

# Méthodologie d'identification pour l'estimation des paramètres physiques d'un véhicule à partir d'essais réels

Julien CAROUX, Eduardo HARO, Michel BASSET, Gérard-Léon GISSINGER

Laboratoire Modélisation Intelligence Processus Systèmes  
Groupe Modélisation et Identification en Automatique et Mécanique  
12 rue des frères Lumière, 68093 Mulhouse Cedex, France

{julien.caroux, e.haro, michel.basset, gerard.gissinger}@uha.fr  
<http://www.mips.crespim.uha.fr/>

**Résumé**—Cet article montre l'amélioration des résultats obtenus dans l'utilisation d'une stratégie d'identification par erreur de sortie en se fondant sur la vérification et l'augmentation de la connaissance *a priori*. Cette démarche a été appliquée avec succès à la modélisation expérimentale de la dynamique latérale d'un véhicule automobile. L'effort fourni dans l'obtention d'information *a priori* nous permet de vérifier la véracité des résultats d'identification et contribue également à la validation du ou des modèles du processus. La comparaison de plusieurs modèles du véhicule à complexité différente met en évidence l'importance de la dynamique de ballant et de roulis pour la bonne identification de la dynamique latérale. Les paramètres du modèle décrivant le roulis et le ballant sont estimés et validés à partir d'essais réels et de l'information *a priori*.

**Mots-clés**— Modélisation expérimentale, connaissance *a priori*, dynamique véhicule, algorithme génétique, graphe à liens

## I. INTRODUCTION

La complexité des systèmes dans le monde industriel a conduit l'essor de l'identification de modèles à des fins d'analyse de comportement, de diagnostic ou encore de commande. L'intérêt est d'améliorer la qualité des produits tout en réduisant le temps et le coût de conception [4], [6]. L'utilisation de modèles prend alors une place de plus en plus importante. De façon générale, les modèles sont obtenus à partir de processus d'identification utilisant des méthodes largement répandues [13], [8]. L'identification peut viser une identité de comportement en utilisant un modèle de représentation, un modèle mixte ou un modèle de connaissance. Le travail présenté dans cet article utilise des modèles de connaissance d'un véhicule automobile afin de réaliser l'estimation paramétrique permettant de décrire la dynamique latérale du véhicule.

À partir d'une modélisation générale par graphes à liens, quatre modèles ont été conçus pour représenter la dynamique transversale du véhicule. La complexité et le pouvoir prédictif croissent en fonction de la prise en compte de phénomènes tels que le roulis ou encore le ballant. Un algorithme génétique hybride est utilisé pour réaliser l'estimation des paramètres physiques de chaque modèle. Le résultat de ces estimations aboutit parfois à plusieurs vecteurs paramètres potentiellement acceptables. À ce stade, pour effectuer un choix, l'apport de la connaissance *a priori* est essentiel. Il permet de valider l'estimation de certains paramètres connus

par mesure directe ou indirecte sur le véhicule. Pour les paramètres inconnus, un enrichissement de la connaissance *a priori* est nécessaire afin de lever l'ambiguïté des différentes solutions trouvées. Par exemple pour vérifier l'adéquation des paramètres d'inertie du véhicule, nous pouvons modifier la répartition de masse du véhicule et vérifier que l'estimation des paramètres est en accord avec cette modification.

Cet article présente, tout d'abord, le cadre de la modélisation et de l'identification utilisé. La deuxième section introduit les phénomènes physiques de la dynamique véhicule pris en compte lors de la modélisation. Les modèles utilisés sont ensuite présentés. La quatrième section est consacrée à la connaissance *a priori* apportée au processus d'identification. Enfin, après la validation des modèles obtenus et la discussion des résultats, nous concluons ce papier.

## II. IDENTIFICATION DE SYSTÈMES COMPLEXES CONTINUS

### A. Modélisation

Un modèle de connaissance permet, à partir de principes physiques, d'établir des équations mathématiques décrivant plus ou moins finement le comportement du processus. Le modèle, ainsi construit, contient des paramètres ayant une signification physique. L'identification de systèmes [8], [13] consiste alors à retrouver les paramètres du modèle, à partir des signaux d'entrées et de sorties du processus réel, afin d'obtenir un comportement similaire entre le modèle et le système pour une situation précise. Il est souvent difficile pour le « modéliste » d'obtenir des valeurs fiables pour les paramètres connus du modèle car le système subit continuellement des évolutions dues à l'usure ou encore à l'intervention de facteurs externes.

La complexité d'un modèle est directement liée à son pouvoir prédictif et à sa performance vis-à-vis de l'identification [12]. Les propriétés du modèle dépendent de sa granularité descriptive. Une mesure de la complexité du modèle est alors justifiée. Le niveau de performance pour l'identification d'un modèle et sa complexité sont liés [1]. L'utilisation d'un modèle complexe, décrivant tous les aspects du comportement du système réel, impose l'estimation d'un grand nombre de paramètres. L'identification de ce modèle exige un protocole d'essai (éventail de possibilités d'action sur le système) très riche pour exciter correctement les paramètres, un nombre

de capteurs élevé et une charge de calcul importante. En revanche, un modèle relativement plus simple possède peu de paramètres à estimer. Dans ce cas, l'excitation du système est moins exigeante et le nombre de capteurs nécessaires plus réduit. Mais l'erreur de modélisation produite par un modèle simple peut s'avérer trop grande. En conséquence, la complexité du modèle doit être choisie en faisant un compromis entre le pouvoir prédictif du modèle et la performance de l'estimation des paramètres du modèle.

La sensibilité et l'identifiabilité des paramètres sont des propriétés structurelles propres à chaque modèle [12]. Il est légitime de se demander au préalable si le processus d'identification est en mesure de fournir une valeur unique à chacun des paramètres, ce qui correspond à étudier l'identifiabilité de la structure du modèle. De même, l'étude de sensibilité des paramètres du modèle évalue leur capacité à être identifiés d'après leur influence sur les sorties du modèle. Il faut alors que la sensibilité et l'identifiabilité soient prises en compte dans la performance des modèles pour l'identification. Un modèle complexe ayant des paramètres inconnus sensibles mais non-identifiables peut s'avérer inutilisable. Le protocole d'essai est aussi un élément à considérer dans la recherche de modèles [12]. Si la structure du modèle est trop riche par rapport au protocole choisi, l'excitation de tous ses paramètres n'est pas garantie ; l'incertitude paramétrique est alors importante. Il convient donc d'avoir une concordance entre la complexité du modèle et la richesse ou le pouvoir sensibilisant du protocole d'essai : l'essai va conditionner le résultat de l'identification, laquelle apparaît alors comme étant un problème informationnel [7].

### B. Identification

La phase d'identification intervient à la suite du choix de la structure ou des structures de modèles du processus. Elle permet à partir d'une structure paramétrique définie  $M$  et à partir de signaux mesurés sur le processus, de trouver un jeu de paramètres  $\theta$  pour le modèle qui permet à ce dernier d'avoir un comportement similaire au processus. Pour cela, lors de la phase d'identification, le « modéliste » est amené à définir un critère (critère de coût) qui évalue le comportement du modèle par rapport à celui du processus. La figure (Fig. 1) illustre la phase d'identification. La fonction

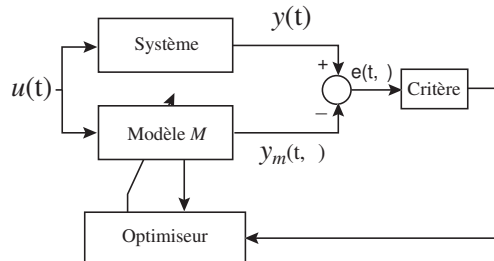


Fig. 1. Méthode d'identification par erreur de sortie

de coût à minimiser est souvent définie comme une norme quadratique de l'écart entre la réponse du processus  $y(t)$  à une sollicitation  $u(t)$  et la réponse du modèle  $y_m(t, \theta)$  soumis à la même sollicitation. Ainsi, le critère de coût dépend uniquement des paramètres fournis au modèle et lors

de la phase d'optimisation, les paramètres sont ajustés pour minimiser le critère.

Un système complexe représenté sous la forme d'équations d'état possède très souvent des propriétés de non-linéarité par rapport aux entrées et/ou aux paramètres. En termes d'identification, si le modèle est globalement identifiable, ce phénomène peut engendrer la présence de plusieurs jeux de paramètres satisfaisant la minimisation locale du critère de coût. Il s'agit de la présence de *minima* localisés. Il existe plusieurs remèdes à ce problème : soit, la connaissance de la forme du critère de coût permet de limiter l'espace d'évolution des paramètres, ainsi seul un minimum sera considéré ; soit, la réalisation d'une recherche sur tout l'espace paramétrique permet l'obtention du minimum global.

Les méthodes d'optimisation de type calculs évolutifs possèdent d'indéniables qualités d'exploration globale, mais sont médiocres du point de vue de l'exploitation locale : leurs solutions possèdent une variance relativement plus élevée et le temps de calcul demeure important. En revanche, les algorithmes locaux fournissent rapidement des solutions précises mais l'espace d'exploration est réduit. Les algorithmes génétiques (AG) sont des algorithmes stochastiques de recherche globale imitant les lois d'évolution naturelle. Les solutions de l'algorithme les mieux adaptées (appelées individus) survivent d'une génération à l'autre. Les individus se reproduisent par le biais d'opérateurs dont les noms sont inspirés de la génétique : sélection, recombinaison, mutation et réinsertion. La minimisation du critère de coût est la condition qui fait évoluer la population. La performance des AG peut être améliorée en introduisant des opérateurs de reproduction additionnels, lesquels réalisent une optimisation locale pendant l'itération en cours [10], [11], [14]. Parmi les optimiseurs locaux, la méthode du simplex est particulièrement adaptée pour faire l'hybridation. L'idée d'un AG hybride à recombinaison simplex est d'associer les avantages d'exploration globale des AG et d'exploitation locale de l'algorithme simplex pour aboutir à des solutions précises d'une manière plus rapide et robuste, par rapport aux AG ordinaires. Un tel optimiseur nous permet de nous découpler un peu plus de la complexité du modèle en assurant, pour une grande majorité des cas, de trouver le minimum global. Nous avons, alors, retenu cet optimiseur dans le cadre de ces travaux.

### C. Intérêt de la connaissance a priori

En raison de la complexité du processus d'identification (le nombre de facteurs à prendre en compte, la forte corrélation (entrées/sorties) existante, le nombre de contraintes), les outils disponibles deviennent parfois insuffisants. La connaissance du système (ses caractéristiques fréquentielles, l'ordre de grandeur des paramètres, etc.) doit faciliter le processus d'identification. En effet, la cohérence entre ce qui est connu du système et les résultats des différentes étapes du processus d'identification est un indicateur assurant la convergence vers un résultat correct. Dans le cadre des projets industriels, ces connaissances sont encore trop souvent négligées. Nous montrons dans l'application suivante l'intérêt de l'apport de connaissances *a priori*.

En outre, le modèle utilisé impose les paramètres qui peuvent être estimés. Il est fondamental que les paramètres connus aient au moins une certitude proportionnelle à leur influence sur le système. Dans l'hypothèse où ceci n'est pas vérifié, des initiatives doivent être prises afin de répondre à ces exigences. En outre, il est souhaitable d'avoir un intervalle des solutions possibles quant aux paramètres à estimer. Il faut donc recueillir toute l'information nécessaire sur le système. En plus des informations qui peuvent être données par le constructeur du système, il est souhaitable, dans la mesure du possible, de réaliser des expériences pour vérifier ces informations. Des essais préliminaires réalisés à cet effet sont importants pour le résultat final de l'estimation, car ils permettront de progresser et de gagner un temps précieux.

### III. DYNAMIQUE TRANSVERSALE

Le véhicule automobile constitue, par nature, un système complexe. Sa modélisation est rendue délicate par le grand nombre de paramètres nécessaires pour sa description, leurs couplages, ainsi que les variations de certains d'entre eux (masse, vitesse, adhérence, etc.). Il s'avère également difficile à modéliser en raison de sa non-linéarité par rapport aux entrées et aux paramètres, et en raison de phénomènes mal maîtrisés voire peu connus. Lorsque la modélisation du véhicule automobile est réalisée dans le but de la conception ou de la simulation de son comportement, les paramètres du modèle choisi doivent être définis et connus précisément. C'est dans ce contexte que l'estimation des paramètres physiques du véhicule automobile s'avère intéressante. La lecture des références [9], [3], [2] permet d'approfondir les notions de dynamique véhicule.

| Symboles        | Significations                      | Valeurs | % écart -type | Unités           |
|-----------------|-------------------------------------|---------|---------------|------------------|
| $M$             | Masse totale du véhicule            | 1 400   | 0,1           | kg               |
| $m_s$           | Masse suspendue du véhicule         | 1 262   | 0,1           | kg               |
| $M_{xz}$        | Produit d'inertie roulis - lacet    | 50      | 20            | kgm <sup>2</sup> |
| $h_1$           | Hauteur de centre de roulis avant   | 0,09    | 20            | m                |
| $h_2$           | Hauteur de centre de roulis arrière | 0       | –             | m                |
| $h_g$           | Distance du sol au CdG              | 0,535   | 10            | m                |
| $\varepsilon_1$ | Coef. de braquage induit avant      | -0,0269 | –             | –                |
| $\varepsilon_2$ | Coef. de braquage induit arrière    | 0,02    | 20            | –                |

TABLE I  
PARAMÈTRES FOURNIS PAR LE CONSTRUCTEUR

#### A. Dynamiques modélisées

Les formulations des modèles décrits dans cet article se basent sur les hypothèses suivantes :

- l'accélération transversale est inférieure à  $0.4g$  afin d'éviter tout phénomène de saturation des pneumatiques ;
- aucun effort aérodynamique n'intervient sur le véhicule ;
- les angles de dérive sont de faibles amplitudes ;
- la vitesse longitudinale du véhicule est constante : absence de transferts de charge longitudinaux (tangage) ;
- le véhicule est symétrique par rapport à son axe longitudinal et les masses sont concentrées sur les trains.

La nomenclature utilisée lors de l'écriture des modèles suit la norme ISO 8855. La figure (Fig. 2) illustre les différents

repères du véhicule et le tableau (Table I) présente les paramètres connus et leurs valeurs constructeur associées.

|                                |  |
|--------------------------------|--|
| $\psi(t)$                      | Vitesse de lacet                                 |
| $\beta(t)$                     | Angle de dérive du véhicule au centre de gravité |
| $\alpha_1(t), \alpha_2(t)$     | Angles de dérive aux roues avant et arrière      |
| $\varphi(t), \dot{\varphi}(t)$ | Angle et vitesse de roulis                       |
| $a_Y(t)$                       | Accélération transversale                        |
| $V_X(t)$                       | Vitesse longitudinale                            |
| $V_Y(t)$                       | Vitesse transversale au centre de gravité        |
| $i_S$                          | Démultiplication de la direction                 |
| $\delta_H(t)$                  | Angle au volant                                  |
| $\delta(t)$                    | Angle de braquage                                |

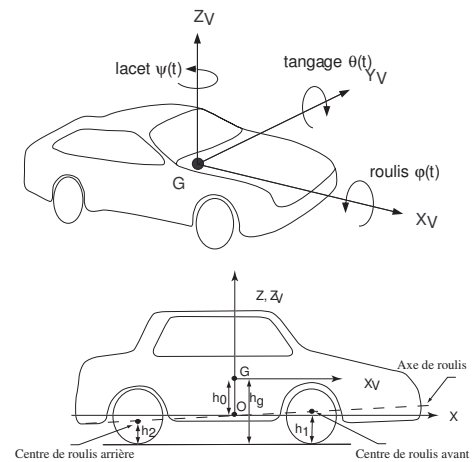


Fig. 2. Axes de la dynamique véhicule

Les paramètres à estimer sont montrés dans le tableau (Table II). Les valeurs constructeur sont fournies afin de vérifier nos résultats d'estimation. Lorsqu'une des roues du véhicule

| Symboles      | Significations                                   | Valeurs | % écart -type | Unités           |
|---------------|--|---------|---------------|------------------|
| $M_{zz}$      | Moment d'inertie de lacet                        | 1 571   | 20            | kgm <sup>2</sup> |
| $M_{xx}$      | Moment d'inertie de roulis de la masse suspendue | 252     | 50            | kgm <sup>2</sup> |
| $D_1$         | Rigidité de dérive avant                         | 84 085  | 30            | N/rad            |
| $D_2$         | Rigidité de dérive arrière                       | 87 342  | 30            | N/rad            |
| $A_{r\sigma}$ | Amortissement de roulis                          | 2 750   | 40            | Nm/rad/s         |
| $K_{r\sigma}$ | Rigidité totale en roulis                        | 150 000 | 15            | N/rad            |
| $b_1$         | Longueur de relaxation du pneumatique avant      | 0,5     | 60            | m                |
| $b_2$         | Longueur de relaxation du pneumatique arrière    | 0,5     | 60            | m                |

TABLE II  
PARAMÈTRES À ESTIMER AVEC DONNÉES  
CONSTRUCTEUR

est soumise à un effort transversal, la surface de contact du pneumatique sur le sol se déforme et un effort transversal est généré. La déformation de la surface de contact crée un angle entre l'axe longitudinal de la roue et la direction de son mouvement. La figure (Fig. 3) illustre ce phénomène. Cet angle est appelé angle de dérive du pneumatique, et est défini par l'expression :

$$\alpha_i = \arctan \left( \frac{V_{Yi}}{V_X} \right) \quad i = 1, 2 \quad (1)$$

où  $V_{Y_i}$  est la vitesse transversale par rapport au plan de la jante des trains avant et arrière, et  $V_X$  est la vitesse longitudinale du véhicule. De manière similaire, l'angle de dérive du véhicule, appelé  $\beta$ , est défini comme l'angle présent entre l'axe longitudinal du véhicule et le vecteur vitesse en son centre de gravité. Cet angle de dérive est défini par l'expression :

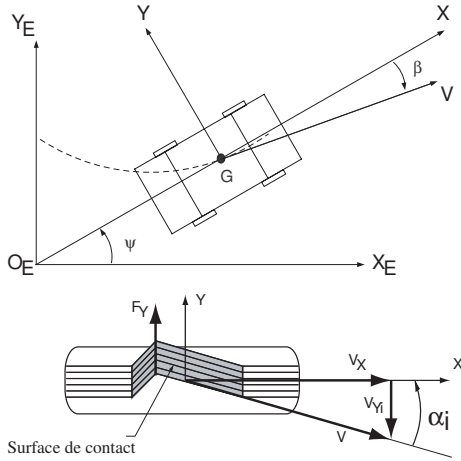


Fig. 3. Angles de dérive

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_Y}{V_X}\right) \quad (2)$$

où  $V_Y$  est la vitesse transversale du véhicule au centre de gravité.

### B. Modèles véhicule

Par soucis d'unicité dans la modélisation, celle-ci a été réalisée par graphes à liens [5]. Le modèle du véhicule développé à partir des graphes à liens est présenté sur la figure (Fig. 4). Ce graphe montre les différents modules du véhicule pris en compte : le lacet, le roulis, la vitesse transversale au centre de gravité et les vitesses transversales aux trains. La dérive au centre de gravité, définie dans (2), découle de la vitesse transversale. La dérive aux roues (1), le braquage induit et la dynamique de ballant ont été considérés dans le module de la vitesse transversale aux trains. À partir de

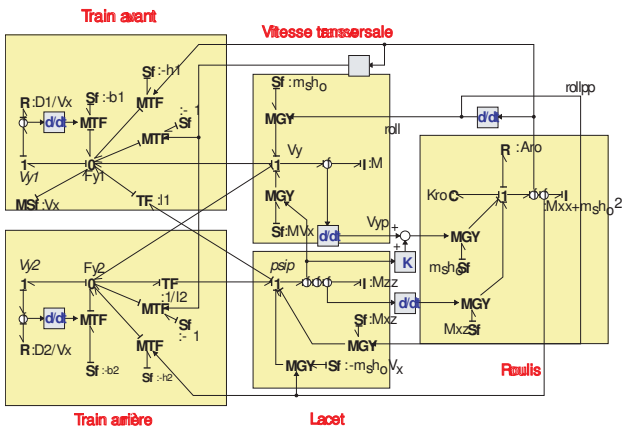


Fig. 4. Modèle graphes à liens du véhicule

cette représentation générale du véhicule, plusieurs modèles

ont été générés avec différents niveaux de description, lesquels sont présentés par la suite. Le modèle le plus simple pour représenter la dynamique du véhicule est le modèle « Lacet-Dérive », aussi connu comme « modèle bicyclette ». Ce modèle n'est pas utilisé dans cette étude parce que son pouvoir prédictif pour la dynamique latérale du véhicule est insuffisant.

### B.1 Modèle Lacet-Dérive-Ballant

Le modèle qui prend en compte les dynamiques de Lacet-Dérive-Ballant (LaDéBal) est :

$$\begin{aligned} MV(\dot{\beta} + \dot{\psi}) &= -D_1\alpha_1 - D_2\alpha_2 \\ M_{ZZ}\ddot{\psi} &= -l_1D_1\alpha_1 + l_2D_2\alpha_2 \\ b_1\dot{\alpha}_1 &= V\beta - V\alpha_1 + l_1\dot{\psi} - V\delta \\ b_2\dot{\alpha}_2 &= V\beta - V\alpha_2 - l_2\dot{\psi} \end{aligned} \quad (3)$$

### B.2 Modèle Lacet-Roulis-Dérive

Le modèle « Lacet-Roulis-Dérive » (LaRouDé), comme son nom le signale, prend en compte aussi la dynamique de roulis.

$$\begin{aligned} M_{XZ}\ddot{\psi} + (M_{XX} + m_s h_0^2)\ddot{\theta} - m_s h_0 V(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \\ + A r o \dot{\theta} + K r o \theta &= 0 \\ MV(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h_0 \ddot{\theta} + \frac{l_1 D_1 - l_2 D_2}{V} \dot{\psi} \\ + \frac{h_1 D_1 + h_2 D_2}{V} \dot{\theta} - D_1 \delta &= 0 \\ M_{ZZ}\ddot{\psi} - M_{XZ}\ddot{\theta} + m_s h_0 V \dot{\theta} + \frac{l_1^2 D_1 - l_2^2 D_2}{V} \dot{\psi} \\ + \frac{l_1 h_1 D_1 - l_2 h_2 D_2}{V} \dot{\theta} - D_1 l_1 \delta &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

### B.3 Modèle Lacet-Roulis-Dérive-Ballant

Nous utilisons le modèle « Lacet-Roulis-Dérive-Ballant » (LaRouDéBal), qui considère l'ensemble des dynamiques incluses dans la représentation graphe à liens.

$$\begin{aligned} (M_{XX} + m_s h_0^2)\ddot{\theta} - M_{XZ}\ddot{\psi} - m_s h_0 V(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \\ = -K r o \theta - A r o \dot{\theta} \\ m_s h_0 V \dot{\theta} - M_{XZ}\ddot{\theta} + M_{ZZ}\ddot{\psi} &= -l_1 D_1 \alpha_1 + l_2 D_2 \alpha_2 \\ MV(\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_s h_0 \ddot{\theta} &= -D_1 \alpha_1 - D_2 \alpha_2 \\ b_1 \dot{\alpha}_1 &= V\beta - V\alpha_1 + h_1 \dot{\theta} + l_1 \dot{\psi} - V\varepsilon_1 \theta - V\delta \\ b_2 \dot{\alpha}_2 &= V\beta - V\alpha_2 + h_2 \dot{\theta} - l_2 \dot{\psi} - V\varepsilon_2 \theta \end{aligned} \quad (5)$$

## IV. ESTIMATION DES PARAMÈTRES

Parmi les modèles présentés précédemment, nous avons opté pour le modèle LaRouDéBal car c'est le seul à décrire à la fois les dynamiques de roulis et de ballant.

### A. Choix du modèle

Le critère de coût utilisé est composé de la vitesse de lacet et de l'angle de roulis. Dans la bibliographie sur l'estimation des paramètres du véhicule, la vitesse de lacet est toujours utilisée. En revanche, l'angle de roulis est très peu utilisé. À partir de nos recherches, nous avons remarqué qu'il est

nécessaire de prendre en compte la dynamique de roulis sans quoi le modèle génère une estimation dépendante de la vitesse longitudinale. Ce phénomène a été vérifié en faisant la comparaison entre l'identification des modèles LaDéBal et LaRouDéBal. Le tableau (Table III) montre les estimations faites pour 60 km/h et 80 km/h avec le modèle LaDéBal.

| Paramètres | Unités           | 60 km/h | 80 km/h |
|------------|------------------|---------|---------|
| $D_1$      | N/rad            | 70 643  | 93 720  |
| $D_2$      | N/rad            | 83 412  | 134 790 |
| $M_{ZZ}$   | kgm <sup>2</sup> | 1 143   | 8 967   |
| $b_1$      | m                | 1,48    | 1,80    |
| $b_2$      | m                | 0,73    | 0,23    |

TABLE III  
ESTIMATIONS À DIFFÉRENTES VITESSES POUR LE  
MODÈLE LADÉBAL

L'utilisation du modèle LaRouDéBal donne comme résultat une estimation notamment moins sensible à la vitesse, comme il est illustré dans le tableau (Table IV). Il est alors nécessaire de considérer la dynamique de roulis pour la robustesse et la précision du modèle. La particularité du modèle LaRouDé-

| Paramètres | Unités           | 60 km/h | 80 km/h |
|------------|------------------|---------|---------|
| $D_1$      | N/rad            | 108 260 | 109 760 |
| $D_2$      | N/rad            | 134 250 | 138 870 |
| $A_{ro}$   | N/rad/s          | 2 528   | 2 526   |
| $K_{ro}$   | N/rad            | 55 717  | 57 945  |
| $M_{ZZ}$   | kgm <sup>2</sup> | 870,9   | 836,5   |
| $M_{XX}$   | kgm <sup>2</sup> | 277,2   | 257,6   |
| $b_1$      | m                | 0,78    | 0,69    |
| $b_2$      | m                | 0,72    | 0,76    |

TABLE IV  
ESTIMATIONS À DIFFÉRENTES VITESSES POUR LE  
MODÈLE LAROUDéBAL

Bal est d'intégrer la dynamique de ballant du pneumatique, laquelle est représentée par le biais des paramètres  $b_1$  et  $b_2$  (longueurs de relaxation). La prise en compte du ballant fait apparaître un sixième pôle dans la fonction de transfert, par rapport au modèle LaRouDé. Les caractéristiques de d'influence de  $b_1$  et  $b_2$  peuvent être mises en évidence à travers les courbes de sensibilité pour le jeu de paramètres estimés. La figure (Fig. 5) est obtenue en utilisant la fonction de sensibilité du modèle LaRouDéBal et en évaluant cette fonction pour les valeurs estimées. Il est clair que le paramètre de relaxation arrière  $b_2$  possède une sensibilité importante dans la plage de fréquence de 2 à 4 Hz, et que ce même paramètre est largement plus influent que  $b_1$ . Cette figure confirme que le paramètre  $b_2$  est plus influent pour les fréquences entre 2 et 4 Hz, et montre que le paramètre  $b_1$  influencerait les fréquences plus hautes. La comparaison entre l'identification des modèles LaRouDé et LaRouDéBal montre que la considération de la dynamique de ballant permet d'élargir le domaine de validité du modèle de 1,5 à 4 Hz. Cela confirme l'influence du ballant dans les « hautes » fréquences.

### B. Vérification des paramètres

Plusieurs manipulations ont été réalisées afin de vérifier la validité des paramètres données par le constructeur, et une procédure a été mise en place pour augmenter la connaissance

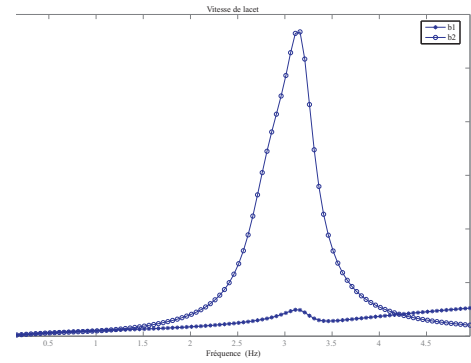


Fig. 5. Sensibilité de la sortie « vitesse de lacet ». Paramètres de ballant

*a priori* du système. En premier lieu, la connaissance exacte des paramètres mesurables est importante pour l'estimation des autres paramètres surtout lorsque ces paramètres mesurables évoluent au cours du temps sans être fonction du temps, comme le poids du véhicule. Ces paramètres pourraient être inclus dans le vecteur de paramètres à estimer, en intégrant la connaissance *a priori*, mais dans ce cas, un problème d'identifiabilité empêche de les estimer tous en même temps. En raison de cette particularité, la masse du véhicule doit être mesurée avant chaque essai.

### B.1 Masse du véhicule

Pour ce papier, nous avons prélevé la masse du véhicule avec des balances électroniques avec une précision de 0,05% de la masse totale. Nous avons constaté que la dynamique de roulis est sensible à un changement de la masse, surtout si le centre de gravité est élevé.

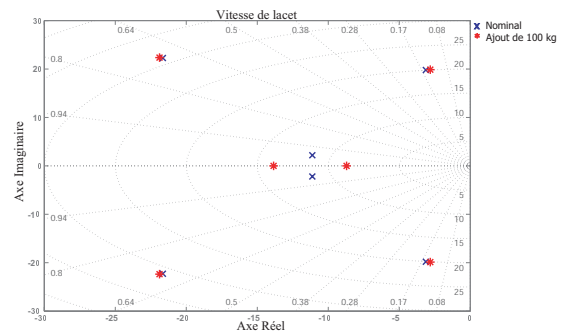


Fig. 6. Position des pôles du modèle LaRouDéBal à 80 km/h. Ajout de 100 kg de masse

Pour augmenter la connaissance *a priori* du système, nous ajoutons une masse connue à l'arrière du véhicule par l'intermédiaire d'un montage sur l'attache remorque du véhicule d'essai. Nous plaçons 100 kg sur l'axe longitudinal de symétrie du véhicule. La position de cette masse étant connue, nous sommes en mesure de calculer la variation des coefficients d'inertie du véhicule. Pour le modèle, ce poids modifie la position des pôles comme il est montré dans la figure (Fig. 6). Dans cette figure, les pôles générés à partir des valeurs nominales sont représentés avec un  $\times$  et les pôles appartenant aux valeurs estimés avec un  $*$ . Il est constaté que les pôles des

fréquences moyennes ont été affectés d'une manière considérable, pôles qui correspondent à la dynamique de roulis. L'utilisation de cette connaissance augmentée réside dans la réalisation de deux identifications successives : la première utilise des essais avec le véhicule dans son état nominal et la seconde, des essais avec le poids ajouté au véhicule. Lors de la phase de validation du modèle, il est nécessaire de vérifier que la variation des paramètres d'inertie calculée est retrouvée dans l'estimation des paramètres.

## B.2 Centre de gravité

Il est aussi important de connaître avec une bonne précision la position du centre de gravité, car elle influence fortement le comportement latéral du véhicule. L'analyse des courbes de sensibilité des paramètres qui définissent le centre de gravité montre qu'ils rendent le système sensible dans la bande de fréquence [2,5 Hz ; 4 Hz]. Pour vérifier la valeur nominale donnée par le constructeur, le centre de gravité du véhicule a été mesuré en trois dimensions au laboratoire de manière statique (Fig. 7). De cette façon les paramètres  $l_1$ ,  $l_2$  et  $h_g$  ont été retrouvés. La valeur de la hauteur du centre de gravité ( $h_g$ ) trouvée est en accord avec celle donnée par le constructeur. Bien entendu le positionnement du centre de gravité est sensible aux variations du nombre d'occupants, de leur position dans le véhicule, de la quantité de carburant et dans notre cas de la position et du poids de la chaîne d'acquisition. Il est donc primordial de calculer les paramètres  $l_1$ ,  $l_2$  et  $h_0$  avant chaque essai.



Fig. 7. Mesure du centre de gravité

## B.3 Rigidité de roulis

L'incertitude de la valeur disponible (donnée constructeur) de la raideur de roulis ( $Kro$ ) nous a amenés à faire une expérience pour obtenir l'ordre de grandeur de ce paramètre. La valeur obtenue est utilisée comme référence pour l'estimation de la raideur de roulis. Une force latérale intermittente a été appliquée sur le véhicule à l'arrêt pour le faire osciller autour de son axe de roulis. Le véhicule impose naturellement un rythme d'oscillation. Cette fréquence d'oscillation, de valeur mesurée 1,8 Hz, correspond à la première fréquence propre du système. En utilisant le théorème du moment dynamique,

l'équation différentielle du système en oscillation libre est obtenue, d'où l'expression de la fréquence naturelle d'oscillation ci-après :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{Kro}{M_{XX} + m_s h_0^2}} \quad (6)$$

Étant donné que la distance du centre de gravité à l'axe de roulis vaut  $h_0 = 0,42 m$ , la raideur de roulis obtenue est :  $Kro = 57.807,54 Nm/rad \pm 8\%$ .

## C. Protocole expérimental

Les résultats expérimentaux présentés sont le fruit de l'exploitation de données prélevées sur le véhicule du laboratoire lors d'essais sur piste. Dans la mesure du possible, une identité de protocole expérimental a été respectée. Les conditions expérimentales sont les suivantes :

- une excitation au volant de type sinus wobulé de 0,2 à 4 Hz ;
- une fréquence d'échantillonnage de 1 kHz ;
- une vitesse longitudinale de véhicule constante de 80 km/h ;
- trois personnes dans le véhicule : le pilote, le copilote et un passager arrière au milieu.

Le signal appliqué à l'entrée du système (l'angle au volant) doit exciter convenablement les paramètres pour minimiser leurs intervalles d'incertitude. Selon la théorie, l'excitation appliquée au volant doit être idéalement persistante, parfaitement reproductible et doit posséder un spectre en accord avec les dynamiques du système identifié. Les signaux de type séquences binaires pseudo-aléatoires (SBPA) possèdent ces propriétés. Cependant, ils ne sont pas réalisables manuellement et pour des raisons évidentes de sécurité leurs générations par le biais d'effecteurs couplés au volant n'est pas souhaitable.

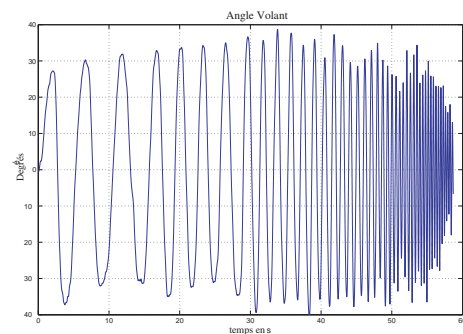


Fig. 8. Signal d'excitation

Dans ce papier, une excitation de type sinus modulé en fréquence et en amplitude (ou sinus wobulé) a été utilisée, laquelle est montrée dans la figure (Fig. 8). Ce type de signal sensibilise les modes de résonance et d'antirésonance du véhicule, l'identification des paramètres en rapport avec ces modes est alors possible. Étant donné que les fréquences des différentes dynamiques régissant le comportement transversal d'un véhicule automobile possèdent une bande passante de 0 à 4 Hz, les signaux d'excitation utilisés ont un contenu de fréquence de 0,2 à 4 Hz.

#### D. Résultats d'estimation

De la comparaison entre les résultats obtenus avec les modèles LaRouDé et LaRouDéBal, il est évident que la dynamique de ballant est essentielle pour la bonne performance du modèle. De toute évidence, entre les deux modèles utilisés dans cet article le modèle le plus performant est celui incluant les dynamiques de lacet, roulis, dérive et ballant. Avec ce modèle il est possible d'avoir un bon pouvoir prédictif pour des fréquences allant jusqu'à 4 Hz.

En analysant ces résultats, il paraît notamment que le modèle faisant abstraction du phénomène de ballant (modèle LaRouDé) induit la présence d'une erreur systématique d'estimation sur les paramètres des inerties de roulis et de lacet. En effet, le phénomène de ballant se manifeste dans l'apparition d'un retard entre la sollicitation donnée au volant et la génération des efforts transversaux des pneumatiques. L'absence de ballant dans le modèle LaRouDé provoque l'absorption du retard par ces deux paramètres. Le tableau (Table V) présente les paramètres estimés avec le modèle LaRouDéBal. Dans ce cas, en utilisant la connaissance *a priori* du système pour vérifier les résultats obtenus, le paramètre  $K_{ro}$  a une valeur proche de 0,24% de celle calculée. Les valeurs estimées des inerties additionnelles de lacet et de roulis sont écartées respectivement de 3,6% et de 16% des valeurs calculées. Ces indices montrent que le modèle a été identifié correctement. Le modèle identifié reproduit fidèlement la fréquence de coupure de la dynamique transversale du véhicule.

| Paramètres   | Unités           | Estimation            |
|--------------|------------------|-----------------------|
| $D_1$        | N/rad            | 109 760               |
| $D_2$        | N/rad            | 138 870               |
| $A_{ro}$     | N/rad/s          | 2 526                 |
| $K_{ro}$     | N/rad            | 57 945                |
| $M_{ZZ}$     | kgm <sup>2</sup> | 836,5                 |
| $M_{XX}$     | kgm <sup>2</sup> | 257,6                 |
| $b_1$        | m                | 0,69                  |
| $b_2$        | m                | 0,76                  |
| Erreurs RMS  |                  |                       |
| $\dot{\psi}$ | rad/s            | $8,581 \cdot 10^{-5}$ |
| $\varphi$    | rad              | $1,349 \cdot 10^{-5}$ |

TABLE V  
PARAMÈTRES ESTIMÉS AVEC LE MODÈLE LAROUDéBAL

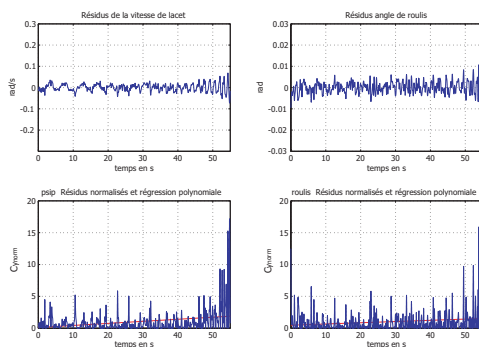


Fig. 9. Validation du modèle LaRouDéBal

La figure (Fig. 9) présente les graphes de validation pour le modèle LaRouDéBal. Les résidus de la vitesse de lacet et de l'angle de roulis sont proches d'un signal de comportement aléatoire, c'est à dire un bruit blanc. La régression polynomiale des résidus montre une stationnarité plutôt homogène pour les 40 premières secondes. Pour les dernières secondes où les hautes fréquences sont omniprésentes, nous constatons que le modèle peut être encore amélioré pour mieux répondre aux fréquences supérieures à 4 Hz.

#### V. CONCLUSION

Ces travaux entrent dans le cadre d'une recherche d'une estimation de paramètres physiques plus performante contenu des variations des paramètres de manière à assurer une meilleure répétabilité des identifications. Le problème de la variation de certains paramètres, c'est-à-dire la modification de leur valeur initiale fournie par le constructeur en raison du vieillissement du système ou d'une variation naturelle (masse du véhicule) est contourné par le biais d'une méthodologie particulière d'identification. La méthodologie développée reposant sur la vérification et l'augmentation de l'information *a priori* du système est réalisée afin de pouvoir discriminer les résultats d'identification obtenus. Plusieurs essais dans cette démarche ont été entrepris pour vérifier les paramètres connus et pour enrichir l'information *a priori* du véhicule.

En outre, il a été montré que la dynamique de roulis est importante pour rendre robuste l'estimation des paramètres par rapport à la vitesse longitudinale. L'inclusion de la sortie de roulis dans le critère de coût nous a permis de reproduire fidèlement la dynamique latérale du véhicule.

#### RÉFÉRENCES

- [1] R.J. Brooks and A.M. Tobias. Choosing the best model : Level of detail, complexity, and model performance. *Mathl. Comput. Modelling*, 24(4) :1–14, 1996.
- [2] J.R. Ellis. *Vehicle Dynamics*. Busness Books Limited, London, 1969.
- [3] T. D. Gillespie. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE Publication, isbn 1-56091-199-9 edition, 1992.
- [4] Björn Johansson. *Modelling of Multi-Domain Systems*. PhD thesis, University of Linköping, 2001.
- [5] D. Karnopp, D.L. Margolis, and R.C. Rosenberg. *System Dynamics, A Unified Approach*. John Wiley, New York, 3rd edition, 2000.
- [6] Petter Krus. Modelling and simulation of heterogenous engineering systems. Technical report, Department of Mechanical Engineering, Linköping University, Sweden, 2001.
- [7] I.D. Landau and A. Besançon-Voda. *Identification des systèmes*. Hermès, 2001.
- [8] L. Ljung. *System Identification, theory for the user*. Prentice Hall, 1999.
- [9] W.F. Milliken and D.L. Milliken. *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE Publication, isbn 1-56091-526-9 edition, 1995.
- [10] J.A. Nelder and R. Mead. A simplex method for function minimization. *Comp. J.*, 7, 1965.
- [11] W.H. Press. *Numerical Recipes in C : The Art of Scientific Computing*. Cambridge University Press, 1986.
- [12] J. Richalet. *Pratique de l'identification*. Hermès, 1998.
- [13] Eric Walter and Luc Pronzato. *Identification of Parametric Models from Experimental Data*. Springer, 1997.
- [14] J. Yen. A hybrid approach to modelling metabolic systems using genetic algorithms and simplex method. *Proceedings of the 11th IEEE Conference on Artificial Intelligence for Applications (CAIA95), Los Angeles CA*, pages 277–238, 1995.