231-259, 1998.
- [6] Y.Delanne, G.Beurier, N.K.M'Sirdi. Tire/Road Friction Performance Models from on-site Measurements. AIPCR PIARC, VIe Symp. "SURF 2000". 01-06.B. mai 2000 pp423-431, Nantes
- [7] S. Drakunov, U. Ozguner, P. Dix and B. Ashrafi. ABS control using optimum search via sliding modes. IEEE Trans. Control Systems Technology, V 3, pp 79-85, March 1995.
- [8] P. F. H. Dugoff and L. Segel. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. SAE Transaction, vol 3, pp. 1219-1243, 1970.
- [9] A. El Hadri, G. Beurier, N. K. M'Sirdi, J.C. Cadiou et Y. Delanne. Simulation et Observateurs pour l'estimation des performances Dynamiques d'un Véhicule. CIFA2000.
- [10] A. El Hadri, G. Beurier, J. C. Cadiou, N.K. M'Sirdi, Y. Delanne. Non-linear longitudinal tire force estimation based sliding mode observer. IFAC 2001, Dusseldorf, Germany. pp51-56.
- [11] G. Gim and P. Nikravesh. Analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations part1 : Pure slips. Int J. Vehicle Design, vol. 11, no. 6, pp. 589-618, 1990.
- [12] J.Harned, L.Johnston, G.Scharpf. Measurement of Tire Brake Forces Characteristics as Related to Wheel Slip (Antilock) Control System Design. SAE Trans. V78, pp909-925, 1969.
- [13] H.Imine, N.K.M'Sirdi, L.Laval et Y.Delanne. Observateurs à entrées inconnues par mode glissant appliqués l'estimation du profil de route. CIFA 2002, Nantes, Juillet 2002
- [14] H.Lee and M.Tomizuka. Adaptive vehicle traction force control for intelligent vehicle highway systems (IVHS) IEEE Trans. on Industrial Electronics, V 50 N 1 February 2003
- [15] Chia Shang Liu and Huei Peng. Road friction coefficient estimation for vehicle path prediction. Vehicle System Dynamics, V 25 suppl. 1996, pp413-425.
- [16] D.I. Livingston, J.E. Brown. Physics of the Slipping Wheel,II : Slip under Both Tractive and Lateral Forces. Rubber chemistry and technology, V 43, N 2, 1970
- [17] M.Gipser, R.Hofer, P.Lugner. Dynamical tyre forces response to road unevenness. Vehicle Syst Dynamics Sup27, 1997 p94-108
- [18] S. Mammari, L. Nouvelière, N.K. M'Sirdi. Contrôle intégré d'un Véhicule en Automatisation Basse Vitesse.CIFA2000, Lille
- [19] Nacer K. M'Sirdi. Observateurs robustes et estimateurs pour l'estimation de la dynamique des véhicules et du contact pneu - route. JAA. Bordeaux, 5-6 Nov 2003
- [20] H.B.Pacejka, I.Besseling. Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. 2nd Int Col on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Berlin 1997. Swets and Zeitlinger
- [21] Laura Ray. Nonlinear state and tire force estimation for advanced vehicle control. IEEE T on control systems technology, V3, N1, pp117-124, march 1995,
- [22] J.Stephant, A. Charara, D.Meizel. Contact roue-sol :comparaison de modes d'efforts. JAA 2001. Bordeaux, France.
- [23] Gentiane Venture. Identification des paramètres dynamiques d'une voiture. Thèse de Doctorat de l'Ecole Polytechnique de l'Université de Nantes, IRCCyN. Nantes novembre 2003.
- [24] K. Yi, K. Hedrick and S. C. Lee. Estimation of Tire Road Friction Using Observers Based Identifiers. Vehicle System Dynamics, 31, pp. 233-261, 1999.
- [25] Zegelaar, P.W.A., The dynamic response of tyres to brake torque unevenness, PhD Thesis, Delft University of Technology, 1998.
- [26] G. Beurier, Y. Delanne. Transposition de performances longitudinales de pneumatique - méthode de recherche statistique de relations entre les paramètres de modèles en vue de l'identification de ces paramètres. CIFA2000.
- [27] J.P. Maurice, H.B. Pacejka. Dynamic Tyre Response to Yaw Angle Variations. In Proceedings of the Int Symp Advanced Vehicle Control : AVEC98, Nagoya Japan. SAE, Tokyo 1998
- [28] Abdelhamid Rabhi et al. Modélisation des Forces de Contact Véhicule-Chaussée. Rapport interne : LRV, UVSQ, 10, avenue de l'Europe 78140 Vélizy, FRANCE. rabhi@lr.v.uvsq.fr.