



**HAL**  
open science

# Conception de dispositifs actifs de maintien de stabilité pour les véhicules évoluant en milieux naturels

Mathieu Richier

► **To cite this version:**

Mathieu Richier. Conception de dispositifs actifs de maintien de stabilité pour les véhicules évoluant en milieux naturels. Autre. Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II, 2013. Français. NNT : 2013CLF22407 . tel-01066614

**HAL Id: tel-01066614**

**<https://theses.hal.science/tel-01066614v1>**

Submitted on 22 Sep 2014

**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.

N° d'ordre : 2407  
EDSPIC : 629

UNIVERSITÉ BLAISE PASCAL - CLERMONT II  
École Doctorale  
SCIENCES POUR L'INGÉNIEUR DE CLERMONT-FERRAND

# Thèse

Présentée par

**Mathieu RICHIER**

Ingénieur ENSIL

pour obtenir le grade de

**DOCTEUR D'UNIVERSITÉ**

Spécialité VISION ET ROBOTIQUE

**Conception de dispositifs actifs  
de maintien de stabilité  
pour les véhicules évoluant en milieux naturels.**

Soutenue publiquement le 9 décembre 2013 devant le jury :

M.	Phillipe	MARTINET	Président
MM.	Dominique	MEIZEL	Rapporteur
	Kouider Nacer	M'SIRDI	Rapporteur
	Roland	LENAIN	Examineur
	Benoit	THUILLOT	Examineur
	Nicolas	BOUTON	Examineur
	Michel	BERDUCAT	Examineur
	Christophe	DEBAIN	Directeur de thèse



A mes parents  
à Anne, ma compagne

---



# Résumé

La problématique de cette thèse réside dans la caractérisation et le maintien de la stabilité des Véhicules Légers Tout Terrain (VLTT). Elle se concentre plus particulièrement sur le développement de systèmes de sécurité actifs capables à la fois de prévenir le conducteur des risques encourus mais aussi de les limiter afin d'assurer l'évolution du véhicule dans une zone de stabilité prédéfinie. Comme le cadre expérimental privilégié est l'application à la stabilité des quadricycles légers à moteurs, plus connus sous le terme anglophone "quad", une des contraintes du projet a été de se limiter à un système sensoriel bas-coût afin d'être en mesure d'industrialiser un tel système.

En premier lieu, les métriques de stabilité (Transfert de Charge Latéral et Longitudinal : TCLa et TCLo) ont été choisies grâce à une étude préliminaire sur la stabilité des VLTT. Par la suite, une modélisation 2D en roulis et en tangage avec la prise en compte des déplacements du pilote sur le véhicule sont présentées, ce qui permet d'estimer respectivement le TCLa et le TCLo uniquement à partir de la mesure de l'accélération latérale et longitudinale. Étant donné que pour la suite des travaux, l'anticipation du risque de renversement latéral est nécessaire, un modèle 2D en lacet du véhicule est proposé afin d'obtenir un modèle analytique décrivant la dynamique latérale du véhicule.

La suite du mémoire présente les différentes techniques d'observation proposées pour l'estimation des variables et paramètres non-directement mesurables du modèle en lacet du véhicule et qui influencent sa stabilité latérale : les glissements, les conditions d'adhérence et les inclinaisons du véhicule. Plusieurs observateurs ont été proposés, dont le dernier permet de considérer des conditions d'adhérence différentes entre les essieux avant et arrière en utilisant plus largement les accélérations mesurées. Cela permet d'intégrer les passages de sous- à sur-vireur qu'il est essentiel de considérer quand on étudie la stabilité de ce type de véhicule. Ainsi, l'estimation des glissements est toujours pertinente, ce qui permet d'obtenir par la suite une meilleure prédiction de la métrique de stabilité latérale (TCLa) quel que soit le comportement du véhicule.

Puis en s'appuyant sur les estimations des observateurs couplées aux modèles dynamiques du véhicule et sur l'extrapolation des commandes du conducteur sur un horizon de prédiction, il est possible de prédire les évolutions du TCLa. Cette valeur prédite ainsi que les estimations en ligne des métriques de stabilité constituent alors le point d'entrée pour la synthétisation d'un système de sécurité actif dédié aux VLTT. Celui-ci est basé sur la génération d'un retour d'effort au niveau de la gâchette des gaz permettant soit d'informer le pilote du risque encouru par la création d'une sensation de dureté, soit d'imposer le retour complet de la gâchette des gaz, ce qui implique une diminution de la vitesse et donc la réduction du risque. Finalement, dans le cas où il est possible de maîtriser la vitesse du véhicule par l'installation d'un système de rétroaction sur les freins (Quad haut de gamme ou robot mobile), les derniers travaux présentés s'intéressent aux techniques de commande prédictive à modèle afin de calculer en temps-réel la vitesse maximale admissible, qui assure l'évolution du critère de stabilité choisi dans un domaine de stabilité.

Les modèles, les observateurs, la prédiction du TCLa et les 2 systèmes de prévention présentés dans ce mémoire ont été validés et testés au travers de simulations avancées et d'essais expérimentaux réalisés sur un quad agricole et un robot autonome. Il apparaît alors qu'en plus d'être efficace pour la prévention des risques de renversement à hautes dynamiques, le système de sécurité est industriellement viable. Cela a été rendu possible grâce à une conception reposant uniquement sur des actionneurs et un système sensoriel, dont les coûts sont en adéquation avec le prix d'un VLTT.

**Mot-clefs** : Véhicule Léger Tout-Terrain (VLTT), quad, stabilité dynamique, Transfert de Charge Latéral et Longitudinal (TCLa et TCLo), renversement, modélisation, observateurs, commande prédictive, sécurité active.

# Abstract

This dissertation addresses the topic of lateral dynamic stability of light All-Terrain Vehicles (ATV) in a off-road environment. In particular, the developments are focused on the design of active security system allowing both to prevent the driver of the rollover risk and to ensure the vehicle stability within a safety margin. As the experimental framework is focused on light ATV (e.g. quad bikes), the main limitation of the project has been to keep a low cost sensing equipment in order to keep a possible industrialization.

First, the stability metrics (Lateral and Longitudinal Load Transfer : LaLT and LoLT) have been chosen thanks to a preliminary study on the ATV stability. Then, two 2D models (roll and pitch) are proposed allowing to estimate the LaLT and the LoLT from the only acceleration measures and within the driver displacements on the vehicle. However, as the anticipation of lateral risk is mandatory for the next stage of the work, a 2D yaw model is also proposed in order to obtain an analytic model of the vehicle lateral dynamic.

Then, the different observation techniques are presented to estimate the variables and parameters of the yaw model, who are not directly measurable and who influence the lateral stability : sliding, grip conditions and vehicle slopes. Several observers are proposed, whose the last one permits to estimate separately the grip conditions between the front and rear axle thanks to a particular use of the acceleration measure. It allows to take into account the switch between the under- and over-steering behaviour influencing largely the vehicle stability. Thus, the sliding estimations are always relevant what permits to obtain a better prediction of the lateral stability metric (LaTT) whatever the vehicle behaviour.

Then, thanks to the observer estimations combined with the vehicle dynamic models and an extrapolation of the driver inputs on a prediction horizon, the Lateral Load Transfer can be predicted. This latter value as well as the online estimations of the two stability metrics are the input of the active security system, which is based on the generation of a counter-force on the trigger. Thus, this system allows first to inform continuously the driver of the incurred risk thanks to a trigger feel harder to press. Secondly, if the risk is too important, the system is able to force the full return of the trigger, what reduces the vehicle speed and consequently the risk. Finally, a control law based on the Predictive Functional Control (PFC) theory has been designed to ensure the lateral stability of the vehicle. This control law allows to calculate in real time the maximal speed ensuring the evolution of the stability metric into a safety range. Nevertheless, this solution is only available for vehicles where it is possible to regulate their speed thanks to a control system on the brake.

The models, the observers, the prediction of the LaLT and the two prevention systems presented in this dissertation have been validated and tested through several advanced simulations, a actual quad bike and autonomous mobile robot. Moreover, the security system appears to be directly integrated to industry, as its design rests upon low cost actuators and sensors compared to the price of actual quad bikes.

**Keyword:** Light All Terrain Vehicle (ATV), quad bikes, dynamic stability, Lateral and Longitudinal Load Transfer (LaLT and LoLT), lateral and longitudinal rollover, modelling, observers, predictive control law, active security.





# Remerciements

Ce manuscrit concrétise plus de trois années de travail au sein de l'Irstea de Clermont-Ferrand (dirigé par Emmanuel Hugo) en coopération avec l'institut Pascal (dirigé par Michel Dhôme). Ces deux entités, qui sont partie prenante du Laboratoire d'excellence IMOBS3 fédérant la recherche en science pour l'ingénieur liée à la mobilité sur la place Clermontoise, m'ont toujours offert des moyens techniques de grande qualité et un cadre de recherche très confortable grâce notamment à leur amabilité constante. J'adresse donc naturellement mes remerciements chaleureux aux différents acteurs de ces établissements, ainsi qu'à la région Auvergne et à la CCMSA, dont le soutien financier a été crucial à la bonne conduite des développements effectués.

En premier lieu, je tiens naturellement à remercier Roland Lenain, mon encadrant à l'IRSTEA, qui m'a toujours accordé sa confiance et m'a laissé une grande autonomie dans la direction de mes recherches, tout en sachant recadrer et formaliser mon travail lorsque cela a été nécessaire. De plus, je dois souligner que son amitié et son humour constant même lors des instants difficiles ont aussi grandement contribué à la richesse de ces trois années. Ainsi, cela sera avec un grand plaisir de pouvoir travailler à nouveau avec lui ou de partager simplement un bon repas, même s'il nous faudra quelques heures de piscine pour éliminer.

Par la suite, j'aimerais exprimer ma gratitude à Philippe Martinet, qui a présidé mon jury de thèse, ainsi qu'à Dominique Meizel et Kouider Nacer M'Sirdi, qui ont eu l'amabilité d'être rapporteurs de cette thèse. J'aimerais aussi remercier naturellement Christophe Debain, qui a été mon directeur de thèse durant ces trois années, et Nicolas Bouton, qui a eu la gentillesse d'être examinateur.

Il n'est pas de mots suffisant pour remercier assez Benoit Thuilot pour son soutien inconditionnel. Ses critiques constructives, sa rigueur irréprochable et son dévouement ont toujours été d'une grande aide, ce qui a contribué largement à la qualité de cette thèse. Je n'oublierai jamais ses relectures minutieuses et ses corrections interminables, qui ont été à l'origine d'un manque de nombreuses heures de sommeil sans doute pour lui et évidemment pour moi. Il en est de même pour Christophe Cariou, Thierry Humbert et Laure Moiroux qui m'ont grandement faciliter la tâche pour tous les développements techniques (instrumentation, mécanique, électronique), ce qui a évidemment été d'une aide très précieuse pour la réussite de mon projet.

J'adresse un chaleureux merci à Michel Berducat pour tout ses conseils avisés lors de nos différentes entrevues au grès des couloirs et surtout pour son soutien constant durant ces trois années en tant qu'animateur d'équipe. Je souhaite aussi remercier Eliane Simon et Christine Alain pour m'avoir toujours accompagné avec gentillesse sur le plan administratif, ce qui m'a éviter de nombreuses déconvenues et démarches fastidieuses. Il en est de même pour Sybille de Mareschal qui m'a éviter de nombreuses heures de recherche contraignantes grâce à son aide en tant que documentaliste.

Je remercie aussi l'ensemble des agents de l'Irstea ainsi que mes collègues thésards avec qui j'ai pu passé de nombreux moments de convivialité et de rire surtout lors des pauses

café avec nos débats d'un intérêt et d'une importance plus que certains. Évidemment, je ne peux citer tout le monde, mais je tiens à remercier particulièrement Oliver Hach, Donatien Watremez, Adrien Rab, José-Alfredo Guerrero-Mata mes différents colocataires de bureau, Philippe Héritier (le pilote attitré), Myriam, Jean-Pierre, Christophe, Marion (les délicieux gâteaux), Audrey, Jean-Baptiste, Sarah et Emmanuel Hugo, en espérant ne pas vexer ceux dont les noms ne sont pas présent.

Enfin, j'adresse naturellement un grand merci à mes amis pour leur incontestable soutien durant ces trois années. Toutefois, mes plus forts remerciements sont pour mes parents et Anne, ma compagne, qui ont toujours été à mes côtés pour aussi bien partager les instants de joies que d'évincer mes craintes. Pour cette raison, je leur dédie ces trois longues années de travail (particulièrement la dernière).

# Table des matières

<b>1</b>	<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
1.1	Contexte scientifique et industriel	3
1.2	Organisation du mémoire	4
1.3	Généralités sur les VLTT	6
1.3.1	Définition du quad	6
1.3.2	Historique du quad	7
1.3.3	Étude des accidents en quad	9
1.3.4	Solutions existantes pour la sécurité des utilisateurs de quad	12
1.3.5	Conclusion	16
1.4	Étude des renversements à hautes dynamiques	17
1.4.1	Analyse de la mécanique du renversement	17
1.4.2	Paramètres influençant le renversement	22
1.5	Thématique et axes de recherches	26
1.6	Critères de stabilité des véhicules	28
1.6.1	Définition de la stabilité en robotique mobile	28
1.6.2	Présentation des critères de stabilité	30
1.6.3	Conclusion : choix du critère de stabilité dédié aux VLTT	36
1.7	Solutions développées pour la stabilité des véhicules	39
1.7.1	Introduction	39
1.7.2	Systèmes de sécurité passifs	39
1.7.3	Systèmes de sécurité actifs	41
1.7.4	Conclusion	48
1.8	Conclusion : approche développée dans ce mémoire	49
<b>2</b>	<b>Modélisation analytique du véhicule</b>	<b>51</b>
2.1	Motivations	51
2.2	Modélisation de la dynamique de roulis et de tangage du véhicule	54
2.2.1	Modèle analytique du Transfert de Charge Latéral (TCLa)	54
2.2.2	Modèle analytique du Transfert de Charge Longitudinal (TCLo)	58
2.2.3	Prise en compte du conducteur sur la modélisation du véhicule	60
2.2.4	Application du modèle de roulis et de tangage	62
2.3	Tribologie et principaux modèles de contact	64
2.3.1	Introduction	64
2.3.2	Torseur des efforts du contact pneu-sol et variables de glissement	65

2.3.3	Différents modèles du contact pneu/sol . . . . .	68
2.3.4	Développement d'un modèle linéaire adapté . . . . .	79
2.4	Modélisation de la dynamique latérale du véhicule . . . . .	81
2.4.1	Introduction . . . . .	81
2.4.2	Modèle dynamique du véhicule . . . . .	82
2.4.3	Modèle dynamique intégrant l'inclinaison du sol . . . . .	84
2.4.4	Conditions de stabilité du modèle dynamique de lacet . . . . .	87
2.5	Conclusion du chapitre . . . . .	91
<b>3</b>	<b>Estimation de la dynamique de lacet du véhicule</b>	<b>93</b>
3.1	Introduction . . . . .	93
3.2	Principe général des observateurs . . . . .	95
3.2.1	Introduction . . . . .	95
3.2.2	Notion d'observabilité . . . . .	95
3.2.3	Applicabilité des observateurs en robotique mobile . . . . .	96
3.2.4	Présentation de la théorie de l'observation . . . . .	97
3.2.5	Conclusion . . . . .	99
3.3	Observateur BackStepping (OBS) . . . . .	101
3.3.1	Architecture de l'observateur OBS . . . . .	101
3.3.2	Estimation de l'angle de dérive global . . . . .	102
3.3.3	Reconstruction de l'effort latéral global . . . . .	103
3.3.4	Adaptation de la rigidité de dérive globale : loi $M1$ . . . . .	103
3.3.5	Estimation de l'inclinaison latérale . . . . .	103
3.3.6	Contributions de l'observateur . . . . .	104
3.3.7	Limitations de l'observateur . . . . .	105
3.4	Double Observateur Back-Stepping (DOBS) . . . . .	107
3.4.1	Architecture de l'observateur . . . . .	107
3.4.2	Système de supervision . . . . .	108
3.4.3	Limitation de l'approche . . . . .	111
3.5	Système d'Observation Multi-Modèles (OMM) . . . . .	112
3.5.1	Mesure virtuelle de l'angle de dérive global . . . . .	113
3.5.2	Adaptation des rigidités de dérive et estimation des inclinaisons . . . . .	114
3.5.3	Observateur dynamique . . . . .	117
3.5.4	Conclusion . . . . .	118
3.6	Résultats de simulations avancées et expérimentaux . . . . .	119
3.6.1	Résultats obtenus avec l'observateur OBS . . . . .	119
3.6.2	Résultats avec l'observateur DOBS . . . . .	124
3.6.3	Résultats avec l'observateur OMM . . . . .	128
3.6.4	Robustesse de l'observateur OMM à une variation paramétrique . . . . .	139
3.7	Conclusion du chapitre . . . . .	144

<b>4</b>	<b>Système de sécurité actif pour la prévention du renversement</b>	<b>147</b>
4.1	Introduction . . . . .	147
4.2	Estimation du risque de renversement . . . . .	149
4.2.1	Méthodologie . . . . .	149
4.2.2	Pertinence de l'estimation du TCLa et du TCLo . . . . .	149
4.2.3	Influence du pilote et du chargement . . . . .	153
4.2.4	De l'estimation à l'anticipation du risque . . . . .	157
4.3	Anticipation du risque de renversement latéral . . . . .	159
4.3.1	Méthodologie . . . . .	159
4.3.2	Pertinence de l'algorithme de prédiction du TCLa . . . . .	160
4.3.3	Influence de l'observateur sur le risque de renversement . . . . .	165
4.3.4	De l'anticipation à la prévention des risques . . . . .	170
4.4	Système de sécurité actif dédié aux VLTT . . . . .	171
4.4.1	Rétroaction par retour haptique sur la gâchette des gaz . . . . .	171
4.4.2	Système de contrôle du retour d'effort . . . . .	174
4.4.3	Validation expérimentale du système de sécurité actif . . . . .	179
4.4.4	Conclusion . . . . .	183
4.5	Maintien de la stabilité latérale du véhicule par régulation de la vitesse . . . . .	184
4.5.1	Introduction . . . . .	184
4.5.2	Application d'une commande PFC à la stabilité latérale des véhicules . . . . .	185
4.5.3	Résultats de simulations avancées et d'expérimentations réelles . . . . .	193
4.6	Conclusion du chapitre . . . . .	201
<b>5</b>	<b>Conclusion générale</b>	<b>203</b>
5.1	Bilan des contributions apportées . . . . .	203
5.1.1	Caractérisation du phénomène de renversement . . . . .	203
5.1.2	Modélisation innovante de la dynamique du véhicule pour l'estimation du risque de renversement . . . . .	204
5.1.3	Développement d'observateurs pour l'estimation des glissements et du relief . . . . .	205
5.1.4	Conception d'un système de sécurité actif . . . . .	206
5.2	Transfert technologique et valorisation industrielle . . . . .	207
5.3	Limitations et perspectives . . . . .	208
5.3.1	Choix d'un modèle de contact pneu/sol plus complexe . . . . .	208
5.3.2	Prise en compte du pilote sur le plan longitudinal . . . . .	208
5.3.3	Développement d'un système de contrôle actif de la vitesse et de l'accélération . . . . .	209
5.3.4	Adaptation du système de sécurité à la robotique mobile . . . . .	209
<b>A</b>	<b>Présentation des moyens expérimentaux</b>	<b>211</b>
A.1	Les véhicules expérimentaux . . . . .	211
A.1.1	La maquette numérique d'un véhicule tout-terrain . . . . .	211
A.1.2	Robot mobile : RobuFAST . . . . .	212

A.1.3	Quadricycle à moteur : Quad MF400H . . . . .	213
A.2	Instrumentation des véhicules . . . . .	214
<b>B</b>	<b>Mesure des différents paramètres du VLTT</b>	<b>217</b>
B.1	Mesure de la position du CdG . . . . .	217
B.2	Mesure des moments d'inertie principaux . . . . .	218
B.3	Identification des paramètres du modèle de suspension . . . . .	219
B.3.1	Procédure d'étalonnage de $h_{r/p}$ et $K_{r/p}$ . . . . .	219
B.3.2	Procédure d'estimation de $B_{r/p}$ . . . . .	222
<b>C</b>	<b>Capteurs dynamométriques DynQuad</b>	<b>225</b>
C.1	Description du DynQuad . . . . .	225
C.2	Fonctionnement . . . . .	226
C.3	Montage des capteurs . . . . .	226
<b>D</b>	<b>Éléments de conception du prototype de retour haptique</b>	<b>229</b>
D.1	Analyse fonctionnelle du besoin . . . . .	229
D.2	Choix des solutions techniques . . . . .	230

# Chapitre 1

## Introduction générale

Depuis son origine l'homme a cherché à concevoir des systèmes permettant d'améliorer ou de faciliter son quotidien et notamment dans le domaine de la mobilité terrestre. De ce fait, il existe aujourd'hui un grand nombre de véhicules motorisés plus ou moins complexes (automobile, engin agricole ou de chantier, etc.) afin de répondre le mieux possible à l'ensemble des besoins de la société moderne. C'est dans cet optique que les Véhicules Légers Tout-Terrain (VLTT) ont été développés afin de répondre à une demande grandissante de véhicules légers et maniables capables de se déplacer dans des zones difficiles d'accès (forêt, montagne, etc.) et dans des conditions difficiles (ornières, boue, sols glissants, etc.). Couramment désignés par le terme "quad", ces véhicules de petite taille aux propriétés dynamiques intéressantes connaissent un important essor notamment dans le monde forestier et agricole comme outils de travail. En effet, ces véhicules ont l'avantage par rapport à un tracteur de permettre la réalisation de tâches simples (épandages d'appoint, vérification des clôtures, surveillance des animaux en pâturage, etc.) de manière plus rapide et propre (limitation du tassement des sols, consommation de carburant et encombrement réduits, vitesse plus élevée, etc.). Par ailleurs et depuis peu, ces véhicules connaissent aussi un fort succès dans le monde du loisir et de la compétition grâce à leurs prix très accessibles couplés à d'excellentes capacités dynamiques en milieu tout-terrain.

Toutefois, bien que la conduite de ces véhicules à quatre roues nécessite des compétences en pilotage très éloignées de celles requises pour la conduite automobile, les différentes législations à travers le monde autorisent encore à l'heure actuelle l'usage des VLTT sans la nécessité d'un permis spécifique ou au minimum d'une formation obligatoire comme c'est par exemple le cas en France avec la conduite des motocyclettes 125  $cm^3$ . Ainsi, en combinant le manque de formation évident des usagers, l'absence de protection et la constante augmentation du parc, l'ensemble des études accidentologiques, qu'elles soient menées par des compagnies d'assurance ou des mutuelles (Mutualité Sociale Agricole (MSA) - en France) ou encore par des institutions (Consumer Product Safety Commission (CPSC) - aux USA) arrivent toutes à la même conclusion : le nombre d'accidents graves est en constante progression avec pour principale cause une erreur de pilotage de la part du conducteur.

Si dans le domaine automobile et cela depuis longtemps, de nombreux efforts ont été consentis afin d'améliorer la sécurité des usagers, les systèmes de sécurité pour les conduc-



teurs de VLTT se résument aujourd'hui au port d'équipements de protection (casque, veste, dorsale, etc.) ou à l'installation de structures rigides (Rollover Protective Structure - ROPS) permettant uniquement de limiter les blessures en cas d'accidents, et qui sont la plupart du temps omises par les usagers.

Par ailleurs, les outils proposés dans le monde des transports routiers (automobile, camion, etc.) permettant d'améliorer significativement la stabilité des véhicules (e.g. Electronic Stability Program - ESP, Anti-lock Braking System - ABS) ne sont malheureusement pas transposables au cas des véhicules évoluant en milieu tout-terrain. En effet, l'environnement extérieur sur lequel évoluent ces véhicules est très structuré et peu variant, ce qui permet de faire des hypothèses simplificatrices notamment au niveau des conditions d'adhérence, qui ne sont plus valables en milieu tout-terrain. De ce fait, les problèmes de stabilité et les actions correctives à effectuer pour la sécurité du pilote sont sensiblement différentes, ce qui limite énormément leur intérêt à être appliqué sur un VLTT. Par ailleurs, il existe bien des systèmes de stabilité dédiés aux véhicules tout-terrain mais ces solutions sont développées pour les robots mobiles dont notamment le prix de l'équipement en capteurs et/ou en actionneurs est largement incompatible avec le prix d'achat d'un VLTT, qui reste par conception un véhicule basique.

Par conséquent, le développement de dispositifs actifs de maintien de stabilité pour les VLTT semble donc essentiel, d'autant plus qu'il répond à une demande sociétale, qui vise à améliorer la sécurité des opérateurs de véhicule évoluant en milieu naturel, professionnels et particuliers. Ainsi, l'objectif est de proposer, au minimum à des fins de formation, un système permettant aux usagers de mieux appréhender ou maîtriser la dynamique de leur véhicule.

## 1.1 Contexte scientifique et industriel

Les développements scientifiques abordés dans la thèse font l'objet d'un partenariat scientifique fort entre deux établissements publics de recherche : l'Irstea (unité de recherche "TSCF - Technologies et systèmes d'information pour les agrosystèmes) dont les thématiques de recherche sont focalisées autour de problématiques liées à l'environnement en général et sur les agro-équipements en particulier, et l'Institut Pascal (thème de recherche MACCS) laboratoire de recherche du CNRS et de l'université Blaise Pascal dont un des axes de recherches est étroitement lié au domaine de la robotique mobile.

Dans un cadre plus large, la problématique de la mobilité accrue pour les véhicules s'inscrit au sein du LabEx IMoBS3, qui a pour objectif de proposer des solutions intelligentes et durables en terme de mobilité innovante. Cette entité, qui est composée de plusieurs établissements nationaux (UBP, CNRS-INSIS, IFMA, Irstea, CETE de Lyon et ENSCCF), regroupe différents projets interdisciplinaires visant à relever trois défis majeurs. Ces projets sont le développement de nouveaux procédés de production de bio-énergie par l'intégration et l'intensification des bioréacteurs de haute technologie, la mise au point de systèmes de contrôle permettant la gestion optimisée en terme de qualité de service de flottes de véhicules ou de machines et enfin le développement de véhicules et de machines intelligentes.

Cette diversité scientifique des projets menés par les différents laboratoires nécessite l'apport de connaissances, de compétences et de capacités de recherche dans des domaines très variés des Sciences pour l'Ingénieur. La thèse a donc pu profiter de ce potentiel de recherche et constitue dans les faits un exemple de la pluridisciplinarité pouvant être apportée par ce LabEx IMoBS3.

Cette thèse a pu profiter du soutien financier de la Mutualité Sociale Agricole, ainsi que du conseil régional d'Auvergne. Au vu de l'origine du financement et des thèmes de recherche d'un institut tel que l'Irstea, l'application agricole est ici un champ expérimental naturellement privilégié, d'autant plus que le développement de systèmes permettant d'améliorer la sécurité et la mobilité des agriculteurs a un intérêt indéniable. Par conséquent, ce sont des véhicules légers tout-terrain à vocation agricole, qui ont été utilisés afin de réaliser les validations expérimentales. Cependant, l'ensemble des travaux a été développé sans perdre de vue l'objectif de proposer des solutions applicables à tout type de véhicule.

Enfin, la problématique de ce projet de recherche a déjà été abordée au sein de l'Irstea avec la thèse de Nicolas Bouton soutenue le 25 novembre 2009. Ainsi, les travaux présentés dans ce mémoire sont naturellement dans la continuité des développements initiés au sein du laboratoire et constituent les dernières avancées réalisées dans le domaine de la robotique mobile.

## 1.2 Organisation du mémoire

Pour répondre à la problématique du développement de systèmes de sécurité actifs permettant d'améliorer la stabilité des quadricycles à moteur et des robots mobiles en général, et afin de proposer des solutions industriellement viables pour l'aide à la conduite des VLTT et pour la sécurité des utilisateurs, le mémoire est organisé à travers quatre grands axes :

- En premier lieu, la suite de ce chapitre d'introduction a pour objectif de mettre en avant d'une part les risques associés à l'utilisation d'un Véhicule Léger Tout-Terrain (VLTT), et d'autre part le manque crucial de solutions de sécurité actives dédiées à ces véhicules permettant d'assurer leur stabilité et donc de réduire le nombre d'accidents en constante augmentation. A la suite de cette présentation, l'étude réalisée en section 1.4 a pour objectif de comprendre l'origine des instabilités liées à la conduite d'un VLTT. Elle constitue donc le point de départ de cette thèse pour le développement de solutions applicables aux VLTT, puisqu'elle permet de définir les hypothèses de travail et les contraintes liées à la conception d'un tel système. Finalement, afin de justifier les approches suivies dans ce mémoire, un état de l'art est réalisé dans les sections 1.6 et 1.7 sur les solutions déjà existantes pour quantifier la stabilité d'un véhicule ou en assurer la stabilité.
- Afin de pouvoir envisager d'un côté l'estimation de la stabilité d'un véhicule évoluant en milieu tout-terrain avec des conditions d'adhérence et un relief non constants, et d'un autre côté la conception de lois de commande dans l'optique d'améliorer sa stabilité, il est nécessaire de disposer de modèles analytiques donnant accès à la caractérisation de sa dynamique. Ainsi, la première partie du chapitre 2 est consacrée à la présentation des modèles dynamiques permettant d'obtenir une expression analytique des critères de stabilité, qui tiennent compte des phénomènes de glissement et du relief du terrain. Ensuite, l'influence du conducteur sur la dynamique du véhicule est prise en compte comme une variation des paramètres géométriques du véhicule. De plus, une solution est proposée afin de pouvoir estimer sa position sur le véhicule. Enfin, une analyse du modèle dynamique du véhicule est réalisée afin d'explicitier analytiquement le phénomène de sous- et sur-virage, qui a une influence non négligeable sur sa stabilité.
- Dans l'optique d'aller plus loin dans la prévention du risque de renversement latéral, le chapitre 3 est consacré à l'estimation des variables et paramètres non-directement mesurables et qui influencent la stabilité latérale du véhicule. Pour cela, la théorie et l'intérêt des techniques d'observation sont présentés en section 3.2, ainsi que leur applicabilité à nos modèles dynamiques du véhicule. Par la suite, trois observateurs sont proposés avec des approches différentes, afin d'estimer les différents paramètres et variables caractérisant l'état dynamique du véhicule en milieu tout-terrain. L'objectif est de mettre en avant l'intérêt du troisième observateur (section 3.5) qui permet d'estimer séparément les rigidités de dérive des essieux avant et arrière à partir de la mesure des accélérations du véhicule. Cette nouvelle technique permet

de prendre en compte les phénomènes de sur- et sous-virage à partir uniquement d'une instrumentation limitée en coût. Ainsi, la précision de l'estimation des glissements est significativement augmentée et par conséquent il en est de même pour l'estimation en ligne du critère de stabilité latérale.

- Le dernier chapitre vise à réunir les développements proposés dans les deux chapitres précédents afin de concevoir un système de sécurité actif dédié à la prévention des risques de renversement latéral et longitudinal pour les VLTT. Ainsi, la première partie du chapitre (section 4.2) est consacrée à la validation des modèles dynamiques permettant l'estimation en ligne du critère de stabilité longitudinal et latéral, qui est basé uniquement sur la mesure des accélérations du véhicule. Dans le cadre de la prévention des risques de renversement latéral, un système d'anticipation de ce risque est par la suite proposé en section 4.3. Il est basé sur les estimations réalisées grâce à la théorie des observateurs appliquée aux modèles dynamiques du véhicule. De plus, l'efficacité des trois observateurs proposés au chapitre précédent est à nouveau comparée, mais du point de vue de leur capacité à améliorer l'anticipation des situations à risque. Par la suite, un système de sécurité actif est proposé grâce aux estimations et prédictions des critères de stabilité. Il est basé sur un retour haptique au niveau de la gâchette des gaz permettant dans un premier temps de prévenir efficacement le pilote du risque encouru. Si ce dernier devient trop important alors le système coupe l'alimentation du moteur en carburant par un retour complet de la gâchette, ce qui a pour conséquence la réduction du risque de renversement. De plus, dans le cas où il est possible de maîtriser la vitesse du véhicule, une commande prédictive à modèle est proposée afin de calculer en temps-réel la vitesse maximale admissible, qui assure l'évolution du critère de stabilité choisi dans un domaine de stabilité.

L'ensemble des développements théoriques présentés au sein des différents chapitres est validé par le biais de résultats provenant aussi bien de simulations avancées que d'essais expérimentaux réalisés sur un quad agricole.

## 1.3 Généralités sur les VLTT

### 1.3.1 Définition du quad

Le quad, dont l'appellation légale en France est quadricycle à moteur, est un véhicule non couvert motorisé tout-terrain monoplace ou biplace à quatre roues. Ce type de véhicule a été tout d'abord désigné par le sigle ATV, abréviation de All-Terrain Vehicule en Amérique du Nord. Puis, ce sigle est devenu VTT, abréviation de «véhicule tout-terrain» au Québec, comme il est désigné également en France. Par ailleurs, le terme "quad" provient de l'anglais dont le nom d'origine est "quad-bike", pour cycle à quatre roues motrices. Les anglophones ont préféré utiliser le terme "bike" plutôt que "vehicle" car la conduite de ce type de véhicule se rapproche plus de la conduite d'une motocyclette que d'une voiture de par la position (à cheval sur un siège) et la conduite (guidon) du pilote.

Plus précisément, les véhicules de type quad sont jusqu'en 2001, d'après la norme développée par la SVIA (Specialty Vehicle Institute of America), des véhicules :

- motorisés,
- non autorisés sur le réseau routier,
- à quatre roues,
- avec des pneus basse-pression (meilleure adhérence en milieu tout-terrain),
- dont les jambes du conducteur sont de part et d'autre du véhicule,
- conçus pour un seul conducteur.

Cette norme a évolué en France à partir de 2001, où il est devenu possible de conduire sur le réseau routier après homologation et immatriculation. Par ailleurs, les quads autorisés à circuler sur la voie publique (hors autoroutes et voies rapides) peuvent avoir deux types d'homologation :

- Quadricycle léger à moteur (assimilé à une voiturette sans permis) :
  - Cylindrée inférieure à  $50\text{ cm}^3$  pour les moteurs à combustion interne ou de puissance de moins de  $4\text{ kW}$  pour les autres types de moteur,
  - Vitesse limitée par construction à  $45\text{ km h}^{-1}$ ,
  - Poids à vide de moins de  $350\text{ kg}$  et charge utile de moins de  $200\text{ kg}$ ,
  - Conduisible dès 16 ans avec un BSR, aucun permis n'est exigé pour les conducteurs nés avant le 1er janvier 1988.
- Quadricycle lourd à moteur :
  - Cylindrée supérieure à  $50\text{ cm}^3$  ou vitesse maximum de plus de  $45\text{ km h}^{-1}$ ,
  - Puissance maximale  $15\text{ kW}$  (environ  $20\text{ ch}$ ),

- Poids à vide de moins de 550 kg et charge utile de moins de 200 kg,
- Conduisible avec le permis B, B1 ou A, A1, A2. Contrairement à la conduite de moto 125 cm<sup>3</sup> et de tricycle type L5e (comme les piaggio mp3 LT), il n'est pas nécessaire d'attendre 2 ans ni de suivre une formation pour le conduire avec un permis B ou B1.

De plus, la conception mécanique du quad varie en fonction de la catégorie de ce dernier : sportif, agricole (homologation MAGA : Machine AGricole Automotrice), loisir et enfin enfant. Ainsi, si la masse peut être inférieure à 50 kg pour les quads destinés aux enfants, elle peut dépasser les 400 kg pour les quads agricoles dont la cylindrée peut atteindre 800 cm<sup>3</sup>. Ils se différencient aussi au niveau du type de transmission, qui peut être à propulsion (motricité confiée aux roues arrière) ou intégrale (quatre roues motrices) avec sur certains quads (haut de gamme et agricole) la possibilité de sélectionner le mode de transmission comme on peut le faire avec les véhicules 4 × 4. Enfin, les quads sont équipés de différents systèmes de suspension en fonction notamment du niveau de gamme du véhicule et de son application dans une moindre mesure. Les différents systèmes de suspension sont pour l'essieu avant de type McPherson ou double triangle et pour l'essieu arrière de type bras oscillant, McPherson ou double triangle.

Cependant, malgré la grande différence de conception des différents VLTTs, les caractéristiques recherchées lors du développement d'un véhicule de type quad sont :

- un équilibre entre la maniabilité et la stabilité,
- la capacité de franchissement en milieu tout-terrain,
- sa robustesse et sa fiabilité.

### 1.3.2 Historique du quad

Historiquement, les premiers ATV (All-Terrain Vehicles) sont apparus au début des années 1950 et les premiers modèles étaient équipés de six roues. A la fin des années 60, la firme Honda cherchait à commercialiser une machine qui, d'une part puisse combler la baisse des ventes de motos constatée lors de l'hiver et qui d'autre part possède des capacités de franchissement que n'ont pas les motos. C'est l'ingénieur Osamu Takeuchi qui dirigea le projet et qui mit au point le premier ATC, l'US90. C'était un engin maniable, robuste et polyvalent à trois roues, qui répondait aussi au besoin d'atteindre les villages éloignés et reculés en montagne. Par la suite, ce véhicule a séduit les agriculteurs de par sa capacité à réaliser des tâches simples (déplacement sur le domaine agricole, nourrissage des animaux, entretien de la propriété, etc.) de manière plus rapide et moins coûteuse qu'avec un tracteur agricole. Aux USA, les bucherons américains souhaitaient accéder rapidement à des espaces confinés et les VLTT à six roues étaient trop imposants. Ainsi, Honda proposa sur le marché américain en 1970, le premier VLTT à trois roues, qui n'est autre que l'ATC 90 (voir Figure 1.1), une évolution de l'US 90.

Ce VLTT rencontra un fort succès et son utilisation fut détournée vers d'autres activités comme la pêche, la chasse, la randonnée du fait de son coût extrêmement faible par



FIGURE 1.1 – ATC 90

rapport aux tracteurs qui étaient à l'époque les seuls véhicules civils tout-terrain. Ainsi, l'essor de ce nouveau marché obligea les principales entreprises concurrentes à proposer à partir des années 80 un modèle à trois roues sur ce segment : Yamaha en 1979, Kawasaki en 1981, Suzuki en 1982, Polaris en 1985, Artic Cat en 1995 et Bombardier en 1998.

Cependant, le succès croissant de ce type de véhicule (plus de 7 000 000 de VLTT aux USA en 2006) associé à une réglementation inexistante sur l'utilisation des VLTT (formation, permis de conduire, règles de sécurité, etc.) impliqua une forte augmentation du nombre de blessés et de tués aux USA. La CPSC (Consumer Product Safety Commission, [Com13]) constate que le nombre de blessés passe de 10 100 en 1982 à un pic de 10 6000 en 1986. Ce constat alarmant obligea le gouvernement américain en 1987 à poursuivre en justice l'ensemble des fabricants de VLTT. Il est notamment reproché à la firme Honda et aux autres fabricants de commercialiser un produit dangereux en le présentant comme un jouet pour enfant. De plus, les constructeurs vendaient ce type de véhicule sans avoir réalisé d'études de sécurité ou fourni des manuels d'utilisation [Ben03].

Ainsi, un arrêté a été négocié en 1988 entre les fabricants de VLTT et la CPSC, qui a conduit à l'interdiction de la production et de la vente des tricycles. Les conditions de vente suivantes sont imposées sur une période de 10 ans aux fabricants de VLTT :

- Les VLTT doivent être obligatoirement des quadricycles,
- Des autocollants rappelant les consignes de sécurité doivent être apposés sur les véhicules par les constructeurs,
- Les VLTT destinés aux enfants de moins de 16 ans ne doivent pas avoir une cylindrée supérieure à  $90 \text{ cm}^3$ ,
- Une campagne d'information publique doit être lancée par les industriels [oA03] sur les risques encourus lors de la conduite des VLTT.

Afin de veiller à la mise en place et à l'application de ces nouvelles règles, le All-Terrain Vehicle Safety Institute (ASI) est créée en 1988. Par la suite, les fabricants travaillent en collaboration avec la SVIA (Specialty Vehicle Institute of America), qui a publié en 1990 (mise à jour en 2001) une norme sur les caractéristiques souhaitables des VLTT.

A l'inverse des USA, il existe moins d'associations ou d'instances gouvernementales en Europe pour la prévention des accidents de VLTT, du fait que l'essor des VLTT en

Europe ne date que du début des années 2000. L'association ATVEA (All-Terrain Vehicle European Association) a été créée en 2003 et elle réunit les principaux constructeurs présents sur le marché européen (Kawasaki, Honda, Arctic Cat, Polaris, Massey Ferguson). Les objectifs de cette association sont :

- Promouvoir l'utilisation adéquate des VLTT,
- Contribuer au développement d'une réglementation pour la fabrication et l'utilisation des quads,
- Contribuer à la formation des utilisateurs afin de réduire le nombre d'accidents.

En France, les véhicules de type quad sont apparus en 1986 avec un marché qui explose à partir de 2003 car cela correspond à la date d'homologation des quads pour le réseau routier (voir Figure 1.2). En effet près de 70 000 quads se sont vendus en 2 ans (dont 52 000 en 2004) puis environ 50 000 quads vendus chaque année jusqu'en 2008. Aujourd'hui, la tendance est plutôt aux alentours de 30 000 quads vendus par an. Plus généralement, la France est l'un des pays où le quad connaît un essor considérable avec près de 1 quad pour 1 213 habitants contrairement aux autres pays européens (l'Allemagne par exemple compte 1 quad pour 3 535 habitants soit trois fois moins qu'en France).

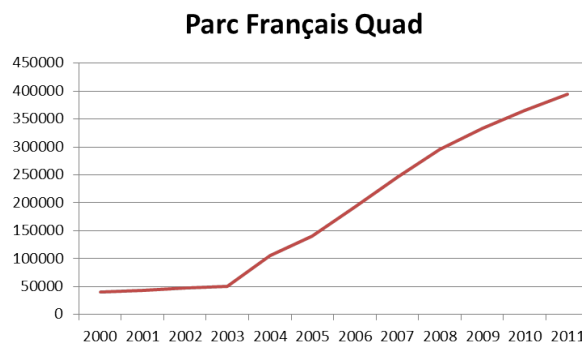


FIGURE 1.2 – Evolution du parc français de quads

Après avoir brièvement présenté les véhicules de type quad, la partie suivante s'intéresse aux risques et accidents qui peuvent survenir sur ce genre d'engins. Quelques études ont été menées sur les types d'accidents auxquels s'exposent les conducteurs de quads. Ces études ont principalement été menées aux Etats-Unis, en France, au Canada ainsi qu'au Royaume-Uni.

### 1.3.3 Étude des accidents en quad

#### 1.3.3.1 Causes principales des accidents

La principale cause des accidents a pour origine la conception même des véhicules de type quad, qui sont étudiés pour être très maniables, et ainsi offrir au conducteur une grande capacité de franchissement en milieu tout-terrain. Cependant, cette conception implique inévitablement une forte instabilité du véhicule d'autant plus que la motorisation permet d'avoir un rapport poids/puissance assez élevé. Plusieurs travaux ([Fal03], [Baa04],



[WTBF04], [WR05]) mettent en avant ce caractère instable du véhicule dû à ses caractéristiques géométriques et dynamiques. Par ailleurs, il n'existe pas de permis spécifique à ce type de véhicule ou de formation obligatoire (permis voiture requis uniquement) afin d'informer les utilisateurs sur les dangers encourus lors de l'utilisation de tels véhicules. Ainsi, l'association d'une dynamique élevée du véhicule, d'un comportement très instable et d'un manque de formation des utilisateurs implique inévitablement une augmentation constante du nombre d'accidents.

Il peut aussi être noté que les quads sont régulièrement équipés d'outils de travail et ce notamment dans le milieu agricole et forestier, afin de réaliser certains travaux comme le montre la Figure 1.3. Naturellement, l'ajout d'équipement lourd sur un véhicule léger, qui n'a jamais été développé pour être équipé de la sorte, influe largement sur la dynamique du véhicule et donc sur sa stabilité.



FIGURE 1.3 – Outils adaptables sur les VLTT

De surcroît, le nombre de blessés et de tués est assez important, comme nous le verrons en section 1.3.3.2, du fait aussi que les règles de sécurité simples ne sont souvent pas respectées (absence d'éléments de protection corporelle : casque, gants, dorsale, etc.). Une étude sur le port de ce type de protection a été réalisée par le Cemagref en 2005 sur un échantillon de 160 agriculteurs [Pla05]. Elle a mis en évidence le laxisme des utilisateurs en ce qui concerne le port d'éléments de sécurité, comme le montre la Figure 1.4 qui représente la fréquence moyenne d'utilisation de ces éléments. En effet, d'après cette figure, près de 48 % des personnes interrogées ne portent aucune protection. Par exemple, seulement 30 % d'entre elles affirment porter en permanence un casque, qui selon la législation est obligatoire.

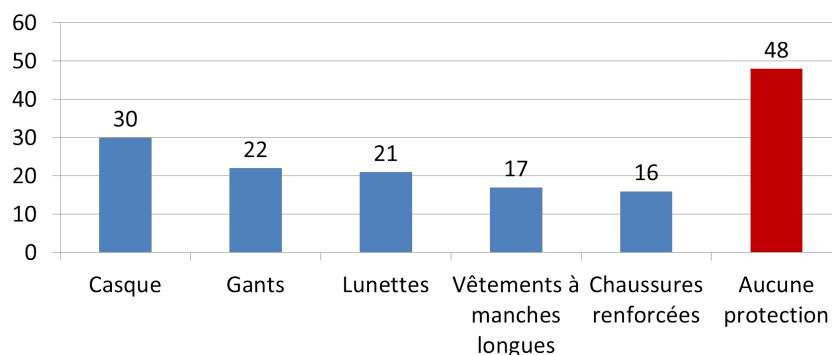


FIGURE 1.4 – Fréquence moyenne d'utilisation des éléments de protection en [%]

D'autres études ont été menées et le HSE (Health and Safety Executive, ministère de

la santé britannique) a notamment publié un compte-rendu [HE13] sur les risques liés à l'utilisation des quads en Angleterre. Ainsi, les causes principales des accidents fatals d'après leur étude sont :

- être éjecté du véhicule à cause d'un renversement ou d'une perte de contrôle du véhicule,
- collision avec un obstacle (arbres, autres véhicules, etc.),
- être piégé et/ou asphyxié sous le véhicule après un renversement,
- piétons frappés ou écrasés par le véhicule.

En plus de ces causes, l'étude fait référence à différents facteurs aggravants ou sous-jacents :

- Manque d'expérience ou de formation du conducteur,
- Casque non-homologué ou absent,
- Vitesse excessive,
- Age du conducteur,
- Transport d'un passager ou d'une charge excessive qui peut être mal répartie,
- Renversement dû à la combinaison d'une forte pente, d'une vitesse excessive, de conditions d'adhérence variables, charge excessive, etc.,
- Système de freinage inadapté à la charge transportée et souvent mal entretenu,
- Pression incorrecte des pneumatiques.

### 1.3.3.2 Statistiques accidentologiques

Aux USA, la CPSC possède des statistiques détaillées du nombre de blessés et de morts par année. Ainsi, d'après le rapport [Com13], le nombre d'accidents n'a cessé d'augmenter jusqu'en 2007 pour atteindre un maximum de 150 000 blessés graves et de 800 morts. Même si à partir de cette année le nombre d'accidents diminue grâce notamment à la prévention réalisée auprès des conducteurs sur les risques encourus et à l'amélioration des comportements vis-à-vis du port d'équipement de sécurité, le nombre de blessés graves et de décès s'élève toujours à respectivement plus de 100 000 et 300 personnes en 2011.

En ce qui concerne l'Europe, le HSE (ministère Britannique) a publié dans une étude [HE13] qu'en moyenne deux personnes meurent chaque année dans des accidents de VLTT et qu'environ mille personnes sont blessées dans ce type d'accidents. En France, bien que le pays soit le plus grand marché d'Europe pour la vente des quads, aucun organisme gouvernemental n'étudie l'accidentologie des VLTT. Cependant, la MSA (Mutuelle Sociale Agricole) recense depuis 2001 le nombre accidents survenus en quad, mais uniquement

dans le milieu agricole. Ainsi, elle constate entre 2001 et 2007, une augmentation de 60 % du nombre d'accidents recensés par an (respectivement 50 et 80, voir [CCM06]). Face à ce constat, des formations à la conduite des quads sont proposées par la MSA depuis 2008.

### 1.3.3.3 Types d'accidents recensés en quad

Les accidents survenant lors de l'utilisation d'un quad peuvent être regroupés en deux catégories comme cela est généralement fait (voir [EK03]). La première catégorie concerne les accidents qui sont dus à une collision avec un autre véhicule ou à l'environnement, alors que la deuxième regroupe ceux qui ont pour origine une erreur de pilotage de la part du conducteur. Concernant cette dernière, des études en France [Pla05] ou à l'étranger [donr06] montrent que la très grande majorité des accidents est due à un renversement du véhicule qui peut être de type longitudinal ou latéral. Pour exemple, la Figure 1.5 montre que plus de 90 % des accidents en France dans le milieu agricole sont dus à un renversement (voir [Pla05]). De surcroît, d'après [LGW98] et [Com13], les renversements latéraux engendrent statistiquement plus de blessures que les renversements longitudinaux, notamment si le conducteur n'a pas respecté les mesures de sécurité.

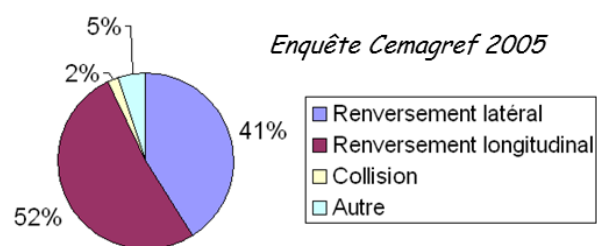


FIGURE 1.5 – Part des différents types d'accidents recensés en France dans le milieu agricole

### 1.3.4 Solutions existantes pour la sécurité des utilisateurs de quad

Au vu du nombre d'accidents grandissant et de la gravité des blessures provoquées par ces derniers, différents systèmes ont été proposés afin de protéger les conducteurs et le véhicule. Ces systèmes de sécurité peuvent être divisés en deux grandes catégories. La première correspond aux systèmes dits passifs, car ils permettent de protéger le conducteur et/ou le véhicule en cas d'accident mais sans pour autant empêcher l'apparition de la situation à risque. A l'inverse, l'autre catégorie regroupe les systèmes de sécurité dits actifs, qui eux sont capables d'agir sur le système afin d'éviter qu'une telle situation se produise. Cependant, en cas de défaillance du système de sécurité, ils ne permettent de protéger ni le conducteur ni le véhicule lors de l'accident. C'est pourquoi, la présence d'un système de sécurité actif doit toujours être couplé à un système passif pour des raisons de sécurité.

### 1.3.4.1 Systèmes de sécurité passifs

Une partie des systèmes de sécurité passifs a déjà été évoquée en section 1.3.3 et listée sur la Figure 1.4. Il s'agit des équipements vestimentaires qui permettent de protéger les parties fragiles et vitales du corps humain, puisqu'en cas d'accident il n'existe pas de structure extérieure afin de protéger le pilote comme c'est le cas en voiture. Si le port du casque paraît évident et fait partie de l'équipement obligatoire en France, le port d'autres équipements est souvent délaissé par les utilisateurs comme notamment les dorsales et plastrons, qui sont visibles sur la Figure 1.6. Pourtant, ce type d'équipement permet d'éviter de graves lésions au niveau de la moelle épinière surtout dans le cas des renversements où il n'est pas rare que le pilote se fasse écraser par le véhicule. Par ailleurs, ce type d'équipement est conçu pour garder une bonne souplesse du buste et à l'utilisation est moins contraignant que le casque.

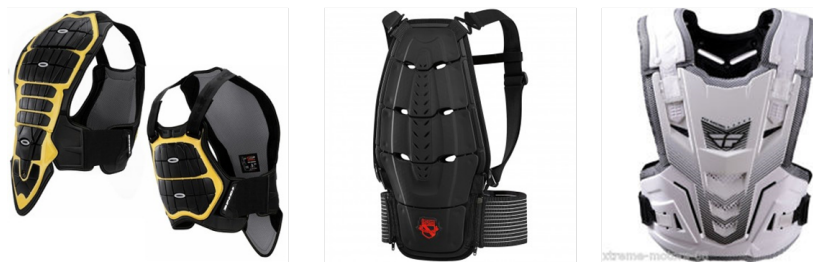


FIGURE 1.6 – Différents types de dorsales et plastrons

Les autres systèmes de sécurité sont regroupés sous la désignation de ROPS (RollOver Protective Structures). Cela correspond à l'ajout d'une structure rigide (une cage) sur le véhicule permettant de maintenir une zone de survie entre le véhicule et le pilote en cas de retournement. Ce type de protection, qui est présenté sur la Figure 1.7, reste très efficace quelles que soient les circonstances, mais son principe même diminue fortement la principale qualité d'un quad : sa maniabilité. En effet, le conducteur est obligé de porter une ceinture de sécurité pour que le système soit efficace car sinon il risque d'être éjecté et de se faire écraser en cas de renversement. Cette contrainte empêche tout mouvement du conducteur par rapport au véhicule alors que justement la maniabilité d'un quad repose en partie sur cette capacité du conducteur à maîtriser la stabilité du véhicule par son positionnement sur le quad. Comme le montre la Figure 1.7, une autre contrainte de ce type de protection est la conception d'un véhicule beaucoup plus encombrant et donc moins apte à accéder aux zones difficiles, qui est à la base une de ses principales qualités. Il est à noter tout de même que ce type de protection est peu contraignantes et très avantageuses pour les quads utilisés sur des terrains faciles d'accès et aussi quand il s'agit du transport d'outils comme on a pu le voir sur la Figure 1.3.

Le dernier système de sécurité passif présenté est le système de CPD (Crush Protection Device), qui signifie en français "système de protection contre l'écrasement". Son principe de fonctionnement est similaire à celui d'une structure de type ROPS, puisque l'objectif est d'empêcher l'écrasement du conducteur par le quad lors d'un renversement, tout en évitant le port d'une ceinture de sécurité. Pour cela, une structure plus ou moins rigide est fixée à l'arrière du véhicule, comme le montre la Figure 1.8 représentant deux systèmes



FIGURE 1.7 – Quad équipé d’une structure de protection de type ROPS

commercialisés par Ag-tech Industries (Lifeguard, à droite) et par Quad Bar Industries (Quadbar, à gauche).



La Quadbar de Quad Bar Industries



La Lifeguard de Ag-tech Industries

FIGURE 1.8 – Présentation de la Lifeguard et de la Quadbar

L’objectif premier de ces systèmes est d’éviter que le conducteur se retrouve coincé sous le quad. Mais en outre, ils permettent d’une part de faciliter la remise en place du véhicule et d’autre part de limiter le dévalement du véhicule lors d’un renversement dans une forte pente, ce qui par la même occasion limite les dégâts matériels. Ces deux systèmes en action sont représentés sur la Figure 1.9.



FIGURE 1.9 – Principe de fonctionnement de la Lifeguard et de la Quadbar

Ainsi, ces deux systèmes sont un très bon compromis entre le besoin d’une protection efficace contre le renversement et le besoin de conserver la maniabilité du véhicule (pas de ceinture de sécurité). De plus, ce type de protection a l’avantage d’être facilement installable sur n’importe quel quad. Cependant, ils sont relativement peu répandus à cause de leur prix assez élevé, qui est de 583 \$ pour la Quadbar et de 1595 NZD\$ pour la Lifeguard.

### 1.3.4.2 Systèmes de sécurité actifs

A l'heure actuelle, aucun système de sécurité actif pour la prévention des risques de renversement des véhicules de type quad n'a été commercialisé. Cependant, un premier prototype a été proposé par l'université d'Umeå en Suède ([RJ11]) et qui est présenté sur la Figure 1.10.

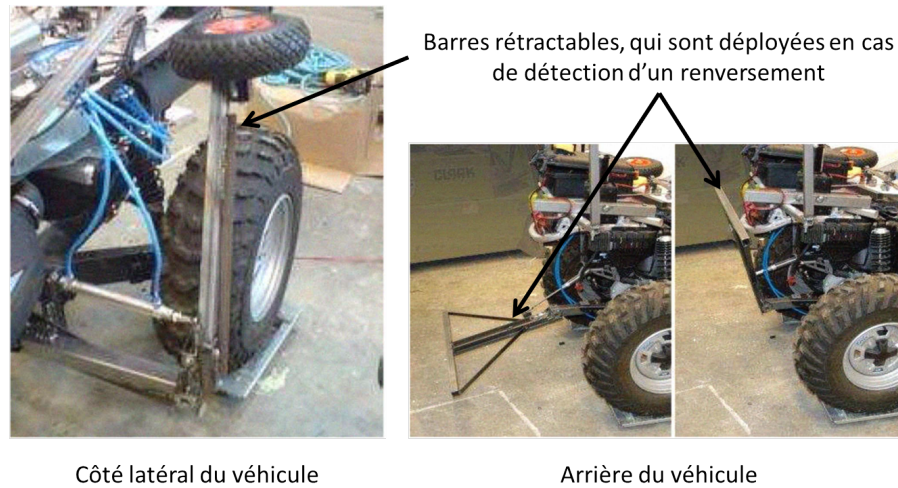


FIGURE 1.10 – Présentation du système de sécurité actif développé par l'université d'Umeå [RJ11]

Ce système est composé de barres rétractables, qui s'ouvrent en cas de détection d'un risque de renversement, ce qui bloque le retournement du véhicule. Le principe de détection repose sur la comparaison entre une inclinaison critique menant au renversement et l'inclinaison actuelle du véhicule représentée par les angles d'Euler. Les angles critiques ont été mesurés expérimentalement alors que l'estimation de l'inclinaison en temps-réel est basée sur un filtre de Kalman permettant de fusionner les différentes mesures fournies par une centrale inertielle (accélérations, vitesses de rotation, magnétomètre et GPS).

Différentes expérimentations réelles ont été réalisées dans différentes situations de renversement longitudinal et latéral afin de valider d'une part la capacité du système à détecter correctement la situation de renversement et d'autre part de valider la réactivité du déploiement des barres de sécurité. Malgré l'efficacité apparente du système, deux principales limitations ressortent de l'article en dehors de l'encombrement actuel du système qui pourrait être gênant dans un milieu tout-terrain (il ne s'agit ici que d'un prototype à but de démonstration et la conception du système a été réalisée au plus simple). Ainsi, la première limitation est l'utilisation d'une centrale inertielle de type MTI-G développée par la société XSENS et dont le prix (environ 4000€) est excessif par rapport à celui d'un quad (environ 10000€). La deuxième limitation explicitée dans l'article [RJ11] est liée à l'incapacité du système à estimer l'inclinaison du véhicule à haute vitesse. Cela s'explique par l'utilisation d'une centrale inertielle qui estime l'inclinaison du véhicule par intégration des vitesses de rotation fournies par le gyromètre. A cause du bruit, l'erreur d'intégration augmente et la centrale inertielle corrige son estimation à partir des données fournies par le magnétomètre et surtout par l'accéléromètre. Cependant, d'une part le magnétomètre est facilement perturbé par les champs magnétiques environnant et d'autre part la mesure

d'une inclinaison par un accéléromètre est biaisée si la dynamique du véhicule n'est pas prise en compte, ce qui est le cas pour les centrales inertielles.

Afin de comprendre l'influence de la dynamique du véhicule sur la mesure de son orientation, il convient de rappeler le principe de fonctionnement de cette mesure. En fonction de la technologie de l'accéléromètre (matériaux piézorésistifs et capacitifs), les accélérations constantes comme notamment celle due à la gravité terrestre sont mesurables et il est alors possible d'en déduire l'orientation du véhicule à partir de la mesure de l'accélération selon les 3 axes d'un repère orthonormé. Toutefois, dans notre cas, l'accéléromètre mesure certes la gravité mais aussi les accélérations dues à la dynamique du véhicule, qui peuvent être négligées tant que la vitesse du véhicule reste faible mais qui fausseront l'estimation si elle devient plus élevée.

### 1.3.5 Conclusion

Les capacités offertes par les quads en terme de maniabilité et de franchissement d'obstacle pour un coût relativement faible ont impliqué un fort engouement pour ce type de machine et notamment dans les secteurs agricole et forestier. Malheureusement, la contre-partie de telles capacités est la conception d'un véhicule qui peut être facilement instable et qui a de fortes propensions aux renversements. Ainsi, le manque de législation évident autour de la conduite des quads (absences de formation obligatoire, de permis spécifique, de prévention et d'information, de protections obligatoires, etc.) a entraîné une forte augmentation des accidents car une grande partie des utilisateurs sont des pilotes inexpérimentés. En effet, il a été mis en évidence que la plupart des accidents sont dus à des erreurs de pilotage qui entraînent très rapidement un renversement du véhicule. De plus, ces accidents, qui sont les plus nombreux, sont aussi généralement les plus graves à cause du poids important du véhicule, ce qui en cas de retombée sur le conducteur peut impliquer des lésions graves et même fatales.

Naturellement, différentes protections plus ou moins efficaces et contraignantes sont disponibles pour les VLTTs (habit de protection, ROPS : Rollover Protective Structure, CPD : Crush Protection Device). Cependant, elles ne permettent pas d'éviter le renversement mais seulement de limiter les risques de lésions et de blessures graves en cas d'accident. Un système de sécurité actif dédié aux quads et permettant d'empêcher le renversement du véhicule est bien en cours de développement ([RJ11]). Cependant, il est principalement dédié pour l'aide au franchissement d'obstacle, puisque le système de détection du renversement est basé sur une technologie qui n'est pas fiable lorsque la dynamique du véhicule est élevée. Par conséquent, aucune solution dédiée aux VLTT n'a encore été proposée dans le cadre de la prévention des renversements ayant lieu à des dynamiques élevées, qui représentent par ailleurs la grande majorité des accidents graves.

Ainsi, l'objet de la prochaine section est d'étudier ce type de renversement dans l'objectif de définir les différents axes de recherche à suivre afin de développer un système de sécurité actif pour la prévention des risques liés à ce phénomène.

## 1.4 Étude des renversements à hautes dynamiques

### 1.4.1 Analyse de la mécanique du renversement

Il est possible de distinguer deux types de renversement en fonction du contexte d'utilisation d'un véhicule de type quad. En effet, il faut différencier les renversements qui ont lieu quasiment à l'arrêt (renversement statique) avec ceux qui ont lieu en cours de marche (renversement dynamique). Dans le premier cas, le renversement se produit lors d'un franchissement d'obstacle et il a pour origine une erreur de positionnement du véhicule par rapport au terrain. A l'inverse, dans le second cas, le renversement se produit lors d'une prise de virage ou du franchissement d'une forte pente et son origine provient d'une erreur de pilotage (consignes d'angle de braquage, de vitesse ou d'accélération). La Figure 1.11 représente les deux contextes qui mènent au renversement du véhicule.



(a) Dynamique faible : franchissement d'obstacle



(b) Dynamique élevée : prise de virage



(c) Dynamique élevée : accélération

FIGURE 1.11 – Différentes situations pouvant mener au renversement du quad

Cependant, les renversements qui ont lieu lors d'un franchissement d'obstacle, ne sont que très peu responsables des blessures et des décès constatés. En effet, la mise en place d'une situation de renversement est lente (véhicule presque à l'arrêt), ce qui laisse largement le temps au pilote de s'en rendre compte et de se dégager avant que le véhicule ne lui tombe dessus. De plus, lors d'un franchissement d'obstacle le pilote est généralement en position debout, ce qui lui permet de se dégager facilement en cas de renversement. En revanche, la mise place d'une situation de renversement lors d'une prise de virage ou d'une accélération peut être très rapide (inférieure à la seconde), ce qui surprend la plupart des utilisateurs. Par conséquent, ils ne peuvent ni corriger leur pilotage à temps ni se préparer à s'éjecter du véhicule afin que ce dernier ne leur tombe pas dessus. De surcroît, ce type de phénomène a tendance à crisper les conducteurs inexpérimentés, qui ont alors tendance à vouloir rester agrippés sur le véhicule ou à le retenir pendant sa chute, ce qui par ailleurs limite leur capacité à corriger leur pilotage. Naturellement, ce type de comportement augmente largement le risque de collision ou d'écrasement entre le pilote et sa machine, ce qui peut provoquer de graves lésions corporelles. Comme le montre la Figure 1.11, le renversement dynamique peut être divisé en deux sous-catégories (renversement longitudinal et latéral), qui sont détaillées ci-après. Ces études préliminaires nous permettront d'explicitier en section 1.4.2 les différents paramètres qui influencent le risque de renversement.



### 1.4.1.1 Le renversement latéral en virage

Le risque de renversement latéral d'un véhicule pendant un virage est très important, comme cela est souvent remarqué dans la littérature ([Gil92], [MMM95]). En effet, si nous considérons un véhicule qui effectue un virage en régime permanent (vitesse et angle de braquage constants) et avec l'hypothèse d'un Roulement Sans Glissement (RSG - mouvement circulaire parfait), il est soumis uniquement aux forces latérales que le sol exerce sur les roues du véhicule (forces aérodynamiques négligées), comme cela est représenté par la Figure 1.12.

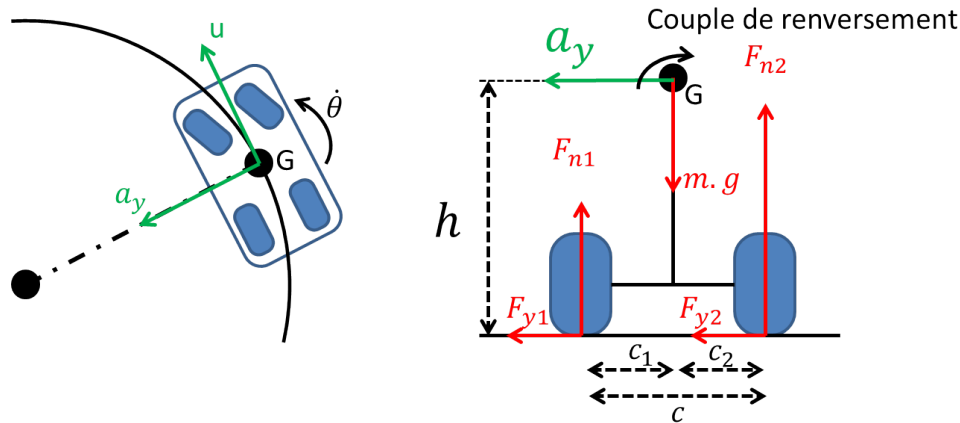


FIGURE 1.12 – Véhicule rigide se déplaçant le long d'une trajectoire circulaire

Si nous considérons d'abord un véhicule non suspendu (dépourvu de suspensions) et que nous nous plaçons dans une vue en roulis du véhicule (voir Figure 1.12), les forces latérales exercées par le sol sur les pneumatiques génèrent un couple au centre de gravité puisque ce dernier ne passe pas par leurs axes. En appliquant simplement le principe fondamental de la dynamique, le bilan des forces et des moments exercés au centre de gravité s'écrit :

$$\begin{aligned} ma_y &= F_{y1} + F_{y2} \\ (F_{y1} + F_{y2})h &= c_2 F_{n2} - c_1 F_{n1} \end{aligned} \quad (1.1)$$

Puis, en combinant les deux équations du système (1.1), on obtient :

$$ma_y h = c_2 F_{n2} - c_1 F_{n1} \quad (1.2)$$

Nous pouvons constater d'après (1.2) que l'apparition de ce couple, qui est dû aux efforts latéraux au niveau de la liaison roue/sol, a pour conséquence un transfert de charge sur les roues extérieures au virage ( $a_y > 0 \Rightarrow F_{n2} > F_{n1}$ ). Ainsi, si l'accélération latérale devient trop importante, la somme des efforts normaux intérieurs au virage ( $F_{n1}$  dans notre cas) s'annule et le véhicule se retrouve dans une situation de renversement latéral. Dans cette situation, les roues extérieures supportent tout le poids du véhicule ( $F_{n2} = m.g$  dans notre cas) et il est possible à partir de (1.2) de définir l'accélération maximale (voir [NHTSAN05]) avant que le véhicule ne commence à se retourner :

$$|a_y| = \frac{c_2 g}{h}$$

ou

$$|a_y| = \frac{c_1 g}{h}$$
(1.3)

L'équation (1.3) met en évidence une partie des paramètres qui influent sur le transfert de charge du véhicule : la hauteur du centre de gravité  $h$  et les demi-voies  $c_1$  et  $c_2$ .

En réalité, un véhicule est équipé d'un système de suspension qui a pour conséquence un déplacement plus ou moins important du centre de gravité sur le plan latéral en fonction de la raideur de celle-ci. Cependant, le mécanisme de renversement reste le même malgré le mouvement de roulis de la partie suspendue du véhicule comme le montre la Figure 1.13. Avec  $\varphi_r$  l'angle de roulis du véhicule,  $h_r$  la hauteur du centre de roulis et en considérant que toute la masse du véhicule est concentrée sur la partie suspendue (généralement le cas sur la plupart des véhicules), la condition de renversement sur l'accélération latérale en appliquant le PFD comme précédemment est :

$$a_y = \frac{(c_2 - h_r \sin(\varphi_r))g}{h_r \cos(\varphi_r) + R_{roues}}$$

ou

$$a_y = -\frac{(c_1 + h_r \sin(\varphi_r))g}{h_r \cos(\varphi_r) + R_{roues}}$$
(1.4)

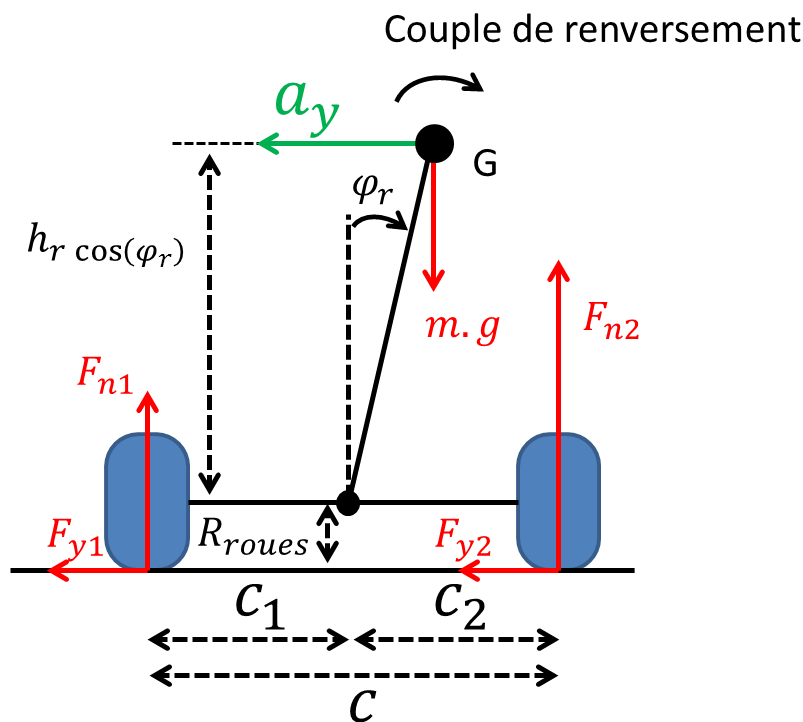


FIGURE 1.13 – Vue en roulis d'un véhicule équipé de suspensions dans un virage  
D'après (1.4), le risque de renversement est d'autant plus important que l'angle de

roulis l'est aussi. La valeur de cet angle augmente naturellement avec celle de l'accélération latérale mais elle dépend aussi fortement de la raideur des suspensions du véhicule : plus la raideur des suspensions est faible, plus le véhicule est potentiellement capable de s'incliner en virage. Par exemple, le modèle rigide (voir Figure 1.12) n'est autre qu'un véhicule équipé de suspensions infiniment rigides, ce qui améliore sa tenue de route en virage mais seulement sur des surfaces lisses comme le réseau routier. En milieu tout-terrain, ce réglage de suspension ne permettrait pas d'assurer le contact des roues sur le sol en permanence à cause du relief très irrégulier. Dans cette situation, le pilote se mettrait en danger puisqu'il perdrait la contrôlabilité du véhicule du fait que les roues ne pourraient plus assurer leur fonction de motricité et de direction. Ainsi, la raideur des suspensions est toujours faible malgré le fait que cela diminue la stabilité du véhicule puisque sa principale fonction est avant tout de pouvoir se déplacer dans des zones où le relief est très irrégulier : les suspensions doivent pouvoir maintenir les roues en contact avec le sol quelles que soient les irrégularités du terrain.

#### 1.4.1.2 Le renversement longitudinal

Pour des raisons d'occurrence, le renversement longitudinal a été moins étudié. Il est tout de même possible de citer quelques travaux tels que ceux de B. Falah [Fal03] sur le comportement dynamique et la stabilité des quads ou ceux de K.G. Baass [Baa04] sur la stabilité longitudinale des véhicules. Cependant, la mécanique de renversement longitudinal s'explique de manière analogue à ce qui a été présenté précédemment pour le renversement latéral. Ainsi, l'étude s'effectue dans le plan de tangage du véhicule et avec l'hypothèse de Roulement Sans Glissement comme le montre la Figure 1.14.

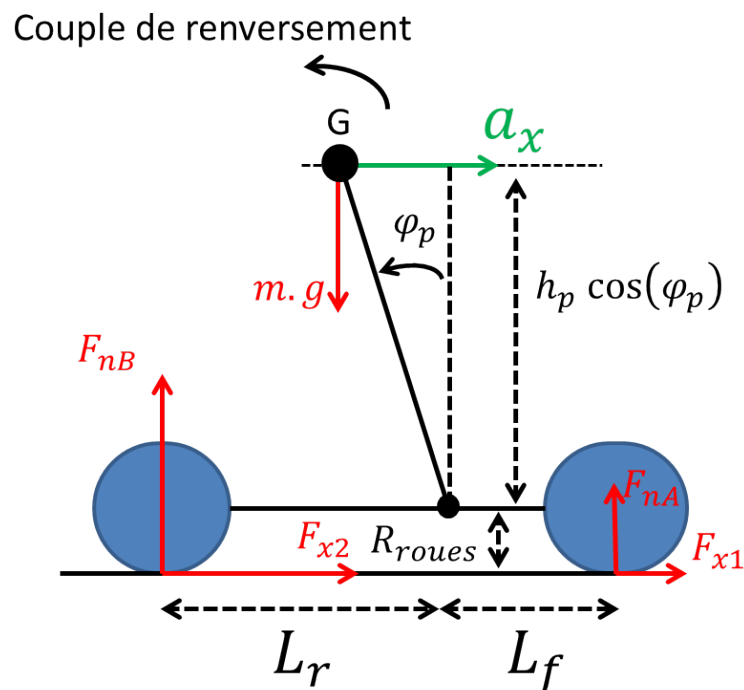


FIGURE 1.14 – Vue en tangage d'un véhicule équipé de suspensions

Les efforts longitudinaux des essieux avant et arrière ( $F_{x1}$  et  $F_{x2}$ ) sont dus au couple qui

est transmis aux roues par le moteur. Naturellement, la relation entre le couple appliqué à la roue et la force motrice générée au niveau de la liaison roue/sol dépend des conditions d'adhérence. De plus, la force longitudinale de l'essieu avant ( $F_{x1}$ ) peut être considérée comme nulle dans le cas d'un véhicule à propulsion, si on néglige les forces de frottement. Dans le cas général d'un véhicule équipé d'une transmission intégrale, l'application du PFD au centre de gravité nous donne :

$$m.a_x = F_{x1} + F_{x2} \quad (1.5)$$

$$(F_{x1} + F_{x2})(h_p \cos(\varphi_p) + R_{roues}) = (L_r - h_p \sin(\varphi_p))F_{nB} - (L_f + h_p \sin(\varphi_p))F_{nA}$$

Le système (1.5) permet de définir l'accélération longitudinale maximale menant au renversement, qui a pour expression :

$$a_x = \frac{(L_r - h_p \sin(\varphi_p))g}{h_p \cos(\varphi_p) + R_{roues}}$$

ou

$$a_x = -\frac{(L_f + h_p \sin(\varphi_p))g}{h_p \cos(\varphi_p) + R_{roues}} \quad (1.6)$$

D'après l'équation (1.5), l'effort généré par l'essieu avant ( $F_{x1}$ ) a la même capacité à générer un transfert de charge que l'essieu arrière ( $F_{x2}$ ), ce qui n'est pas le cas en réalité. En effet, la force longitudinale que l'essieu avant peut transmettre décroît avec l'augmentation du transfert de charge sur l'essieu arrière, puisque  $F_{x1}$  dépend non seulement du couple généré par le moteur mais elle est aussi directement proportionnelle à la force normale  $F_{nA}$ . Ainsi, dans le cas d'une forte accélération, la force normale  $F_{nA}$  est trop faible pour que les roues avant transmettent un effort de traction : ces dernières patinent rapidement. A l'inverse, la capacité de l'essieu arrière à transmettre un effort de propulsion est renforcée par l'augmentation de la force normale  $F_{nB}$  à cause du transfert de charge. Par conséquent, ce premier modèle permet d'expliquer simplement pourquoi les véhicules à propulsion ont une facilité au renversement longitudinal à l'inverse des véhicules à traction.

Cependant en milieu tout-terrain, un véhicule doit être forcément à propulsion afin de pouvoir monter des terrains glissants et très inclinés. En effet, si le véhicule est à traction, les roues avant seraient délestées de tout poids lors de la montée et elles ne pourraient transmettre aucun effort permettant au véhicule d'avancer. En contre-partie, la nécessité d'une transmission arrière implique une forte propension au renversement.

Enfin, le renversement longitudinal ne se limite pas uniquement à une trop forte accélération de la part du pilote. Il peut arriver que lors du franchissement d'une montée, le pilote se retrouve bloqué au milieu de la pente à cause d'un sol trop glissant par rapport à l'inclinaison du terrain. Ainsi, il se retrouve à l'arrêt et décide de redescendre la pente en marche arrière en jouant avec les freins. Dans le cas d'un système de freinage intégral (le levier de freinage actionne les étriers sur les quatre roues, ce qui est courant sur ce type de véhicule), l'effort longitudinal  $F_{x2}$  dû au freinage des roues arrière génère un couple au

centre de gravité du véhicule qui aggrave le transfert de charge déjà existant à cause de la pente comme le montre la Figure 1.15. Ce phénomène peut être apparenté à la création d'un point de rotation autour des roues arrière.

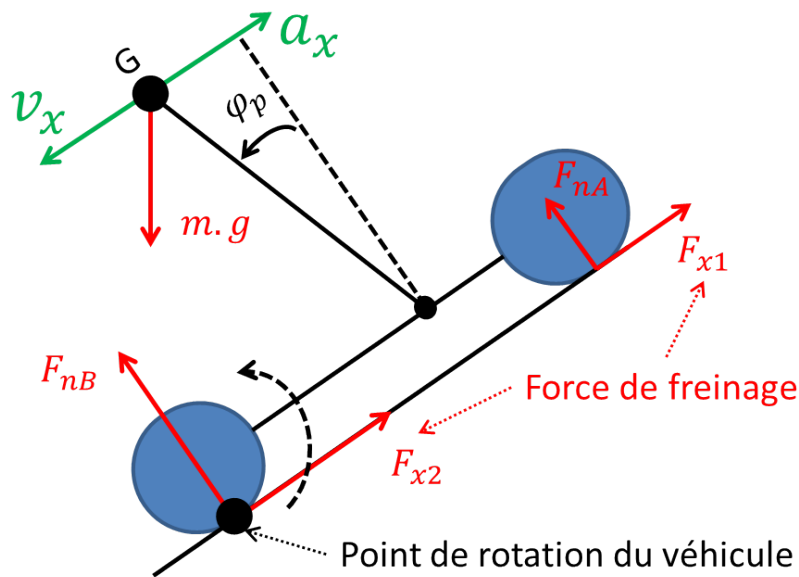


FIGURE 1.15 – Phénomène de renversement lors d'une marche arrière dans une pente

Un pilote débutant peut par mégarde acquérir une trop grande vitesse à cause de la forte pente et sous l'effet de la peur freiner trop brusquement, ce qui mène facilement au renversement du véhicule au vu des explications données précédemment.

## 1.4.2 Paramètres influençant le renversement

La partie précédente a mis en évidence le fait que la conception d'un véhicule, qui possède une grande maniabilité et une bonne capacité de franchissement d'obstacle, implique inévitablement une certaine propension au renversement de la part de ce dernier. Aussi, l'objectif de cette partie est d'étudier les différents paramètres qui influent sur le risque de renversement afin de définir la thématique et les axes de recherches qui ont été retenus pour le développement d'un système de sécurité.

Les différentes études disponibles dans la littérature se sont majoritairement intéressées à étudier l'influence des variations de certains paramètres sur la stabilité du véhicule. Ces études ont été réalisées aussi bien à partir de modèles ([SS94]), de simulations avancées ([Nal89]) ou encore d'expérimentations réelles ([Fal03]). Naturellement, les paramètres géométriques sont souvent considérés au vu des équations (1.3) et (1.6) obtenues lors de l'étude préliminaire du phénomène de renversement en section 1.4.1. Ainsi, les valeurs de la voie, de l'empattement et de la hauteur du centre de gravité sont principalement prises en compte pour l'étude du phénomène de renversement ([WR05], [Baa04], [Fal03]). Cependant, d'autres travaux ([AKRS03] et [Kul02]) se sont aussi intéressés à l'impact que pouvait avoir l'environnement ou le pilote sur la stabilité dynamique du véhicule.

### 1.4.2.1 Les caractéristiques géométriques et dynamiques intrinsèques à la conception du véhicule

Le phénomène de renversement des VLTT et plus particulièrement des quads est dû à plusieurs types de paramètres qui viennent modifier la dynamique du véhicule, et dont une partie est explicitée par les équations (1.3) et (1.6). Ces caractéristiques géométriques, qui sont représentées sur la Figure 1.16, sont la voie ( $c = c_1 + c_2$ ), l'empattement ( $L = L_f + L_r$ ) et la hauteur du centre de gravité ( $h$ ).



FIGURE 1.16 – Longueurs caractéristiques d'un quad

A ces dimensions géométriques, il convient aussi d'ajouter la hauteur du centre de roulis  $h_r$  et de tangage  $h_p$  (visible sur les modèles 2D représentés par les figures 1.13 et 1.14), qui dépend notamment du type et du réglage des suspensions. En effet, l'impact de la raideur et de l'amortissement des suspensions sur le renversement latéral a été étudié dans [SS94], [Nal89], [Gil92] et [VG80]. Enfin, il a été mis aussi en évidence dans [NLE93] et [AKRS03] que les caractéristiques inertielles (masse et inertie) influençaient indirectement sur la stabilité latérale du véhicule.

Ces caractéristiques ont été définies par les constructeurs pour assurer une grande maniabilité et une capacité importante de franchissement. En contre-partie de cette agilité, ces caractéristiques renforcent le risque d'instabilité comme cela a pu être évoqué dans [WZ86] et [Fal03]. En effet, il ressort des différentes études et de l'équation (1.3) que le caractère instable du véhicule du point de vue latéral est d'autant plus renforcé que la hauteur du centre de gravité est élevée et qu'à l'inverse la voie, le centre de roulis et la raideur des suspensions sont faibles. Naturellement, cette remarque peut s'extrapoler à la stabilité longitudinale en considérant l'empattement du véhicule et le centre de tangage (voir équation (1.6)).

### 1.4.2.2 Le conducteur

Du fait que le poids du pilote peut atteindre jusqu'à 30% du poids total du système *quad + pilote*, lui et son comportement ont un impact sur la stabilité du véhicule. Même si la cause du renversement provient majoritairement d'une manœuvre inappropriée de la

part du pilote (vitesse excessive par rapport à l'angle de braquage ou accélération désirée trop importante), il a été démontré dans [ARKS89] et [Fal03] que le mouvement latéral du pilote avait une influence sur la stabilité du véhicule. En effet, de manière générale, la position du pilote influe principalement sur la position du centre de gravité, qui est définie par sa hauteur ( $h$ ), les demi-voies ( $c_1$  et  $c_2$ ) et les demi-empattements ( $L_f$  et  $L_r$ ). Cependant, au vu des équations (1.3) et (1.6), la modification de ces paramètres influe sur les transferts de charge du véhicule (longitudinal et latéral). Ainsi, en fonction du niveau de compétence du pilote, sa position peut aussi bien avoir une influence négative que positive sur les risques de renversement longitudinal et latéral.



FIGURE 1.17 – Positionnement d'un pilote expérimenté sur un quad lors d'un passage en courbe

Pour exemple, comme le montre la Figure 1.17, les pilotes professionnels se positionnent à côté du fauteuil lors d'une prise de virage pour deux raisons. Premièrement, cette position particulière permet à la fois de diminuer la hauteur du centre de gravité et de déplacer le centre de gravité vers l'intérieur du virage, ce qui a pour conséquence de diminuer le transfert de charge dû à l'accélération latérale. Ainsi, dans le cadre d'une course, la vitesse de passage en courbe peut être plus élevée. La deuxième raison de ce déplacement est que le corps du conducteur est alors retenu par le fauteuil et non par ses bras, ce qui permet de garder un total contrôle de la direction du véhicule. Toutefois, même dans une utilisation moins sportive du véhicule, un pilote confirmé aura toujours tendance à se déplacer, certes dans une moindre mesure, mais suffisamment pour avoir un impact favorable sur la marge de stabilité du véhicule.

### 1.4.2.3 L'environnement extérieur et les facteurs dynamiques

Un paramètre important qui influe sur le comportement du véhicule est l'état du terrain sur lequel évolue le quad. D'après [HBM04], c'est un élément prépondérant dans la stabilité du véhicule, que ce soit au niveau de son inclinaison, de sa texture (asphalte, gazon, terre, etc.) ou des obstacles qu'il peut présenter (racine, pierre, eau, ...). Il est évident que l'inclinaison du terrain et donc du véhicule influe sur le risque de renversement, cependant la texture du terrain reste le principal facteur d'influence pour les risques de renversement à haute vitesse. Cette influence du terrain se retrouve dans les équations

(1.4) et (1.6) à travers les accélérations latérale et longitudinale dont les valeurs pour une même commande (vitesse, angle de braquage ou accélération) dépendent de la capacité des pneumatiques à transmettre des efforts latéraux et/ou longitudinaux.

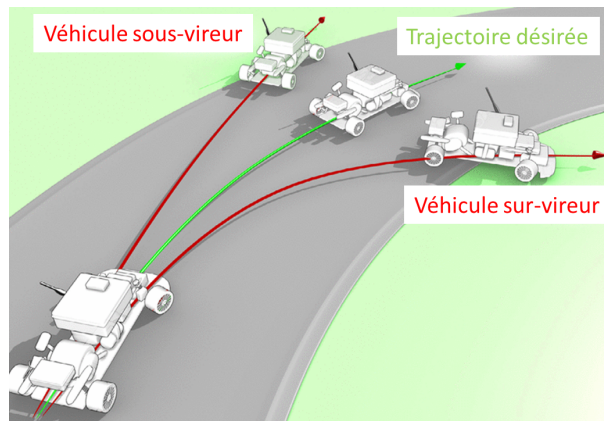


FIGURE 1.18 – Comportement sous- et sur-vireur d'un véhicule

De plus, à cause des différences mécaniques entre les deux essieux (forme des pneumatiques, technologies des suspensions, type de motricité) et d'une répartition non symétrique de la masse du véhicule dans le plan longitudinal ( $L_f \neq L_r$ ), les conditions d'adhérence entre les essieux avant et arrière ne sont pas forcément identiques lors d'un virage, même si les roues reposent sur le même type de sol. Cette différence d'adhérence entre les deux essieux impacte leur capacité à suivre une trajectoire désirée, ce qui se traduit par une modification de la direction. De manière générale, on parle de comportement sous-vireur lorsque le véhicule ne tourne pas assez pour suivre la trajectoire désirée car l'adhérence de l'essieu arrière est meilleure. Dans le cas où l'adhérence est plus importante sur l'essieu avant, le véhicule tourne plus rapidement que désiré, et on parle de comportement sur-vireur. Ces deux comportements représentés sur la Figure 1.18 ont une grande influence sur la stabilité latérale du véhicule, comme cela a été démontré par [Gil92] et [WTBF04] pour ne citer qu'eux.

En effet, dans le cas d'un comportement sous-vireur de la part du véhicule, la vitesse de lacet diminue puisque la courbure de la trajectoire augmente, ce qui implique une accélération latérale plus faible et donc un risque de renversement latéral moindre. À l'inverse, dans le cas d'un comportement sur-vireur, la diminution de la courbure augmente la vitesse de lacet au même titre que l'accélération latérale et par conséquent le risque de renversement associé. C'est pourquoi les systèmes d'aide à la stabilisation de la trajectoire dans le secteur de l'industrie automobile sont aussi un moyen de prévention du risque de renversement latéral. Dans ce domaine, on peut citer par exemple l'ESP (Electronic Stability Program) et le VSA (Vehicle Stability Assist) développés respectivement par Bosch et Honda.

Maintenant que les différents paramètres influençant le risque de renversement ont été exposés, il nous est possible dans la prochaine section de définir la problématique générale du projet de recherche.



## 1.5 Thématique et axes de recherches

Depuis le début de ce chapitre, il a été mis en évidence l'augmentation croissante d'accidents sérieux liés aux renversements longitudinal et latéral malgré la présence de solutions de sécurité passives (équipements vestimentaires, ROPS). C'est pourquoi, il semble primordial de développer un système de sécurité actif pour la prévention de ce type d'accident, d'autant plus qu'ils représentent statistiquement la grande majorité des blessures graves et des décès. L'objectif général du projet de recherche peut être alors formulé comme suit :

**Premièrement, cette thèse a pour principal objectif de développer un indicateur de renversement dédié aux véhicules évoluant en milieu tout-terrain à haute vitesse. Cependant, afin de garantir la sécurité du pilote, le deuxième objectif de cette thèse est de concevoir un système de sécurité actif, qui basé sur cet indicateur, permet de maintenir au mieux le véhicule dans un état stable quelles que soient la pente et les conditions d'adhérence.**

Pour cela, il convient de rechercher dans l'état de l'art les différents critères de stabilité et systèmes de sécurité, qui ont déjà été proposés dans le domaine de la robotique mobile ou de l'industrie automobile, et qui peuvent être adaptés dans le cadre de la prévention des risques de renversement des VLTT. D'après l'étude réalisée en section 1.4 sur les mécaniques de renversement de ces véhicules, les contraintes à prendre en compte sont :

- **Développer des solutions adaptables au plus grand nombre de véhicules**  
Même si nous nous intéressons en particulier aux véhicules de type quad, parce qu'ils sont d'après les études accidentologiques les plus touchés par le risque de renversement, les solutions développées devront être les plus génériques possible afin de pouvoir être adaptées au plus grand nombre de véhicule.
- **Se focaliser sur la prévention du risque de renversement latéral**  
Lors de l'étude des accidents en section 1.3.3, il est ressorti que les accidents causant les lésions les plus graves sont majoritairement liés à des renversements latéraux. Par conséquent, l'étude sera focalisée sur ce type de renversement.
- **Prendre en compte la variabilité de l'environnement**  
Puisque le véhicule est utilisé aussi bien sur le réseau routier qu'en milieu tout-terrain, il est primordial que notre système de sécurité actif soit capable de détecter les situations de renversement indépendamment de la texture du sol (conditions d'adhérence) et aussi de son inclinaison. En effet, la très grande variabilité de l'environnement rencontré ne nous permet pas de connaître a priori ces paramètres, qui ont une très grande influence sur le risque de renversement.
- **Prendre en compte l'influence possible du pilote sur le risque**  
La particularité des véhicules de type quad est d'être suffisamment légers par rapport au conducteur pour que celui-ci ait une influence sur sa dynamique, contrairement aux véhicules plus lourds (voiture, camion, tracteur, etc.). Ainsi, le système de sécurité devra être capable de maintenir la stabilité du véhicule en prenant en compte

les commandes du pilote (accélération et angle de braquage) mais aussi l'influence de son positionnement sur le véhicule.

- **Utiliser un système de mesure adapté**

Les VLTT sont des véhicules avec une conception relativement simple et de faibles dimensions (faible empattement, voie, hauteur par rapport aux autres véhicules motorisés) afin d'être robustes et manoevrables en terrains accidentés. Ces caractéristiques spécifiques impliquent l'utilisation de capteurs les moins encombrants possible et ne nécessitant qu'une faible énergie de fonctionnement, afin de faciliter au mieux leur intégration sur le véhicule. De plus, le prix moyen de ce type de véhicule étant relativement faible (environ 10 000€), l'instrumentation du véhicule (capteurs et calculateurs) doit être la moins coûteuse possible, ce qui oblige aussi à développer des algorithmes ne nécessitant que peu de calculs, interdisant par exemple les systèmes extéroceptifs (traitement d'images).

Ces différentes contraintes constituent alors une base de travail, qui nous permettra d'écartier les critères de stabilité et les systèmes de sécurité qui ne sont pas viables dans le cadre de notre environnement de travail.

## 1.6 Critères de stabilité des véhicules

La stabilité des véhicules est un sujet étudié depuis plus de 40 ans, ce qui permet d'avoir aujourd'hui le choix entre de nombreux critères de stabilité en fonction du domaine étudié. Ainsi, l'objectif de cette section est de lister les différents critères de stabilité, afin de motiver l'approche développée dans cette thèse, dont les développements théoriques sont basés sur l'estimation, l'anticipation et le contrôle du Transfert de Charge Latéral (TCLa) ou Longitudinal (TCLo).

La première partie de cette section est dédiée à la définition de la stabilité du véhicule, afin de présenter dans une seconde partie les différents critères de stabilité. Finalement, les motivations du choix du critère du Transfert de Charge (TCLa et TCLo) sont explicitées dans une conclusion.

### 1.6.1 Définition de la stabilité en robotique mobile

La stabilité d'un système est définie par sa capacité à rester ou à revenir dans un état d'équilibre lorsque celui-ci est soumis à des perturbations provenant aussi bien du système lui-même que de l'environnement extérieur. La première étape consiste donc à définir l'état d'équilibre afin d'être en mesure de quantifier la marge de sécurité du véhicule.

En robotique mobile, la caractérisation de la stabilité d'un véhicule est divisée généralement en deux grandes catégories. La première, qui concerne la stabilisation du véhicule dans son plan de lacet, est largement étudiée dans l'industrie automobile. En effet, on peut citer pour exemple l'ABS (Antilock Braking System, [Bos06]), l'ASR (Anti-Slip Control, [SZ03]) et les stabilisateurs de trajectoire comme l'ESP (Electronic Stability Program, [LMSN04]), qui sont bien connus. L'ABS a pour objectif d'empêcher le blocage des roues en cas de freinage d'urgence, qui est synonyme de perte d'adhérence et donc de perte de contrôle du véhicule. Au contraire, l'ASR permet de limiter le couple transmis aux roues afin d'empêcher le véhicule de patiner au démarrage ou sur des terrains meubles tels que le sable, ou glissants tels que la glace. En ce qui concerne les stabilisateurs de trajectoire (ESP), ils permettent en cas de sous- ou sur-virage trop important de corriger la direction du véhicule afin de maintenir la trajectoire désirée initialement par le conducteur et d'éviter notamment le phénomène de tête-à-queue. Cette catégorie contient aussi les travaux liés au développement de lois de commande visant à maintenir les véhicules sur une trajectoire prédéfinie ([RAF08], [EKSD08] et [CLTB09]).

Dans la seconde catégorie, les différentes études se focalisent sur le maintien du véhicule dans son état d'équilibre naturel : les quatre roues en contact avec le sol. Naturellement, cette situation étant fortement dépendante de la dynamique de lacet, les systèmes d'aide à la conduite tels que l'ESP et l'ASR peuvent dans certaines circonstances contribuer au maintien de la stabilité latérale et longitudinale du véhicule. Cependant, des solutions dédiées spécifiquement au maintien du véhicule au sol sont aussi proposées, dont une partie est présentée en section 1.7. Elles s'appuient sur deux principes différents en fonction du type de stabilité : statique ou dynamique. En statique, un véhicule est considéré comme instable lorsque la projection de son Centre de Gravité (CdG) est en dehors du polygone

de sustentation, qui est défini par les différents points de contact entre le véhicule et le sol. Cette situation, qui est simplement représentée en 2D sur la Figure 1.19 dans le cas du renversement latéral, peut se présenter pour des véhicules à l'arrêt lorsque leur configuration géométrique est variable (e.g. grues, camions grue, élévateur, etc.).

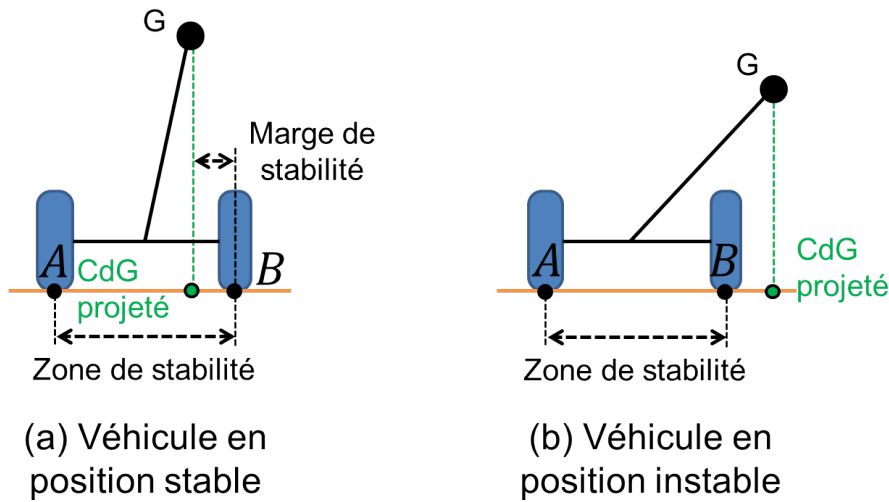


FIGURE 1.19 – Définition de la stabilité en fonction de la position du CdG dans le cas d'un renversement latéral en statique

Sur la Figure 1.19(a), le véhicule est en position stable puisque la position du CdG projeté est à l'intérieur du polygone de sustentation, qui est ici délimité par le segment  $[AB]$ . A l'inverse, il est clairement en position instable sur la Figure 1.19(b), la projection du CdG étant à l'extérieur du polygone de sustentation.

Toutefois, la définition de la stabilité donnée ci-dessus n'est plus viable dans le cas des renversements causés par une dynamique élevée du véhicule, qui est par ailleurs l'objet de la thèse. En effet, un véhicule soumis à une trop forte accélération (latérale et/ou longitudinale) est susceptible de se renverser bien que la projection géométrique du CdG soit à l'intérieur du polygone de sustentation, comme nous avons pu le voir lors de l'étude préliminaire des phénomènes de renversement sur les quads en section 1.4. Ainsi, lorsque le véhicule est en mouvement, le seuil de renversement latéral (respectivement longitudinal) correspond au moment où les roues d'un même côté (respectivement d'un même essieu) ne sont plus en contact avec le sol. C'est-à-dire que l'ensemble des efforts normaux d'un côté (respectivement d'un essieu) ont été entièrement transférés sur l'autre côté (respectivement essieu). Cette définition de la stabilité est représentée sur la Figure 1.20 dans le cas du risque de renversement latéral.

Sur la Figure 1.20(a), le véhicule effectuant un virage vers la gauche est en position stable puisque les roues du côté intérieur au virage (gauche) sont en contact avec le sol. En revanche, le véhicule est en situation de renversement latéral sur la Figure 1.20(b) puisque les efforts normaux à gauche sont nuls.

Dans la littérature sur la prévention des risques de renversement des véhicules évoluant à haute vitesse, cette définition de la stabilité est largement utilisée ([AO98], [OBA99], [GSB05b] et [Kar04]) puisqu'elle est basée sur la dynamique du véhicule. Ainsi, la suite de cette section a pour objectif de présenter les différents critères de stabilité dynamiques

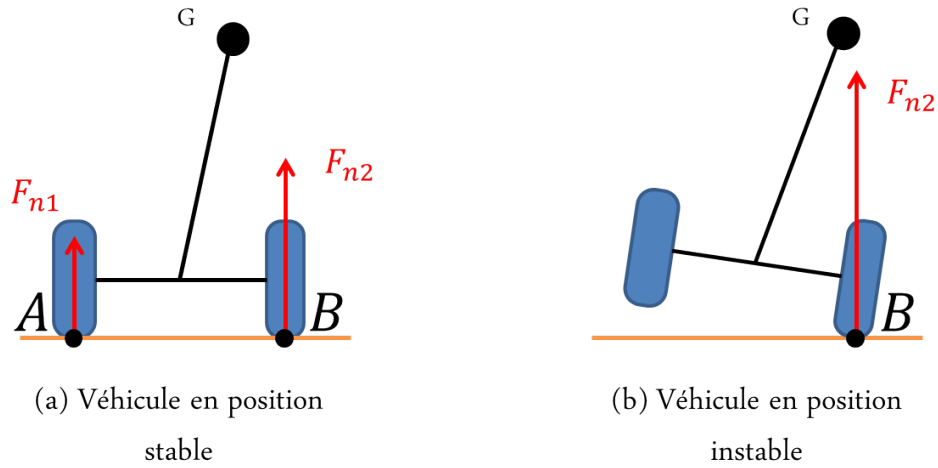


FIGURE 1.20 – Définition de la stabilité en fonction des efforts normaux dans le cas d'un renversement latéral en dynamique

permettant de détecter ce type de situation, puisqu'elle a été retenue pour la suite des développements présentés dans ce mémoire.

## 1.6.2 Présentation des critères de stabilité

### 1.6.2.1 Introduction

Les critères de stabilité développés dans le but d'évaluer le risque de renversement peuvent être regroupés en trois grandes catégories, comme cela est mentionné dans [MDF<sup>+</sup>92]. On distingue dans cette classification :

- Les critères statistiques obtenus à partir de plans d'expériences basés sur des expérimentations réelles,
- Les critères analytiques basés sur des modèles dynamiques de véhicule.

La première catégorie de critères ne sera pas présentée à cause de leur incapacité à être généralisés à un ensemble de véhicules. En effet, les critères statistiques ne sont valables d'une part que pour le véhicule ayant servi aux expérimentations, et d'autre part que dans les conditions de l'expérimentation. En revanche, les critères analytiques s'appuient sur une modélisation des principes généraux de la dynamique du véhicule, ce qui permet de les adapter à tout type de véhicule dès que ses caractéristiques sont connues (voie, empattement, inertie, masse). Ainsi, la suite de cette partie est consacrée à la présentation de ce type de critères. Même, s'ils sont principalement dédiés à la caractérisation des renversements latéraux, comme nous le verrons par la suite, ils sont facilement transposables aux renversements longitudinaux, étant donné qu'ils sont développés à partir d'un modèle 2D en roulis du véhicule. Ainsi, une fois le critère choisi, il suffira de réécrire les équations avec un modèle 2D en tangage du véhicule afin d'avoir accès à un critère de stabilité pour le renversement longitudinal.

Les critères analytiques peuvent être divisés en deux sous-catégories en fonction de la prise en compte ou non des régimes dynamiques transitoires. Par conséquent, les critères

de stabilité donnant accès à une indication du risque de renversement latéral en virage établi sont d'abord présentés. Par la suite, les critères prenant en compte l'intégralité de la dynamique du véhicule sont détaillés, ce qui nous permettra de conclure en section 1.6.3 sur le choix du critère le plus adapté et le plus performant dans le but de développer un système de sécurité pour la prévention des risques de renversement dédié aux VLTT.

### 1.6.2.2 Critère analytique de stabilité en régime permanent

Ce critère correspond à l'approche la plus simple pour évaluer le risque de renversement latéral puisqu'il est basé sur le modèle de roulis pseudo-statique en deux dimensions du véhicule, déjà présenté en section 1.4. Le seuil critique de renversement (dénommé SSRT : Steady State Rollover Threshold) est défini comme l'accélération maximale menant à une situation de renversement lorsque le véhicule tourne à vitesse et angle de braquage constants dans un virage (régime permanent). D'après notre définition de la stabilité (défaut de contact entre les roues d'un côté et le sol) et (1.3), l'expression du SSRT en considérant les demi-voies égales ( $c_1 = c_2 = \frac{c}{2}$ ) est :

$$SSRT = \frac{cg}{2h} \quad (1.7)$$

Dans la littérature, ce critère est aussi connu sous le nom de critère de stabilité statique (SSF-Static Stability Factor) et une variante de l'expression (1.7) est généralement utilisée ([Gar92], [MMM95] [NHTSAN05]) :

$$SSF = \frac{c}{2h} \quad (1.8)$$

L'expression du SSF est identique à celle du SSRT à la différence qu'il représente l'accélération maximale admissible en "g" et non en  $m.s^{-2}$ . Étant donné que la rigidité de roulis impacte la stabilité latérale du véhicule (voir section 1.4.1), une seconde expression du SSF est parfois introduite avec la prise en compte de l'angle de roulis. Elle découle de l'équation (1.4) :

$$SSF = \frac{\frac{c}{2} - h_r \sin(\varphi_r)}{h_r \cos(\varphi_r) + R_{roues}} \quad (1.9)$$

Le critère SSF permet de quantifier aisément le risque de renversement latéral, puisqu'il requiert uniquement la mesure de l'accélération latérale et de quelques paramètres géométriques du véhicule. Cependant, son estimation de la stabilité est considérée comme peu précise dans la littérature [Gar92]. En effet, l'expression analytique du critère repose sur une modélisation extrêmement simpliste du véhicule et de sa dynamique, ce qui ne lui permet d'être fiable que dans certaines circonstances précises (virage constant), [WTBF04].

### 1.6.2.3 Critère analytique de stabilité dynamique

**Le Zero Moment Point-ZMP, [SB04]** Le ZMP est un critère de stabilité, qui a été développé initialement pour la robotique humanoïde ([LTK91], [YTK93] et [SMO97]) et

qui est basé sur la localisation du CdG par rapport à au polygone de sustentation. Afin de prendre en compte l'influence de la dynamique du système considéré, la projection du CdG dans le polygone n'est pas réalisée selon la direction de la gravité (projection géométrique) mais selon un axe particulier. Cet axe (dénommé l'axe inertiel) passe évidemment par le CdG, mais son orientation est définie par la direction de la somme des efforts exercés au CdG. La Figure 1.21 représente un schéma simplifié d'un modèle de roulis en deux dimensions d'un véhicule.

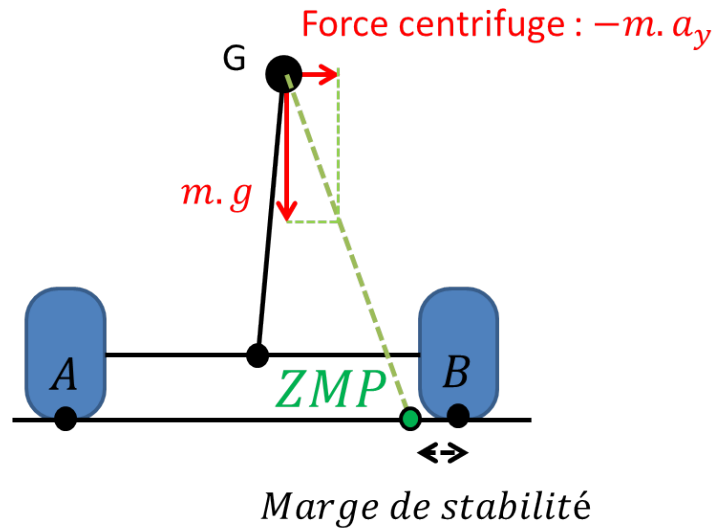


FIGURE 1.21 – Définition du Zero Moment Point (ZMP) dans une vue en roulis d'un véhicule

D'après la Figure 1.21, la marge de stabilité est définie par la distance entre le ZMP (point de jonction entre l'axe inertiel et le sol) et le point de contact de la roue, qui figure dans ce cas simple la limite du polygone de sustentation : le véhicule est en position instable si le ZMP est en dehors de ce polygone. Comme évoqué dans [LBB10], l'utilisation de ce critère de stabilité permet une estimation précise du risque de renversement puisque la projection du centre de gravité dans le polygone de sustentation prend en compte la dynamique du véhicule et surtout celle des suspensions à travers l'estimation de la position du CdG. Cependant, l'utilisation de ce critère requiert une instrumentation onéreuse et encombrante à cause des nombreuses mesures nécessaires pour son application : accélérations, vitesses linéaires et de rotation dans les trois directions, l'orientation du véhicule et la position du CdG.

**Force Angle Measurement, [PR96]** Cette approche, qui est une variation du ZMP, est très utilisée pour l'évaluation de la stabilité latérale des véhicules ([Ray97],[PR00]). Avec un modèle de roulis en deux dimensions du véhicule, le principe est basé sur le calcul des angles entre la force globale exercée au CdG de la masse suspendue et les axes normaux de renversement, qui sont des lignes virtuelles passant par le CdG et un des points de contact entre la roue et le sol. Ces angles ( $\theta_1$  et  $\theta_2$ ) et ces lignes ( $l_1$  et  $l_2$ ) ont été représentés sur la Figure 1.22, ainsi que la force globale  $f_r$  correspondant à la somme des forces exercées au CdG (poids  $\vec{P}$  et force centrifuge  $-m\vec{a}_y$ ).

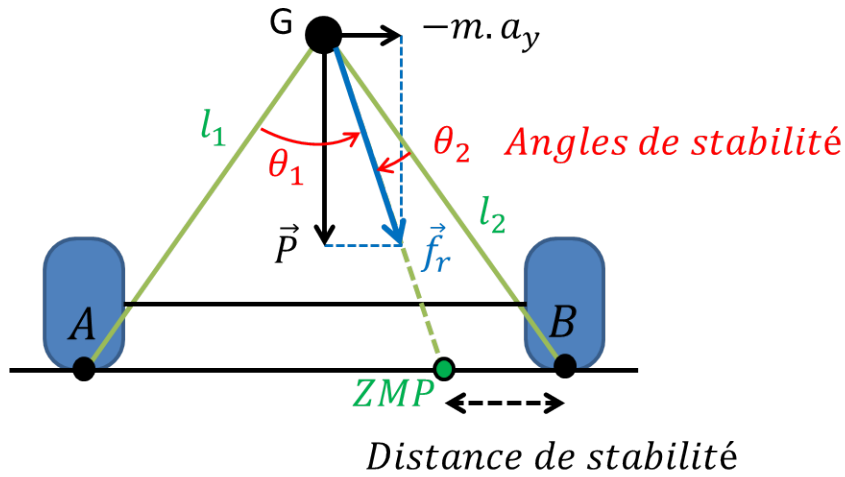


FIGURE 1.22 – Critère du Force Angle Measurement appliqué à la stabilité latérale

D'après la Figure 1.22, si  $\theta_1$  ou  $\theta_2$  (virage à gauche ou à droite) deviennent négatifs, ce qui équivaut à ce que  $f_r$  soit en dehors du cône défini par  $l_1$  et  $l_2$ , le véhicule est en situation instable. En effet, en se reportant à la définition du ZMP, la projection du CdG selon la direction de  $f_r$  (axe inertiel) croise le sol en dehors du polygone de sustentation, qui est réduit en 2D au segment  $[AB]$ . Ainsi, la mesure de la stabilité peut se résumer au travers de l'angle-force  $\alpha$  (dénommé Force-Angle stability, [PR96]), qui a pour expression :

$$\alpha = \min(\theta_1, \theta_2) |f_r| \quad (1.10)$$

D'après (1.10), une situation de renversement est détectée indépendamment de la direction du virage, dès que  $\alpha$  est négatif.

Cependant, par rapport au ZMP, ce critère possède les mêmes inconvénients quant à son intégrabilité sur un VLTT, puisque le principe de détection d'une situation de renversement est identique. Ce critère permet donc une estimation précise du risque mais en contre-partie d'un équipement sensoriel assez onéreux, ce qui explique comme pour le ZMP son utilisation dans des cas particuliers (robotique mobile, gros engins de chantier/agricoles et les robots d'exploration).

**Stability Moment-SM, [PI06] et [Pet09]** Par rapport aux deux critères présentés précédemment, qui modélisent le phénomène de renversement au travers d'une force virtuelle (force centrifuge) appliquée au CdG, cette approche s'appuie sur une modélisation plus réaliste de la mécanique de renversement, puisqu'elle s'intéresse à l'impact des moments générés par les forces de contact roue/sol sur la stabilité du véhicule. Pour rappel, cette approche, qui a été présentée succinctement sur un modèle de roulis en 2D du véhicule en section 1.4, est ici généralisée à un véhicule en trois dimensions en considérant pour chaque roue les trois composantes des efforts de contact roue/sol.

Dans le cadre du renversement latéral, cette approche permet de définir une métrique



de stabilité normalisée  $R_{SM}$  :

$$R_{SM} = \frac{SM_L - SM_R}{SM_L + SM_R} \quad (1.11)$$

$SM_L$  et  $SM_R$  sont la somme des moments générés respectivement par les côté gauche et droit au niveau du CdG, qui tendent à déstabiliser le véhicule dans son plan de roulis. D'après (1.11), lorsque le  $R_{SM}$  est égal à 1 ou  $-1$ , un des deux moments globaux ( $SM_L$  et  $SM_R$ ) est nul, ce qui implique que les forces de contact entre la roue et le sol sont inexistantes. De ce fait, les deux roues d'un des deux côtés ne sont plus en contact avec le sol et le véhicule est d'après notre définition de la stabilité en situation de renversement.

L'évaluation de ce critère nécessite la mesure des forces de contact et de la position du centre de gravité par rapport aux points de contact entre la roue et le sol. Ces mesures requièrent l'utilisation de capteurs très coûteux comme notamment les capteurs dynamométriques (8 000€), qui installés dans chaque roue permettent la mesure du torseur des efforts.

Afin de se passer de ces capteurs dynamométriques pour une possible utilisation par l'industrie automobile, une mesure indirecte du  $R_{SM}$  a été proposée dans la littérature (Indirect SM form, [Pet09]). Cette dernière nécessite la connaissance ou la mesure des quantités suivantes :

- Vitesses angulaires, accélérations angulaires et accélérations linéaires du châssis et de chaque roue,
- Connaissance de la position du CdG du châssis et des roues par rapport aux points de contact avec le sol, ce qui impose la mesure du déplacement des suspensions et de la connaissance de leurs cinématiques.

Au vu des mesures nécessaires à l'estimation de ce critère, il est évident que l'instrumentation requise n'est largement pas adaptée au cas des véhicules de type quad.

**Inclinaison critique du véhicule et Time To Rollover-TTR, [CP99]** Ce principe a déjà été évoqué en section 1.3.4.2 lors de la présentation du système de sécurité actif expérimental [RJ11]. Pour rappel, le véhicule est considéré stable tant que son inclinaison ne dépasse pas une valeur critique à définir. Cependant, les principales limitations de cette solution viennent de la méthode pour l'estimation de l'inclinaison du véhicule, qui nécessite d'une part un équipement sensoriel onéreux (centrale inertielle), et qui d'autre part n'est pas viable à haute vitesse, ce qui en fait un critère de stabilité statique.

Bien que, le Time To Rollover (TTR) soit un critère dynamique grâce à la prédiction de l'inclinaison latérale du véhicule, qui par exemple est évaluée dans [CP99] à partir de sa valeur actuelle et de la vitesse de roulis, son utilisation reste limitée dans notre cadre applicatif. Premièrement, le TTR souffre des mêmes limitations que son homologue en statique (mesure d'une inclinaison sur un véhicule en mouvement). Deuxièmement, l'ampleur de la vitesse de roulis d'un véhicule est faible (de l'ordre de  $10^\circ \text{s}^{-1}$  en fonction du réglage des suspensions) lors de la prise d'un virage, ce qui implique un rapport signal

sur bruit très faible. Par conséquent, l'utilisation de la vitesse de roulis pour la prédiction de l'inclinaison de roulis ou de son estimation par intégration n'est pas envisageable. De manière analogue, le même type de remarque peut être faite en ce qui concerne l'estimation d'une inclinaison critique de tangage.

**Critère énergétique** A partir du formalisme de Lagrange, la stabilité d'un véhicule peut être caractérisée par l'évaluation de son énergie potentielle et/ou cinétique. Le principe est dans un premier temps de calculer l'énergie potentielle critique  $U_{crit}$  menant à une situation de renversement. Une fois cette énergie connue, l'objectif est d'estimer en temps-réel l'énergie mécanique globale du véhicule (Potentielle  $U$  + Cinétique  $T$ ) et de la comparer à notre énergie critique  $U_{crit}$ . Si l'énergie estimée dépasse le seuil critique, le véhicule est potentiellement en situation de renversement. Par conséquent, la marge de stabilité actuelle du véhicule est définie par l'expression suivante :

$$E_{\Delta} = U_{crit} - (U + T) \quad (1.12)$$

A partir de (1.12), il est possible de définir un critère de stabilité normalisé (variant de 0 à 1), qui est généralement appelé DRM (Dynamic Rollover Energy Margin) :

$$DRM = 1 - \frac{U + T}{U_{crit}}, \quad DRM \in [-1 : 1] \quad (1.13)$$

Même, si ce principe a été appliqué aussi bien en robotique mobile ([HTY01]) qu'aux véhicules routiers ([Dah01],[JG04]), son emploi reste dans la pratique très complexe. En effet, le calcul des énergies potentielle et cinétique d'un véhicule suspendu nécessite d'une part la modélisation des suspensions (raideur et amortissement) et d'autre part la connaissance exacte de la position du CdG, ce qui implique évidemment un système de perception inadapté aux véhicules de type quad.

**Transfert de Charge** Cette notion, qui a déjà été expliquée en section 1.4, décrit le phénomène de variation des efforts normaux exercés sur les quatre pneumatiques lorsque le véhicule est soumis à une accélération longitudinale ou latérale. Par exemple, dans le cas d'un virage à gauche, voir Figure 1.23, les roues extérieures au virage sont soumises à un effort vertical plus important à cause du transfert de masse. Si ce dernier devient trop important, les roues intérieures au virage décollent du sol et leurs efforts normaux sont nuls.

Ainsi, l'expression mathématique du critère de stabilité latéral  $TCLa$ , qui est généralement admise dans la littérature ([OBA99], [SCS06]), est définie comme pour le critère énergétique sous une forme normalisée :

$$TCLa = \frac{F_{n1} - F_{n2}}{F_{n1} + F_{n2}}, \quad TCLa \in [-1 : 1] \quad (1.14)$$

Avec  $F_{n1}$  et  $F_{n2}$ , la somme des efforts normaux respectivement des côtés gauche et droit du véhicule.

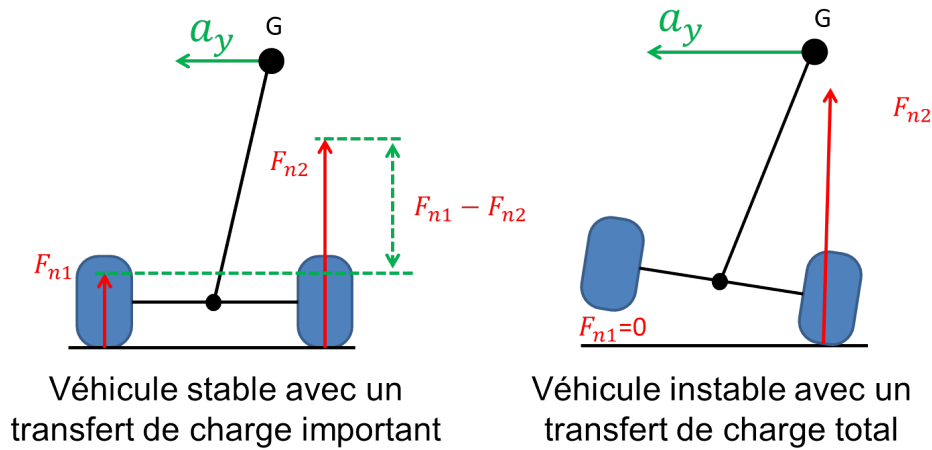


FIGURE 1.23 – Mise en évidence du Transfert de Charge Latéral (TCLa) durant un virage à gauche

D’après l’équation précédente, si la valeur absolue du TCLa est égale à 1, les efforts d’un des deux côtés sont nuls, ce qui implique que les roues de ce même côté ne sont plus en contact avec le sol. A partir de ce moment là, le véhicule est en situation instable avec un risque de renversement avéré. Naturellement, cette définition peut s’étendre à la caractérisation du risque de renversement longitudinal en considérant la somme des efforts normaux des essieux avant et arrière (respectivement  $F_{nA}$  et  $F_{nB}$ ) :

$$TCLo = \frac{F_{nA} - F_{nB}}{F_{nA} + F_{nB}}, \quad TCLo \in [-1 : 1] \quad (1.15)$$

où le  $TCLo$  représente le Transfert de Charge Longitudinal.

Finalement, ce critère est un des plus utilisés en robotique mobile car il permet de décrire exactement la notion de stabilité définie par la perte de contact des roues, que cela soit dans le plan de roulis ou de tangage. Du point de vue de son évaluation, elle peut être réalisée d’une première manière par une mesure directe des effort normaux grâce à des capteurs dynamométriques installés dans les roues. Même si ces capteurs sont très chers, ils permettent d’obtenir une réalité terrain précise, ce qui est intéressant en phase d’études. Toutefois, les modèles dynamiques utilisés afin d’obtenir une expression analytique de son évolution sont relativement simples même avec la prise en compte de l’influence des suspensions, ce qui permet d’estimer le critère de stabilité avec uniquement des mesures facilement accessibles (accélérations). De surcroît, l’utilisation d’un critère normalisé permet de définir aisément une marge de sécurité en fixant un seuil strictement inférieur à 1. Par exemple, dans le cadre de la prévention du risque de renversement latéral, la marge de sécurité généralement admise dans la littérature est de 20% (i.e.  $|TCLa| < 0.8$ ).

### 1.6.3 Conclusion : choix du critère de stabilité dédié aux VLTT

Même si tous les critères ont été développés pour détecter la même situation (perte de contact des roues avec le sol), d’une part leur précision n’est pas identique et d’autre part

leur intégrabilité sur un VLTT de type quad est inégale à cause essentiellement du coût de l'instrumentation requise à leurs évaluations. Ainsi, les critères de stabilité nécessitant une estimation en temps-réel de la position du CdG ne sont pas viables dans notre cadre d'application, ce qui exclue la grande majorité des critères : le Zero Moment Point, le Force Angle Measurement, le Stability Moment et le critère énergétique.

Par conséquent, les trois derniers critères pour lesquels l'instrumentation requise est compatible avec les VLTT sont le critère statique, l'inclinaison critique et le Transfert de Charge longitudinal ou latéral. Premièrement, l'incapacité du critère statique à prendre en compte les phénomènes transitoires est rédhibitoire puisque nous nous intéressons à identifier la stabilité du véhicule dans toutes les conditions et en particulier aux hautes vitesses.

Deuxièmement, comme expliqué précédemment et en section 1.3.4.2, un critère basé sur la mesure d'une inclinaison n'est pas viable dans le cas d'un véhicule en mouvement à cause de sa dynamique latérale perturbant la mesure de l'inclinaison, même lorsqu'elle est réalisée à partir d'une centrale inertielle. Par ailleurs, la solution consistant à estimer sa valeur à partir de l'intégration de la vitesse de roulis ou de tangage est encore moins envisageable en milieu tout-terrain à cause du bruit de mesure important provoqué par le terrain d'évolution plus ou moins chaotique, qui provoquera inévitablement des erreurs importantes d'intégrations.

Finalement, la détection du risque de renversement à partir de la notion de Transfert de Charge (TLCa ou TCLo) a le double avantage qu'elle n'a besoin que d'une modélisation du véhicule relativement simple (modèle 2D de roulis et de tangage) et que son utilisation ne requiert a priori que la mesure des accélérations (tout au moins pour son estimation). En effet, d'après l'étude préliminaire de la mécanique de renversement réalisée en section 1.4.1, les variations du TCLa ou du TCLo sont accessibles au vu des équations (1.4) et (1.6), dès que l'évolution de l'angle de roulis ou de tangage est caractérisée. Ces deux angles représentent l'influence de la suspension sur la dynamique du véhicule et ne doivent pas être confondus avec les inclinaisons du véhicule représentant son orientation par rapport à la direction de la gravité. Comme l'évolution des angles de roulis et de tangage dépend du système de suspension, nous verrons lors du chapitre 2 une méthode simple permettant de modéliser leurs impacts sur le transfert de charge du véhicule. Par ailleurs, le seuil critique de renversement est facilement réglable, puisque la stabilité du véhicule est proportionnelle à un nombre compris entre 0 (aucun risque de renversement) et 1 (détection d'un possible retournement).

En conclusion, dans le but de développer un système de sécurité actif dédié aux VLTT, la notion de transfert de charge apparaît comme étant la plus pertinente. De surcroît, la possibilité de mesurer précisément ce phénomène grâce à des capteurs dynamométriques permettra lors des expérimentations de valider aisément les algorithmes proposés (qui eux n'utilisent pas ces capteurs, pour des raisons de coût évidentes). Par conséquent, une situation de renversement est considérée dans nos travaux par la définition suivante :

**Définition 1.** Un véhicule est considéré dans une situation instable à partir du moment où le Transfert de Charge Longitudinal ou Latéral atteint une valeur absolue de 1.

## 1.7 Solutions développées pour la stabilité des véhicules

### 1.7.1 Introduction

Même si l'ensemble des critères de stabilité présentés précédemment peuvent tout aussi bien détecter les situations de renversement longitudinal que latéral, les systèmes de sécurité s'intéressent plus particulièrement à maintenir la stabilité latérale du véhicule, puisque historiquement la grande majorité des recherches a été dédiée aux véhicules routiers qui ne sont pas assujettis au renversement longitudinal. Ainsi, en fonction de l'instrumentation disponible sur le véhicule, une multitude de brevets à travers le monde a été proposée pour à peu près tous les types de véhicule (camions, voitures,  $4 \times 4$ , machines agricoles, etc.) afin de limiter les risques de renversements latéraux.

Les premières solutions permettaient uniquement d'avertir le pilote à l'aide d'un signal sonore ou visuel quand l'estimation ou l'anticipation du critère de stabilité dépassait un seuil critique. Néanmoins, malgré la capacité à détecter avec précision le risque de renversement, l'évitement de l'accident n'est pas garanti, puisque l'action correctrice nécessaire devait être réalisée par le conducteur lui-même, dont le temps de réaction est parfois trop long au vu de la dynamique du véhicule, et particulièrement en milieu tout-terrain. On peut citer par exemple, les systèmes d'information Tilt Monitoring System [TRVRI] et LGAAlert [Ltd], qui sont respectivement destinés aux poids lourds et aux camions de pompier.

C'est pourquoi, la recherche mondiale se focalise aujourd'hui sur le développement de systèmes mécatroniques dédiés essentiellement à la stabilité latérale des véhicules. Ces solutions permettent de contrôler totalement ou partiellement les paramètres influençant le risque de renversement latéral. En dehors des paramètres liés à l'environnement, il est possible d'agir sur la géométrie du véhicule (hauteur du CdG, voie, empattement). Cependant, ces solutions se limitent à des cas particuliers où la modification de telles grandeurs est possible à l'arrêt voire à très basse vitesse, comme par exemple pour certains engins de chantier ou agricoles [DTLB12] et les robots d'exploration [BGBB08]. Dans le cas des véhicules évoluant à hautes vitesses, les rétroactions sont principalement effectuées sur les commandes du pilote (vitesse, accélération, angle de braquage) et les suspensions du véhicule pour principalement des raisons de facilité de mise en œuvre quant à l'instrumentation et aux actionneurs. La partie suivante est donc dédiée à la présentation de ces systèmes.

### 1.7.2 Systèmes de sécurité passifs

Le premier système proposé dans l'objectif de stabiliser les véhicules dans le plan de roulis est la barre Panhard, qui fut conçue par la société française "Panhard & Levassor" en 1929. Cette barre, qui équipe aujourd'hui toutes les voitures, est connue sous le nom de Barre Anti-Roulis (BAR) ou Barre stabilisatrice. Comme son nom l'indique, cette barre a pour objectif de limiter l'évolution de l'angle de roulis, due lors d'une prise de

virage à l'écrasement des suspensions extérieures sous l'effet du transfert de charge. Cette prise d'angle est dommageable d'une part pour la stabilité en lacet du véhicule à cause de la perte d'adhérence des roues intérieures au virage, qui sont délestées. D'autre part, l'augmentation de l'angle de roulis implique un décalage du CdG vers l'extérieur du virage ce qui amplifie le transfert de charge et donc augmente le risque de renversement latéral.

Une barre anti-roulis est un élément mécanique de forme cylindrique en "U" reliant les deux suspensions d'un même essieu (avant ou arrière). Comme le montre la Figure 1.24, avec cette forme spécifique, si les deux roues ne sont plus à la même hauteur, la barre est soumise à un couple de torsion, ce qui a pour conséquence de transférer une partie de l'effort normal d'un côté vers l'autre et donc de réduire la différence de hauteur entre les deux roues. C'est pourquoi, elle permet à la fois de limiter la valeur de l'angle de roulis et le transfert de charge, qui sont par ailleurs deux grandeurs liées.

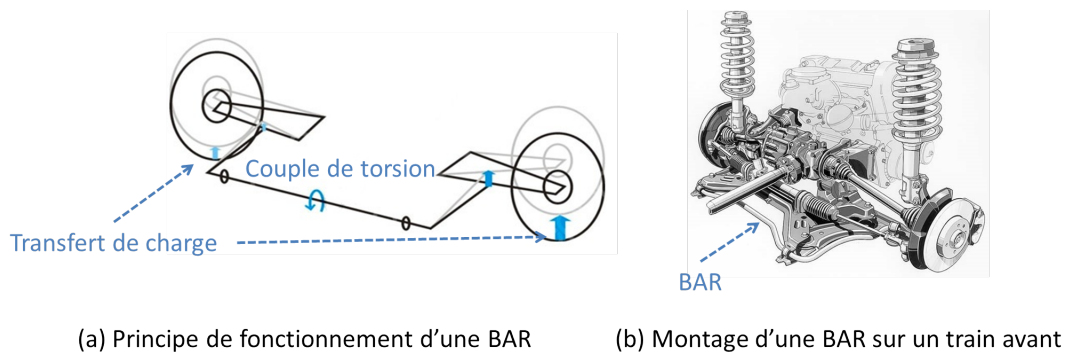


FIGURE 1.24 – Présentation du concept de la Barre Anti-Roulis, BAR

L'efficacité de la barre anti-roulis dépend naturellement de l'acier utilisé, de la position de ses ancrages sur la suspension, mais essentiellement de son diamètre, puisqu'elle travaille en torsion. Ainsi, son aptitude à diminuer le transfert de charge augmente avec la raideur de la barre, ce qui en contre-partie diminue largement la capacité de la suspension à filtrer les irrégularités du sol lors d'un virage. Une trop grande raideur limite aussi l'information quant aux conditions d'adhérence ressenties par le conducteur. En effet, si on conduit à l'extrême un véhicule dépourvu de suspension, comme un kart par exemple, il nous est très difficile de juger de la marge d'adhérence restante. C'est pourquoi, en conception automobile, la difficulté est de trouver un compromis entre confort et tenue de route.

De plus, l'impact du réglage de la barre anti-roulis ne se réduit pas à la limitation du transfert de charge et à l'augmentation de l'adhérence des roues intérieures au virage afin d'augmenter la tenue de route du véhicule. En effet, étant donné que les deux trains du véhicule en sont équipés, la différence de raideur entre les deux essieux permet d'influer sur le comportement sous- et sur-vireur du véhicule et donc sur sa trajectoire. C'est d'ailleurs pour cette raison, que les constructeurs se tournent vers des BAR actives afin d'améliorer les systèmes de stabilisation de trajectoire qui fonctionnent sur un freinage différentiel.

Cependant, ce type de solution n'est pas appliqué aux VLTT, car une BAR limite de manière importante le débattement des suspensions, qui permet justement aux véhicules tout-terrain d'avoir une bonne capacité de franchissement.

### 1.7.3 Systèmes de sécurité actifs

Les systèmes de sécurité actifs ne sont apparus qu'à partir des années 1990, car cela correspond à l'avènement des calculateurs bas-coûts suffisamment puissants et petits pour permettre l'estimation d'un critère de stabilité et la génération d'une commande adéquate en temps-réel. Ces systèmes se basent soit sur une modification des caractéristiques du véhicule (comportement des suspensions et position du CdG) ou soit sur une modification des commandes (angle de braquage, vitesse et freinage/accélération). On retrouve dans la première catégorie les Barres Anti-Roulis Actives (BARA) et les suspensions actives, et dans la deuxième le contrôle actif de l'angle de braquage et le freinage différentiel. L'objectif de cette partie est donc de présenter succinctement le principe de fonctionnement des différents mécanismes et des systèmes développés.

#### 1.7.3.1 Actions sur les paramètres du véhicule

**Principe des Barres Anti-Roulis Actives (BARA)** L'inconvénient des BAR passives est qu'une forte raideur permet certes d'augmenter la tenue de route en virage mais réduit en contre-partie fortement le confort notamment lors des lignes droites à cause de la réduction des débattements des suspensions. L'idée a donc été de développer un système actif qui permet de modifier la raideur de la BAR en temps-réel en fonction des circonstances (souple en ligne droite et rigide en virage) ou du comportement désiré par le conducteur (confortable, neutre, dynamique). La raideur de la BAR est généralement modifiée grâce à des actionneurs qui viennent plus ou moins la tordre afin de modifier le couple de torsion généré par celle-ci et donc son action. C'est dans cette optique que par exemple, BMW a développé le DD (Dynamic Drive, [Kon02]) pour ses voitures haut de gamme.

Dans le cas des poids lourds, qui sont des véhicules fortement assujettis aux renversement latéraux à cause de leur poids important et d'un CdG élevé, les BARA ont pour objectif de contrôler l'angle de roulis du véhicule afin d'augmenter la marge de stabilité latérale. En effet, en réduisant l'angle de roulis, la distance entre la projection du CdG dans le segment de sustentation et la limite de ce dernier est augmentée (voir section 1.6), ce qui améliore alors la marge de stabilité restante. Par exemple, le système, développé dans [SMC00] et représenté sur la Figure 1.25, est constitué de deux vérins hydrauliques reliant la BAR et le châssis du véhicule. La technique de commande est soit basée sur l'asservissement de l'angle de roulis autour d'une valeur cible, ou soit la génération d'un couple proportionnel à la valeur mesurée de l'accélération latérale. Le gain de commande dépend de sa valeur maximale admissible par le véhicule avant qu'il ne se renverse.

Finalement, le principe des BARA est en réalité un moyen facile et peu coûteux afin d'influer sur le comportement des suspensions pour aussi bien améliorer la tenue de route qu'augmenter la marge de stabilité latérale du véhicule. Cependant, la plage d'application est assez limitée à cause des limites même du principe de la barre anti-roulis, ce qui a amené le développement des suspensions actives.



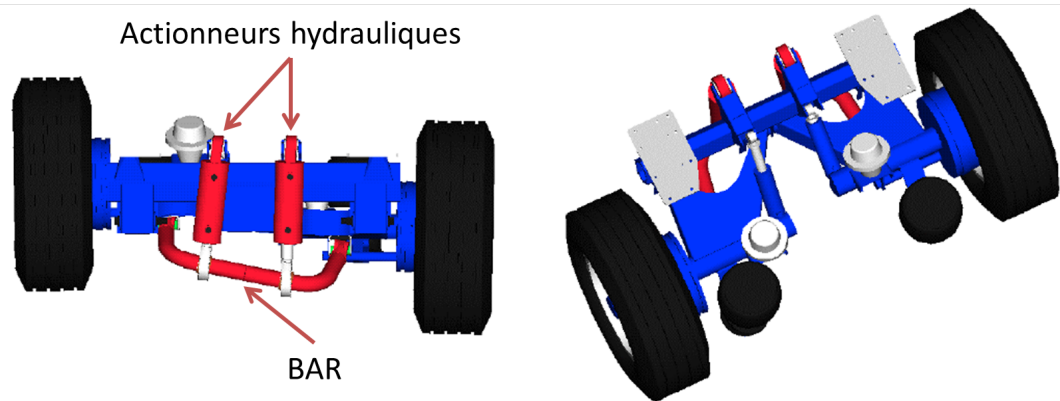


FIGURE 1.25 – Système de stabilisation avec une Barre Anti-Roulis Active (BAR), [SMC00]

**Systèmes de suspensions actives** Puisque la tenue de route ou la stabilité du véhicule dépend fortement du réglage des suspensions, différents systèmes ont été développés afin de modifier en temps-réel les paramètres de la suspension. Ces systèmes, qui équipent plus ou moins toutes les voitures haut de gamme quelle que soit leur marque, peuvent être divisés en deux catégories : les suspensions semi-actives et actives. La première catégorie (voir Figure 1.26(a)), qui est la plus répandue car la plus simple à concevoir, est basée sur le contrôle de l'amortissement, ce qui permet uniquement de dissiper de l'énergie. En revanche, en ce qui concerne les suspensions actives (voir Figure 1.26(b)), la raideur est aussi variable en plus de l'amortissement afin de pouvoir aussi bien dissiper que réinjecter de l'énergie dans la suspension. Le contrôle de la raideur est soit réalisé par l'ajout d'une force en parallèle de la suspension, soit en modifiant la longueur à vide du ressort. Pour le contrôle de l'amortissement, les techniques sont principalement basées sur la commande de valves afin de modifier les écoulements hydrauliques à l'intérieur de la suspension. Il peut être noté que récemment les recherches ([SA01], [SASM05], [Sle10]) s'intéressent aux propriétés des fluides magnéto-rhéologiques dont les fluidités dépendent du champ magnétique auquel ils sont soumis.

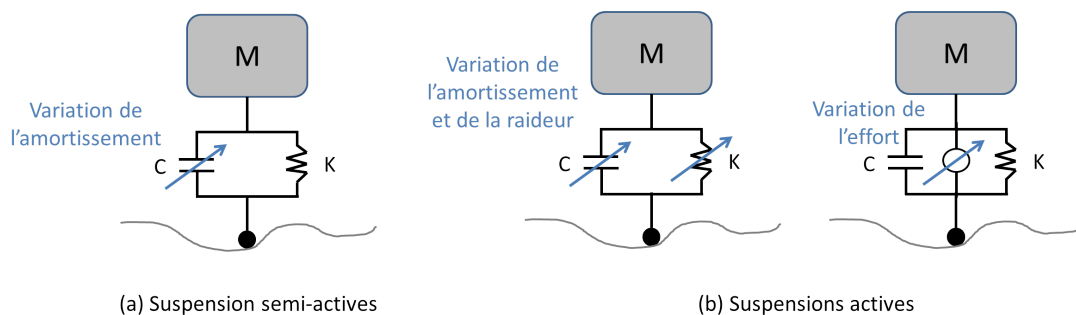


FIGURE 1.26 – Principaux types de suspensions actives

Si les deux catégories de suspensions peuvent être utilisées afin de réduire les risques de renversement latéral, deux approches sont proposées dans la littérature ([Lin94], [LCC96]). La première consiste à générer un moment de roulis (grâce aux suspensions actives) proportionnel à la valeur mesurée de l'angle afin de le minimiser. De manière analogue, la deuxième approche est basée sur la réduction du TCLa (qui est proportionnel à l'angle

de roulis, voir (1.4)) en créant aussi un couple de roulis. De manière concrète, ces deux approches augmentent significativement la stabilité et la manœvrabilité du véhicule : la marge de stabilité latérale est augmentée de 20 – 30%.

Dans le cas des robots d'exploration articulés (i.e. aussi dénommés : robots reconfigurables), les suspensions sont actives dans le sens où leurs débattements peuvent être commandés, ce qui a pour effet de modifier la position du CdG du robot (hauteur, position latérale). Ainsi, il est possible d'optimiser sa position en fonction de l'un des critères présenté dans la partie précédente afin d'augmenter ou d'assurer la stabilité du robot. Cependant, cette approche utilisée dans [BB97], [SW94] et [IRDS03] n'est pas adaptée aux véhicules routiers et aux VLTT en raison du coût élevé de la mise en place d'un tel système.

### 1.7.3.2 Actions sur les commandes du véhicule

A la différence des deux techniques présentées précédemment, la réduction du risque de renversement latéral est ici réalisée en agissant sur les commandes du véhicule qui influent directement sur la stabilité latérale. En marge de ces techniques, le principe de fonctionnement des systèmes d'anti-patinage et d'anti-cabrement développés par l'industrie des deux roues est aussi présenté, puisqu'il permet notamment d'éviter efficacement le renversement longitudinal des motocyclettes.

**Principe du contrôle actif de l'angle de braquage** L'avantage d'agir sur cette variable est qu'elle est directement liée au risque de renversement latéral puisqu'elle est à l'origine du changement de direction. Ainsi, les premiers systèmes basés sur le contrôle de l'angle de braquage sont apparus à la fin des années 1960 avec la démocratisation des directions assistées, qui permettent de contrôler la direction du véhicule. Une des premières solutions, proposée dans [KK69], permet de générer en fonction de la vitesse de lacet mesurée une commande additive sur l'angle de braquage des roues avant. Même si cette solution développée par Bendix n'a jamais été produite, elle a permis de mettre en place le principe de la commande active de l'angle de braquage, qui peut être représenté par la Figure 1.27.

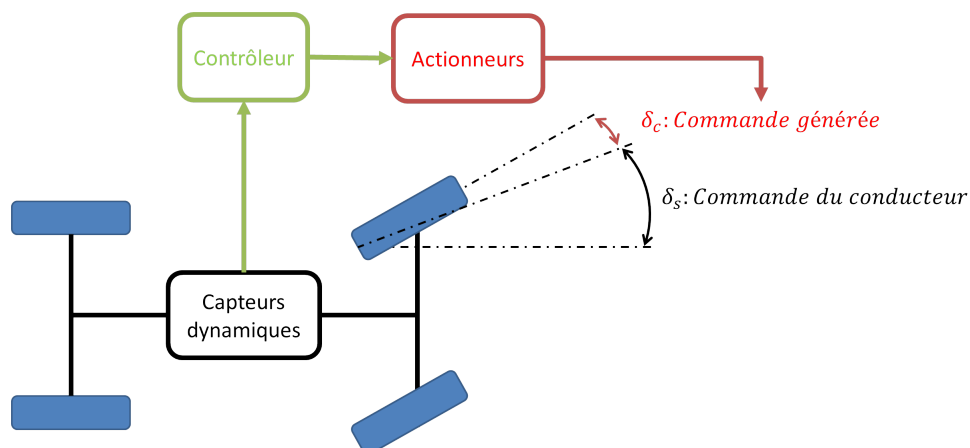


FIGURE 1.27 – Principe de la commande additive sur l'angle de braquage

En effet, ce principe a été récupéré par la société TRW, qui a développé une solution bas-coût permettant de modifier de quelques degrés la commande de l'angle de braquage du conducteur en fonction du risque de renversement. Ce système, qui est représenté sur la Figure 1.28, est composé de fixations élastiques (utilisation de bushing) reliant la colonne de direction au châssis et permettant uniquement son déplacement selon l'axe transversal (suivant l'axe  $y$  sur la Figure 1.28). Le contrôle de la translation de la colonne est réalisé par un système hydraulique ou électrique.

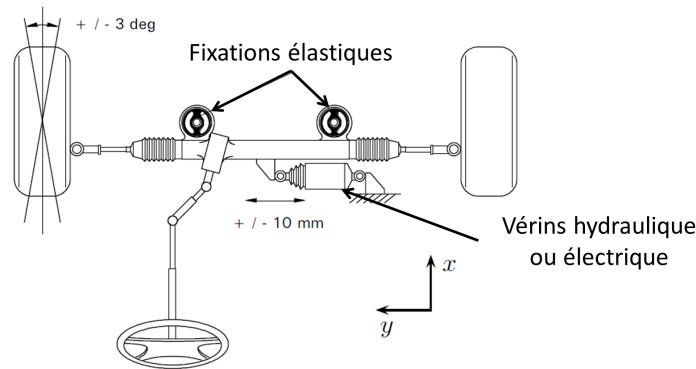


FIGURE 1.28 – Exemple d'implémentation d'un système de contrôle de l'angle de braquage par la société TRW

Sur ce principe de commande additive, un certain nombre de travaux ([AO98], [OBA99], [WMBS01], [SCS07]) utilisent le critère Transfert de Charge (TCLa) afin d'estimer la stabilité latérale du véhicule. Quelle que soit la méthode d'estimation du TCLa, leur objectif est de restreindre l'évolution du TCLa en dessous d'un seuil critique  $R_s$  ( $|TCLa| < R_s$ ,  $R_s \in [0 : 1]$ ) par ajout à la commande du pilote d'un terme correctif plus ou moins complexe sur l'angle de braquage.

De manière générale, ces solutions sont très efficaces pour l'évitement du renversement latéral car elles permettent d'agir très rapidement sur la commande qui est à l'origine de ce phénomène. Cependant, même si ce type de solution n'impacte que légèrement la trajectoire du véhicule, la législation européenne interdit la mise en place d'une telle commande sur les VLTT, ce qui écarte évidemment cette solution pour notre application.

**Principe du freinage différentiel** Par rapport au contrôle actif de l'angle de braquage, l'avantage du freinage différentiel est qu'il permet à la fois d'assurer la stabilité en lacet du véhicule (phénomènes de sous/sur-virage et de tête-à-queue) et celle en roulis. Afin de comprendre ce double effet, il convient d'abord de rappeler les deux origines des renversements latéraux pour les véhicules routiers.

La première est due au phénomène de tête-à-queue à cause d'une vitesse excessive en situation de sur-virage avec une perte d'adhérence du train arrière du véhicule, ce qui implique l'acquisition d'une vitesse latérale importante. Ainsi, lors de la reprise d'adhérence, cette vitesse latérale diminuera plus ou moins rapidement en fonction des conditions. Lorsque le véhicule est sur un sol comme de l'asphalte, la décélération latérale est tellement importante qu'elle entraîne le renversement du véhicule. Par exemple, ce type

de situation se retrouve sur autoroute lorsqu'une voiture part en tête-à-queue à cause de la pluie (aquaplaning) et qu'elle récupère soudainement l'adhérence au moment où elle se retrouve en travers de la route. L'objectif est donc de rétablir le comportement sous-vireur du véhicule afin d'éviter d'une part la perte de contrôle de la trajectoire du véhicule et d'autre part d'éviter par conséquent le risque de renversement. Cette situation est cependant peu courante pour les véhicules évoluant en milieu tout-terrain, car l'adhérence du sol est trop faible pour permettre une forte décélération. Aussi, dans le cas de ces véhicules, le tête-à-queue ne peut mener à un renversement latéral que lorsque les roues extérieures au virage viennent se bloquer contre un obstacle (pierres, racines, etc.). La deuxième origine du renversement correspond simplement à la prise trop rapide d'un virage sans que le véhicule ne perde l'adhérence. En effet, si la vitesse est trop rapide, l'accélération latérale générée peut mener au renversement du véhicule. Dans ce cas, la solution consiste à accentuer le comportement sous-vireur afin d'agrandir la courbure et donc de diminuer la vitesse de lacet.

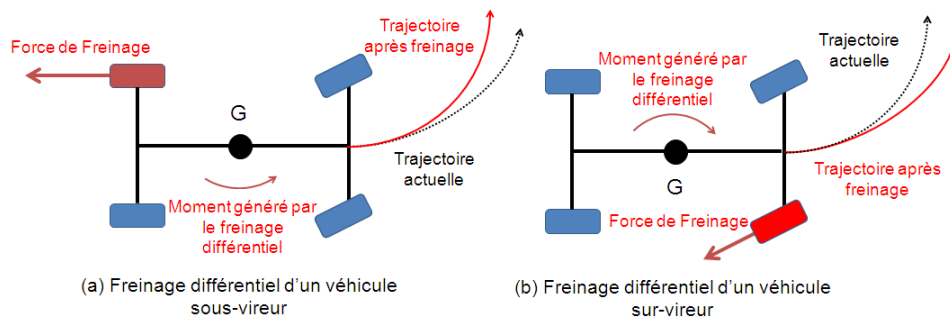


FIGURE 1.29 – Principe du freinage différentiel afin de modifier le comportement du véhicule (sous/sur-vireur)

Ainsi, en fonction de l'action désirée (empêcher le tête-à-queue ou limiter l'accélération latérale), le principe est de freiner intelligemment une des quatre roues de la voiture afin de modifier son comportement (sous/sur-vireur). Comme le montre la Figure 1.29 pour un virage à gauche, le freinage de la roue arrière gauche génère un couple de lacet au CdG qui tend à ramener le véhicule à l'intérieur du virage (à le rendre sur-vireur), alors qu'à l'inverse un freinage de la roue avant droite tend à écarter le véhicule de sa trajectoire (à le rendre sous-vireur). C'est pourquoi ces systèmes basés sur le freinage différentiel permettent à la fois de contrôler la stabilité directionnelle du véhicule et le risque de renversement latéral [Dah01].

Même si les systèmes commerciaux les plus connus sont l'ESP (Electronic Stability Program - [Bos06]) ou le VDC/VSC (Vehicle Dynamic/Stability Control - [HHJ+97]), tous les constructeurs ont leur propre système de stabilisation par freinage différentiel désigné sous différents noms. Au niveau de la recherche internationale, différentes solutions ont été proposées sur ce principe afin de réduire les risques de renversement latéral des véhicules. On peut citer par exemple [CP01] et [SHR06], où l'évaluation du risque est réalisée avec le critère de stabilité TTR (Time To Rollover, décrit dans 1.6.2.3). De même, il existe aussi de nombreux systèmes basés sur l'évolution du TCLa [OBA99], [GSB05a] et [SCS06], qui

stabilisent aussi la dynamique latérale grâce à un freinage différentiel.

Enfin, il est à noter que certaines recherches ([OBA99], [SCS06] et [SCS07]) visent à combiner le freinage différentiel et le contrôle actif de l'angle de braquage afin d'augmenter l'efficacité du système puisqu'une telle solution permet de contrôler les deux commandes responsables du renversement latéral : la vitesse et l'angle de braquage.

**Systèmes dédiés aux motocyclettes** Il existe deux grandes catégories en ce qui concerne les systèmes de sécurité actifs pour l'aide à la conduite des utilisateurs de motocyclettes. La première correspond aux systèmes d'anti-blocage de la roue avant et/ou arrière. Ces systèmes, qui sont pour la plupart développés par la société Bosch (Antilock Braking System, [Bos06]), sont aussi disponibles pour les motocyclettes et sont même de série sur certains modèles d'entrée de gamme comme par exemple sur la Honda CB 500 X. Par ailleurs, l'entreprise Bosch vient de commercialiser le premier équivalent ESP pour motocyclettes avec pour grande innovation la prise en compte de l'inclinaison de la motocyclette (tangage et roulis). Désigné sous l'appellation MSC (Motorcycle Stability Control), il permet d'aider significativement le conducteur à suivre sa trajectoire désirée lors d'un freinage d'urgence dans un virage tout en conservant la stabilité du véhicule. En effet, comme le frein arrière ne permet pas de ralentir efficacement une motocyclette, le conducteur est obligé de freiner de l'avant, ce qui implique le redressement de la motocyclette et donc la possibilité pour le pilote de se retrouver à contre-sens sur la route en sortie de courbe. Afin d'éviter ce type de situation, le système MSC, combiné à un ABS, permet de mettre en place une action intelligente sur le freinage des roues avant et arrière afin de ralentir le véhicule en toute sécurité tout en réduisant considérablement le phénomène de redressement du véhicule lors d'un freinage d'urgence en courbe.

La deuxième catégorie de systèmes de sécurité a été développée afin de proposer aux utilisateurs de deux roues motorisés des solutions permettant d'éviter les chutes liées à une mauvaise maîtrise de la puissance du véhicule (i.e. couple transmis à la roue arrière). En effet, la moto peut se cabrer et finir par se renverser, principalement lors des lignes droites ou des démarrages, à cause d'une trop forte accélération. Pour les mêmes raisons, la moto peut chuter lors des prises d'angles importants à cause de la diminution de la surface de contact du pneumatique arrière, qui n'est plus apte à transmettre le couple désiré et qui par conséquent perd l'adhérence. Ainsi, développé à la base pour le milieu compétitif mais disponible aujourd'hui sur les véhicules commerciaux, tous les grands constructeurs ont leur propre système de contrôle du couple transmis à la roue arrière :

- S-KTRC : Sport Kawasaki Traction Control
- DTC : Ducati Traction Control
- TCS : Traction Control System (Honda)
- ASC : Anti Slip Control (BMW)

Leurs principes de fonctionnement sont identiques puisqu'ils sont tous basés sur une coupure de l'injection dès qu'une situation de patinage ou de renversement longitudinal

est détectée. L'objectif est d'annuler le couple transmis à la roue arrière, puisqu'il est à l'origine de ces phénomènes de glissement et de retournement. Ces deux situations sont simplement détectées par la mesure d'une vitesse de rotation de la roue arrière plus importante que celle de la roue avant. Dans le cas de la perte d'adhérence, la roue arrière patine et donc tourne plus rapidement que la roue avant, qui n'est pas motorisée. Dans le cas d'un renversement longitudinal, la perte de contact de la roue avant par rapport au sol implique qu'elle n'est plus entraînée (car non motorisée) et donc sa vitesse de rotation diminue.

Naturellement, l'efficacité d'un tel système dépend du temps nécessaire entre la détection du phénomène et la disparition du couple moteur au niveau de la roue arrière. C'est pourquoi, ce type de solution s'est démocratisé à partir du début des années 2000 avec la norme EURO 3 qui a obligé l'ensemble des constructeurs à passer à une alimentation de type injection. En effet, un système d'anti-patinage est plus difficilement réalisable sur une alimentation de type carburateur car cela nécessite la conception d'un système mécanique qui coupe l'arrivée d'essence. De plus, le mélange air-essence n'étant pas réalisé dans le cylindre mais en amont, le temps de réaction n'est pas immédiat, ce qui impacte fortement l'efficacité du système, car lors d'un virage, le délai entre la perte d'adhérence et la chute du véhicule est d'autant plus court que la moto est inclinée. Ainsi, avec un système à carburation, il était uniquement possible d'éviter le patinage de la roue arrière lors des lignes droites ou les chutes lors de faibles inclinaisons. Cependant, avec les systèmes d'injection, la coupure d'arrivée d'essence se fait électroniquement et quasi-instantanément puisque cette fois-ci le mélange est effectué directement à l'intérieur du cylindre. Il reste évidemment un temps de latence entre la coupure d'essence et celle du couple à cause de l'inertie du moteur. C'est pourquoi les derniers systèmes à la pointe de la technologie sont combinés à des embrayages électroniques dont le temps de réaction est inférieur à la dixième de seconde. De manière générale, ces systèmes avec ou sans embrayage électronique sont à l'heure actuelle extrêmement efficaces, puisqu'ils permettent presque aux utilisateurs de motocyclettes d'accélérer sans avoir à estimer la marge d'adhérence disponible ou restante.

Ces exemples ont pour objectif de mettre en évidence que des systèmes similaires peuvent être envisagés sur les véhicules de type VLTT ou tout du moins en ce qui concerne les rétroactions sur le freinage et l'accélération, puisque ce type de système équipe des motocyclettes dont le prix est inférieur à 10 000€. Par exemple, il pourrait être intéressant de développer pour les VLTT récents équipés d'une alimentation par injection un système de "traction control" équivalent. Cela permettrait d'éviter les renversements longitudinaux avec l'avantage d'un coût en instrumentation limité (composée au minimum de deux capteurs de rotation : un par essieu) et d'une prise en compte native des conditions d'adhérence au vu de son principe de fonctionnement, point crucial pour notre application. Cependant, il ne sera pas développé dans le cadre de ce mémoire puisque nous nous intéressons à un système de sécurité adaptable à la plus grande majorité des VLTT, qui ne sont pas forcément alimentés par injection. De surcroît, certains VLTT sont motorisés par une transmission à quatre roues motrices, ce qui rend inutilisable ce type de système. En effet, que le véhicule patine ou cabre, les roues avant tourneront toujours à la même

vitesse puisqu'elles sont motorisées, empêchant la détection du risque de renversement.

#### 1.7.4 Conclusion

Nous avons pu remarquer que l'ensemble des systèmes de sécurité a été pensé pour le contexte routier où les principales préoccupations sont avant tout centrées sur la stabilité en lacet du véhicule. Il existe bien des systèmes dédiés à la stabilité latérale, mais ils ont été conçus pour des véhicules de type poids lourds, qui sont assujettis au risque de renversement latéral à cause de leurs caractéristiques géométriques (poids important, faible empattement par rapport à la hauteur du CdG) associées à des possibilités de vitesses élevées en virage. Ainsi, l'ensemble des systèmes n'est pas adaptable aux VLTT aussi bien pour des raisons de limitation des capacités dynamiques du véhicule que du coût en instrumentation et/ou en actionneurs trop élevé pour leur fonctionnement.

Cependant, même si les systèmes de sécurité actifs disponibles sur le marché de l'automobile nécessitent la mise en place d'actionneurs trop encombrants et trop onéreux pour un VLTT, ils ont démontré qu'un contrôle plus ou moins total des commandes du véhicule permet de réduire considérablement les risques de renversement latéral. C'est pourquoi, une partie du projet doit être concentrée sur le développement de systèmes similaires mais adaptés au cas des VLTT. Un axe de recherche intéressant au niveau des rétroactions possibles est par exemple de s'inspirer de ce qui est fait dans l'industrie du deux roues, où le coût du véhicule est sensiblement identique à celui d'un VLTT. Ainsi, il est possible d'envisager le développement de systèmes permettant de maintenir la stabilité d'un VLTT, puisque la conception d'un système de rétroaction sur les freins et/ou l'accélération du véhicule est industriellement viable. Toutefois, comme l'objectif de ces travaux est de proposer un système de sécurité adaptable au plus grand nombre de VLTT, ce type de rétroaction ne sera pas non plus développée dans ce mémoire.

Par conséquent, c'est la combinaison d'un nombre grandissant d'accidents graves en ce qui concerne l'utilisation des VLTT et d'un manque évident de solutions de sécurité actives réellement efficaces et disponibles sur le marché pour ce type de véhicule, qui a conduit à l'approche développée dans ce mémoire. Cette approche, qui définit le fil conducteur des travaux ici présentés, est détaillée dans la section suivante.

## 1.8 Conclusion : approche développée dans ce mémoire

Dans l'objectif de développer un système de sécurité actif dédié à la prévention des renversements pour les véhicules évoluant en milieu tout-terrain, il a d'abord été mis en évidence dans une première partie (voir section 1.6) la nécessité de développer un indicateur de risque basé sur les critères de stabilité  $TCLo$  et  $TCLa$  afin d'estimer la marge de stabilité du véhicule.

De plus, il a été aussi mis en évidence dans une seconde partie (voir section 1.7), que le système de sécurité ne pouvait être basé sur une variation des paramètres du véhicule (géométrie et suspension) pour des raisons de limitation trop importante des capacités dynamiques du véhicule et d'un prix excessif du système par rapport à celui d'un VLTT. De la même manière, les solutions existantes basées sur le contrôle des commandes du véhicule sont adaptées uniquement aux véhicules routiers, puisqu'ils sont déjà équipés des actionneurs nécessaires au fonctionnement du système. Malheureusement, il apparaît difficile d'équiper un VLTT d'un système de freinage différentiel ou d'une direction assistée pour aussi bien des raisons d'encombrement, de prix et de législation. Toutefois, au vu de ce qui est proposé pour les motocyclettes, une rétroaction simple sur les freins peut être envisagée mais uniquement sur des véhicules récents ou neufs.

Par conséquent et au vu des contraintes évoquées en section 1.5, le développement d'un système de sécurité adaptable à la majorité des VLTT s'articulera autour des points suivants :

**Point n°1 :** *Du fait que le système de sécurité est basé sur le calcul du  $TCLa$  et du  $TCLo$ , la modélisation du véhicule devra être la plus simple possible afin de limiter le nombre de capteurs nécessaires à son évaluation. De manière identique, les algorithmes, qui en découlent, devront être aussi simples que possible afin d'envisager la réalisation de commandes en temps-réel permettant l'évitement des renversements longitudinal et latéral.*

**Point n°2 :** *Les phénomènes de renversement ayant lieu à haute vitesse, il est impératif que les modèles proposés puissent prendre en compte la dynamique du véhicule. Dans le cas du renversement latéral, il apparaît aussi important de pouvoir estimer la dynamique de lacet du véhicule et en particulier de pouvoir caractériser son comportement (sous/surviveur). En effet, son impact sur la stabilité latérale est loin d'être négligeable, comme cela a pu être démontré. Par conséquent, ces remarques incitent à l'utilisation des principes issus de la dynamique pour la modélisation du véhicule.*

**Point n°3 :** *Étant donné que les conditions d'adhérence ou encore le relief du terrain rencontrés lors de l'évolution d'un VLTT en milieu naturel varient fortement et sont a fortiori non connues, leurs impacts sur la stabilité du véhicule doivent être pris en compte lors de sa modélisation.*

**Point n°4 :** *A cause du poids relativement faible du véhicule par rapport au pilote, sa position impacte la stabilité du véhicule. Ainsi, elle doit être d'une part mesurée ou*



*estimée, et d'autre part son impact doit être pris en compte lors de la modélisation du véhicule (avec pour priorité les déplacements latéraux).*

**Point n°5 :** *Dans l'optique de développer un système de sécurité actif, les technologies utilisées pour la mise en place des rétroactions sur les commandes du véhicule doivent être les moins encombrantes possibles et en accord avec le prix d'un VLTT. Évidemment, il en est de même pour le choix des capteurs nécessaires à l'évaluation du TCLa et du TCLo.*

# Chapitre 2

## Modélisation analytique du véhicule

### 2.1 Motivations

L'objectif général de ce travail est la création d'un système de sécurité actif, principalement pour les véhicules à forte dynamique évoluant en milieu tout-terrain. Pour cela, il faut dans un premier temps pouvoir caractériser le risque d'instabilité, et ensuite pouvoir le prédire. Des capteurs permettent une mesure directe de ce risque, comme les capteurs dynamométriques implantés dans les roues (voir l'annexe C ). Cependant, cette approche comporte plusieurs inconvénients :

- ces systèmes de capteurs sont en général très onéreux et donc incompatibles avec le prix d'un véhicule léger comme les quads,
- il est impossible de prédire la mesure et donc d'anticiper le risque.

Ce sont les raisons pour lesquelles le développement d'un modèle numérique du véhicule est préférable en vue d'estimer de tels efforts indirectement. Cependant la modélisation d'un véhicule quelconque peut être très complexe, puisqu'il est composé d'un grand nombre de degrés de liberté et de différents ensembles et sous-ensembles ayant des interconnexions. En effet, la dynamique du véhicule va dépendre de nombreuses excitations qui proviennent du pilote (angle de braquage, accélération, position du corps) et du sol (ses propriétés), mais elle dépend aussi de la conception mécanique du véhicule (suspensions, pneumatiques, position du centre de gravité, etc.). Une version schématique du système est proposée sur la Figure 2.1.

Une des méthodes les plus complexes mais la plus précise pour retranscrire la dynamique du véhicule est l'utilisation de logiciels de simulation comme MSC Adams ou LMS VirtualLab. Le premier est un logiciel d'analyse dynamique et de cinématique multi-corps, qui permet d'étudier la dynamique du mouvement des pièces, et de comprendre comment les charges et les forces sont distribuées dans un système mécanique. Le second est une suite d'applications intégrées permettant de simuler et d'optimiser les performances des systèmes mécaniques dans divers domaines comme par exemple l'intégrité des structures, l'acoustique et les vibrations, la dynamique des systèmes et la durabilité. Ces logiciels

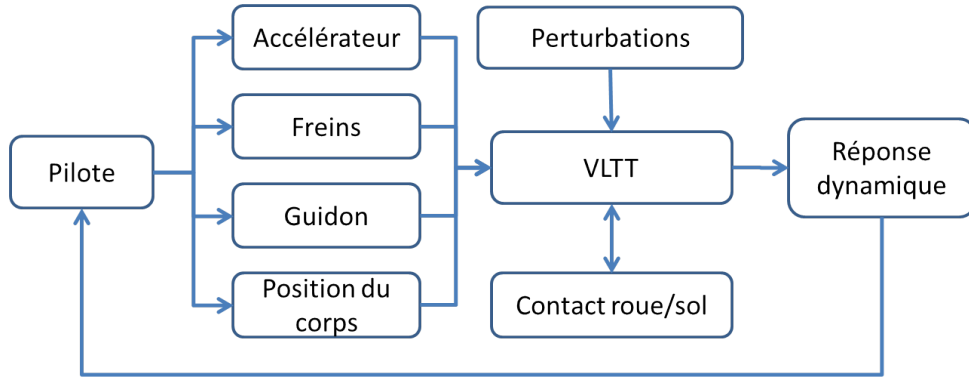


FIGURE 2.1 – Vue d'ensemble du système Véhicule Léger Tout-Terrain (VLTT)

sont très utilisés dans le secteur de l'automobile afin de vérifier par simulation le comportement dynamique du véhicule sans avoir forcément à produire un prototype. Il est évident que ce type de modélisation nécessite une très grande puissance de calcul, qui ne pourrait naturellement pas être implémenté sur un véhicule bas-coût.

Ainsi, le choix s'est porté sur le développement de modèles analytiques de véhicule grâce à la dynamique classique des solides indéformables (théorie de Newton-Euler ou de Lagrange). Cependant, il faut limiter autant que possible le degré de complexité du modèle dépendant du nombre de corps (solides, sous-systèmes) qui constituent le système complet. En effet, des modèles très complexes et précis peuvent être développés : [Ven03] et [NM<sup>+</sup>10]. Ils sont souvent dédiés à la création de simulateurs réalistes ou à l'identification de certains paramètres du véhicule. Afin d'explicitier la complexité de ce type de modèle, un modèle de quad développé dans [NM<sup>+</sup>10] est représenté sur la Figure 2.2.

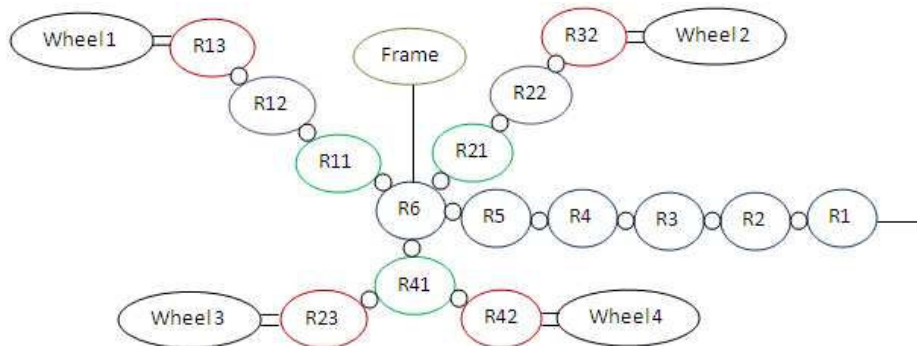


FIGURE 2.2 – Modèle de quad à 15 degrés de liberté

C'est un modèle 3D qui est composé de 15 degrés de liberté représentant les différents solides du quad. Par exemple,  $R_{11}$ ,  $R_{21}$  et  $R_{41}$  représentent le système de suspension du véhicule. Le nombre de degrés de liberté correspond donc au nombre de variables à estimer en dehors de la connaissance des paramètres de chaque solide modélisé (inertie, masse, position du CdG, etc). Par conséquent, son utilisation sur un véhicule réel nécessiterait un grand nombre de capteurs, ce qui n'est pas en adéquation avec notre application. Ainsi, afin de limiter le nombre de paramètres et de capteurs nécessaires à l'utilisation de notre modèle, la solution retenue a été de séparer la dynamique de lacet, de roulis et de tangage

à travers respectivement trois modélisations 2D simplifiées du véhicule.

De plus, en particulier en milieu naturel, le développement d'un modèle analytique d'un véhicule passe obligatoirement par la modélisation du contact roue/sol ([EII69] et [MMM95]). Effectivement, la monte pneumatique d'un véhicule représente plus de 70 % de ses performances dynamiques puisque la transmission des efforts passent entièrement par le contact roue-sol. De part leur conception, les pneumatiques sont des solides déformables, qui sous de fortes contraintes sont à l'origine du phénomène de glissement qui influence énormément le risque de renversement, comme cela a été mis en évidence en section 1.5. Toutefois, la modélisation de ce phénomène fait intervenir des modèles très complexes nécessitant la connaissance de nombreux paramètres, qui sont en plus variables dans le cas d'une application en milieu tout-terrain. Il est donc impératif de développer un modèle simplifié de contact tout en gardant la prise en compte du phénomène de glissement via des macro-paramètres, qui seront adaptés en temps-réel.

Ainsi, la première partie de ce chapitre est consacrée à la présentation des modèles 2D de roulis et de tangage, qui nous permettront de caractériser en temps-réel les risques de renversement latéral et longitudinal via l'estimation respectivement du TCLa et du TCLo. De plus, une première approche visant à prendre en compte la position du pilote sur le véhicule est proposée. Par la suite, la seconde partie a pour objectif de justifier la conception de notre modèle de contact roue/sol à partir d'un état de l'art sur les modélisations possibles. Finalement, la troisième partie est dédiée au développement du modèle 2D en lacet du véhicule basé sur notre modèle de contact. Ce modèle 2D nous permettra de décrire la dynamique latérale du véhicule en vue de prédire les variations du TCLa et donc d'être en mesure d'anticiper les situations à risque.

## 2.2 Modélisation de la dynamique de roulis et de tangage du véhicule

### 2.2.1 Modèle analytique du Transfert de Charge Latéral (TCLa)

#### 2.2.1.1 Modélisation en roulis du véhicule

Afin que la stabilité du véhicule puisse être évaluée en temps-réel et au vu de sa définition (1.14), les efforts normaux de chaque côté du véhicule doivent être estimés. Dans cet objectif, un modèle 2D en roulis du véhicule est tout d'abord proposé, comme décrit sur la Figure 2.3. Ce modèle est composé de deux parties qui sont le châssis et la partie suspendue du véhicule. La masse du châssis est négligée par rapport à la partie suspendue qui regroupe celle du véhicule et du pilote. Ainsi, la valeur des demi-voies du modèle ( $c_1$  et  $c_2$ ) correspondent à la position latérale du centre de gravité du système  $\{quad + pilote\}$  avec le pilote en position normale (assis au centre du siège).

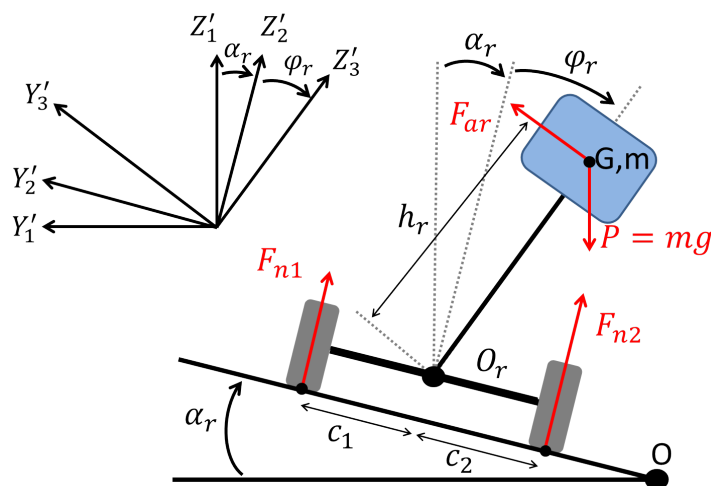


FIGURE 2.3 – Modèle de roulis du véhicule

Cette représentation introduit les notations suivantes :

- $R'_1(x'_1, y'_1, z'_1, O)$  est le repère terrestre, supposé Galiléen, avec  $O$  un point quelconque fixé au référentiel fixe,
- $R'_2(x'_2, y'_2, z'_2, O_r)$  est le repère attaché à la partie non-suspendue du véhicule,
- $R'_3(x'_3, y'_3, z'_3, O_r)$  est le repère attaché à la partie suspendue du véhicule,
- $\varphi_r$  est l'angle de roulis de la masse suspendue,
- $\alpha_r$  est l'inclinaison latérale du véhicule.
- $G$  est le centre de gravité de la masse suspendue ( $m$ ),
- $h_r$  correspond à la distance entre le Centre de Roulis ( $O_r$ , CdR) et le Centre de Gravité ( $G$ , CdG),
- $c_1$ ,  $c_2$  et  $c = c_1 + c_2$  sont les demi-voies et la voie du système  $\{quad + pilote\}$ ,

- $m = m_q + m_p$  est la masse du système  $\{quad + pilote\}$  avec  $m_q$  et  $m_p$  les masses respectives du quad et du pilote,
- $I_x$  est le moment d'inertie autour de l'axe perpendiculaire au plan passant par  $G$ ,
- $P$  est la force de gravité appliquée à la masse suspendue du véhicule, avec  $g$  la constante de gravité,
- $F_{n1}$  et  $F_{n2}$  sont respectivement les efforts normaux gauche et droit du véhicule,
- $F_{ar}$  est un effort virtuel appliqué au centre de gravité  $G$  permettant de modéliser l'effet des suspensions, mais aussi des efforts latéraux des roues. De cette façon, les équations d'évolution du TCLa sont grandement simplifiées et dépendent de peu de paramètres. De plus, cela permet la synthèse de lois de commande simplifiées afin de limiter sa valeur. D'autres travaux utilisent des méthodes équivalentes composées d'efforts extérieurs et d'amortissements internes, comme dans [MC02], [OBA99] et [SCS06]. Dans notre cas,  $F_a$  est paramétrée par  $K_r$  et  $B_r$ , qui sont respectivement la raideur et l'amortissement de roulis. Cet effort a pour expression mathématique :

$$\vec{F}_{ar} = \frac{K_r \varphi_r + B_r \dot{\varphi}_r}{h_r} \vec{y}_2 \quad (2.1)$$

La procédure d'étalonnage de  $h_r$ ,  $K_r$  et  $B_r$  est présentée en Annexe B.

### 2.2.1.2 Expression analytique du Transfert de Charge Latéral (TCLa)

En appliquant le principe fondamental de la dynamique au système représenté sur la Figure 2.3 et projeté dans le repère  $R'_2$ , nous obtenons :

$$\begin{aligned} m \vec{a}_G \cdot \vec{y}_2 &= \left( \vec{P} + \vec{F}_a + \vec{F}_{n1} + \vec{F}_{n2} \right) \cdot \vec{y}_2 \\ m \vec{a}_G \cdot \vec{z}_2 &= \left( \vec{P} + \vec{F}_a + \vec{F}_{n1} + \vec{F}_{n2} \right) \cdot \vec{z}_2 \\ \Delta_{G/R'_2}^{\vec{}} \cdot \vec{x}_2 &= \left( \vec{M}_{G,F_{n1}} + \vec{M}_{G,F_{n2}} \right) \cdot \vec{x}_2 \end{aligned} \quad (2.2)$$

$\vec{a}_G$  et  $\Delta_{G/R'_2}^{\vec{}}$  représentent respectivement l'accélération du véhicule au CdG et le moment dynamique de la partie suspendue du véhicule en  $G$ .  $\vec{M}_{G,F_{n1}}$  et  $\vec{M}_{G,F_{n2}}$  sont les moments dus aux efforts  $F_{n1}$  et  $F_{n2}$  en  $G$ . La dynamique de la partie non-suspendue est absente puisque sa masse et son inertie sont considérées comme négligeables. De surcroît, les dérivées première et seconde de la pente latérale du véhicule  $\alpha_r$  sont négligées devant celles de l'angle de roulis (i.e  $\dot{\alpha}_r \ll \dot{\varphi}_r$  et  $\ddot{\alpha}_r \ll \ddot{\varphi}_r$ ). En développant chaque terme de l'expression (2.2), nous obtenons :

$$\begin{aligned}
m \left[ \frac{d^2 \overrightarrow{OO_r}}{dt^2} + \frac{d^2 \overrightarrow{O_r G}}{dt^2} \right] \cdot \vec{y}_2 &= F_{ar} \cos(\varphi_r) - mg \sin(\alpha_r) \\
m \left[ \frac{d^2 \overrightarrow{OO_r}}{dt^2} + \frac{d^2 \overrightarrow{O_r G}}{dt^2} \right] \cdot \vec{z}_2 &= (F_{n1} + F_{n2}) + F_{ar} \sin(\varphi_r) - mg \cos(\alpha_r)
\end{aligned} \quad (2.3)$$

$$I_x \ddot{\varphi}_r - \frac{1}{2}(I_y - I_z)[\dot{\theta}^2 \sin(\varphi_r + \alpha_r)] = c_1 F_{n1} - c_2 F_{n2} + h_r \sin(\varphi_r)(F_{n1} + F_{n2})$$

Avec  $\dot{\theta}$  la vitesse de lacet du véhicule : vitesse de rotation autour de l'axe  $\vec{z}_2$ .

Étant donné que le véhicule est équipé d'un accéléromètre trois axes sur sa partie non-suspendue, les accélérations dues à sa dynamique ( $\frac{d^2 \overrightarrow{OO_r}}{dt^2} \cdot \vec{y}_2$  et  $\frac{d^2 \overrightarrow{OO_r}}{dt^2} \cdot \vec{z}_2$ ) et à la gravité ( $-g \sin(\alpha_r)$  et  $-g \cos(\alpha_r)$ ) sont directement mesurées. Ces mesures tiennent compte de l'accélération gravitationnelle, car la technologie utilisée pour les accéléromètres à faible coût (par exemple les matériaux piézoélectriques) mesure une force appliquée à une masse et non directement une accélération. Ainsi, avec la notation suivante :

$$\begin{aligned}
A_y^{O_r} &= \frac{d^2 \overrightarrow{OO_r}}{dt^2} \cdot \vec{y}_2 + g \sin(\alpha_r) \\
A_z^{O_r} &= \frac{d^2 \overrightarrow{OO_r}}{dt^2} \cdot \vec{z}_2 + g \cos(\alpha_r)
\end{aligned} \quad (2.4)$$

le système (2.3) devient :

$$\begin{aligned}
m \left[ A_y^{O_r} + \frac{d^2 \overrightarrow{O_r G}}{dt^2} \right] \cdot \vec{y}_2 &= F_{ar} \cos(\varphi_r) \\
m \left[ A_z^{O_r} + \frac{d^2 \overrightarrow{O_r G}}{dt^2} \right] \cdot \vec{z}_2 &= (F_{n1} + F_{n2}) + F_{ar} \sin(\varphi_r)
\end{aligned} \quad (2.5)$$

$$I_x \ddot{\varphi}_r - \frac{1}{2}(I_y - I_z)[\dot{\theta}^2 \sin(\varphi_r + \alpha_r)] = c_1 F_{n1} - c_2 F_{n2} + h_r \sin(\varphi_r)(F_{n1} + F_{n2})$$

Les termes  $\frac{d^2 \overrightarrow{O_r G}}{dt^2} \cdot \vec{y}_2$  et  $\frac{d^2 \overrightarrow{O_r G}}{dt^2} \cdot \vec{z}_2$ , qui représentent l'accélération due au mouvement de la partie suspendue du véhicule par rapport au châssis, ont pour expression :

$$\begin{aligned}
\frac{d^2 \overrightarrow{O_r G}}{dt^2} \cdot \vec{y}_2 &= h_r \dot{\varphi}_r^2 \sin(\varphi_r) - h_r \ddot{\varphi}_r \cos(\varphi_r) + h_r \dot{\theta}^2 \sin(\varphi_r) \\
\frac{d^2 \overrightarrow{O_r G}}{dt^2} \cdot \vec{z}_2 &= -h_r \dot{\varphi}_r^2 \sin(\varphi_r) - h_r \ddot{\varphi}_r \sin(\varphi_r)
\end{aligned} \quad (2.6)$$

Cependant, lors d'une prise de virage, l'accélération due au mouvement des suspensions (nommée accélération de roulis) a bien moins d'importance sur la dynamique du véhicule que celle provoquée par la mise en rotation de celui-ci (nommée accélération de lacet) tant que la hauteur réelle du centre de gravité reste faible (sans doute non valable pour des

poids lourds, tracteurs, etc.). C'est pourquoi, l'accélération de roulis peut être négligée par rapport à celle de lacet dans notre cas. L'expression (2.3) peut être alors réécrite comme suit :

$$\begin{aligned} mA_y^{O_r} &= F_{ar} \cos(\varphi_r) \\ mA_z^{O_r} &= (F_{n1} + F_{n2}) + F_{ar} \sin(\varphi_r) \\ I_x \ddot{\varphi}_r - \frac{1}{2}(I_y - I_z)[\dot{\theta}^2 \sin(\varphi_r + \alpha_r)] &= c_1 F_{n1} - c_2 F_{n2} + h_r \sin(\varphi_r)(F_{n1} + F_{n2}) \end{aligned} \quad (2.7)$$

Par la suite, afin de pouvoir caractériser la dynamique de roulis d'un véhicule suspendu, il est nécessaire de disposer d'une équation d'évolution de l'angle de roulis  $\varphi_r$ . En injectant l'équation (2.1) dans la première de (2.7), l'expression de  $\dot{\varphi}_r$  peut être ainsi calculée :

$$\dot{\varphi}_r = \frac{m \cdot h_r \cdot A_y^{O_r}}{B_r \cos(\varphi_r)} - \frac{K_r}{B_r} \varphi_r \quad (2.8)$$

Les cas d'études expérimentaux ont montré que le terme  $I_x \ddot{\varphi}_r + \frac{1}{2}(I_y - I_z)[\dot{\theta}^2 \sin(\varphi_r + \alpha_r)]$  apparaissant dans la troisième ligne de (2.7) peut être négligé. De par cette hypothèse et en combinant les équations des systèmes (2.3) et de (2.1), le système permettant l'estimation en ligne du TCLa est le suivant :

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_r &= \frac{m \cdot h_r \cdot A_y^{O_r}}{B_r \cos(\varphi_r)} - \frac{K_r}{B_r} \varphi_r \\ F_{n1} &= \frac{(m \cdot A_z^{O_r} - F_{ar} \sin \varphi_r)(c_2 - h_r \sin \varphi_r)}{c_1 + c_2} \\ F_{n2} &= \frac{(m \cdot A_z^{O_r} - F_{ar} \sin \varphi_r)(c_1 + h_r \sin \varphi_r)}{c_1 + c_2} \\ TCLa &= \frac{F_{n1} - F_{n2}}{F_{n1} + F_{n2}} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Finalement, en combinant les efforts normaux  $F_{n1}$  et  $F_{n2}$  du système (2.9), l'expression analytique du TCLa se résume à :

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_r &= \frac{m \cdot h_r \cdot A_y^{O_r}}{B_r \cos(\varphi_r)} - \frac{K_r}{B_r} \varphi_r \\ TCLa &= \frac{c_2 - c_1}{c} + \frac{-2}{c} h_r \sin(\varphi_r) \end{aligned} \quad (2.10)$$

Au vu du système (2.10) et puisque  $A_y^{O_r}$  est fournie par l'accéléromètre, seule la position latérale du centre de gravité paramétrée par les demi-voies ( $c_1$  et  $c_2$ ) doit être connue afin de pouvoir estimer le TCLa en temps-réel. La méthode d'estimation des demi-voies est présentée en Annexe B.

A partir de (2.10), il est possible d'obtenir une expression encore plus simplifiée du transfert de charge latéral; sous l'hypothèse d'être en régime permanent (i.e.  $\dot{\varphi}_r = 0$ ) et de petits angles ( $\sin(\varphi_r) = \varphi_r$ ), le TCLa a pour expression :



$$TCLa_{permanent} = \frac{c_2 - c_1}{c} + \frac{-2}{c} \frac{mh_r^2 A_y^{Or}}{K_r} \quad (2.11)$$

Soit avec les mêmes demi-voies (i.e.  $c_1 = c_2 = \frac{c}{2}$ ) :

$$TCLa_{permanent} = \frac{-2}{c} \frac{mh_r^2 A_y^{Or}}{K_r} \quad (2.12)$$

Cette expression mathématique met en évidence les principaux facteurs influençant le TCLa (i.e. voir introduction 1.4.2) : on a l'accélération latérale, la voie du véhicule, sa masse et dans notre cas la raideur de suspension  $K_r$ . D'autres expressions du  $TCLa_{permanent}$  ont été proposées dans la littérature, comme dans [OBA99] et [NHTSAN05]. Dans [OBA99], la modélisation de roulis fait abstraction du système de suspension du véhicule, ce qui amène à une expression différente :

$$TCLa_{permanent} = \frac{2}{c} \frac{h A_y^{Or}}{g} \quad (2.13)$$

Avec  $h \neq h_r$ , qui représente ici la hauteur réelle du centre de gravité du véhicule, alors que  $h_r$  représente dans notre cas la distance  $O_r G$  reliée au paramètre de raideur  $K_r$  suivant notre modèle de suspension.

## 2.2.2 Modèle analytique du Transfert de Charge Longitudinal (TCLo)

### 2.2.2.1 Modélisation en tangage du véhicule

Afin d'envisager le développement d'un système de sécurité actif pour la stabilité longitudinale lors du franchissement de fortes pentes, le TCLo peut être extrait en suivant la même démarche que celle retenue pour la modélisation du TCLa. En effet, un modèle 2D en tangage du véhicule comme schématisé sur la Figure 2.4 peut être défini.

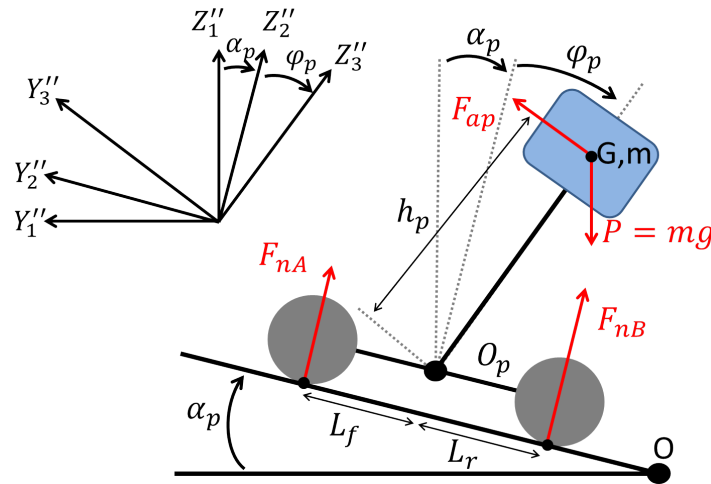


FIGURE 2.4 – Modèle de tangage du véhicule

De manière analogue à la Figure 2.3, cette représentation introduit de nouvelles nota-

tions :

- $R_1''(x_1'', y_1'', z_1'', O)$  est le repère terrestre, supposé Galiléen, avec  $O$  un point quelconque fixé au référentiel fixe,
- $R_2''(x_2'', y_2'', z_2'', O_p)$  est le repère attaché à la partie non-suspendue du véhicule,
- $R_3''(x_3'', y_3'', z_3'', O_p)$  est le repère attaché à la partie suspendue du véhicule,
- $\varphi_p$  est l'angle de tangage de la masse suspendue,
- $\alpha_p$  est l'inclinaison longitudinale du véhicule.
- $G$  est le centre de gravité de la masse suspendue ( $m$ ),
- $h_p$  correspond à la distance entre le Centre de Tangage ( $O_p$ , CdT) et le Centre de Gravité ( $G$ , CdG),
- $L_f$ ,  $L_r$  et  $L$  sont respectivement les demi-empattements et l'empattement du système  $\{quad + pilote\}$ ,
- $P$  est la force de gravité appliquée à la masse suspendue du véhicule, avec  $g$  la constante de gravité,
- $F_{nA}$  et  $F_{nB}$  sont respectivement les efforts normaux avant et arrière du véhicule,
- $F_{ap}$  est l'effort virtuel appliqué au centre de gravité  $G$  permettant de modéliser l'effet des suspensions, mais aussi des efforts longitudinaux des roues dans le plan de tangage.  $F_{ap}$  est ainsi paramétré par  $K_p$  et  $B_p$ , qui sont respectivement la raideur et l'amortissement de tangage. Cet effort a pour expression mathématique :

$$\vec{F}_{ap} = \frac{K_p \varphi_p + B_p \dot{\varphi}_p}{h_p} y_2'' \quad (2.14)$$

Les paramètres  $h_p$ ,  $K_p$  et  $B_p$  sont constants et peuvent être obtenus grâce à une procédure d'étalonnage explicitée en Annexe B.

### 2.2.2.2 Expression du Transfert de Charge Longitudinal (TCLo)

En utilisant les notations introduites précédemment et en considérant les efforts extérieurs décrits ci-avant, il est possible de déterminer une expression littérale du Transfert de Charge Longitudinal (TCLo). En appliquant le principe fondamental de la dynamique au système représenté sur la figure 2.4 et en suivant une démarche de développement similaire, nous obtenons le système suivant :

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_p &= \frac{m \cdot h_p \cdot A_x^{O_p}}{B_p \cos(\varphi_p)} - \frac{K_p}{B_p} \varphi_p \\ TCLo &= \frac{L_r - L_f}{L} + \frac{-2}{L} h_p \sin(\varphi_p) \end{aligned} \quad (2.15)$$

Avec  $A_x^{Op}$ , l'accélération longitudinale mesurée par l'accéléromètre et tenant compte de l'accélération gravitationnelle.

## 2.2.3 Prise en compte du conducteur sur la modélisation du véhicule

### 2.2.3.1 Introduction

Les modèles analytiques (2.10) et (2.15), qui permettent respectivement l'estimation du TCLa et du TCLo, considèrent une position centrée du pilote alors qu'en réalité celui-ci peut se déplacer dans les trois dimensions par rapport à la partie suspendue du véhicule. Comme la masse du pilote (de l'ordre de 80kg) n'est pas négligeable par rapport à celle d'un VLTT (100 – 400kg), sa position influe sur celle du centre de gravité du système  $\{quad + pilote\}$ . De ce fait, les paramètres  $L_f/L_r$ ,  $c_1/c_2$  et  $h_r/h_p$  des modèles (2.10) et (2.15), qui définissent sa position, sont impactés par la position du conducteur et par conséquent les transferts de charge du véhicule (TCLa et TCLo) le sont aussi.

En effet, un conducteur averti se déplacera de manière à ce que les transferts de charge diminuent lors des phases dangereuses (virage à haute vitesse, forte accélération en pente, etc.), alors qu'à l'inverse un conducteur débutant peut mal se positionner et augmenter le risque de renversement. Ce mauvais placement est souvent dû à la dynamique élevée du quad qui emporte le conducteur notamment lors des phases de virage. Dans les deux cas, il convient de prendre en compte cette influence afin que notre système de sécurité ne sous- ou sur-estime pas le risque de renversement. Pour ce faire, l'objectif général est d'estimer en temps-réel la position du pilote afin de modifier en conséquence les paramètres  $L_f/L_r$ ,  $c_1/c_2$  et  $h_r/h_p$ . Une première solution est proposée dans la section suivante afin de mesurer les positions qui impactent le transfert de charge latéral :

- Pilote assis :
  - en avant/arrière,
  - décalé sur la gauche/droite,
- Pilote debout.

La position à la fois debout et suffisamment décalée sur le côté pour impacter la stabilité latérale n'est pas prise en compte dans ce mémoire, car elle ne correspond pas à une position naturelle du pilote. En effet, le pilote peut difficilement se déplacer sur le côté en position debout, car sinon cela implique que le pied opposé ne repose plus sur le cale-pied à cause de la présence du siège. Le pilote est alors en déséquilibre et le danger principal n'est plus le retournement du véhicule, mais l'éjection du conducteur en dehors du quad ce qui n'est pas l'objet des travaux ici présentés.

### 2.2.3.2 Prise en compte du déplacement latéral du pilote

La solution proposée pour la prise en compte de la position latérale du pilote est de mesurer le poids qu'il applique sur chaque cale-pied grâce à des capteurs de pression

comme le montre la Figure 2.5.

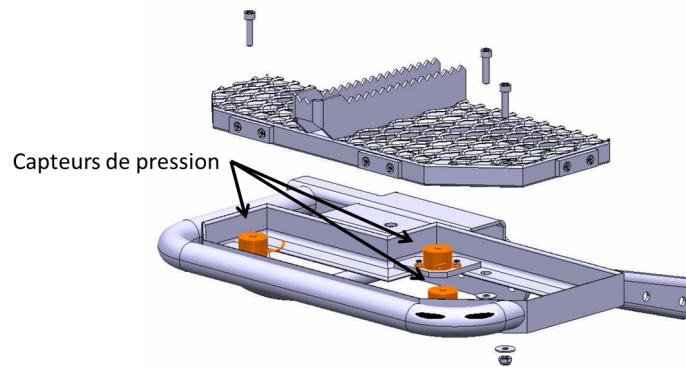


FIGURE 2.5 – Vue éclatée d'un cale-pied avec intégration des capteurs de pression

En effet, si un pilote averti décale son bassin du bon côté, le pied extérieur au virage ne peut rester sur le cale pied et tout le poids du pilote repose sur l'autre. Cette configuration particulière peut être observée sur la Figure 2.6. A l'inverse, si le pilote se fait suffisamment emporter par l'accélération latérale pour que le déplacement de son corps ait un impact négatif sur le transfert de charge, les appuis sur les cale-pieds sont inversés : la force sur le cale-pied intérieur au virage est faible voir nulle. De plus, la somme des poids appliqués sur les cale-pieds gauche et droit n'est pas les mêmes en fonction de la position du pilote (assis ou debout) : le siège récupère une grande partie du poids lorsque le pilote est assis.



FIGURE 2.6 – Mouvement latéral du pilote lors d'un virage

Ainsi, en fonction du transfert de charge du pilote, nommé  $TCP$  et défini par la différence entre le poids appliqué à gauche  $P_{gauche}$  et à droite  $P_{droite}$  divisée par la somme des deux, nommée  $P_{total}$ , on peut en déduire la position latérale du pilote :

- $TCP > 0.8$  : pilote décalé à gauche
- $TCP < -0.8$  : pilote décalé à droite
- sinon pilote centré

Un seuil de 80% est utilisé car lorsque le pilote tourne en position assise centrée, le pied extérieur appuie fortement afin de retenir le corps, ce qui peut engendrer un  $TCP$

non négligeable. Ensuite, la mesure du poids total  $P_{total} = P_{gauche} + P_{droite}$  permet de déterminer la position assis/debout :

- $P_{total} > 0.8 * m_p$  : pilote debout
- sinon : pilote assis

Le poids  $m_p$  du pilote peut être mesuré à l'initialisation du système en invitant le pilote à se mettre en position debout à l'arrêt. Ainsi, il n'est pas nécessaire pour le pilote de devoir donner cette information au système à partir d'une interface.

## 2.2.4 Application du modèle de roulis et de tangage

Dans un premier temps, deux modèles dynamiques ont été développés afin de pouvoir estimer et anticiper le Transfert de Charge Latéral (TCLa) et Longitudinal (TCLo) à partir de capteurs bas-coût.

Effectivement, les équations des systèmes (2.10) et (2.15) font intervenir des accélérations pouvant être mesurées. En conséquence, elles peuvent être directement utilisées pour estimer en temps-réel le risque de renversement. De plus, l'accéléromètre peut être installé sur le véhicule à n'importe quel endroit, puisqu'il est possible de déplacer le vecteur accélération à l'endroit souhaité grâce aux lois de la dynamique, qui ne font intervenir que des grandeurs connues ou mesurées (i.e. vitesse de lacet, position du CdG, etc.).

En revanche, l'estimation à elle seule ne suffit pas à prévenir le risque de renversement en particulier du point de vue latéral. Le temps menant à une situation de renversement latéral du véhicule est du même ordre de grandeur que celui nécessaire au conducteur pour braquer dans la bonne direction afin de réduire le risque, puisque le temps de réaction humain est de l'ordre de la seconde. Ainsi, si l'on se base sur l'estimation en temps-réel du TCLa pour l'avertissement du pilote, ce dernier aura certes l'information mais il ne disposera pas du temps nécessaire pour réagir. Il en est de même en ce qui concerne les rétroactions sur les commandes du véhicule, puisqu'il n'est pas possible d'agir sur l'angle de braquage, même si cela permettrait de stopper instantanément le risque de renversement. De ce fait, le pilote perdrait la contrôlabilité directionnelle du véhicule, ce qui peut être dangereux dans le cadre d'un évitement d'obstacle. Ainsi, comme l'unique solution est de limiter la vitesse et qu'il n'est pas possible de la réduire instantanément pour des raisons de physique élémentaires, l'évolution du TCLa doit être anticipée afin de limiter efficacement le risque de renversement latéral.

Par conséquent, la prédiction de l'accélération latérale nécessite la création d'un modèle permettant de décrire l'évolution des variables qui influent sur cette grandeur, comme par exemple l'angle de dérive  $\beta$ . Dans cet objectif, un modèle dynamique de lacet est nécessaire car il permet de décrire la dynamique latérale du véhicule et donc d'explicitier l'évolution de l'accélération latérale. Puisque cette dynamique dépend du contact entre la roue et le sol, un modèle de ce contact doit être défini en premier, objet de la prochaine section.

En ce qui concerne l'anticipation du risque de renversement longitudinal, la prédiction du TCLo est bien plus complexe que celle du TCLa, car elle implique l'estimation

des conditions d'adhérence longitudinales (glissement/patinage des roues), qui influent sur l'accélération longitudinale. Ces conditions d'adhérence se calculent en comparant la vitesse linéaire mesurée du véhicule avec celle théorique, qui aurait été mesurée sans la présence de glissement. Cette vitesse théorique, qui s'obtient en multipliant la vitesse de rotation des roues à leur rayon, nécessite au minimum l'ajout de deux capteurs de rotation (un par essieu) alourdissant le coût du système de sécurité actif. De plus, le rayon des roues est une grandeur fortement variable en milieu tout-terrain, puisque le pneumatique se déforme aisément à cause du caractère chaotique du sol rencontré (bosse, trou, terrain meuble, etc.). Ainsi, nous serions contraints d'estimer en temps-réel sa valeur pour chaque roue, ce qui n'est évidemment pas une tâche simple à réaliser. Cependant, il a été démontré en section 1.7.3.2, que l'arrêt de la transmission du couple aux roues arrière implique une réduction quasi-immédiate du TCLo, rendant moins dommageable sa non-prédiction.

Ainsi, la réalisation d'un système permettant la coupure des gaz en cas de risque, que ce soit du point de vue latéral ou longitudinal, serait un moyen efficace de limiter ce risque, d'autant plus qu'une coupure des gaz n'enlève pas la contrôlabilité directionnelle du véhicule au conducteur. Pour l'autre cause de renversement longitudinal, qui est due à une action trop importante sur les freins lors d'une marche arrière dans une forte pente (i.e. voir section 1.4.1), il faudrait à l'inverse relâcher les freins quand un risque est détecté.

## 2.3 Tribologie et principaux modèles de contact

### 2.3.1 Introduction

Afin d'être en mesure de prédire le TCLa pour mieux anticiper les situations à risque, il est nécessaire de disposer d'un modèle de lacet afin de caractériser l'évolution de l'accélération latérale. Or le développement d'un modèle de lacet implique d'abord de disposer d'un modèle des efforts de contact, objet de cette section.

L'étude des frottements est un domaine étudié depuis longtemps. En effet, l'un des premiers hommes à s'y être intéressé est Léonard de Vinci ( $\approx 1500$ ). Par la suite, plusieurs grands scientifiques ont proposé des approches qui sont toujours d'actualité comme Amon-ton (1699), Bélidor (1737), et notamment les lois de Coulomb (1780) et de Hertz (1880) encore utilisées dans de nombreux cas comme pour le dimensionnement des roulements à billes.

Par la suite, des modèles adaptés au contact roues/sol ont été proposés du fait de l'essor de l'automobile. Ils sont principalement basés sur les théories de Coulomb et/ou de Hertz comme le modèle de Dahl [Dah77]. C'est un modèle dynamique relativement simple car il ne dépend que du déplacement. Il est issu d'une généralisation du modèle de Coulomb et il permet de bien modéliser les différents aspects du frottement à faible vitesse. Les inconvénients de ce modèle sont la non-prise en compte de l'effet de Stribeck<sup>1</sup> [DHAA02] et de l'effet de cisaillement, ce qui a amené Bliman et Sorine [BS91] à développer une généralisation du modèle de Dahl. Leur approche peut être décrite comme deux modèles de Dahl de premier ordre en parallèle, l'un définit pour les régimes lents et l'autre pour les régimes rapides. La particularité de ce modèle est de ne pas être dépendant de la vitesse relative mais du déplacement global des deux corps. Une des premières limitations de ce modèle est due à la construction même du modèle qui peut engendrer une discontinuité lors du passage du régime lent au régime rapide. L'autre limitation est la caractérisation non-exacte de l'effet observé par Stribeck comme détaillé dans [TL05] et [Mad04].

Finalement, un modèle complet a été proposé par Canudas et al. [CdWOAL95] qui est le modèle de Lund-Grenoble (LuGre). Il repose sur une modélisation microscopique de la surface de contact à partir de lames (bristles) élastiques enchevêtrées, comme le montre la Figure 2.7. C'est un modèle dynamique qui prend en compte le frottement de Coulomb, le frottement visqueux et l'effet de Stribeck.

Même s'il peut être utilisé pour modéliser dynamiquement le contact roue-sol, il ne fait pas intervenir les variables de glissement du pneumatique qui sont une information essentielle pour la description de la dynamique du véhicule. De plus, ce modèle nécessite la connaissance d'un certain nombre de paramètres et a un coût en temps de calcul non négligeable, ce qui le rend incompatible dans cette thèse basée sur des modélisations simples et une instrumentation en capteurs limitée.

Dans le cas spécifique d'une modélisation du contact roue/sol, le principal axe de recherche privilégié est l'extraction des efforts longitudinaux et latéraux à partir de la mesure ou de l'estimation du glissement du pneumatique. La plupart des modèles déve-

---

<sup>1</sup>Évolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse relative des deux solides

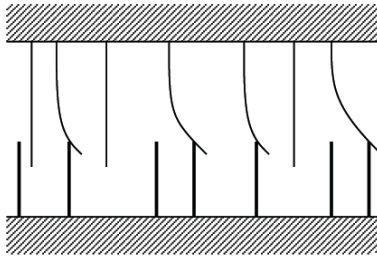


FIGURE 2.7 – Modélisation de la surface de contact par des lames élastiques : modèle de LuGre

loppés sont très proches les uns des autres car ils sont basés sur les mêmes considérations et ils sont souvent des extensions ou des évolutions de modèles existants. Plusieurs travaux comparent les performances des différents modèles de contact roue/sol comme [SCM02] et [SRMD06]. Il existe aussi des articles similaires pour les modèles de contact généraux ([NPR<sup>+</sup>06] et [Gaf97]).

Pour aller plus loin dans l'étude des modèles de contact roue/sol, il est nécessaire de définir préalablement les efforts générés par le contact roue/sol, ainsi que les variables spécifiques dont ils dépendent.

### 2.3.2 Torseur des efforts du contact pneu-sol et variables de glissement

La figure 2.8 permet de définir l'ensemble des forces d'interaction entre la roue et le sol, qui peuvent être retrouvées dans les différents modèles de pneumatique décrits ci-après.

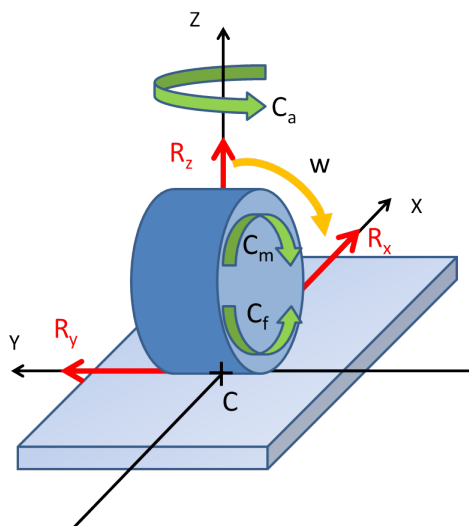


FIGURE 2.8 – Schéma de l'ensemble des efforts de contact roue-sol

La liste des efforts est explicitée ci-dessous :

- $C$  est le centre de la surface de contact entre la roue et le sol,
- $C_m$  est le couple moteur transmis à la roue soit par le moteur du véhicule soit par les frottements dus aux roulements pour les roues non-motrices,



- $C_f$  est le couple résistant dû à l'action du sol sur la roue,
- $C_a$  est le couple d'auto-alignement,
- $R_x$  est la réaction longitudinale du sol, principalement présente lors des phases d'accélération ou de freinage,
- $R_y$  est la réaction latérale du sol, uniquement présente lors des phases de changement de direction ou en présence d'une pente latérale,
- $R_z$  est la réaction verticale du sol due au poids du véhicule. Cette valeur varie significativement en fonction de la position du centre de gravité, du transfert de masse lors d'un virage, et du réglage de la suspension.
- $w$  est la vitesse de rotation de la roue.

Du point de vue de la dynamique de lacet du véhicule, les deux composantes qui sont importantes à estimer sont les forces de réaction longitudinale et latérale car elles définissent la capacité du véhicule à tourner et à accélérer/freiner. Elles forment les deux composantes d'un effort  $R$  que le pneu transmet dans le plan de contact :  $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$ . Qualitativement, les efforts maximums transmissibles dépendent de nombreux paramètres comme les conditions d'adhérence, la force normale  $R_z$ , les caractéristiques et la forme du pneu, etc. Cela implique qu'une sollicitation selon un axe du véhicule diminue la capacité du pneu à transmettre une force dans l'autre direction, comme détaillé dans [GS94] et [GLR01]. Cependant il existe de nombreux modèles dédiés à la caractérisation des efforts latéraux et longitudinaux pour les pneumatiques. Ils découplent souvent les dynamiques latérales et longitudinales pour des raisons de simplification du modèle ou parce que une seule dynamique est étudiée (latérale ou longitudinale), ce qui correspond à notre situation.

Dans un contexte où l'objectif est de modéliser le comportement du véhicule à haute dynamique, les contraintes appliquées au pneu sont telles qu'il ne peut plus être considéré comme un solide indéformable. Sous l'effet de ces contraintes le pneu se déforme donc et des phénomènes de glissement apparaissent. D'ailleurs, la grande majorité des modèles de pneumatique est basée sur ces phénomènes, comme par exemple les modèles de Dugoff [DFS70], Kiencke et Nielsen [KN05] et Pacejka [Pac81]. Ces glissements peuvent être divisés en deux catégories : les glissements longitudinaux et latéraux.

### 2.3.2.1 Glissement longitudinal

Du point de vue longitudinal, la première variable spécifique dont dépend l'effort résultant longitudinal ( $R_x$  sur la Figure 2.8) est le glissement longitudinal  $g_l$ . C'est un pourcentage renseignant sur la différence entre la vitesse longitudinale réelle de la roue et celle obtenue avec l'hypothèse de roulement sans glissement. D'après la SAE (Society of Automotive

Engineers, [CG03]), la formule mathématique de  $g_l$  est :

$$g_l = \frac{w - \frac{V_x}{R_{dyn}}}{\max\left(|w|, \left|\frac{V_x}{R_{dyn}}\right|\right)} \quad (2.16)$$

$V_x$  et  $w$  représentent respectivement la vitesse longitudinale de la roue et sa vitesse de rotation.  $R_{dyn}$  correspond au rayon dynamique de la roue qui est différent de son rayon physique comme le décrit la figure 2.9. Sa valeur dépend de la déformation du pneumatique et de la compaction du sol.

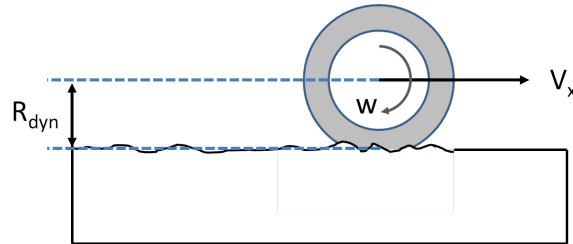


FIGURE 2.9 – Rayon dynamique d’une roue

D’après l’équation (2.16),  $g_l$  varie dans l’intervalle  $[-1, 1]$ . Les phases d’accélération et de décélération correspondent respectivement aux valeurs positives et négatives de  $g_l$  (resp.  $g_l > 0$  et  $g_l < 0$ ). Les valeurs maximum (i.e.  $-1$  et  $1$ ) correspondent aux limites d’adhérence du pneu. Si  $g_l = 1$ , la roue patine et le véhicule reste sur place, et inversement si  $g_l = -1$ , la roue est bloquée en rotation mais le véhicule avance. En cas d’accélération ou de freinage, l’atteinte de ces valeurs extrêmes dépend naturellement des conditions d’adhérence qui sont principalement liées au type de sol, à la monte pneumatique et à la charge normale.

L’estimation précise du glissement longitudinal est réalisable dans un milieu routier car le rayon dynamique  $R_{dyn}$  est relativement constant du fait que le sol soit lisse et non-déformable. En revanche dans un contexte tout-terrain, la compaction du sol est loin d’être négligeable et sa surface ne peut être considérée comme plane, ce qui implique des déformations importantes du pneu à haute vitesse. D’où une grande variation du rayon dynamique qui rend difficile l’estimation précise du glissement longitudinal en milieu tout-terrain.

### 2.3.2.2 Glissement latéral

De manière analogue à l’effort longitudinal, l’effort latéral  $R_y$  est principalement dépendant d’une variable spécifique liée au glissement latéral  $g_t$ . Celui-ci est dû à une déformation du pneu lors de contraintes latérales importantes. Cette déformation entraîne un comportement du pneu différent de celui observé dans des conditions de roulement sans glissement (RSG). En effet, si en RSG le vecteur vitesse de la roue est aligné avec la direction de celle-ci, dans le cas d’un glissement latéral le vecteur vitesse est orienté d’un certain angle par rapport à la direction de la roue. Cet angle est appelé l’angle de dérive  $\beta$ . La figure 2.10 représente la définition de cet angle.

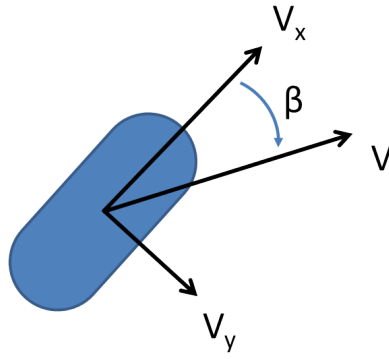


FIGURE 2.10 – Définition de l’angle de dérive d’un pneumatique

Avec les notations de la Figure 2.10, l’angle de dérive peut être exprimé par l’expression mathématique suivante :

$$\beta = \arctan \left( \frac{V_y}{|V_x|} \right) \quad (2.17)$$

où  $V_x$  et  $V_y$  sont les deux composantes du vecteur vitesse  $V$ . Cet angle de dérive n’étant pas directement mesurable par un capteur bas-coût, il sera estimé grâce aux techniques d’observation, méthodologie détaillée dans le chapitre 3.

Finalement, le glissement global du pneumatique peut être considéré comme une somme géométrique d’un glissement latéral et longitudinal de la même manière que pour les efforts latéraux et longitudinaux, soit :

$$\begin{aligned} g_t &= |\tan(\beta)| && \text{en phase de freinage} \\ g_t &= (1 - |g_l|)|\tan(\beta)| && \text{en phase de traction} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Soit le glissement global :

$$g = \sqrt{g_l^2 + g_t^2} \quad (2.19)$$

### 2.3.3 Différents modèles du contact pneu/sol

De nombreux modèles permettant de décrire les efforts au contact roue/sol ont été développés. Ceux-ci peuvent être regroupés en deux grandes catégories. La première catégorie correspond aux modèles analytiques développés à partir de la modélisation des phénomènes physiques. Ils sont basés sur la déformation du pneu comme les modèles de Dugoff [DFS70] et Gim [GN90b] et [GN90a], mais la déformation du sol peut être aussi prise en compte avec celle du pneu comme le modèle de Ben Amar [Ben94] ou celui proposé dans [DMN12]. La deuxième catégorie correspond aux modèles empiriques pour qui la formulation mathématique est basée sur l’identification de paramètres à partir d’expérimentations comme le modèle de Kiencke et Nielsen [KN05] et le célèbre modèle de Pacejka [Pac81], [PBN87] et [Pac02], qui reste encore le modèle de référence pour la modélisation du contact roue/sol dans l’industrie automobile.

### 2.3.3.1 Modèles analytiques du contact pneu/sol

Comme la plupart des modèles analytiques cités sont basés sur les mêmes principes physiques pour l'extraction des efforts tangentiels, un modèle complet est présenté dans cette section : le modèle de Brown qui est détaillé dans la thèse de Ben Amar [Ben94]. La démarche de modélisation comporte trois principales étapes, qui sont le calcul de répartition de la pression dans la zone de contact roue/sol, le calcul des contraintes sur la surface de contact et finalement l'extraction des efforts tangentiels. Ces étapes sont ci-après résumées.

#### Calcul de répartition de la pression dans la zone de contact roue/sol

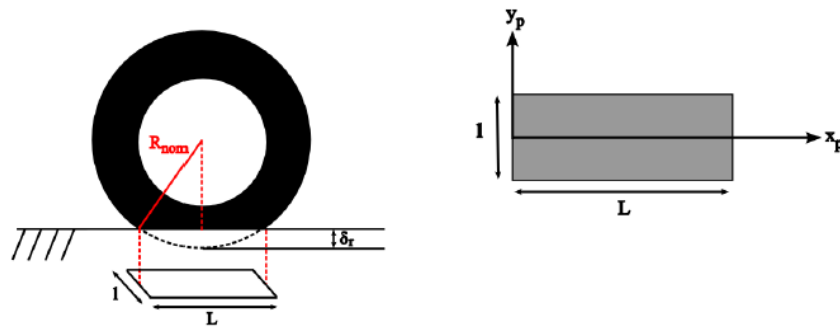


FIGURE 2.11 – Définition de la surface de contact roue/sol

La figure 2.11 représente la modélisation de la surface de contact roue/sol. Celle-ci est rectangulaire de longueur  $L$  et de largeur  $l$ . Comme la raideur latérale  $K_y$  du pneu est largement supérieure à la raideur verticale  $K_z$  à cause de la construction même du pneumatique, il est classique de considérer une largeur  $l$  fixe et une longueur dépendant justement de la charge verticale  $F_z$  et de la raideur  $K_z$ . En effet l'écrasement du pneumatique, appelé communément la déformation radiale  $\lambda_r$ , est donné par :

$$\lambda_r = \frac{F_z}{K_z} \quad (2.20)$$

Soit un rayon dynamique  $R_{dyn}$  qui a pour expression :

$$R_{dyn}^2 = \frac{L^2}{4} + (R_{dyn} - \lambda_r)^2 \quad (2.21)$$

Sous l'hypothèse que le rayon dynamique est très grand devant la déformation radiale (i.e.  $R_{dyn} \gg \lambda_r$ ), la longueur de la surface de contact  $L$  est donnée par :

$$L = \sqrt{8R_{dyn} \frac{F_z}{K_z}} \quad (2.22)$$

**Remarque :** L'hypothèse  $R_{dyn} \gg \lambda_r$  est vraie en milieu routier. En revanche, dans un milieu tout-terrain la pression admise dans le pneumatique peut être très faible pour permettre justement à celui-ci de se déformer de manière conséquente afin d'assurer une certaine adhérence. Donc, cette hypothèse n'est pas forcément valable dans notre cas d'application, ce qui est une des premières limitations à l'utilisation de ce modèle.

Maintenant que la surface de contact a été définie, il est possible d'exprimer la répartition de la pression sur celle-ci en fonction d'une pression maximum  $P_{max}$ . Les principaux modèles analytiques considèrent une distribution de pression constante sur la largeur et parabolique sur la longueur. Ainsi, la pression  $P$  au point de coordonnées  $(x_p, y_p)$  (voir figure 2.11) n'est fonction que de l'abscisse :

$$P(x_p) = \frac{4P_{max}}{L} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) x_p \quad (2.23)$$

Il est donc possible de calculer la charge verticale à partir de (2.23) :

$$F_z = \int_0^L P(x_p) l dx_p = \frac{2P_{max} L l}{3} \quad (2.24)$$

Finalement, en utilisant (2.23) et (2.24), la répartition de pression en fonction de la charge verticale est :

$$P(x_p) = \frac{6F_z}{L^2 l} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) x_p \quad (2.25)$$

### Calcul des contraintes sur la surface de contact

La surface de contact peut être divisée en deux régions distinctes (voir figure 2.12) où sur chacune d'elles un unique type de contrainte s'applique :

- Une région d'adhérence avec des contraintes élastiques,
- Une région de glissement avec des contraintes de glissement.

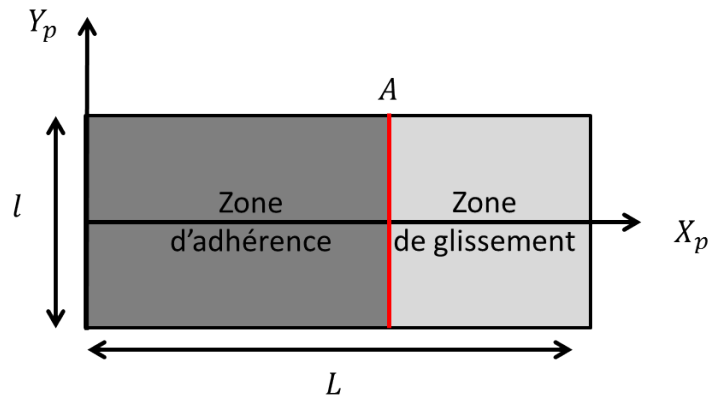


FIGURE 2.12 – Zones de contrainte

Les contraintes élastiques sont dues à la déformation du pneumatique, qui est fonction de la raideur de celui-ci. Alors que les contraintes de glissement sont dépendantes d'un coefficient de frottement et de la distribution de pression le long du contact roue/sol. C'est pourquoi la détermination des contraintes élastiques fait appel à la mécanique des milieux continus alors que pour les contraintes de glissement, la mécanique des solides indéformables est utilisée. Afin d'assurer une continuité des contraintes au niveau de la frontière, un point de détachement  $A$  et d'abscisse  $x_a$  est défini. Son abscisse est calculée de manière à respecter cette continuité, comme explicité ci-après.

## Calcul des contraintes de glissement

Comme expliqué précédemment, ces contraintes sont liées à un coefficient de frottement  $\mu$  et à la distribution de pression :

$$\sigma_g = \mu P(x_p), \quad x_a < x_p < L \quad (2.26)$$

Avec une répartition de pression parabolique (2.25),  $\sigma_g$  a pour expression :

$$\sigma_g = \frac{6\mu F_z}{L^2 l} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) x_p, \quad x_a < x_p < L \quad (2.27)$$

Comme cette contrainte n'est pas forcément colinéaire avec l'axe horizontal, deux composantes peuvent être définies en introduisant un angle d'orientation  $\gamma$  :

$$\begin{aligned} \sigma_{gx} &= \sigma_g \cos(\gamma) \\ \sigma_{gy} &= \sigma_g \sin(\gamma) \end{aligned} \quad (2.28)$$

D'autre part, au vu de la définition du glissement, cet angle  $\gamma$  est défini comme suit :

$$\begin{aligned} \cos(\gamma) &= \frac{gl}{g} \\ \sin(\gamma) &= \frac{gt}{g} \end{aligned} \quad (2.29)$$

Ainsi, en utilisant (2.27), (2.28) et (2.29), les deux composantes ont pour expression :

$$\begin{aligned} \sigma_{gx} &= \frac{6\mu F_z}{L^2 l} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) \frac{gl}{g} x_p \\ \sigma_{gy} &= \frac{6\mu F_z}{L^2 l} \left(1 - \frac{x_p}{L}\right) \frac{gt}{g} x_p \end{aligned} \quad (2.30)$$

## Calcul des contraintes d'adhérence

Par construction, les contraintes élastiques longitudinales  $\sigma_{ax}$  et latérales  $\sigma_{ay}$  dans la zone d'adhérence sont proportionnelles au déplacement relatif ( $\Delta_{xp}$  et  $\Delta_{yp}$ ) et à la raideur du pneumatique ( $K_x$  et  $K_y$ ) selon chaque axe :

$$\begin{aligned} \sigma_{ax} &= K_x \Delta_{xp} = K_x gl x_p \\ \sigma_{ay} &= K_y \Delta_{yp} = K_y gt x_p \end{aligned} \quad (2.31)$$

avec  $0 < x_p < x_a$

## Calcul du point de détachement

Maintenant que les deux types de contrainte ont été calculés, il convient de définir l'abscisse du point de détachement  $x_a$  afin d'assurer la continuité des contraintes entre les

deux zones. De par la définition du point de détachement, les contraintes élastiques et de glissement doivent être égales à l'abscisse  $x_a$ , cela revient à écrire :

$$\sigma_{ax}^2 + \sigma_{ay}^2 = \sigma_g^2 \quad (2.32)$$

En introduisant les différentes définitions des contraintes (i.e. (2.27) et (2.31)) dans (2.32), l'expression de  $x_a$  est :

$$x_a = L \left[ 1 - \frac{lL^2}{6\mu F_z} \sqrt{(K_x g_l)^2 + (K_y g_t)^2} \right] \quad (2.33)$$

**Remarque :** L'abscisse de détachement  $x_a$  peut être nulle. Grâce à l'équation (2.32), les valeurs des variables de glissement critiques conduisant à  $x_a = 0$  sont :

$$\begin{aligned} g_{lc} &= \frac{6\mu F_z}{K_x l L^2} \\ g_{tc} &= \frac{K_x}{K_y} \sqrt{g_{lc}^2 - g_l^2} \end{aligned} \quad (2.34)$$

Dans le cas où les glissements sont supérieurs aux seuils critiques, les contraintes dans la zone d'adhérence sont inexistantes, car celle-ci même n'existe plus. Cela peut être interprété de manière macroscopique par une perte d'adhérence du pneumatique. Son efficacité à transmettre des efforts est ainsi drastiquement diminuée.

### Extraction des efforts tangentiels

Le calcul des forces de contact dépend de l'existence ou non des différentes régions. Comme évoqué précédemment si les glissements sont inférieurs aux seuils critiques, la zone d'adhérence existe et l'extraction des efforts passe par l'intégration des contraintes d'adhérence et de glissement le long de la surface de contact. Ainsi, l'expression des efforts longitudinal et latéral est :

$$\begin{aligned} F_x &= \int_0^L \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \left( \sigma_{ax} + \sigma_{gx} \right) dx_p dy_p \\ &= \frac{K_x l x_a^2 g_l}{2} + \frac{\mu g_l F_z}{g} \left[ 1 - 3\left(\frac{x_a}{L}\right)^2 + 2\left(\frac{x_a}{L}\right)^3 \right] \\ F_y &= \int_0^L \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \left( \sigma_{ay} + \sigma_{gy} \right) dx_p dy_p \\ &= \frac{K_y l x_a^2 g_t}{2} + \frac{\mu g_t F_z}{g} \left[ 1 - 3\left(\frac{x_a}{L}\right)^2 + 2\left(\frac{x_a}{L}\right)^3 \right] \end{aligned} \quad (2.35)$$

Dans le cas où l'abscisse du point de détachement est nulle, les efforts longitudinal et latéral sont extraits seulement à partir des contraintes de glissement :

$$\begin{aligned} F_x &= \mu_x F_z \\ F_y &= \mu_y F_z \end{aligned} \tag{2.36}$$

où  $\mu_x = \mu \cos(\gamma)$  et  $\mu_y = \mu \sin(\gamma)$  représentent les coefficients de frottement selon chaque axe respectif et sont explicités à partir des équations (2.29).

Ce modèle de contact prend en compte le couplage des efforts longitudinaux et latéraux car leurs expressions (i.e. (2.35) et (2.36)) dépendent du glissement total  $g$  (i.e. (2.19)).

### Autres modèles basés sur celui de Brown

A partir du modèle de Brown, d'autres modèles ont été développés avec différentes variantes. Parmi ceux-ci, deux principaux modèles sont présentés, du fait de leurs popularités dans les travaux concernant la modélisation dynamique des véhicules.

**Modèle de Dugoff [DFS70] :** Comme le modèle de Brown, ce modèle prend en compte le couplage des efforts longitudinaux et latéraux à travers un coefficient  $\tau$  (voir (2.38)). Les différents efforts sont exprimés en fonction de variables dynamiques telles que :

- l'angle de dérive  $\beta$ ,
- le taux de glissement longitudinal  $g_l$ ,
- la charge verticale  $F_z$ ,
- un coefficient de frottement fixe  $\mu$ .

D'un autre côté les paramètres suivants du pneumatique sont pris en compte :

- la raideur longitudinale  $K_x$ ,
- la raideur latérale  $K_y$ ,

Ainsi l'expression mathématique des efforts longitudinaux et latéraux sont :

$$\begin{aligned} F_x &= K_x \frac{g_l}{1 - g_l} \tau \\ F_y &= K_y \frac{\tan(\beta)}{1 - g_l} \tau \\ \forall g &\neq 1 \end{aligned} \tag{2.37}$$

Avec  $\tau$ , le paramètre de couplage :

$$\tau = \begin{cases} (2 - \sigma)\sigma, & \text{si } \sigma < 1 \\ 1 \sin \sigma & \text{sinon} \end{cases} \quad \text{avec } \sigma = \frac{(1 - g_l)\mu F_z}{2\sqrt{K_x^2 g_l^2 + K_y^2 \tan^2(\beta)}} \tag{2.38}$$

Par analogie au modèle de Brown, la valeur de la variable  $\sigma$  détermine l'existence ou non de la zone d'adhérence.



**Modèle de Gim [GN90b] et [GN90a] :** Ce modèle est assez proche du modèle de Brown car le calcul des efforts reprend les mêmes étapes à la différence qu'il considère séparément les effets du glissement longitudinal et de l'angle de dérive. On obtient les expressions :

$$\begin{aligned} F_x &= C_s g l_n^2 + \mu_x F_z (1 - l_n^2 + 2l_n^3) \\ F_y &= C_\alpha g t l_n^2 + \mu_y F_z (1 - 3l_n^2 + 2l_n^3) \end{aligned} \quad (2.39)$$

avec :

$$\begin{aligned} C_s &= \frac{K_x W}{2} \\ C_\alpha &= \frac{K_y W}{2} \\ l_n &= 2L \left[ 1 - \frac{2WL^2}{3\mu F_z} \sqrt{(K_x g l)^2 + (K_y g t)^2} \right] \end{aligned} \quad (2.40)$$

et les différents paramètres correspondent à :

- $K_x$  la raideur longitudinale du pneumatique par unité d'aire,
- $K_y$  la raideur latérale du pneumatique par unité d'aire,
- $L$  la longueur de la surface de contact,
- $W$  la largeur du pneumatique.

### Conclusion sur les modèles analytiques

Les modèles analytiques permettent de décrire précisément la formation des efforts tangentiels au niveau du contact pneu/sol puisqu'ils s'appuient sur la description physique des différents phénomènes à l'origine des efforts. En revanche, ces modèles nécessitent la connaissance de nombreux paramètres qui sont fortement variables en fonction du type de terrain et de pneumatique, de la pression de celui-ci, etc. De plus, l'extraction des efforts peut requérir une certaine puissance de calcul et/ou un certain temps de calcul en fonction de la complexité du modèle. De ce fait, ils sont souvent utilisés pour la création de simulateurs avancés ou dans le cas d'applications spécifiques.

Ainsi, dans notre cadre d'application, la connaissance et l'adaptation de l'ensemble des paramètres en temps-réel, comme par exemple la surface de contact ou la pression maximale au point de contact, reste extrêmement difficile à réaliser. D'autant plus que cette méthode nécessiterait des capteurs coûteux, ce qui n'est pas admissible dans notre cas. C'est pourquoi notre choix du modèle de contact se portera sur un modèle empirique.

#### 2.3.3.2 Modèles empiriques du contact pneu/sol

A la différence des modèles analytiques, les modèles empiriques sont basés sur une formulation mathématique des efforts tangentiels en fonction des variables de glissement dont

les paramètres ont été obtenus à partir d'expérimentations. Le premier modèle présenté est celui de Kiencke et Nielsen, qui est un modèle semi-empirique. Le deuxième et dernier modèle présenté est celui développé par Pacejka, qui est couramment nommé la "formule magique" et qui est le plus utilisé notamment par les industriels.

Les modèles de contact terramécaniques comme dans [GBPB05] ne sont pas abordés dans ce mémoire, car ils sont plus orientés vers l'évaluation des capacités de traction du pneumatique en fonction des paramètres mécaniques du sol.

### Modèle Kiencke et Nielsen [KN05] :

Le modèle est dit semi-empirique car l'extraction des efforts tangentiels est basée sur deux étapes. Une première étape est analytique car le coefficient de frottement est déterminé par une modélisation physique du contact roue/sol. La deuxième étape consiste à formuler empiriquement une relation mathématique reliant les glissements et le coefficient de frottement aux efforts tangentiels.

**Calcul du coefficient de frottement :** Son expression prend en compte les principales caractéristiques du contact roue/sol à travers différents paramètres :

- $c_1, c_2$  et  $c_3$  sont fonction du type de sol (obtenus empiriquement pour chaque type de sol),
- $c_4$  définit la vitesse de conduite maximale,
- $c_5$  dépend de la charge maximale supportée par la roue,

Ce modèle dépend aussi des principales variables responsables des efforts tangentiels commun à la plupart des modèles dédiés au contact roue/sol :

- $g$  pour le glissement global (voir définition (2.19)),
- $V_g$  pour la vitesse du centre de gravité du véhicule,
- $F_z$  pour la charge verticale.

Au final, l'expression du coefficient de frottement est définie comme suit :

$$\mu = c_1(1 - \exp^{-c_2g}) - c_3g \exp^{-c_4gV_g}(1 - c_5F_z^2) \quad (2.41)$$

**Expression des efforts tangentiels :** A partir du coefficient de frottement  $\mu$ , les efforts latéral et longitudinal ont pour expression :

$$\begin{aligned} F_x &= \mu \frac{F_z}{g} [g_l \cos(\beta) - C_p g_t \sin(\beta)] \\ F_y &= \mu \frac{F_z}{g} [C_p g_t \cos(\beta) + g_l \sin(\beta)] \end{aligned} \quad (2.42)$$

$0.9 < C_p < 0.95$  est un coefficient de pondération, déterminé expérimentalement. Comme nous pouvons le remarquer ce modèle semi-empirique prend en compte le couplage entre les efforts latéral et longitudinal.

## Modèle de Pacejka

**Historique :** La première version, connue sous le nom de "magic formula", a été présentée dans les années 1980 ([Pac81]). Ce modèle avait été développé afin de répondre au besoin d'un modèle qui d'une part représente fidèlement le comportement dynamique du pneumatique et d'autre part puisse être facilement exploitable : paramètres facilement estimables et limités en nombre et efforts tangentiels facilement calculables. En effet, à l'époque où les calculateurs embarqués n'étaient pas aussi puissants que de nos jours, ce modèle pouvait être facilement utilisé dans toutes les applications embarquées comme en robotique mobile ou dans les systèmes de sécurité active en automobile.

**Première modélisation :** Les essais réalisés par Pacejka ont été menés dans des conditions particulières :

- Les pneumatiques ne sont soumis qu'à un seul type d'effort (longitudinal ou transversal),
- La charge verticale est constante durant tout l'essai,
- L'accélération longitudinale ou latérale est constante.

Dans ces conditions d'expérimentation, en mesurant le glissement ( $g_l$  ou  $\beta$ ) du pneumatique et l'effort ( $F_x$  ou  $F_y$ ) induit par celui-ci, Pacejka est arrivé à la formulation mathématique suivante :

$$\begin{aligned} F_x(g_l + S_{hx}) &= D_x \sin[C_x \arctan(B_x g_l - E_x(B_x g_l - \arctan(B_x g_l)))] + S_{vx} \\ F_y(\beta + S_{hy}) &= D_y \sin[C_y \arctan(B_y \beta - E_y(B_y \beta - \arctan(B_y \beta)))] + S_{vy} \end{aligned} \quad (2.43)$$

Ces modèles dépendent chacun de seulement six paramètres qui ont différentes fonctions :

- $B_*$  et  $C_*$  : pente à l'origine et allure de la courbe,
- $D_*$  : valeurs maximales de l'effort atteignable,
- $E_*$  : abscisse de l'effort maximum admissible,
- $S_{h*}$  et  $S_{v*}$  : ajustement des offsets en abscisse et en ordonnée de la courbe.

La figure 2.13 représente l'allure de deux efforts pour une charge verticale donnée et différents coefficients typiques d'une évolution d'un pneu sur une route sèche.

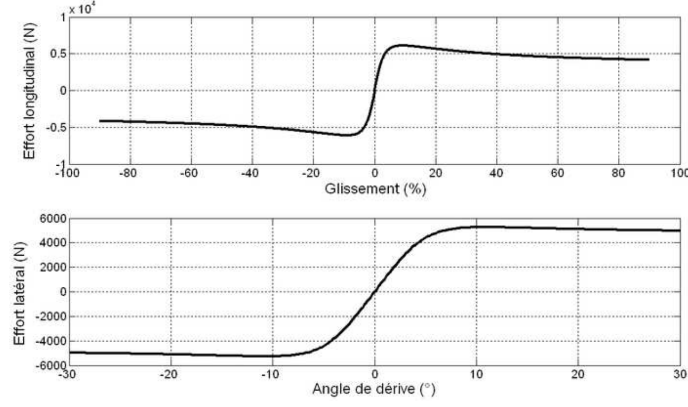


FIGURE 2.13 – Variation des efforts longitudinal et latéral selon le modèle de Pacejka

**Seconde modélisation :** Malgré l’aspect novateur de ce premier modèle qui a révolutionné par une approche empirique la modélisation du contact roue/sol, il comportait plusieurs limitations. En effet, il ne permettait pas de prendre en compte d’une part un certain nombre de paramètres importants comme les différents angles liés à la géométrie de la suspension (carrossage  $\gamma$ , chasse, pincement, etc.) et d’autre part la variation de la charge verticale. Afin de combler ces limitations, une version étendue a été proposée dans [PBN87] :

$$\begin{aligned} F_x &= D_x \sin(C_x \arctan(B_x \Phi_x)) \\ F_y &= D_y \sin(C_y \arctan(B_y \Phi_y)) + \Delta S_v \end{aligned} \quad (2.44)$$

Cette modélisation nécessite la connaissance de 9 coefficients, dont certains sont communs entre les deux expressions des efforts :

$$\begin{aligned} C_* &= a_0 \\ D_* &= a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\ E_* &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \end{aligned} \quad (2.45)$$

les autres sont :

$$\begin{aligned} \Phi_x &= (1 - E)g_l + \frac{E}{B_x} \arctan(B_x g_l) \\ \Phi_y &= (1 - E)(\beta + \Delta S_h) + \frac{E}{B_y} \arctan(B_y (\beta + \Delta S_h)) \\ B_x &= \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{CD e^{a_5 F_z}} \\ B_y &= (1 - a_{12} |\gamma|) \frac{a_3 \sin(a_4 \arctan(a_5 F_z))}{CD} \end{aligned} \quad (2.46)$$

La figure 2.14 représente l’évolution des efforts longitudinal et latéral obtenue avec le modèle (2.44) pour différentes charges verticales  $F_z$ .

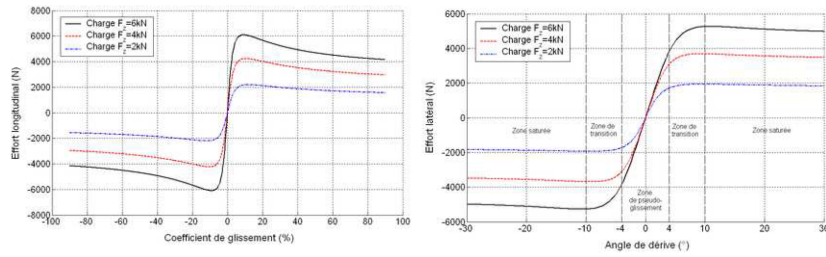


FIGURE 2.14 – Variation des efforts longitudinal et latéral selon le modèle étendu de Pacejka

Ce dernier modèle comporte 20 paramètres  $a_*$  à identifier dont 12 pour l'extraction de l'effort latéral. L'influence de l'ensemble de ces paramètres peut être divisée en trois grandes catégories, qui sont les propriétés du sol, du pneumatique et du système de suspension :

- Propriétés du sol : il est évident que le type de sol change de manière drastique les conditions d'adhérence (bitume, gravier, herbe, sable etc.), de même pour le taux d'humidité surtout sur les revêtements de type asphalte. C'est pourquoi, il existe différents pneumatiques qui sont optimisés pour un type de sol (pneu neige, tout-terrain, slick, etc.).
- Propriétés du pneumatique : naturellement viennent ensuite les propriétés intrinsèques au pneumatique qui sont soit d'ordre physique (rigidité/élasticité, matériaux, etc.) ou soit d'ordre morphologique (pression, crampon, slick, etc.). Tout l'intérêt est bien sûr d'adapter ces paramètres en fonction des propriétés du sol.
- Propriétés du système de suspension : selon la raideur de la suspension, le transfert de charge sera différent lors des phases de changement de direction ou de freinage/accélération, ce qui influence la valeur de la charge verticale  $F_z$ . D'autre part la géométrie de la suspension (carrossage, pincement/ouverture, etc.) modifie la surface de contact du pneumatique et donc son comportement.

### 2.3.3.3 Conclusion sur les modèles empiriques

Les modèles empiriques comportent aussi beaucoup de paramètres à identifier, ce qui rend leur utilisation compliquée dans notre cas d'application. Même si le modèle semi-empirique de Kiencke et Nielson reste limité en nombre de paramètres (i.e. 5 paramètres), il introduit un couplage entre les efforts longitudinal et latéral. Ce couplage impose l'estimation du glissement longitudinal  $g_L$ , et donc la connaissance du rayon dynamique de la roue. Comme expliqué en section 2.3.3.1, ce rayon est variable dans le cadre d'un véhicule évoluant en milieu tout-terrain, ce qui rend son estimation difficile.

Par ailleurs, les paramètres estimés sont considérés comme invariants. Cette hypothèse est difficilement envisageable pour des applications tout-terrain. Si on peut envisager la création de "classes" de paramètres en fonction du contexte d'évolution, deux problèmes demeurent. Premièrement, il faut pouvoir sélectionner en temps-réel la classe appropriée,

posant des problèmes de perception et de discontinuité. Deuxièmement, il est nécessaire d'identifier ces différentes classes, ce qui nécessite de lourdes procédures d'essais, nombreuses et coûteuses.

Néanmoins, ce type de modèle permet d'obtenir le comportement "type" du pneumatique en vue de développer un modèle simplifié, estimable en temps-réel tout en préservant la représentativité du modèle de contact. De plus, la limitation du nombre de paramètres permettra de diminuer la complexité de la modélisation analytique de la dynamique du véhicule. C'est ce qui est abordé à la section ci-dessous.

### 2.3.4 Développement d'un modèle linéaire adapté

Afin de pouvoir estimer en ligne les efforts de contact, reprenons l'évolution de l'effort latéral en fonction de l'angle de dérive du pneumatique. Il est possible de distinguer trois zones différentes, représentées sur la figure 2.15.

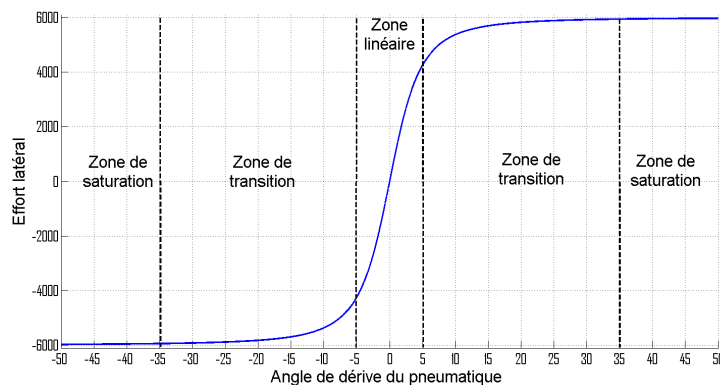


FIGURE 2.15 – Zones caractéristiques de l'évolution de l'effort latéral

La première zone correspond à une phase de pseudo-glissement où l'effort latéral est linéaire par rapport à l'angle de dérive. L'étendue en abscisse de cette zone dépend fortement des conditions d'adhérence et légèrement de la charge verticale. A titre d'exemple sur un revêtement en asphalte, cette zone est comprise entre  $\beta \in [-2^\circ; 2^\circ]$  et  $\beta \in [-4^\circ; 4^\circ]$ . La deuxième zone correspond à une phase de transition où le comportement du pneumatique est de moins en moins linéaire car il commence à saturer. En effet, la croissance de l'effort latéral diminue drastiquement en fonction de l'angle de dérive. Finalement dans la dernière zone, le pneumatique est complètement saturé et l'effort latéral reste constant, voire décroissant, quel que soit l'angle de dérive.

Dans de nombreux cas d'application où les conditions d'adhérence sont fortes et ne varient pas, un modèle linéaire peut être utilisé :

$$F_t = C\beta \quad (2.47)$$

avec  $C$  la rigidité de dérive qui est représentée sur la Figure 2.15 par la pente de la courbe de l'effort latéral. Ce type de modèle est représentatif tant que les angles de dérive restent faibles afin d'être dans la zone linéaire du pneumatique et tant que les conditions d'adhérence ne varient pas afin que la rigidité de dérive reste relativement constante. De

nombreux travaux utilisent cette modélisation afin d'estimer le glissement latéral d'un véhicule routier ([BRG06] et [PRGL09]) ou encore pour l'estimation de la dynamique de roulis comme dans [KHUO10].

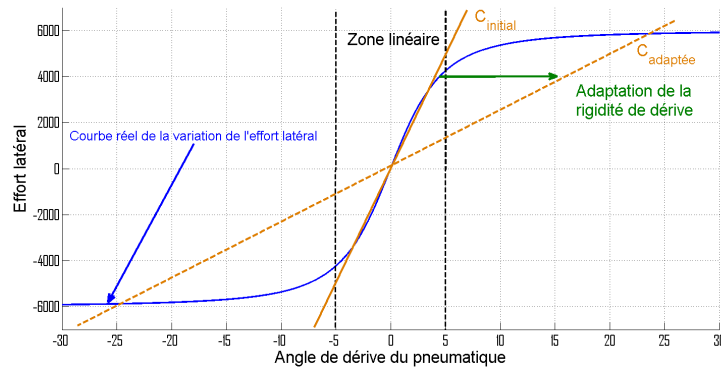


FIGURE 2.16 – Principe du modèle linéaire adapté

Cette modélisation linéaire du comportement du pneumatique est intéressante car elle ne comporte qu'un seul paramètre à estimer, à savoir la rigidité de dérive  $C$ . Cependant, afin de pouvoir utiliser ce modèle dans un contexte où les conditions d'adhérence sont variables et où la zone non-linéaire du pneumatique peut être atteinte, la rigidité de dérive du pneumatique doit être variable. Comme le montre la Figure 2.16, si la rigidité de dérive est adaptée en temps-réel de façon suffisamment rapide, le modèle linéaire adapté permet d'atteindre l'ensemble des points de la courbe décrivant l'effort latéral en fonction de l'angle de dérive. Ainsi les variations des conditions d'adhérence et la non-linéarité du contact pneu-sol sont prises en compte. Cette adaptation est réalisée grâce aux techniques d'observation développées dans le chapitre 3.

Naturellement, une modélisation similaire peut être envisagée pour la caractérisation de l'effort longitudinal :  $F_l = C_l g_l$ , où  $C_l$  représenterait une rigidité de glissement. Cette modélisation ne sera pas utilisée par la suite dans ce mémoire car les efforts longitudinaux ne seront pas pris en compte pour expliciter la dynamique latérale du véhicule. Cette simplification est détaillée dans la section suivante 2.4 qui s'intéresse notamment à la modélisation dynamique latérale du véhicule.

## 2.4 Modélisation de la dynamique latérale du véhicule

Maintenant qu'un modèle de contact a été défini, l'évolution des efforts de contact (latéraux et longitudinaux) peut être caractérisée. Il est alors possible de développer les équations d'évolution de la dynamique du véhicule. Cette modélisation permettra ainsi d'anticiper la variation de l'accélération latérale et donc le critère de renversement d'après le système (2.10).

### 2.4.1 Introduction

La modélisation bicyclette du véhicule est utilisée car elle permet de décrire précisément le comportement en lacet tout en limitant le nombre de variables et de paramètres. En outre, elle permet la mise en place d'équations simples pour décrire l'évolution des différentes variables prépondérantes dans la dynamique du véhicule, variables qui seront ensuite exploitées pour anticiper le risque de renversement. Ce modèle repose sur deux principales hypothèses :

- les effets de roulis sont négligeables et le véhicule est supposé symétrique dans le plan de lacet (symétrie droite/gauche). En particulier, le déplacement latéral du CdG est négligé.
- le sol est considéré comme localement plan.

Si le contact roue/sol est supposé sans glissement (Roulement Sans Glissement - RSG), ce modèle permet de décrire la cinématique du véhicule. Beaucoup de travaux utilisent ce modèle cinématique décrit sur la Figure 2.17 pour la commande de robots mobiles à basse vitesse car en effet l'hypothèse de RSG est valide. Dans notre cas, ce modèle nous permet d'introduire les premières notations et servira à l'élaboration d'un critère de détection du sur/sous-virage en section 3.4.2.1.

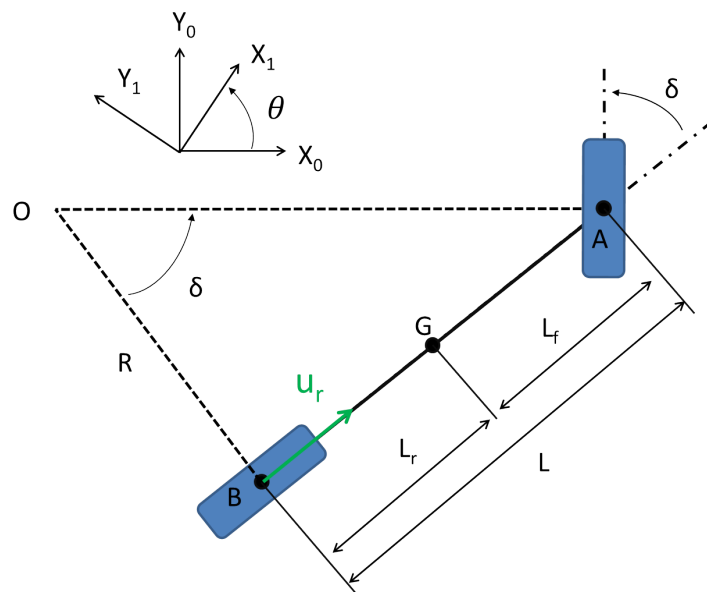


FIGURE 2.17 – Vue en lacet du véhicule - Modèle cinématique



Les différentes notations introduites sont :

- $R_0(X_0, Y_0, Z_0)$  est le repère terrestre, supposé Galiléen
- $R_1(X_1, Y_1, Z_1)$  est le repère attaché au véhicule,
- $O$  est le Centre Instantané de rotation (CIR),
- $G$  est le Centre de Gravité du véhicule (CdG), confondu ici avec le CdR puisque le roulis est négligé (cf. hypothèse citée ci-dessus),
- $L_f$  est le demi-empattement avant du véhicule (i.e. position longitudinale du CdG par rapport au train avant),
- $L_r$  est le demi-empattement arrière du véhicule,
- $L = L_f + L_r$  est l'empattement du véhicule,
- $R$  est le rayon de courbure,
- $\delta$  est l'angle de braquage ou angle d'Ackermann,
- $\theta$  est l'angle de lacet, définissant l'orientation du repère  $R_1$  par rapport à  $R_0$
- $u_r$  est la vitesse linéaire du milieu  $B$  de l'essieu arrière.

En considérant le Centre Instantané de Rotation (CIR) sur la Figure 2.17, l'évolution instantanée de l'angle de lacet est décrite par :

$$\dot{\theta} = \frac{u_r \tan(\delta)}{L} \quad (2.48)$$

L'équation (2.48) représente le modèle cinématique sous l'hypothèse RSG.

## 2.4.2 Modèle dynamique du véhicule

Le modèle dynamique du véhicule repose également sur un modèle bicyclette associé au modèle de contact roue/sol choisi en section 2.3. Même si ce dernier est un modèle linéaire, il prend en compte les variations d'adhérence et la non-linéarité du contact roue/sol grâce à l'adaptation en temps-réel des rigidités de dérive. Ce modèle dynamique est représenté par la figure 2.18 et les notations suivantes sont introduites :

- $u$  et  $u_f$  sont respectivement les vitesses du Centre de Gravité (CdG - confondu ici avec le CdR) et du milieu  $A$  de l'essieu avant.
- $\beta_r, \beta_f$  et  $\beta$  sont respectivement les angles de dérive arrière, avant et global (au CdG),
- $I_z$  est le moment d'inertie autour de l'axe vertical passant par  $G$ ,
- $m$  est la masse du véhicule,

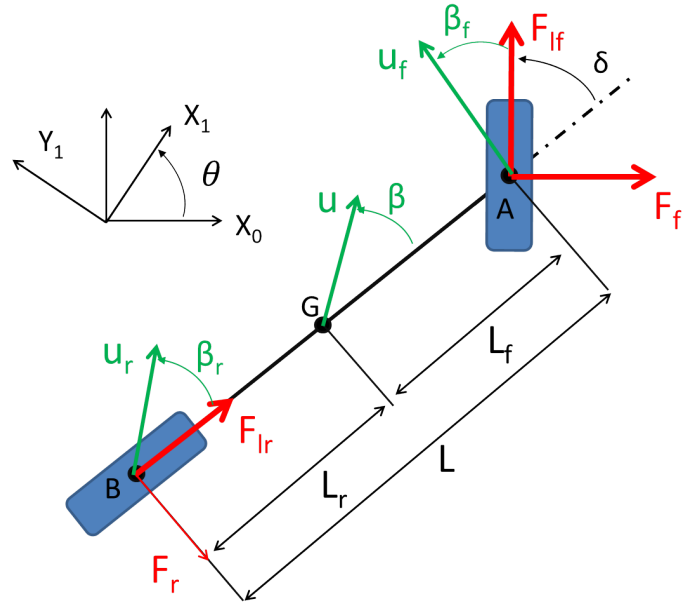


FIGURE 2.18 – Vue en lacet du véhicule - Modèle dynamique

- $F_{lf}$ ,  $F_{lr}$ ,  $F_f$  et  $F_r$  sont respectivement les forces longitudinales avant et arrière et les forces latérales avant et arrière.

A partir de cette représentation et sous les différentes hypothèses citées, on exprime l'accélération en  $G$  et le Principe Fondamental de la Dynamique permet d'obtenir le système suivant :

$$\begin{aligned} m \left( \dot{u} \cos(\beta) - u \dot{\beta} \sin(\beta) - u \dot{\theta} \sin(\beta) \right) &= F_{lr} + F_{lf} \cos(\delta) + F_f \sin(\delta) \\ m \left( \dot{u} \sin(\beta) + u \dot{\beta} \cos(\beta) + u \dot{\theta} \cos(\beta) \right) &= -F_r + F_{lf} \sin(\delta) - F_f \cos(\delta) \end{aligned} \quad (2.49)$$

De plus l'équation du moment autour de l'axe vertical au centre de gravité est :

$$I_z \ddot{\theta} = L_f [F_{lf} \sin(\delta) - F_f \cos(\delta)] + L_r F_r \quad (2.50)$$

Grâce aux expressions (2.49) et (2.50), les évolutions de la vitesse  $u$ , de l'angle de dérive global  $\beta$  et de la vitesse de lacet  $\dot{\theta}$  peuvent être représentés par le système suivant :

$$\begin{cases} \dot{u} = \frac{1}{m} [F_{lf} \cos(\delta - \beta) + F_{lr} \cos(\beta) + F_f \sin(\delta - \beta) - F_r \sin(\beta)] \\ \dot{\beta} = \frac{1}{um} [F_{lf} \sin(\delta - \beta) - F_{lr} \sin(\beta) - F_f \cos(\delta - \beta) - F_r \cos(\beta)] - \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} = \frac{1}{I_z} [L_r F_r + L_f (F_{lf} \sin(\delta) - F_f \cos(\delta))] \end{cases} \quad (2.51)$$

D'autre part, les relations cinématiques permettant le déplacement des vecteurs vitesse fournissent aisément les relations liant entre eux les angles de dérive :

$$\begin{cases} u = \frac{u_r \cos(\beta_r)}{\cos(\beta)} \\ \beta_r = \arctan \left( \tan(\beta) - \frac{L_r \dot{\theta}}{u \cos(\beta)} \right) \\ \beta_f = \arctan \left( \tan(\beta) + \frac{L_f \dot{\theta}}{u \cos(\beta)} \right) - \delta \end{cases} \quad (2.52)$$

Finalement, en combinant le modèle linéaire de pneumatique défini par (2.47) avec (2.51), on obtient alors un système d'équations non-linéaires décrivant l'évolution de la dynamique du véhicule, qui prend en compte les phénomènes de glissements longitudinal et latéral :

$$\begin{cases} \dot{u} = \frac{1}{m} [F_{lf} \cos(\delta - \beta) + F_{lr} \cos(\beta) + C_f \beta_f \sin(\delta - \beta) - C_r \beta_r \sin(\beta)] \\ \dot{\beta} = \frac{1}{um} [F_{lf} \sin(\delta - \beta) - F_{lr} \sin(\beta) - C_f \beta_f \cos(\delta - \beta) - C_r \beta_r \cos(\beta)] - \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} = \frac{1}{I_z} [L_r C_r \beta_r + L_f (F_{lf} \sin(\delta) - C_f \beta_f \cos(\delta))] \\ u = \frac{u_r \cos(\beta_r)}{\cos(\beta)} \\ \beta_r = \arctan \left( \tan(\beta) - \frac{L_r \dot{\theta}}{u \cos(\beta)} \right) \\ \beta_f = \arctan \left( \tan(\beta) + \frac{L_f \dot{\theta}}{u \cos(\beta)} \right) - \delta \end{cases} \quad (2.53)$$

où  $C_f$  et  $C_r$  représentent respectivement les rigidités de dérive avant et arrière. Ces paramètres dépendent des conditions d'adhérence entre la roue et le sol. De plus, il est à noter que le système 2.53 n'est viable à condition que la vitesse soit non nulle. Toutefois, cette condition est toujours respectée dans le cadre de nos travaux puisque nous nous intéressons à caractériser la dynamique d'un véhicule en mouvement.

## 2.4.3 Modèle dynamique intégrant l'inclinaison du sol

### 2.4.3.1 Modèle bicyclette

Le modèle précédent (2.53) ne permet pas de prendre en compte l'inclinaison du sol. Afin de rester sur une représentation 2D du véhicule pour garder des équations simples (et de ce fait un modèle plus robuste), l'influence de l'inclinaison du sol est prise en compte via l'introduction de 2 efforts ( $P_r$  et  $P_p$ ) appliqués au centre de gravité, cf. Figure 2.19.

$P_r$  et  $P_p$  sont respectivement les forces de gravité latérale et longitudinale influençant la dynamique de lacet. Ces deux forces sont définies comme suit :

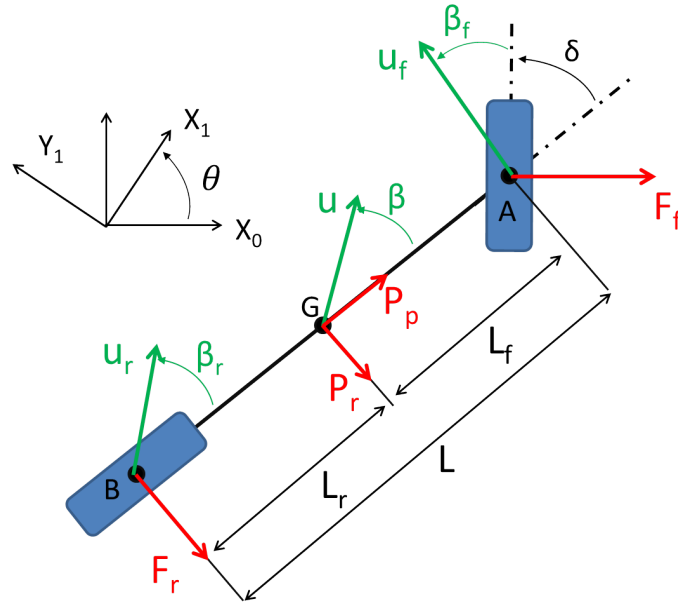


FIGURE 2.19 – Vue en lacet du véhicule - Modèle dynamique avec inclinaison du sol

$$\begin{aligned} P_p &= mg \sin(\alpha_p) \\ P_r &= mg \sin(\alpha_r) \end{aligned} \quad (2.54)$$

où  $g$ ,  $\alpha_p$  et  $\alpha_r$  représentent respectivement la constante de gravité terrestre, les inclinaisons longitudinale et latérale du véhicule introduites en section 2.2.

Dans un premier temps, on considère prioritairement le risque de renversement latéral. Comme ce risque apparaît lors des prises de virage, l'impact des efforts longitudinaux sur la dynamique latérale est négligeable par rapport à celui des efforts latéraux. De ce fait, on peut supposer les efforts longitudinaux nuls, ce qui permet de découpler les dynamiques latérale et longitudinale. De par cette simplification et la prise en compte de l'inclinaison du véhicule, le modèle (2.53) devient :

$$\left\{ \begin{aligned} \ddot{\theta} &= \frac{1}{I_z} [L_r C_r \beta_r - L_f C_f \beta_f \cos(\delta)] \\ \dot{\beta} &= \frac{-1}{um} [C_f \beta_f \cos(\delta - \beta) + C_r \beta_r \cos(\beta)] - \dot{\theta} - \frac{g}{u} [\cos(\beta) \sin(\alpha_r) + \sin(\beta) \sin(\alpha_p)] \\ u &= \frac{u_r \cos(\beta_r)}{\cos(\beta)} \\ \beta_r &= \arctan \left( \tan(\beta) - \frac{L_r \dot{\theta}}{u \cos(\beta)} \right) \\ \beta_f &= \arctan \left( \tan(\beta) + \frac{L_f \dot{\theta}}{u \cos(\beta)} \right) - \delta \end{aligned} \right. \quad (2.55)$$

Finalement, à partir du système (2.55), un système linéaire à coefficients variables peut être développé :

$$\begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{-(L_f^2 \cos(\delta)C_f + L_r^2 C_r)}{uI_z \cos(\beta)} & \frac{L_r C_r - L_f \cos(\delta)C_f}{I_z} \\ \frac{L_r C_r \cos(\beta) - L_f \cos(\delta - \beta)C_f}{mu^2 \cos(\beta)} - 1 & \frac{-(\cos(\delta - \beta)C_f + C_r \cos(\beta))}{mu} \end{bmatrix}}_A \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \beta \end{bmatrix} + B_1 \delta + B_2 \quad (2.56)$$

avec :

$$\begin{aligned} B_1 &= \begin{bmatrix} \frac{L_f \cos(\delta)C_f}{I_z} & \frac{\cos(\delta - \beta)C_f}{mu} \end{bmatrix}^T \\ B_2 &= \begin{bmatrix} 0 & -\frac{g}{u}(\sin(\alpha_r) \cos(\beta) + \sin(\alpha_p) \sin(\beta)) \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (2.57)$$

En faisant abstraction du terme  $B_2$ , qui représente l'influence de l'inclinaison du sol sur la dynamique de lacet, et en considérant que les angles  $\beta$  et  $\delta$  sont proches de 0, le système (2.56) correspond aux équations couramment utilisées afin de décrire la dynamique latérale des véhicules. On les retrouve par exemple dans [Ste04] et [Bou09].

Afin que le modèle (2.56) soit utilisable, un certain nombre de paramètres doivent être connus. D'un point de vue géométrique, les demi-empattements avant  $L_f$  et arrière  $L_r$  sont requis. D'un point de vue dynamique la masse  $m$  du véhicule et son inertie  $I_z$  autour de l'axe vertical doivent être connues. Ces paramètres sont facilement mesurables par différentes techniques. A l'inverse, les rigidités de dérive avant  $C_f$  et arrière  $C_r$  ne sont pas des paramètres intrinsèques au véhicule mais dépendent des conditions d'adhérence entre la roue et le sol, ce qui les rend non directement mesurables et non identifiables hors-ligne. En effet, étant donné que nous sommes dans un contexte tout-terrain, ces conditions d'adhérence varient de manière significative et devront être estimées en temps-réel grâce aux techniques d'observation décrites dans le chapitre 3.

### 2.4.3.2 Modèle des accélérations

En plus du modèle dynamique présenté précédemment, un modèle des accélérations est proposé. D'une part, ce modèle servira à caractériser l'accélération latérale dans l'objectif de prédire le TCLa (c.f., discussion en section 2.2.4), et d'autre part il sera utilisé par les différents observateurs présentés au chapitre 3 afin d'estimer les inclinaisons du véhicule ( $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ ) et/ou l'angle de dérive global  $\beta$ .

Naturellement le modèle analytique de l'accélération dépend de la position sur le véhicule où elle est considérée. Ainsi, comme l'accéléromètre est positionné au centre  $B$  de l'essieu arrière sur la partie non-suspendue (voir annexe A), les accélérations  $A_x^B$ ,  $A_y^B$  mesurées sont définies par :

$$\begin{aligned} A_x^B &= \dot{u}_r \cos(\beta_r) - u_r \dot{\beta}_r \sin(\beta_r) - u_r \dot{\theta} \sin(\beta_r) - g \sin(\alpha_p) \\ A_y^B &= \dot{u}_r \sin(\beta_r) + u_r \dot{\beta}_r \cos(\beta_r) + u_r \dot{\theta} \cos(\beta_r) + g \sin(\alpha_r) \end{aligned} \quad (2.58)$$

Comme expliqué lors de la modélisation analytique du TCLa en section 2.2.1.2, le modèle des accélérations (2.58) tient compte de l'influence de la gravité, puisque la technologie de l'accéléromètre utilisé le permet. De plus, comme il sera nécessaire de prédire le TCLa, il faut également écrire le modèle de l'accélération latérale au centre de roulis instantané  $O_r$  :

$$A_y^{O_r} = \dot{u} \sin(\beta) + u \dot{\beta} \cos(\beta) + u \dot{\theta} \cos(\beta) + g \sin(\alpha_r) \quad (2.59)$$

Le système (2.59) confirme la discussion faite en section 2.2.4 sur la nécessité de développer un modèle dynamique en lacet du véhicule dans l'objectif de prédire l'accélération latérale et donc le TCLa. En effet, notre modèle bicyclette (2.56) nous permet d'explicitier l'évolution de la dérive globale impactant largement la valeur de l'accélération latérale au vu de (2.59). Toutefois, son évolution dépend de celle des conditions d'adhérence représentées par les rigidités de dérive avant et arrière (i.e  $C_f$  et  $C_r$ ) selon notre modèle de véhicule (voir système (2.56)), qui ne sont a priori pas connues. C'est pourquoi, par la suite, dans l'objectif que notre modèle bicyclette soit en permanence représentatif de la dynamique réelle du véhicule et donc d'être en mesure de prédire correctement le TCLa, des techniques d'observation sont présentées dans le chapitre 3 pour estimer en temps-réel ces variables. Par ailleurs, ces techniques nous permettent aussi d'estimer, toujours en temps-réel, les inclinaisons du véhicule ( $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ ), qui ont aussi une influence sur la dynamique latérale du véhicule (voir (2.56) et (2.59)).

#### 2.4.4 Conditions de stabilité du modèle dynamique de lacet

Le modèle d'évolution de la dynamique latérale (2.56) a été présenté sous la forme d'un système linéaire à coefficients variables. Même si la structure de ce système est simple, l'étude de sa stabilité n'est pas immédiate. Aussi, pour établir tout de même de premiers résultats, et surtout introduire le critère de sous/sur-virage, on considère les hypothèses ci-après qui permettent de ramener le système (2.56) à un simple système linéaire à coefficients constants :

- On suppose tout d'abord que l'angle de dérive  $\beta$  reste faible (hypothèse largement vérifiée dans les expérimentations), de sorte que  $\cos(\beta) \approx 1$ . De la sorte, la dépendance de la matrice  $A$  en la variable d'état  $\beta$  peut être éliminée.
- On suppose ensuite que les conditions de contact restent constantes, c'est-à-dire  $C_f = C_r = \text{constante}$ .
- Finalement, on se place dans le cas où l'on applique des commandes de braquage et de vitesse constantes :  $\delta = \text{constante}$  et  $u = \text{constante}$ .

Dans la situation décrite par ces hypothèses, la matrice d'état  $A$  est constante et la stabilité de la dynamique latérale peut alors être discutée aisément à partir des valeurs

propres de  $A$ . Pour faciliter les calculs, on ré-écrit la matrice  $A$  du système (2.56) comme suit :

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \quad (2.60)$$

Les valeurs propres de la matrice d'état  $A$  sont les 2 racines notées  $\lambda_1$  et  $\lambda_2$  de l'équation caractéristique :

$$\lambda^2 - \lambda(a_{11} + a_{22}) + a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21} = 0 \quad (2.61)$$

Un système linéaire est stable si et seulement si ses valeurs propres sont à partie réelle strictement négative. Dans le cas présent, le système ne comporte que 2 valeurs propres  $\lambda_1$  et  $\lambda_2$  qui peuvent être soit complexes conjuguées, soit toutes 2 réelles. Dans le premier cas (valeurs propres complexes conjuguées), le système sera stable si  $\lambda_1 + \lambda_2 < 0$ . Dans le second cas (valeurs propres réelles), il faut ajouter une seconde condition : il faut qu'en plus on ait  $\lambda_1 \cdot \lambda_2 > 0$ . Ces conditions sont ici très faciles à tester puisque la somme et le produit des racines d'une équation du 2<sup>nd</sup> degré normalisée sont directement les coefficients du polynôme. Aussi, au vu de (2.61), le modèle d'évolution de la dynamique latérale, avec les hypothèses mentionnées ci-dessus, est stable si :

$$\begin{aligned} \lambda_1 + \lambda_2 &= a_{11} + a_{22} < 0 \\ \lambda_1 \times \lambda_2 &= a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21} > 0 \end{aligned} \quad (2.62)$$

avec  $\lambda_1$  et  $\lambda_2$  les solutions de (2.61).

La première condition est toujours satisfaite. En effet, en reportant les expressions de  $a_{11}$  et  $a_{22}$  figurant dans (2.56) et avec  $\cos(\beta) = 1$ , on obtient :

$$\lambda_1 + \lambda_2 = \frac{-(L_f^2 \cos(\delta) C_f + L_r^2 C_r)}{u I_z} - \frac{\cos(\delta) C_f + C_r}{mu} \quad (2.63)$$

Comme les valeurs de l'angle de braquage  $\delta$  restent bien inférieures à  $90^\circ$  et que par définition les autres paramètres sont positifs, la première condition de (2.62) est toujours respectée.

Si on explicite maintenant la seconde condition (2.62) à l'aide de (2.56), on obtient :

$$\lambda_1 \times \lambda_2 = \frac{L^2 C_f C_r \cos(\delta) + mu^2 [L_r C_r - L_f C_f \cos(\delta)]}{mu^2 I_z} \quad (2.64)$$

Le signe de (2.64) dépend du signe de  $\xi_1 = L_r C_r - L_f C_f \cos(\delta)$  :

- Si  $\xi_1 > 0$ , le véhicule est toujours stable.

- Si  $\xi_1 < 0$ , le véhicule est stable tant que la vitesse ne dépasse pas une valeur critique  $u_{crit}$  donnée par :

$$u_{crit} = \sqrt{\frac{L^2 C_f C_r \cos(\delta)}{m[L_f C_f \cos(\delta) - L_r C_r]}} \quad (2.65)$$

Si l'angle de braquage  $\delta$  reste faible, de sorte que  $\cos(\delta) \approx 1$ , alors  $\xi_1$  et  $u_{crit}$  deviennent :

$$\begin{aligned} \xi_1 &= L_r C_r - L_f C_f \\ u_{crit} &= \sqrt{\frac{L^2 C_f C_r}{m[L_f C_f - L_r C_r]}} \end{aligned} \quad (2.66)$$

Ce sont les critères classiques que l'on retrouve dans la littérature (par exemple dans [Gen97]). En conclusion, lorsque les conditions de contact sont constantes et que l'on maintient des commandes constantes, alors le modèle d'évolution de la dynamique latérale est :

- toujours stable si  $\xi_1 > 0$
- stable si  $u < u_{crit}$  lorsque  $\xi_1 < 0$

L'étude précédente fait apparaître la quantité  $\xi_1$ . Celle-ci représente la différence d'adhérence entre les essieux arrière et avant, pondérée par la position du centre de gravité. Si  $\xi_1$  est positif, l'essieu arrière a un pouvoir directeur (capacité à maintenir la trajectoire) plus important que celui de l'avant, ce qui implique que le véhicule s'écartera vers l'extérieur de la trajectoire désirée par la commande  $\delta$  : le véhicule a un comportement sous-vireur. Sur le même principe de raisonnement, si  $\xi_1$  est négatif, le véhicule tournera plus que ce qui est désiré par la commande : on parle de phénomène de survirage. Dans ce cas-ci, l'étude précédente a montré que le véhicule reste stable tant que la vitesse ne dépasse pas le seuil critique défini par  $u_{crit}$ . Au-delà de cette vitesse, le véhicule part en tête-à-queue et il est très difficilement commandable. C'est d'ailleurs ce type de situations que tente de prévenir le système ESP (Electronic Stability Program), développé par BOSCH [LMSN04].

De plus, l'étude de stabilité précédente met en évidence que le système d'observation présenté dans le chapitre suivant doit être capable d'estimer séparément les rigidités de dérive avant et arrière. En effet, si l'on estimait qu'une rigidité de dérive globale  $C_e = C_f = C_r$ , le signe  $\xi_1 = L_f C_f - L_r C_r$  ne dépendrait que de la position du centre de gravité qui est fixe. Le modèle dynamique (2.56) ne pourrait dans ce cas ne représenter qu'un seul type de comportement, sous-vireur ou sur-vireur, alors que dans la pratique, en fonction des conditions du sol rencontrées et de l'agressivité du pilotage (angle de braquage et accélérations désirées), le véhicule peut changer de comportement. Le modèle (2.56)



pourrait ne plus être représentatif, ce qui impacterait inévitablement la prédiction de l'accélération latérale et donc celle du transfert de charge latéral. Il faut donc absolument être capable d'estimer séparément les rigidités  $C_f$  et  $C_r$ .

## 2.5 Conclusion du chapitre

Ce chapitre avait pour objectif de développer les modèles analytiques qui permettront l'anticipation du risque de renversement. Ainsi dans un premier temps, deux modèles 2D ont été développés, dans les plans de roulis et de tangage, afin de modéliser respectivement les renversements latéral et longitudinal. Grâce à ces modèles, il est possible d'estimer en temps-réel les deux critères de renversement (TCLa et TCLo) à partir des équations (2.10) et (2.15), de la mesure des accélérations du véhicule et de paramètres fixes. Néanmoins, l'intérêt pratique en demeure limité, puisque le risque n'est pas anticipé. Pour aller plus loin et pouvoir prévenir les risques, il est nécessaire d'accéder à d'autres variables et pour cela de considérer également le modèle de lacet. La démarche adoptée est alors résumée sur la Figure 2.20.

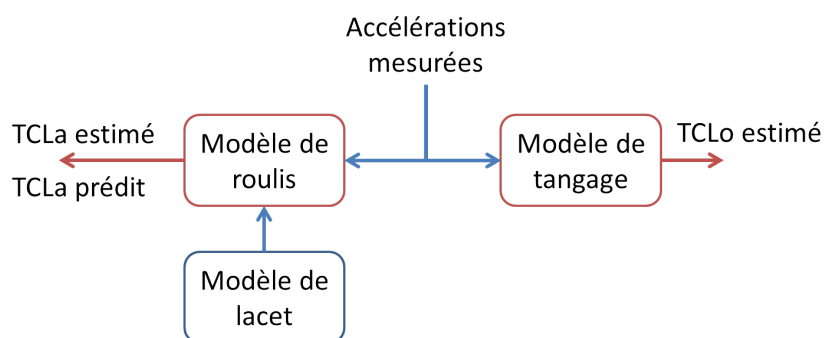


FIGURE 2.20 – Principe général d'estimation et d'anticipation du risque de renversement

Ainsi un modèle d'évolution de la dynamique de lacet a été développé pour être en mesure de prédire les différentes variables composant l'accélération latérale et ainsi permettre la prédiction du renversement latéral. La particularité de ce modèle est d'utiliser un modèle linéaire de contact roue/sol qui possède peu de paramètres. Néanmoins, la validité de ce modèle est assurée grâce aux techniques d'observation développées dans le prochain chapitre, qui permettent d'adapter ou d'estimer en temps-réel les différentes variables représentatives des conditions d'adhérence et de l'inclinaison du sol (i.e. les rigidités de dérive, l'angle global de dérive et les pentes de roulis et de tangage). Enfin, l'anticipation du risque de renversement latéral du véhicule dans un contexte tout-terrain est rendue possible par des techniques prédictives présentées dans le chapitre 4.



# Chapitre 3

## Estimation de la dynamique de lacet du véhicule

### 3.1 Introduction

Il a été vu dans le chapitre précédent que le système d'équations permettant l'anticipation du Transfert de Charge Latéral (TCLa) introduisait trois variables qui ne sont pas directement mesurables. La première est l'angle de dérive global dû à la déformation du pneumatique et à la dynamique du véhicule. Les deux autres sont les rigidités de dérive des essieux avant et arrière introduites par le modèle de contact roue/sol choisi. Ces deux dernières sont une représentation des conditions d'adhérence. Il est évident que dans le cas d'un véhicule évoluant en milieu tout-terrain, l'estimation de ces trois variables est primordiale afin de pouvoir prédire précisément le risque de renversement latéral (TCLa). En effet, dans le cadre étudié les conditions d'adhérence sont changeantes par nature compte tenu de la variabilité des terrains considérés, des charges variables sur les roues et des phénomènes non-linéaires.

Du fait que ces variables ne soient pas mesurables directement par des capteurs à faible coût, une approche à base d'observateur est privilégiée dans ce mémoire. Le principe de cette approche est d'associer aux mesures, qui sont réalisées par les capteurs installés sur le système, un ou des modèles analytiques permettant de décrire son évolution. Par cette association, il est possible d'estimer des variables ou des paramètres qui ne sont pas physiquement mesurés. Dit autrement, cette technique permet la mise en place de capteurs virtuels. Dans notre cas, elle nous permettra de se dispenser de capteurs onéreux qui rendraient le développement de notre système de prévention du renversement inapplicable.

Dans ce chapitre, la théorie générale des observateurs est présentée dans un premier temps, ainsi que son applicabilité pour l'estimation de la dynamique du véhicule. Par la suite, deux premiers observateurs, dédiés à l'estimation de la dynamique de lacet des VLTT, sont présentés. Ils nous permettront de mettre en évidence les différents points importants à prendre en compte pour estimer correctement la dynamique de lacet, comme notamment l'estimation séparée des rigidités de dérive avant et arrière ou l'estimation de l'inclinaison du véhicule. La prise en compte de ces différents points a amené le développement d'un troisième et dernier observateur, qui sera utilisé par la suite pour la prédiction

du risque de renversement. Finalement, différents essais provenant de simulations avancées et d'expérimentations réelles sont présentés afin de discuter de leurs performances et de leur pertinence pour l'estimation de la dynamique du véhicule en milieu tout-terrain et pour la prévention des risques associés.

## 3.2 Principe général des observateurs

### 3.2.1 Introduction

L'asservissement d'un système requiert la mesure d'un certain nombre de variables qui sont représentatives de ce que l'on nomme l'état du système. Cependant, pour des raisons de faisabilité et de coût, la mesure de l'ensemble des variables d'état d'un système est rarement effective dans un contexte industriel. En effet, suivant le type de grandeur à mesurer, la précision et l'emplacement des capteurs requis pour l'application, les coûts d'instrumentation peuvent rapidement devenir excessifs.

Grâce à la modélisation analytique du système, un observateur permet l'estimation de l'ensemble des variables d'état tout en utilisant un nombre limité de capteurs. L'avantage de cette technique est de pouvoir reconstruire l'état du système sans que la mesure de l'ensemble de celui-ci ne soit nécessaire. Ainsi, un observateur est un moyen de mesure "informatique" qui peut être apparenté à un ensemble de capteurs virtuels. Cette technique est économiquement intéressante dans le cadre d'une application industrielle car elle permet d'optimiser le nombre de capteurs nécessaires au fonctionnement du système.

### 3.2.2 Notion d'observabilité

Afin que la théorie des observateurs puisse être appliquée, le système doit être défini comme observable. L'état d'un système est dit observable, si le dispositif d'acquisition associé au modèle analytique permet la reconstruction de l'ensemble des variables d'état. La définition analytique de l'observabilité dépend de la linéarité ou non du système. Si la définition de l'observabilité est unique dans le cas des systèmes linéaires (voir [dL93] et 3.2.4.1), elle est multiple pour les systèmes non-linéaires car elle dépend de la forme du système et de sa possible linéarisabilité autour d'un point de fonctionnement (voir [Thu06]), ce qui peut amener l'observabilité à avoir un caractère local.

Une des premières applications utilisant la notion d'observabilité est le filtre de Kalman [KB61] développé par Kalman et Bucy pour les systèmes linéaires. L'objectif de ce filtre n'est pas la reconstruction d'un vecteur d'état mais l'amélioration du filtrage d'un signal. En effet, ce filtre permet de réduire de façon optimale le bruit sur un signal avec notamment un déphasage moindre comparativement aux filtres classiques. Pour bâtir une estimation précise des mesures, le filtre de Kalman s'appuie sur un modèle du processus et du bruit. Cette technique, puisqu'elle repose sur un modèle de processus, permet aussi de détecter des erreurs de mesure de la part des capteurs.

Par la suite, Luenberger a fondé la théorie de l'observation à travers le développement d'un observateur qui porte son nom : l'observateur de Luenberger. Le principe consiste à ajouter à un modèle linéaire mis sous la forme canonique compagnon (Brunovsky), un terme correctif qui est calculé à partir de l'erreur de mesure. Ainsi, cet observateur qui est représenté par la Figure 3.1 permet l'estimation des variables d'état d'un système avec un minimum de capteurs. De ce fait, cette approche est très intéressante dans le domaine de la robotique mobile et en particulier pour notre cas d'application, puisque l'utilisa-

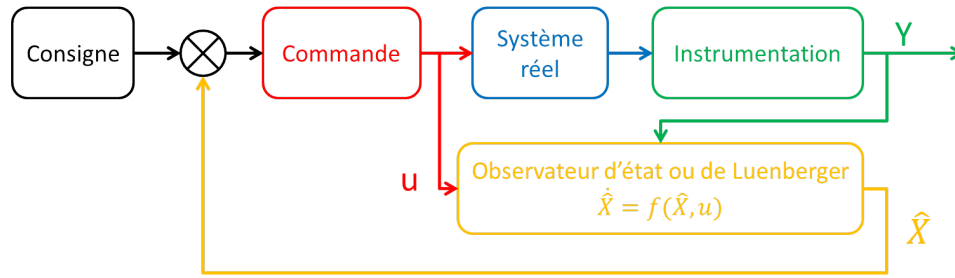


FIGURE 3.1 – Principe d'un observateur d'état

tion d'un observateur nous permettra de nous affranchir de certains types de capteurs onéreux et ainsi d'envisager la réalisation d'un système de prévention du renversement commercialement viable.

### 3.2.3 Applicabilité des observateurs en robotique mobile

Les travaux de recherche en robotique mobile sont confrontés principalement à deux problèmes qui sont la localisation et l'estimation de la dynamique du véhicule. Du point de vue de la localisation, les observateurs sont utilisés afin de fusionner les données de différents capteurs (GPS, odométrie visuelle, centrale inertielle, etc.) et ainsi améliorer significativement la localisation comme dans [DAM96], [CT00], [TFBD01] et [Bor03] pour ne citer qu'eux.

En ce qui concerne l'estimation de la dynamique du véhicule, les travaux de recherche en robotique mobile sont confrontés au problème expliqué précédemment : l'accessibilité à certaines variables et paramètres qui ne sont pas mesurables par un capteur et qui jouent un rôle important dans le comportement dynamique du véhicule. Ces grandeurs physiques sont principalement les variables de glissement longitudinale et latérale (voir section 2.3.2) et les paramètres définissant les conditions d'adhérence qui sont dans notre cas représentés par les rigidités de dérive au vu de notre modèle de contact roue/sol (voir section 2.3.4).

Plusieurs travaux utilisent la théorie de l'observation pour estimer la dynamique d'un véhicule et en particulier les conditions de contact : un filtre de Kalman étendu dans [DGMS08] et [DVCL11], un observateur à modes glissants dans [SCM07] et enfin un observateur de type Luenberger dans [DZ06]. Il est d'ailleurs possible de trouver une comparaison de l'efficacité quant à l'estimation de la dynamique du véhicule de ces différents observateurs dans [SCM04].

Même si ces travaux considèrent des conditions d'adhérence constantes, leurs estimations de la dynamique du véhicule restent efficaces car ces conditions peuvent être considérées comme telle dans leur cadre d'application. Différentes approches ont également été développées afin de prendre en compte les variations des conditions d'adhérence. Elles sont basées en partie sur la théorie des filtres de Kalman comme dans [RRG02], [AB05], [BRG06] et [RPL<sup>+</sup>10].

La capacité à estimer l'état dynamique actuel du véhicule par le biais d'observateurs permet par la suite la mise en place de systèmes mécatroniques complexes qui peuvent être

dédiés aussi bien au suivi de trajectoire ([LTCM06]), comme à la stabilisation en lacet du véhicule ([PRGL09]), ou encore à la prévention du renversement ([SHR06], [BGBB08]). L'ensemble de ces exemples montre la pertinence de l'utilisation d'observateurs en robotique mobile, ce qui justifie l'utilisation de cette approche dans ce mémoire.

En revanche, l'ensemble des exemples cités sont difficilement transposables aux VLTTs pour différentes raisons. Premièrement, la plupart des systèmes existants sont dédiés aux véhicules routiers. Ainsi, les algorithmes ne sont pas adaptés à un contexte tout-terrain (fortes variations des conditions d'adhérence, prise en compte du relief du sol, etc.). Deuxièmement, même si certains travaux prennent en compte précisément ces caractéristiques, ils utilisent un système sensoriel qui est difficilement utilisable en milieu tout-terrain. Par exemple, l'utilisation d'un GPS RTK est discutable pour un véhicule devant se déplacer sur de grandes zones où même l'accessibilité au signal GPS peut être mise en cause par la présence de bâtiments, forêts, etc. Troisièmement, la plus importante limitation à l'utilisation de ces travaux dans notre cadre applicatif est le coût exorbitant de tels systèmes. En effet, l'ensemble des solutions proposées utilise un ou des capteurs dont le coût est de plusieurs milliers d'euros (INS optique, GPS RTK, odométrie laser, etc.). Or dans le cadre de cette thèse, le système sensoriel doit rester en accord avec le coût d'un VLTT afin de préserver une possible applicabilité industrielle.

### 3.2.4 Présentation de la théorie de l'observation

Tout d'abord, la théorie de l'observation est résumée à travers la présentation d'un observateur linéaire de type Luenberger. Pour cela, prenons pour exemple une linéarisation du modèle dynamique de lacet (2.55) développé dans le chapitre précédent. En considérant que les angles de dérive sont petits (i.e.  $\cos(x) = 1$  et  $\sin(x) = x$ ) et que le sol est plat, ce système devient :

$$\begin{aligned}\ddot{\theta} &= a_{11}\dot{\theta} + a_{12}\beta + b_1\delta \\ \dot{\beta} &= a_{21}\dot{\theta} + a_{22}\beta + b_2\delta\end{aligned}\tag{3.1}$$

avec

$$\begin{aligned}a_{11} &= \frac{-(L_f^2 C_f + L_r^2 C_r)}{u I_z}, & a_{12} &= \frac{L_r C_r - L_f C_f}{I_z}, & b_1 &= \frac{L_f C_f}{I_z}, \\ a_{21} &= \frac{L_r C_r - L_f C_f}{mu^2} - 1, & a_{22} &= -\frac{C_f + C_r}{mu} & \text{et } b_2 &= \frac{C_f}{mu}.\end{aligned}$$

Grâce à cette linéarisation, le système (3.1) peut être mis sous la forme d'un modèle d'état d'ordre deux ( $n = 2$ ), dont le vecteur d'état est  $X = [\dot{\theta} \ \beta]^t$ , la sortie du système est  $Y = \dot{\theta}$  et la commande est  $c_o = \delta$  :

$$\begin{aligned}\dot{X} &= AX + Bc_o \\ Y &= CX + Dc_o\end{aligned}\tag{3.2}$$



$A, B, C, D$  sont les matrices d'état et elles sont avec notre exemple égales à :

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}, D = \begin{bmatrix} 0 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

On peut remarquer que la vitesse linéaire du véhicule  $u$ , qui est mesurée, n'apparaît pas dans la sortie du système  $Y$ , car elle est considérée comme un paramètre variable. Ici, la sortie du système est composée uniquement de la vitesse de lacet  $\dot{\theta}$ , mesurée aisément via un gyromètre, alors que l'état est composé de  $\dot{\theta}$  et de l'angle de dérive global  $\beta$ .

### 3.2.4.1 Observabilité du système

Avant de pouvoir développer un observateur pour reconstruire l'état du système, c'est-à-dire dans notre cas estimer l'angle de dérive, il convient de vérifier l'observabilité du système à partir des mesures  $Y$  et de la commande  $c_o$ . Kalman a défini cette condition par la matrice d'observabilité qui s'écrit comme suit ([dL93] et [Mei09]) :

$$O_{obs} = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \cdot \\ \cdot \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

où  $n$  est l'ordre du système, défini par la dimension du vecteur d'état (dans notre cas  $n = 2$ ). Si cette matrice est de rang plein, le système est dit observable, et l'ensemble du vecteur d'état peut être estimé. La matrice d'observabilité associée au système (3.2) est :

$$O_{obs} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{-(L_f^2 C_f + L_r^2 C_r)}{u I_z} & \frac{L_r C_r - L_f C_f}{I_z} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

$O_{obs}$  est de rang plein à condition que le terme  $L_r C_r - L_f C_f$  ne soit pas nul. Il correspond au critère de stabilité vu au chapitre précédent 2.4.4, qui définit aussi le comportement sur- ou sous-vireur du véhicule. De manière pratique, les véhicules sont toujours conçus pour être très ancrés dans un des deux comportements. De ce fait, le cas où le comportement du véhicule est neutre (i.e.  $L_r C_r - L_f C_f = 0$ ) peut être considéré comme ponctuel lors de la prise d'un virage. Pour ces raisons, le système (3.2) est considéré comme observable et donc la mise en place d'un observateur pour estimer la vitesse de lacet  $\dot{\theta}$  et l'angle de dérive global  $\beta$  est réalisable.

### 3.2.4.2 Mise en place de l'observateur

Maintenant que l'observabilité du système a été prouvée, on peut proposer un observateur pour le système (3.2) :

$$\dot{\hat{X}} = A\hat{X} + Bc_o + L\tilde{Y} \quad (3.6)$$

avec  $L = [L_1 \ L_2]^t \in \mathbb{R}^2$  le gain de l'observateur,  $\tilde{Y} = \dot{\theta} - \hat{\dot{\theta}}$  l'erreur d'observation de la vitesse de lacet et  $\hat{X} = [\hat{\theta} \ \hat{\beta}]^t$  l'état observé. En effet, on prouve facilement que l'évolution des erreurs d'observation est régie par le système suivant :

$$\dot{\tilde{X}} = (A - LC)\tilde{X} \quad (3.7)$$

où  $\tilde{X} = X - \hat{X}$ . Au vu de (3.7), l'évolution de l'erreur est régie par une équation différentielle du premier ordre. De ce fait, l'objectif est de régler les gains  $L_1$  et  $L_2$  afin que la matrice  $A - LC$  soit de type Hurwitz. C'est-à-dire que les valeurs propres de cette matrice soient à partie réelle négative, de sorte que  $\tilde{X}$  converge vers 0.

### 3.2.5 Conclusion

Cet observateur permet l'estimation de la vitesse de lacet et des angles de dérive, qui sont des variables nécessaires à la prédiction du TCLa, mais pour cela il est fait l'hypothèse que les rigidités de dérive ( $C_f$  et  $C_r$ ) sont des paramètres constants. Cette hypothèse impose que les conditions d'adhérence ne doivent pas trop s'écarter d'une valeur nominale, ce qui n'est malheureusement pas le cas pour les VLTT. En effet, ils peuvent évoluer sur des sols très variés (goudron, herbe, gravier, etc.) et la zone non-linéaire du pneumatique peut être facilement atteinte de par leur dynamique élevée. Par conséquent, l'hypothèse de rigidités constantes ne peut être vérifiée dans notre cadre applicatif. De plus, bien que les inclinaisons du véhicule puissent être prises en compte dans les équations, il reste à déterminer la manière dont elles seront estimées.

Par conséquent, dans l'objectif d'estimer les paramètres inhérents aux conditions tout-terrain, tels que les rigidités de dérive ( $C_f$  et  $C_r$ ) et les inclinaisons du véhicule ( $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ ) dues au relief du terrain, trois observateurs listés ci-après ont été développés :

- OBS (Observateur de type BackStepping) : cet observateur est une reformulation de celui développé dans [Bou09] avec d'une part une amélioration de l'estimation de la variable représentative des conditions d'adhérence  $C_e$  et d'autre part la prise en compte de l'inclinaison latérale  $\alpha_r$ . Celle-ci est réalisée grâce à la mesure de l'accélération latérale par un accéléromètre.
- DOBS (Double Observateur de type BackStepping) : de par la limitation en capteurs, l'observateur précédent ne peut représenter en temps-réel les deux comportements du véhicule (sous-vireur et sur-vireur), qui ont pourtant une influence significative sur la dynamique latérale du véhicule et donc sur le risque de renversement

latéral. C'est pourquoi une première solution basée sur deux observateurs OBS est proposée. Ils sont paramétrés pour représenter chacun un des deux un des deux comportements et un système de supervision sélectionne en temps-réel l'observateur adéquat.

- OMM (Observateur Multi-Modèles) : l'observateur précédent offre une première approche pour la prise en compte du changement de comportement. Cependant, le fait d'interchanger les observateurs crée des discontinuités dans les estimations des différentes variables, ce qui est dommageable pour la prédiction du TCLa. Aussi, l'observateur OMM propose une nouvelle approche basée sur l'estimation de l'angle de dérive global grâce aux mesures de l'accéléromètre. Cette solution permet d'obtenir une estimation séparée des conditions d'adhérence entre les essieux avant et arrière et donc de prendre en compte nativement les deux comportements du véhicule.

Il est à noter que l'ajout d'un accéléromètre, que cela soit pour l'estimation de l'inclinaison du véhicule (observateurs OBS et DOBS) ou pour l'estimation de sa dynamique (observateur OMM), respecte la limitation d'un système d'acquisition bas-coût. Finalement, ces différentes stratégies d'observation sont détaillées ci-après et leurs performances sont comparées à travers des simulations avancées et des expérimentations réelles.

### 3.3 Observateur BackStepping (OBS)

Comme il a été démontré dans [Bou09], si les rigidités de dérive avant et arrière sont considérées égales à une rigidité de dérive globale  $C_e$ , alors l'utilisation d'un observateur BackStepping associé au modèle de lacet (2.55) permet, grâce à une observation par étapes, d'estimer non seulement l'angle de dérive, mais aussi la rigidité de dérive globale. La variation des conditions d'adhérence peut ainsi être prise en compte. Dans cette section, cet observateur initialement développé dans [Bou09] est reformulé pour prendre en compte la géométrie du sol, afin que le modèle de lacet soit entièrement connu. L'ensemble de ces estimations servira par la suite à prédire l'accélération latérale du véhicule et ainsi, grâce au modèle de roulis (2.10), à prédire le TCLa.

#### 3.3.1 Architecture de l'observateur OBS

A partir d'une linéarisation des systèmes (2.55) et (2.58), l'observateur peut être exprimé comme suit :

$$\begin{aligned}
 \ddot{\hat{\theta}} &= a_{11}\dot{\hat{\theta}} + a_{12}\hat{\beta} + b_1\delta \\
 \dot{\hat{\beta}} &= -\frac{\hat{F} + mg \sin(\alpha_r)}{um} - \dot{\hat{\theta}} \\
 \hat{F} &= C_e(\hat{\beta}_f + \hat{\beta}_r) \\
 \hat{A}_y^B &= u_r\dot{\hat{\beta}}_r + \dot{u}_r\hat{\beta}_r + u_r\dot{\hat{\theta}} + g \sin(\alpha_r)
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

où

$$a_{11} = \frac{-(L_f^2 + L_r^2)C_e}{uI_z}, \quad a_{12} = \frac{(L_r - L_f)C_e}{I_z} \quad \text{et} \quad b_1 = \frac{L_f C_e}{I_z},$$

et avec :

- $\hat{\theta}$  et  $\hat{\beta}$  respectivement la vitesse de lacet et l'angle de dérive global observés,
- $\hat{F}$  l'effort latéral global égal à la somme des efforts latéraux avant et arrière, soit  $\hat{F} = \hat{F}_f + \hat{F}_r$ ,
- $\hat{A}_y^B$  une estimation de l'accélération latérale mesurée au centre de l'essieu arrière (et donc incluant l'accélération de pesanteur).

Nous pouvons remarquer que l'angle d'inclinaison de tangage  $\alpha_p$  a été négligé dans (3.8), car son influence sur la dynamique latérale du véhicule est limitée tant que la dérive du véhicule reste faible, cf. équations (2.55). Enfin, un modèle de l'accélération latérale mesurée au niveau de l'essieu arrière a été choisi, car cela correspond à la position de l'accéléromètre installé sur les véhicules expérimentaux présentés en annexe A (quad et RobuFAST).

Afin d'anticiper le TCLa par l'intermédiaire de (2.10), il faut pouvoir prédire  $A_y^B$  (puisque  $A_y^O$  s'en déduit) et pour cela estimer  $\beta$ ,  $C_e$  et  $\alpha_r$  à partir de (3.8). Aussi, une

approche en cascade composée de quatre étapes est proposée. Une vue d'ensemble est présentée sur la Figure 3.2.

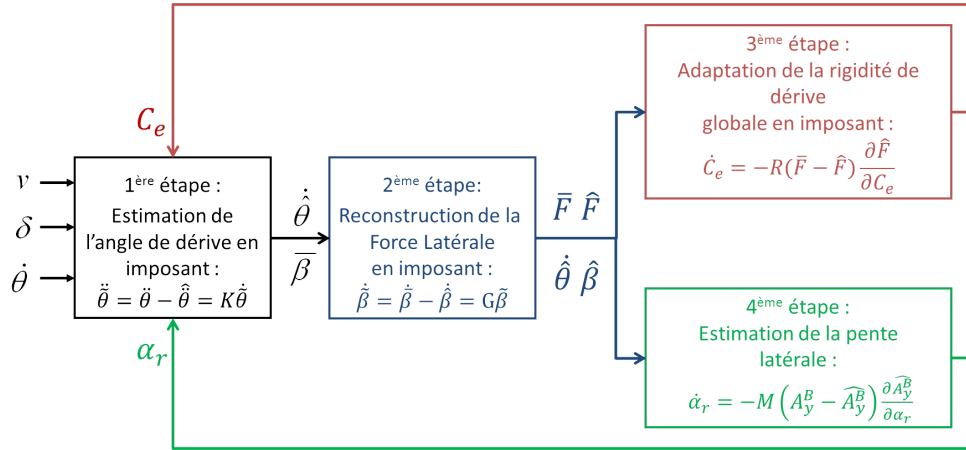


FIGURE 3.2 – Architecture de l'observateur OBS

Dans une première étape, un angle de dérive global  $\bar{\beta}$  est reconstruit afin que la vitesse de lacet observée  $\dot{\hat{\theta}}$  converge vers celle mesurée  $\dot{\theta}$ . De manière analogue, la seconde étape consiste à reconstruire l'effort latéral global  $\bar{F}$  afin d'assurer la convergence de l'angle de dérive global observé  $\hat{\beta}$  vers celui calculé précédemment  $\bar{\beta}$ . La troisième étape permet l'adaptation de la rigidité de dérive globale  $C_e$ . Finalement, la quatrième étape permet l'estimation de l'angle d'inclinaison de roulis  $\alpha_r$  grâce à la mesure de l'accélération latérale et de son modèle (3.8). L'ensemble de ces quatre étapes est ci-après détaillé.

### 3.3.2 Estimation de l'angle de dérive global

La première étape consiste à traiter  $\hat{\beta}$  comme une variable de contrôle (notée  $\bar{\beta}$ ), utilisée pour imposer la dynamique de convergence suivante sur l'erreur d'observation de la vitesse de lacet  $\dot{\hat{\theta}}$  :

$$\ddot{\theta} = \ddot{\theta} - \ddot{\hat{\theta}} = K\dot{\hat{\theta}}, \quad K < 0 \quad (3.9)$$

où  $\ddot{\theta}$  est la dérivée numérique de la vitesse de lacet mesurée. En injectant (3.9) dans la première équation de (3.8), l'expression analytique de la loi de commande recherchée est :

$$\bar{\beta} = \frac{\ddot{\theta} - K\dot{\hat{\theta}} - a_{11}(C_e)\dot{\hat{\theta}} - b_1(C_e)\delta}{a_{12}(C_e)} \quad (3.10)$$

Elle est parfaitement définie sous la condition  $a_{12}(C_e) \neq 0$ , qui est vérifiée en pratique, cf. discussion à la section 3.2.4.1. Par construction,  $\bar{\beta}$  assure la convergence de  $\dot{\hat{\theta}}$  vers la valeur réelle  $\dot{\theta}$  délivrée par le gyromètre. Par conséquent,  $\bar{\beta}$  peut être considérée comme une estimation pertinente de la valeur réelle de l'angle de dérive global.

### 3.3.3 Reconstruction de l'effort latéral global

Par analogie avec la première étape,  $\widehat{F}$  est traitée comme une variable de contrôle (notée  $\overline{F}$ ) afin d'imposer que  $\widetilde{\beta} = \overline{\beta} - \widehat{\beta}$  converge vers 0 avec la dynamique suivante :

$$\dot{\widetilde{\beta}} = \dot{\overline{\beta}} - \dot{\widehat{\beta}} = G\widetilde{\beta}, \quad G < 0 \quad (3.11)$$

où  $\dot{\overline{\beta}}$  est la dérivée de  $\overline{\beta}$ . En injectant (3.11) dans la deuxième équation de (3.8), l'expression analytique de la variable de contrôle  $\overline{F}$  est :

$$\overline{F} = -mu(\dot{\overline{\beta}} - G\widetilde{\beta} + \dot{\widehat{\theta}}) - mg \sin(\alpha_r) \quad (3.12)$$

L'expression (3.12) impose l'équation différentielle (3.11) et donc que  $\widehat{\beta}$  converge vers  $\overline{\beta}$ . Par conséquent,  $\overline{F}$  peut être considérée comme une estimation pertinente de la valeur réelle de la force latérale.

### 3.3.4 Adaptation de la rigidité de dérive globale : loi M1

Cette étape consiste à adapter  $C_e$  afin d'assurer la convergence de  $\widehat{F}$ , décrite par la 3<sup>ème</sup> équation de (3.8), vers  $\overline{F}$  calculée à l'étape précédente. Pour cela, une loi de convergence basée sur une descente de gradient analogue à celle développée dans [AW94] est proposée :

$$\begin{aligned} \dot{C}_e &= R(\overline{F} - \widehat{F}) \frac{\partial \widehat{F}}{\partial C_e} \\ &= R(\overline{F} - \widehat{F})(\widehat{\beta}_f + \widehat{\beta}_r) \end{aligned} \quad (3.13)$$

avec  $R$  un gain strictement positif.  $\widehat{\beta}_f$  et  $\widehat{\beta}_r$  sont déduits de  $\widehat{\beta}$  via (2.55).

Évidemment, la convergence de la loi (3.13) dépend de la dynamique d'évolution du paramètre  $C_e$ , qui doit être plus lente que celle des autres variables du système ( $F$ ,  $\beta_{f/r}$  et  $\dot{\theta}$ ). Cette hypothèse peut être justifiée pour notre application car la fréquence de mise à jour de l'observateur est bien supérieure à celle de la dynamique du véhicule. En effet, elle a été fixée à 100 Hz alors que celle de la dynamique du véhicule est de l'ordre de 10 Hz. Ainsi, l'effort latéral global  $\overline{F}$  et les angles de dérive  $\widehat{\beta}_f$  et  $\widehat{\beta}_r$  peuvent être considérés localement comme constants, assurant la convergence de la loi (3.13).

### 3.3.5 Estimation de l'inclinaison latérale

A ce stade, toutes les variables qui interviennent dans le modèle de l'accélération latérale  $\widehat{A}_y^B$  (4<sup>ème</sup> équation du système (3.8)) sont soit mesurées soit observées. On peut donc s'appuyer sur ce modèle pour évaluer maintenant l'inclinaison de roulis du véhicule  $\alpha_r$ . Le principe consiste à adapter  $\alpha_r$  pour imposer la convergence de l'accélération observée ( $\widehat{A}_y^B$ ) vers celle mesurée  $A_y^B$ . De la même manière que pour l'adaptation de la rigidité de dérive globale  $C_e$ , une loi basée sur une descente de gradient est proposée :

$$\dot{\alpha}_r = M_r(A_y^B - \widehat{A}_y^B) \frac{\partial \widehat{A}_y^B}{\partial \alpha_r} \quad (3.14)$$

avec  $M_r$  un gain strictement positif.

Afin de simplifier le calcul de  $\frac{\partial \widehat{A}_y^B}{\partial \alpha_r}$ , l'hypothèse d'une inclinaison de roulis faible est retenue ( $\sin(\alpha_r) = \alpha_r$ ), ce qui est le cas en pratique. De par cette hypothèse, la loi d'adaptation pour  $\alpha_r$  devient :

$$\dot{\alpha}_r = M_r(A_y^B - \widehat{A}_y^B)g \quad (3.15)$$

Comme pour l'adaptation de la rigidité de dérive, la fréquence de mise à jour de l'observateur fixée à 100 Hz permet d'assurer la convergence de la loi (3.15), puisque l'inclinaison latérale réelle peut être considérée comme localement constante. En effet l'objectif ici n'est pas d'estimer des variations brutales du relief (crevasses, trous, etc.) mais une valeur moyenne du relief sur lequel évolue le véhicule.

### 3.3.6 Contributions de l'observateur

Par rapport aux travaux précédents [Bou09], cet observateur apporte deux principales contributions qui sont d'une part la prise en compte et l'estimation de l'inclinaison latérale du véhicule et d'autre part l'utilisation d'une nouvelle loi d'adaptation des conditions d'adhérence afin d'éviter une singularité équationnelle lors des déplacements en ligne droite. Pour préciser ce second aspect, l'observateur de type BackStepping proposé dans [Bou09] est rappelé brièvement. Il repose sur le système suivant :

$$\begin{aligned} \ddot{\widehat{\theta}} &= a_{11}\dot{\widehat{\theta}} + a_{12}\widehat{\beta} + b_1\delta \\ \dot{\widehat{\beta}} &= a_{21}\dot{\widehat{\theta}} + a_{22}\widehat{\beta} + b_2\delta \end{aligned} \quad (3.16)$$

(3.16) a été obtenu en linéarisant aux petits angles le modèle (2.56). L'observateur est composé de deux étapes dont la première est strictement la même que celle de l'observateur OBS (voir 3.3.2). La deuxième étape consiste à traiter directement la rigidité de dérive globale  $C_e$  comme une variable de contrôle et à l'utiliser pour imposer la convergence de  $\widehat{\beta}$  vers  $\overline{\beta}$  avec une dynamique exponentielle :

$$\dot{\widetilde{\beta}} = \dot{\overline{\beta}} - \dot{\widehat{\beta}} = G\widetilde{\beta}, \quad G < 0 \quad (3.17)$$

En injectant (3.17) dans la deuxième équation de (3.16), on obtient la loi d'adaptation recherchée pour  $C_e$ , désignée dans la suite de ce mémoire par la loi de convergence  $M0$  :

$$C_e = \frac{\dot{\overline{\beta}} - G\widetilde{\beta} + \dot{\widehat{\theta}}}{\frac{(L_r - L_f)\dot{\widehat{\theta}}}{mu^2} - \frac{2\widehat{\beta}}{mu} + \frac{\delta}{mu}} \quad (3.18)$$

Malheureusement, on constate que lors d'un déplacement en ligne droite sur sol plat, le dénominateur de (3.18) tend vers zéro, ce qui oblige à interrompre manuellement l'observateur pour éviter une divergence. Cette limitation était attendue puisque dans ces circonstances la rigidité de dérive ne peut clairement pas être estimée à partir des efforts, étant donné que ces derniers sont nuls.

Pour pallier à cette difficulté, il est proposé dans [BLTM08] de suspendre l'estimation. Cependant, ces arrêts d'estimation peuvent générer des divergences au moment de la reprise de l'observation, ce qui est évidemment néfaste pour la prédiction du TCLa par la suite.

Ainsi, la division de la seconde étape en 2 parties et l'utilisation d'une loi d'estimation par descente de gradient ne permet pas, évidemment, l'estimation de  $C_e$  lors des phases de ligne droite sur sol plat (puisque une telle estimation est impossible), mais permet de passer outre cette singularité. En effet, dans cette situation,  $F$ ,  $\beta_r$  et  $\beta_f$  tendent vers 0 et par conséquent (3.13) assure que  $\dot{C}_e = 0$  : l'adaptation de la rigidité de dérive est gelée de manière naturelle quand son estimation n'est pas possible.

### 3.3.7 Limitations de l'observateur

En fonction des conditions d'adhérence entre les axes avant et arrière (décrites respectivement par  $C_f$  et  $C_r$ ) et de la répartition de la masse (décrite dans le modèle de lacet par les paramètres  $L_f$  et  $L_r$ , qui eux-même découlent des paramètres mécaniques de conception, de la position du centre de gravité, du chargement du véhicule, etc.), un véhicule peut présenter un comportement sur- ou sous-vireur. Comme cela a été montré précédemment en section 2.4.4, la nature du comportement est spécifiée par le signe de la variable suivante :

$$\xi_1 = L_r.C_r - L_f.C_f \quad (3.19)$$

On peut remarquer que cette quantité se retrouve dans le coefficient  $a_{12}$  du modèle dynamique de lacet (2.56) (en supposant  $\delta$  et  $\beta$  petits). Cependant, pour bâtir l'observateur OBS, les rigidités de dérive avant et arrière ( $C_f$  et  $C_r$ ) ont été remplacées par une rigidité globale  $C_e$ . En conséquence, le signe de  $a_{12}$  à l'intérieur de l'observateur ne peut pas changer, il dépend exclusivement de la position du centre de gravité spécifiée par  $L_f$  et  $L_r$ . Le modèle utilisé par l'observateur ne peut donc pas rendre compte d'un changement de comportement du véhicule.

Pour des conduites en condition d'utilisation normale, le VLTT a un comportement sous-vireur :  $C_f$  et  $C_r$  sont très proches et  $L_r > L_f$ . Cependant, si la conduite devient plus agressive, la répartition de la masse du véhicule peut changer durant les virages, amenant une différence significative des conditions d'adhérence entre les axes avant et arrière. En effet, comme les VLTT sont souvent des véhicules à propulsion, si le conducteur accélère fortement durant une courbe, le pneumatique sera rapidement saturé car il ne pourra pas transmettre des efforts importants à la fois sur son axe longitudinal et latéral (voir section 2.3.2). Ainsi, la forte augmentation de la contrainte longitudinale du pneumatique induit forcément une baisse radicale de ses capacités à transmettre un effort latéral, ce



qui se traduit de par notre modèle de véhicule par une chute brutale de la rigidité de dérive arrière  $C_r$ . C'est pourquoi, les véhicules à propulsion ont une certaine facilité à être sur-vireur et de ce fait à partir en tête-à-queue.

Dans le cas où le comportement passe de sous-vireur à sur-vireur, l'observateur présenté dans cette section ne sera pas représentatif du comportement réel. L'estimation de l'angle de dérive global  $\beta$  sera fautive, ce qui provoquera une prédiction erronée de l'accélération latérale et donc de la prédiction du TCLa associé, spécialement si  $\beta$  est grand. Pour adresser cette difficulté et donc rendre compte du changement de comportement du véhicule lors de conduites plus agressives, deux systèmes d'observation (DOBS et OMM) ont été développés. L'observateur DOBS présenté dans la prochaine section propose une première solution qui ne requiert pas de nouvelles mesures puisqu'il est basé sur deux observateurs de type OBS. Cependant, comme nous le verrons à travers les différentes expérimentations réelles en section 3.6, cet observateur présente des insatisfactions. Afin de rendre compte, la prise en compte du changement de comportement du véhicule, il est préférable d'estimer séparément les rigidités de dérive avant et arrière. Cela a été résolu grâce à l'utilisation combinée de la mesure des accélérations longitudinale et latérale et fait l'objet du développement de l'observateur OMM présenté en section 3.5.

## 3.4 Double Observateur Back-Stepping (DOBS)

Certains observateurs développés en robotique mobile et dédiés par exemple au suivi de trajectoire en milieu tout-terrain [LTCM09] permettent d'estimer séparément les rigidités de dérive avant et arrière, ce qui lève la limitation pointée à la section 3.3.7 lors d'un changement de comportement du véhicule (passage de sous- à sur-vireur). Malheureusement, ce type de solution utilise un système de localisation à haute précision (RTK GPS), qui est un capteur très onéreux et donc incohérent avec notre application. De plus, ce type de capteur est inutilisable dans un vaste environnement pouvant comporter de nombreux obstacles (bâtiments, forêt, relief, etc.), car il est alors impossible d'assurer la fiabilité du signal GPS.

Par conséquent, la première solution proposée et présentée ci-après garde le même ensemble de capteurs que précédemment et propose d'utiliser deux observateurs OBS en parallèle, représentatifs chacun de l'un des deux comportements.

### 3.4.1 Architecture de l'observateur

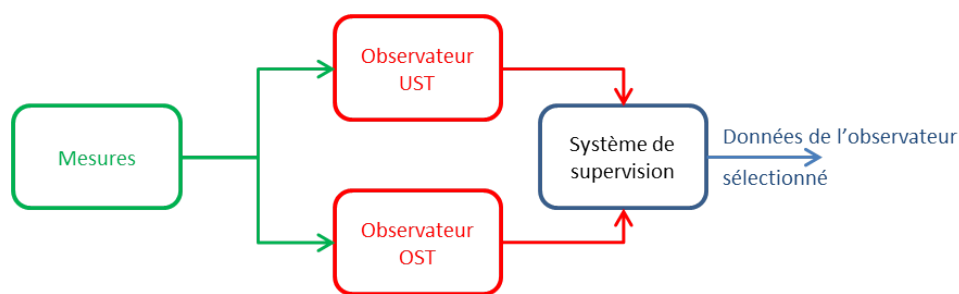


FIGURE 3.3 – Architecture de l'observateur DOBS

La Figure 3.3 représente le système d'observation, qui est composé de deux observateurs et d'un système de supervision. L'un des observateurs est représentatif d'un véhicule sous-vireur (Under-Steering, UST), l'autre d'un véhicule sur-vireur (Over-Steering OST). En effet, au vu des équations de l'observateur OBS (3.8) et de l'équation (3.19), il est possible de représenter l'un ou l'autre des comportements en imposant le signe du paramètre  $a_{12}$  :

$$\text{Observateur "sous-vireur"} \quad a_{12} = \left| \frac{(L_r - L_f)C_e}{I_z} \right|$$

$$\text{Observateur "sur-vireur"} \quad a_{12} = - \left| \frac{(L_r - L_f)C_e}{I_z} \right|$$

Enfin, puisque les deux observateurs travaillent en parallèle, l'objectif du système de supervision est de sélectionner en temps-réel l'observateur adéquat. Son fonctionnement est détaillé ci-après.

## 3.4.2 Système de supervision

Le principe est de mettre en place un critère dont le signe soit fonction du comportement du véhicule, afin d'être en mesure de sélectionner l'observateur représentatif de l'état actuel du véhicule.

### 3.4.2.1 Critères permettant de discriminer le comportement du véhicule

Un des premiers critères possibles a été introduit dans le chapitre précédent lors de l'étude de la stabilité du modèle dynamique de lacet, section 2.4.4. Ce critère, nommé  $\xi_1$ , est pour rappel défini par l'équation suivante :

$$\xi_1 = L_r C_r - L_f C_f \quad (3.20)$$

$\xi_1 > 0$  indique un véhicule sous-vireur et  $\xi_1 < 0$  un véhicule sur-vireur. Malheureusement, dans le cas présent on ne peut pas exploiter ce critère car, de par notre hypothèse d'une rigidité de dérive globale  $C_f = C_r = C_e$ , le signe de  $\xi_1$  est invariant et dépend seulement de la position du centre de gravité.

Le second critère possible consiste à comparer la vitesse de lacet mesurée par le gyromètre avec la vitesse de lacet théorique obtenue dans des conditions de roulement sans glissement. Le calcul de cette dernière a été présenté lors de la section 2.4.1 et est rappelé ici :

$$\dot{\theta}_{RSG} = \frac{u_{r/x} \tan(\delta)}{L} \quad (3.21)$$

où  $u_{r/x}$  désigne la vitesse linéaire longitudinale du véhicule (i.e. la projection de la vitesse sur la direction du vecteur vitesse lorsque l'hypothèse de roulement sans glissement est satisfaite). Ainsi l'expression mathématique du second critère  $\xi_2$  est :

$$\xi_2 = \frac{u_{r/x} \tan \delta}{L} - \dot{\theta} \quad (3.22)$$

Cependant, en pratique la vitesse linéaire est mesurée par un radar de type Doppler qui fournit uniquement la norme du vecteur vitesse. L'accès à  $u_{r/x}$  nécessite donc une projection selon l'axe longitudinal :  $u_{r/x} = u_r \cos(\beta_r)$ . Cette projection fait appel à l'angle de dérive de l'essieu arrière qui est délivré par l'observateur précédent en s'appuyant sur l'estimation de  $C_e$ . Par conséquent, si l'observateur utilisé n'est pas représentatif du comportement dynamique du véhicule, l'estimation de l'angle de dérive sera erronée et par conséquent celle du critère  $\xi_2$  aussi.

L'impossibilité d'évaluer les critères conventionnels permettant de connaître le comportement actuel du véhicule nous a amené au développement d'un nouveau critère, présenté dans la section suivante.

### 3.4.2.2 Développement d'un nouveau critère

Lorsque les équations de l'observateur OBS ne sont plus représentatives du comportement réel du véhicule (sous- ou sur-vireur), alors certaines variables internes de l'observateur ne

convergent plus. Ceci peut être utilisé comme un critère pour discriminer le comportement du véhicule. Plus précisément :

- La première étape de l'observateur OBS (cf. section 3.3.2) assure que la vitesse de lacet estimée  $\hat{\theta}$  converge vers la vitesse de lacet mesurée  $\dot{\theta}$  et fournit pour l'étape 2 un angle de dérive de référence  $\bar{\beta}$ . Lorsque les équations de l'observateur sont cohérentes par rapport au comportement du véhicule (c'est-à-dire le signe du paramètre  $a_{12}$  utilisé au sein de l'observateur reflète bien le caractère sous- ou sur-vireur du véhicule), alors  $\bar{\beta}$  est représentatif de l'angle de dérive réel. Dans le cas contraire, puisque le paramètre  $a_{12}$  apparaît en facteur sur l'expression de  $\bar{\beta}$ , cf. équation (3.10), la variable  $\bar{\beta}$  présente un signe opposé par rapport à l'angle de dérive réel. Par contre, même dans ce cas,  $\hat{\theta}$  reflète bien la vitesse de lacet réelle, puisque  $\bar{\beta}$  est justement construit dans ce but.
- La deuxième étape de l'observateur OBS (cf. section 3.3.3) assure que l'angle de dérive estimé  $\hat{\beta}$  converge vers l'angle de dérive de référence  $\bar{\beta}$  et fournit pour l'étape 3 une force latérale de référence  $\bar{F}$ . Puisque  $\hat{\beta}$  converge vers 0 ( $\bar{F}$  a été construit dans ce but), le terme prépondérant dans l'expression (3.12) de  $\bar{F}$  est  $\hat{\theta}$  (et éventuellement  $\alpha_r$  si le véhicule évolue en pente). Comme  $\hat{\theta}$  reflète toujours la véritable vitesse de lacet  $\dot{\theta}$ , que le modèle de l'observateur soit représentatif ou non du comportement du véhicule (cf. discussion ci-dessus), et qu'il en est de même pour  $\alpha_r$  (cf. section 3.3.5),  $\bar{\beta}$  est toujours représentatif de la valeur réelle des efforts latéraux. En particulier, son signe est correct.
- La troisième étape de l'observateur OBS (cf. section 3.3.4) adapte la valeur de  $C_e$  afin que la force latérale estimée  $\hat{F}$  définie par la 3<sup>ième</sup> équation de (3.8) converge vers la force latérale de référence  $\bar{F}$ . Cependant, dans le cas où les équations de l'observateur ne sont pas représentatives du comportement réel du véhicule,  $\hat{\beta}$  et  $\bar{F}$  sont de signe opposé (cf. discussions ci-dessus). Par conséquent, la loi d'adaptation (3.13) va vouloir faire évoluer  $C_e$  vers des valeurs négatives, puisque c'est la seule possibilité pour assurer la convergence de  $\hat{F}$  vers  $\bar{F}$  (au vu de la 3<sup>ième</sup> équation (3.8)). Comme une rigidité de dérive négative est un résultat absurde d'un point de vue physique, le garde-fou de l'algorithme d'observation va alors se déclencher et geler la valeur de  $C_e$  sur la dernière valeur réaliste obtenue (c'est-à-dire une valeur positive). Dans ce cas, bien évidemment, l'erreur d'observation sur les efforts latéraux  $\tilde{F} = \bar{F} - \hat{F}$  ne converge plus vers 0.

Pour cette raison, la solution envisagée pour différencier les deux comportements consiste à comparer les erreurs d'observation de la force latérale fournies par les deux observateurs. Plus précisément, le critère proposé  $\xi_3$  est défini comme suit (l'indice OST identifie les grandeurs délivrées par l'observateur représentant le comportement sur-vireur et l'indice UST celles fournies par l'observateur dédié au comportement sous-vireur)" :

$$\begin{aligned}
\tilde{F}_{OST} &= \bar{F}_{OST} - \hat{F}_{OST} \\
\tilde{F}_{UST} &= \bar{F}_{UST} - \hat{F}_{UST} \\
\xi_3 &= \left| \tilde{F}_{OST} \right| - \left| \tilde{F}_{UST} \right|
\end{aligned}
\tag{3.23}$$

D'après (3.23), le critère  $\xi_3$  est positif si le véhicule présente un comportement sous-vireur (puisque dans ce cas,  $\tilde{F}_{OST}$  est non nul et  $\tilde{F}_{UST}$  proche de 0), et négatif sinon.

### 3.4.2.3 Sélection de l'observateur en temps-réel

Lorsque les efforts latéraux s'appliquant sur le véhicule sont faibles (par exemple parce qu'il évolue en ligne droite), le critère  $\xi_3$  reste proche de zéro et du fait des bruits de mesure peut même multiplier les changements de signe. Pour éviter des commutations intempestives d'observateur dans cette situation, celles-ci ne sont réalisées que si  $\xi_3$  excède un seuil  $S$ . Ce dernier a été fixé par rapport à la valeur de l'effort latéral permettant une observation fiable du comportement dynamique du véhicule : il a été observé empiriquement qu'en raison des bruits de mesure l'observateur n'est plus à même de renvoyer des valeurs satisfaisantes si l'accélération latérale est inférieure à  $1 \text{ ms}^{-2}$ . Comme l'effort latéral s'écrit comme le produit de la masse par l'accélération latérale et que la masse du quad utilisé lors des expérimentations est 450 kg, le seuil  $S$  a été fixé à 500 N. En conclusion, si les données fournies par les observateurs (i.e.  $\hat{\theta}$ ,  $\hat{\beta}$ ,  $\alpha_r$  et  $C_e$ ) sont regroupées respectivement dans les vecteurs colonne  $X_{UST}$  et  $X_{OST}$ , alors le vecteur de données sélectionné, noté  $X$ , est défini par la fonction suivante :

$$X = \sigma X_{UST} + (1 - \sigma) X_{OST} \tag{3.24}$$

où  $\sigma$  est la fonction d'hystérésis présentée sur le schéma du système de supervision décrit sur la Figure 3.4.

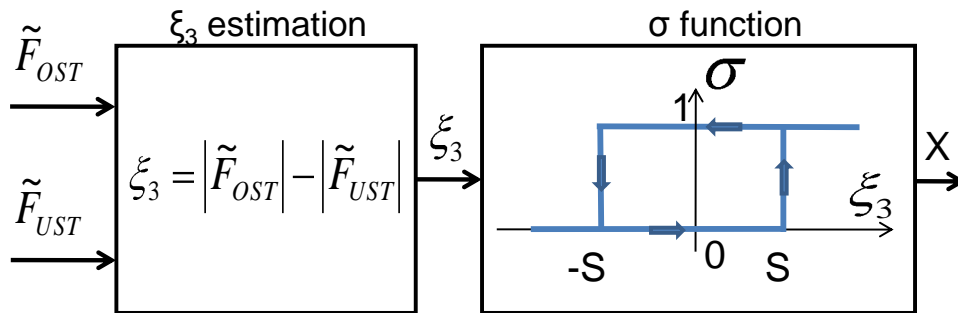


FIGURE 3.4 – Système de supervision

### 3.4.3 Limitation de l'approche

La grande majorité des VLTT sont des véhicules à propulsion car cela permet d'améliorer leur manœuvrabilité. En effet, comme ce type de véhicule n'est pas équipé de différentiels, les roues extérieures et intérieures tournent à la même vitesse, ce qui implique une mauvaise maniabilité du véhicule. La propulsion permet ainsi de rendre facilement le véhicule sur-vireur et donc de permettre au conducteur de tourner très rapidement, d'où leur grande manœuvrabilité mais aussi leur propension à être instable. C'est pour cette raison qu'un quad n'est pas un véhicule facile à appréhender et dont la conduite est bien différente des autres véhicules à quatre roues comme les automobiles. L'avantage mais aussi l'inconvénient de tels véhicules est que leur comportement peut être aisément contrôlé par la commande des gaz grâce à la motricité transmise par les roues arrière.

Plus précisément, si le conducteur n'accélère pas durant un virage, les efforts longitudinaux sont quasiment identiques entre les essieux avant et arrière, ce qui induit une capacité équivalente des pneumatiques à transmettre les efforts latéraux, soit  $C_f \approx C_r$ . Puisque sur les quads le centre de gravité est situé sur l'avant ( $L_f < L_r$ ), le signe de  $\xi_1 = C_r L_r - C_f L_f$  est positif : le véhicule a un comportement sous-vireur par défaut.

En revanche, si le conducteur accélère fortement durant le virage, les pneumatiques de l'essieu arrière fournissent un effort longitudinal important, ce qui limite leur capacité à transmettre un effort latéral. Par conséquent, le pouvoir directeur de l'essieu arrière diminue et le véhicule devient de plus en plus sur-vireur. Du point de vue de notre modèle analytique, cela se traduit par une rigidité de dérive arrière  $C_r$  qui diminue jusqu'à ce que le critère  $\xi_1 = L_r C_r - L_f C_f$  devienne négatif.

Ainsi, le comportement du véhicule peut varier d'un comportement à l'autre en fonction de la commande des gaz du conducteur. Et si le véhicule change plusieurs fois de comportement durant une même courbe, le système de supervision peut choisir l'observateur inapproprié à cause de l'hystérésis et la prédiction du TCLa peut alors s'avérer fausse.

En conclusion, une méthode d'observation basée sur un double observateur de type OBS n'est pas complètement satisfaisante pour estimer la dynamique latérale des VLTT. En effet, il apparaît nécessaire d'estimer séparément les rigidités de dérive afin que notre modèle bicyclette puisse représenter les deux comportements du véhicule et ainsi être observable en permanence. La prochaine section propose une nouvelle approche qui permet de résoudre ce problème grâce au développement d'un observateur qui exploite, en plus des mesures précédentes, celles des accélérations longitudinale et latérale.

### 3.5 Système d'Observation Multi-Modèles (OMM)

L'objectif de cet observateur est de pouvoir estimer séparément les rigidités de dérive  $C_f$  et  $C_r$  afin que notre modèle bicyclette puisse décrire correctement l'évolution de la dynamique latérale d'un VLTT quel que soit son comportement. Toutefois, le modèle dynamique de lacet (2.56) ne fournit que deux équations alors que les inconnues sont au nombre de trois :  $\beta$ ,  $C_f$  et  $C_r$ . Par conséquent, pour que le modèle de lacet (2.56) puisse être utilisé afin d'estimer les rigidités de dérive  $C_f$  et  $C_r$ , l'angle de dérive global  $\beta$  doit être estimé à partir d'un modèle ne dépendant pas de celles-ci : les modèles des accélérations latérale et longitudinale (voir (2.58)).

Une solution basée sur l'intégration de l'accélération latérale afin d'estimer l'angle de dérive global a déjà été proposée dans la littérature, mais cette estimation devient rapidement fautive à cause de l'intégration des erreurs de mesure, voir [TMA<sup>+</sup>99], [Zan00] et [PRGL09]. Par conséquent, il est proposé ici de développer un observateur basé sur le modèle des accélérations latérale et longitudinale pour obtenir une première estimation non biaisée de l'angle de dérive global  $\beta$ , qui sera affinée dans un deuxième temps. Plus précisément, l'architecture du système d'observation est représentée sur la Figure 3.5, et détaillée ci-après.

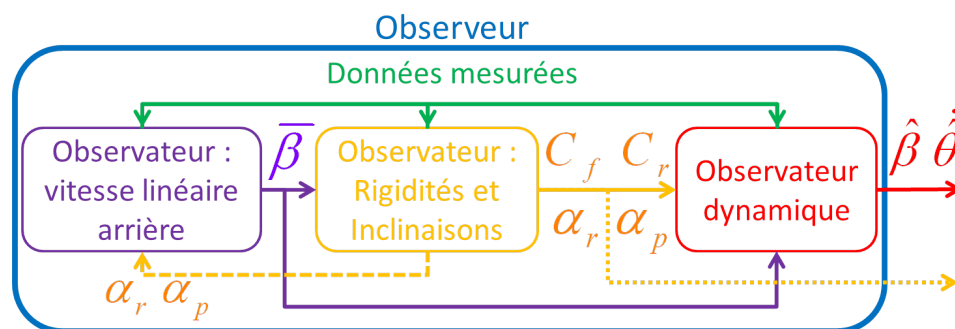


FIGURE 3.5 – Vue d'ensemble de l'observateur multi-modèles

**Observateur de la vitesse linéaire arrière :** A partir du modèle des accélérations, une mesure virtuelle de l'angle de dérive global  $\bar{\beta}$  est réalisée par le biais d'un observateur sur la vitesse linéaire arrière  $u_r$  du véhicule.

**Observateur des rigidités et des inclinaisons :** Dès lors qu'une première estimation de l'angle de dérive est disponible, un second observateur peut être développé sur la base du modèle dynamique (2.55) du véhicule. Il permet l'estimation des forces latérales avant et arrière, puis les rigidités de dérive sont finalement adaptées afin que les forces latérales évaluées par le modèle linéaire adapté ( $F_f = C_f \beta_f$  et  $F_r = C_r \beta_r$ ) convergent vers celles précédemment estimées. Enfin, une estimation des inclinaisons du véhicule  $\alpha_p$  et  $\alpha_r$  est réalisée.

**Observateur dynamique :** Le dernier observateur, qui est toujours basé sur le modèle dynamique du véhicule (2.55), consiste à améliorer l'estimation de l'angle de dérive global

par rapport à celle fournie par le premier observateur qui était basé sur des mesures bruitées d'accélération.

Ces trois étapes sont détaillées aux sections suivantes.

### 3.5.1 Mesure virtuelle de l'angle de dérive global

Pour rappel (voir section 2.4.3.2), les accélérations mesurées au centre de l'essieu arrière sont modélisées par :

$$\begin{aligned} A_x^B &= \dot{u}_r \cos(\beta_r) - u_r \dot{\beta}_r \sin(\beta_r) - u_r \dot{\theta} \sin(\beta_r) - g \sin(\alpha_p) \\ A_y^B &= \dot{u}_r \sin(\beta_r) + u_r \dot{\beta}_r \cos(\beta_r) + u_r \dot{\theta} \cos(\beta_r) + g \sin(\alpha_r) \end{aligned} \quad (3.25)$$

Si on additionne les deux équations après avoir multiplié la première équation par  $\cos(\beta_r)$  et la seconde par  $\sin(\beta_r)$ , on obtient l'équation suivante :

$$\dot{u}_r = (A_x^B + g \sin(\alpha_p)) \cos(\beta_r) + (A_y^B - g \sin(\alpha_r)) \sin(\beta_r) \quad (3.26)$$

Finalement, avec l'hypothèse des petits angles, il est possible d'obtenir l'évolution de la vitesse linéaire arrière  $\dot{u}_r$  en fonction des accélérations mesurées :

$$\dot{u}_r = A_x^B + g \sin(\alpha_p) + (A_y^B - g \sin(\alpha_r)) \beta_r \quad (3.27)$$

Le modèle (3.27) peut alors être utilisé pour reconstruire l'angle de dérive arrière  $\beta_r$  à partir de la mesure de la vitesse linéaire arrière  $u_r$ . Pour cela,  $\beta_r$  est traité comme une variable de commande, et une loi est construite pour imposer la convergence de la vitesse linéaire arrière observée  $\hat{u}_r$  vers celle mesurée  $u_r$ . Très précisément, une dynamique de convergence exponentielle sur l'erreur d'observation est recherchée :

$$\dot{\tilde{u}}_r = \dot{u}_r - \dot{\hat{u}}_r = K_1 \tilde{u}_r, \quad K_1 < 0 \quad (3.28)$$

où  $\dot{\tilde{u}}_r$  désigne la dérivée numérique de la vitesse linéaire arrière. L'expression de la loi de commande  $\overline{\beta}_r$  qui permet d'obtenir une telle convergence s'obtient alors en reportant (3.28) dans (3.27) :

$$\overline{\beta}_r = \frac{\dot{u}_r - K_1 \tilde{u}_r - A_x^B - g \sin(\alpha_p)}{A_y^B - g \sin(\alpha_r)} \quad (3.29)$$

Finalement, en reportant la reconstruction de l'angle de dérive arrière  $\overline{\beta}_r$  dans le modèle de lacet (2.55), on peut obtenir une estimation  $\overline{\beta}$  pour l'angle de dérive global :

$$\overline{\beta} = \arctan \left( \tan(\overline{\beta}_r) + \frac{L_r \dot{\theta}}{u_r \cos(\overline{\beta}_r)} \right) \quad (3.30)$$

Cette première estimation de l'angle de dérive global  $\overline{\beta}$  est considérée ci-après comme une mesure virtuelle utilisée pour pouvoir observer séparément les rigidités de dérive avant



et arrière. Au vu des expressions (3.29) et (3.30),  $\bar{\beta}$  ne peut être évalué que si les quantités  $u_r$  et  $A_y^B - g \sin(\alpha_r)$  sont toutes les 2 non nulles. Si ce n'est pas le cas,  $\bar{\beta}$  est considéré comme nul, ce qui est logique puisque dans ce cas la dynamique latérale est inexistante.

### 3.5.2 Adaptation des rigidités de dérive et estimation des inclinaisons

L'adaptation des rigidités est réalisée en deux étapes. La première consiste à reconstruire les efforts latéraux s'exerçant sur le véhicule, ce qui permet dans une deuxième étape l'adaptation des rigidités de dérive en s'appuyant pour cela sur le modèle de contact qui a été choisi. Enfin, une estimation des inclinaisons du véhicule est réalisée dans une troisième étape.

#### 3.5.2.1 Reconstruction des efforts latéraux avant et arrière

A partir du modèle de lacet (2.55), un modèle d'état est développé. Son vecteur d'état  $X_1$  est composé classiquement de la vitesse de lacet  $\dot{\theta}$  et de l'angle de dérive global  $\beta$ , soit  $X_1 = [\dot{\theta} \ \beta]^T$ . La particularité de ce modèle tient au choix du vecteur commande  $u_1$ , composé des efforts latéraux avant et arrière, soit  $u_1 = [F_f \ F_r]^T$ . L'influence de l'inclinaison du véhicule est prise en compte à travers la matrice  $B_3$ , qui est fonction de  $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ . Les variables mesurées sont la vitesse de lacet  $\dot{\theta}$  et l'angle de dérive global  $\bar{\beta}$  fourni par l'observateur précédent. Ainsi, l'expression mathématique de ce modèle est :

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= A_1 X_1 + B_1 u_1 + B_3 \\ Y_1 &= C_1 X_1 \end{aligned} \quad (3.31)$$

dont les matrices sont définies par :

$$A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} \frac{-L_f \cos(\delta)}{I_z} & \frac{L_r}{I_z} \\ \frac{-\cos(\beta-\delta)}{um} & \frac{-\cos(\beta)}{um} \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad C_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$B_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{g}{u}(\sin(\alpha_r) \cos(\beta) + \sin(\alpha_p) \sin(\beta)) \end{bmatrix}$$

De la même manière que pour l'observateur précédent,  $u_1$  est considéré comme un vecteur de commande et une loi est construite pour que l'état estimé  $\widehat{X}_1 = [\hat{\theta}_1 \ \hat{\beta}_1]^T$  converge vers l'état mesuré  $\bar{X} = [\dot{\theta} \ \bar{\beta}]^T$  avec une dynamique exponentielle. Cette loi de commande est :

$$u_1 = B_1^{-1}[G_1 \epsilon_x + \dot{\bar{X}} - A_1 \widehat{X}_1 - B_3] \quad (3.32)$$

où  $\epsilon_x = \bar{X} - \widehat{X}_1$  est l'erreur d'observation et  $G_1$  est une matrice définie positive qui représente le gain de l'observateur. En injectant (3.32) dans (3.31), on vérifie que l'évolution

de l'erreur est effectivement régie par  $\dot{\epsilon}_x = -G_1\epsilon_x$  ce qui assure la convergence de  $\widehat{X}_1$  vers  $\overline{X}$ .

La loi de commande (3.32) requiert que  $B_1$  soit inversible. A partir de (3.31), on calcule aisément que :

$$\det(B_1) = \frac{L_f \cos(\delta) \cos(\widehat{\beta}_1) + L_r \cos(\delta - \widehat{\beta}_1)}{I_z m u} \quad (3.33)$$

Comme les angles  $\delta$  et  $\widehat{\beta}_1$  sont nécessairement inférieurs à  $\pi/2$ , les cosinus sont positifs et donc  $\det(B_1)$  est toujours non nul : la matrice  $B_1$  est toujours inversible, ce qui permet d'estimer sans interruption les efforts latéraux. Ces estimations peuvent être considérées comme représentatives des valeurs réelles dès que l'erreur de convergence  $\epsilon_x$  est proche de zéro.

Il aurait été possible de construire un observateur similaire avec un vecteur de commande composé des rigidités de dérive (soit  $u_1 = [C_f \ C_r]^T$ ) et la loi de convergence  $M0$  (voir section 3.3.6), afin de les estimer en une seule étape. Toutefois, le même problème de singularité que celui explicité pour l'observateur de Nicolas Bouton ([BLTM08] et section 3.3.6) serait présent lorsque le véhicule avance en ligne droite. Cette singularité est tout-à-fait logique puisque lors d'une ligne droite, les efforts latéraux sont inexistantes, et par conséquent il est impossible d'observer une quantité qui physiquement n'existe plus. Avec l'observateur proposé dans cette section (comme précédemment avec l'observateur OBS), si le véhicule avance en ligne droite, les efforts latéraux calculés sont nuls (au vu de (3.32)) et il n'est pas nécessaire de gérer une singularité.

### 3.5.2.2 Adaptation des rigidités de dérive avant et arrière : lois $M1$ et $M2$

La deuxième étape consiste à adapter les rigidités de dérive  $C_f$  et  $C_r$  afin que les forces latérales estimées à partir du modèle de contact, i.e.  $\widehat{F}_f = C_f \widehat{\beta}_{1f}$  et  $\widehat{F}_r = C_r \widehat{\beta}_{1r}$ , convergent vers les efforts calculés par la loi (3.32) à l'étape précédente. Pour cela, une loi d'adaptation similaire à la loi (3.13) (nommée loi  $M1$ ) utilisée pour l'observateur OBS peut être proposée :

$$\dot{C} = -R\tilde{F}\left(\frac{\partial \widehat{F}}{\partial C}\right) \quad \text{soit encore :} \quad \begin{cases} \dot{C}_f = -R_f(\overline{F}_f - \widehat{F}_f)\widehat{\beta}_{1f} \\ \dot{C}_r = -R_r(\overline{F}_r - \widehat{F}_r)\widehat{\beta}_{1r} \end{cases} \quad (3.34)$$

où  $R_f$  et  $R_r$  sont des gains strictement positifs.  $\widehat{\beta}_{1f}$  et  $\widehat{\beta}_{1r}$  sont déterminés en reportant la variable  $\widehat{\beta}_1$  estimée lors de l'étape précédente dans le modèle de lacet (2.55), et enfin  $\overline{F}_f$  et  $\overline{F}_r$  désignent les forces latérales fournies par la loi (3.32).

Cependant, étant donné que le véhicule peut aussi bien évoluer sur de l'asphalte que sur du gravier ou de l'herbe, la plage de variation des rigidités de dérive est extrêmement large ( $C_{f/r} \in [500; 40000] N.rad^{-1}$ ). Lorsqu'un véhicule qui évoluait sur de l'herbe passe à de l'asphalte, les angles de dérive diminuent fortement ( $\widehat{\beta}_{1f/r}$  passent environ de  $25^\circ$  à moins de  $5^\circ$ ), tandis que les rigidités de dérive évoluent vers leurs valeurs maximales. Comme

le renversement d'un VLTT se produit en moins d'une seconde (le temps nécessaire au conducteur pour tourner le guidon) et que la prédiction de l'accélération latérale dépend fortement de la valeur de la rigidité de dérive, la dynamique de convergence de celle-ci doit être suffisamment rapide afin d'anticiper correctement le risque de renversement. Cependant, au vu de (3.34), la variation des rigidités de dérive est proportionnelle aux angles de dérive dont la valeur est largement inférieure à 1 rad (57°). C'est pourquoi les gains de convergence ( $R_f$  et  $R_r$ ) devraient a priori être choisis très grands pour obtenir des variations de rigidité de dérive ( $\dot{C}_f$  et  $\dot{C}_r$ ) suffisamment importantes pour assurer une convergence très rapide de l'observateur lorsque le véhicule change de type de sol.

Malheureusement, des gains élevés sont dommageables pour la stabilité de l'observateur lorsque les conditions d'adhérence sont faibles. En effet sur ce type de terrain, au vu de (3.34), nous aurions alors  $\dot{C}_{f/r}$  élevé (puisque les angles de dérive sont importants et les gains ont été choisis élevés) et dans le même temps  $C_{f/r}$  faible. Cela induirait clairement des oscillations, voire une instabilité. L'association de faibles rigidités de dérives, d'angles de dérive importants et de gains élevés peut rendre instable le système d'observation. Pour éviter d'avoir à utiliser un couple de gains ( $R_f, R_r$ ) différent pour des conditions d'adhérence faibles et fortes, la loi (3.34) est légèrement modifiée :

$$\begin{aligned}\dot{C}_f &= -R_f(\bar{F}_f - \hat{F}_f) \text{sign}(\hat{\beta}_{1f}) \\ \dot{C}_r &= -R_r(\bar{F}_r - \hat{F}_r) \text{sign}(\hat{\beta}_{1r})\end{aligned}\tag{3.35}$$

En utilisant le signe de l'angle de dérive plutôt que sa valeur, la dynamique de convergence est la même quelles que soient les conditions d'adhérence puisque pour un effort latéral donné, le calcul de  $\dot{C}_f$  et  $\dot{C}_r$  est alors indépendant de la valeur de leurs angles de dérive respectifs. Cette loi, qui est aussi présentée dans [AW94], est repérée pour la suite de ce mémoire par le sigle *M2*.

### 3.5.2.3 Estimation des inclinaisons de roulis et de tangage

La dernière étape de cet observateur est l'estimation des angles d'inclinaison du véhicule  $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ . Comme toutes les variables qui interviennent dans le modèle (3.25) décrivant les accélérations longitudinale et latérale sont soit mesurées soit estimées, on peut de la même manière que précédemment adapter les inclinaisons de tangage et de roulis pour imposer la convergence des accélérations estimées ( $\hat{A}_x^B$  et  $\hat{A}_y^B$ ) vers celles mesurées ( $A_x^B$  et  $A_y^B$ ) :

$$\begin{aligned}\dot{\alpha}_p &= M_p(A_x^B - \hat{A}_x^B) \frac{\partial \hat{A}_x^B}{\partial \alpha_p} \\ \dot{\alpha}_r &= M_r(A_y^B - \hat{A}_y^B) \frac{\partial \hat{A}_y^B}{\partial \alpha_r}\end{aligned}\tag{3.36}$$

où  $M_p$  et  $M_r$  sont des gains strictement positifs.

Afin de simplifier le calcul de  $\frac{\partial \widehat{A}_{x/y}^B}{\partial \alpha_{p/r}}$ , les inclinaisons de roulis et de tangage sont considérées comme étant petites ( $\sin(\alpha_{p/r}) = \alpha_{p/r}$ ). Ainsi en exploitant le modèle (3.25), la loi (3.36) devient :

$$\begin{aligned}\dot{\alpha}_p &= -M_p(A_x^B - \widehat{A}_x^B)g \\ \dot{\alpha}_r &= M_r(A_y^B - \widehat{A}_y^B)g\end{aligned}\tag{3.37}$$

avec  $g$  qui représente l'accélération terrestre.

En plus d'estimer l'inclinaison du véhicule, cette étape permet aussi de recalibrer notre modèle afin qu'il soit représentatif de la dynamique réelle du véhicule. En effet, la différence entre les accélérations mesurées et observées peut être certes due à la présence d'une pente mais aussi à une mauvaise estimation de l'angle de dérive global. Ainsi, l'effet des possibles erreurs d'estimation sur l'angle de dérive global  $\widehat{\beta}_1$  se trouve compensé par l'actualisation des inclinaisons  $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ . Toutefois, les gains de convergence  $M_{p/r}$  et  $K_1$  (associés respectivement à l'estimation des inclinaisons et de la mesure virtuelle de l'angle de dérive) sont réglés afin que les accélérations longitudinale et latérale soient en priorité explicitées par une variation de l'angle de dérive global, qui a un impact plus important sur la dynamique latérale du véhicule.

### 3.5.3 Observateur dynamique

Grâce à l'observateur précédent, les deux paramètres  $C_f, C_r$  du modèle (2.55) sont connus. Par conséquent, il est maintenant possible d'utiliser un observateur de Luenberger pour estimer l'angle de dérive global. Ce dernier observateur est nécessaire car notre première estimation  $\bar{\beta}$  (voir section 3.5.1) est réalisée au moyen des mesures des accélérations qui sont assez bruitées. Tant que la dynamique latérale du véhicule est importante (durant les virages), le rapport signal sur bruit des accéléromètres est élevé, ce qui permet d'obtenir une bonne estimation de l'angle de dérive global. En revanche durant les lignes droites lorsque les accélérations latérales sont faibles, le bruit engendré par un terrain cabossé peut amener à des estimations erronées pour l'angle de dérive global. Une seconde estimation  $\widehat{\beta}_1$  a été construite pour l'angle de dérive global lors de la reconstruction des efforts latéraux. Cependant,  $\widehat{\beta}_1$  est très proche de  $\bar{\beta}$  car le réglage de  $G_1$  a été spécifié pour assurer une convergence rapide, soit  $\tilde{X}_1 \approx 0$ . Aussi, un dernier observateur introduit ci-dessous, qui s'appuie également sur un modèle dynamique complet du véhicule, a pour objectif de lisser l'estimation de l'angle de dérive tout en gardant les dynamiques essentielles. Plus précisément, l'observateur s'appuie sur le système d'état à coefficients variables (2.56) proposé en section 2.4.3.1 :

$$\dot{X}_2 = A_2 X_2 + B_2 u_2 + B_3\tag{3.38}$$

où  $X_2$  est classiquement formé de la vitesse de lacet et de l'angle de dérive global, i.e.  $X_2 = [\dot{\theta} \ \beta]^T$ ,  $u_2$  est cette fois l'angle de braquage  $\delta$ , et enfin les matrices  $A_2$ ,  $B_2$  et  $B_3$  ont pour expression :

$$A_2 = \begin{bmatrix} \frac{-(L_f^2 \cos(\delta) C_f + L_r^2 C_r)}{u I_z \cos(\beta)} & \frac{L_r C_r - L_f \cos(\delta) C_f}{I_z} \\ \frac{L_r C_r \cos(\beta) - L_f \cos(\delta - \beta) C_f}{mu^2 \cos(\beta)} - 1 & \frac{-(\cos(\delta - \beta) C_f + C_r \cos(\beta))}{mu} \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} \frac{L_f \cos(\delta) C_f}{I_z} \\ \frac{\cos(\delta - \beta) C_f}{mu} \end{bmatrix}, \quad B_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{g}{u} (\sin(\alpha_r) \cos(\beta) + \sin(\alpha_p) \sin(\beta)) \end{bmatrix}$$

Ainsi, d'après la théorie de Luenberger, l'observateur basé sur le modèle (3.38) est défini comme suit :

$$\dot{\hat{X}}_2 = A_2 \hat{X}_2 + B_2 u_2 + B_3 + G_2 \tilde{X}_2 \quad (3.39)$$

Les vecteurs d'état et de commande de l'observateur sont respectivement  $\hat{X}_2 = [\hat{\theta}_2 \ \hat{\beta}_2]^T$  et  $u_2 = \delta$ . L'état mesuré  $\bar{X} = [\dot{\theta} \ \bar{\beta}]^T$  est quant à lui composé de la vitesse de lacet mesurée par le gyromètre et de l'angle de dérive global virtuellement mesuré par le premier observateur (voir section 3.5.1).

La dynamique de l'erreur d'observation  $\tilde{X}_2 = \bar{X} - \hat{X}_2$  s'obtient immédiatement à partir des équations (3.38) et (3.39) :

$$\dot{\tilde{X}}_2 = (A_2 - G_2) \tilde{X}_2 \quad (3.40)$$

Ainsi, la matrice de gains  $G_2$  doit alors être réglée pour assurer que  $A_2 - G_2$  soit définie négative. Comme la mesure virtuelle  $\bar{\beta}$  est bien moins fiable que celle de  $\dot{\theta}$  fournie directement par un capteur, les gains de  $G_2$  sont choisis pour donner la priorité de convergence à  $\hat{\theta}_2$ . Au vu de ce qui a été démontré à la section 3.2.4.1, on pourrait même ne pas introduire la mesure virtuelle de l'angle de dérive global  $\bar{\beta}$ . Nous n'avons pas fait ce choix car introduire la mesure  $\bar{\beta}$  et un gain de convergence pour  $\hat{\beta}_2$ , même faible, permet à l'observateur d'avoir une meilleure rapidité de convergence dans les hautes dynamiques.

### 3.5.4 Conclusion

La principale contribution de cet observateur multi-modèles est l'utilisation des accélérations au sein même d'un observateur, pour obtenir une première estimation de l'angle de dérive global. Cette estimation est suffisamment précise pour qu'un second observateur basé sur un modèle dynamique de lacet puisse différencier les rigidités de dérive avant et arrière. Finalement, grâce à ces deux premières étapes, tous les paramètres du modèle de lacet sont connus, ce qui permet de bâtir un dernier observateur pour estimer précisément l'angle de dérive global du véhicule en prenant en compte le relief et la variation possible des conditions d'adhérence. Par la suite, l'association de cet observateur OMM à un algorithme de prédiction sera utile pour la prévention du renversement latéral, car il nous permettra de prédire avec précision l'accélération latérale du véhicule.

## 3.6 Résultats de simulations avancées et expérimentaux

Afin d'analyser les contributions proposées pour l'observation de la dynamique de lacet, différents résultats provenant de simulations et d'expérimentations réelles sont présentés dans cette section. Dans une première partie, des résultats de l'observateur OBS sont présentés afin de mettre en évidence l'importance de la prise en compte de la pente et aussi de valider l'utilisation d'une loi de convergence par descente de gradient. De la même manière dans une seconde partie, l'importance de la prise en compte des transitions entre les comportements sous- et sur-vireur est explicitée grâce à des résultats de l'observateur DOBS. Par la suite dans une troisième partie, l'intérêt de l'observateur OMM pour estimer avec précision la dynamique latérale d'un véhicule est discuté. Finalement dans une quatrième et dernière partie, la robustesse de l'observateur OMM à une variation paramétrique est étudiée.

### 3.6.1 Résultats obtenus avec l'observateur OBS

#### 3.6.1.1 Estimation et influence de l'inclinaison de roulis

Afin de valider l'algorithme d'estimation de l'inclinaison latérale (voir section 3.3.5), qui repose sur la comparaison entre accélérations mesurée et estimée, une expérimentation avec le quad présenté en annexe A a été réalisée sur de l'herbe humide à une vitesse d'environ  $5 \text{ ms}^{-1}$ . La trajectoire du quad, représentée sur la Figure 3.6, est composée d'une ligne droite dans une pente de  $20^\circ$ , puis d'un virage sur une zone plate et finalement d'une dernière ligne droite dans une pente de  $10^\circ$ .

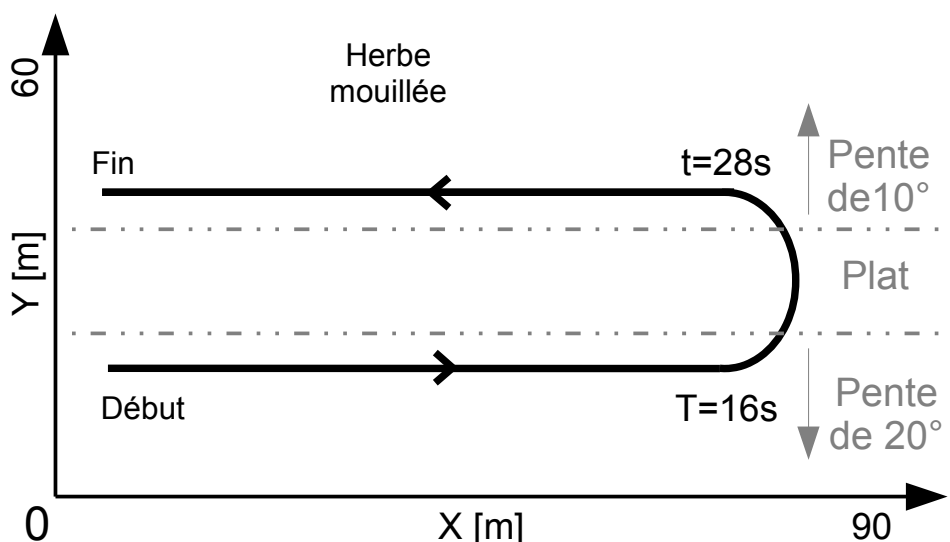


FIGURE 3.6 – Trajectoire du quad

L'estimation de l'inclinaison de roulis du véhicule au cours du temps le long de la trajectoire précédente est représentée sur la Figure 3.7. Les valeurs estimées sont assez bonnes lors des deux lignes droites puisque celles-ci varient autour des valeurs attendues de  $20^\circ$  et  $10^\circ$  (mesures réalisées en statique par un inclinomètre). Les variations peuvent

être expliquées par différentes raisons. Premièrement, la valeur de l'inclinaison de roulis du véhicule dépend de l'orientation de celui-ci par rapport à la pente. Or le véhicule n'est pas forcément aligné avec la ligne de plus grande pente. La deuxième raison provient du fait même que l'essai a été réalisé sur un sol naturel dont la pente n'est forcément pas constante. En effet les valeurs indiquées de  $20^\circ$  et  $10^\circ$  correspondent à une mesure moyenne de celle-ci.

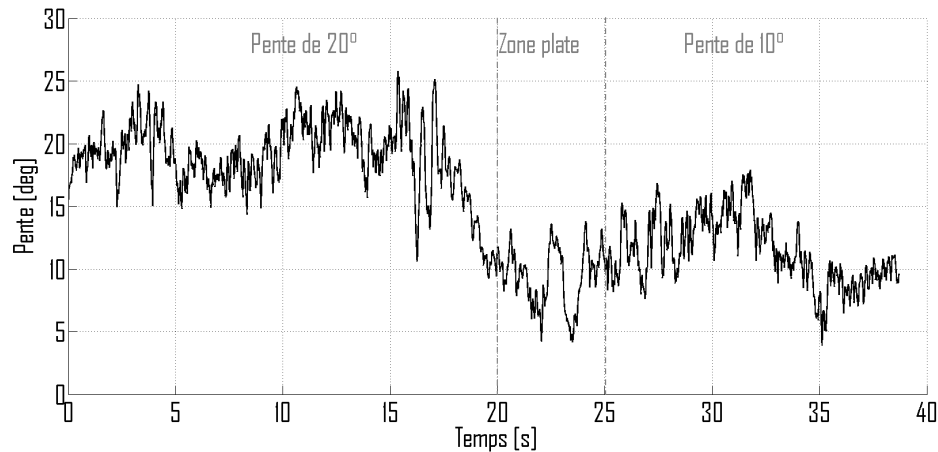


FIGURE 3.7 – Angle d'inclinaison de roulis

En revanche, l'estimation de l'inclinaison de roulis ne se rapproche pas de la valeur  $0^\circ$  sur la zone plane. Cette erreur d'estimation provient en partie du fait qu'il n'est pas possible de fixer l'accéléromètre sur la partie non-suspendue du véhicule, puisque sur un quad celle-ci se résume quasiment aux roues. Ainsi, il a été positionné sur la partie suspendue au plus près du centre de roulis instantané. Malgré cela, lors de virages prononcés, la partie suspendue s'incline légèrement du fait des suspensions qui sont réglées "souples" sur les véhicules tout-terrain. L'autre raison expliquant l'estimation d'une inclinaison latérale non nulle sur une zone plane provient du fait que l'estimation de l'angle de dérive ne peut être pas parfaite. En conséquence, l'accélération latérale estimée n'est pas identique à la mesurée, ce qui se traduit par l'estimation d'une légère inclinaison latérale lors de la dernière étape de l'observateur (voir section 3.3.5). Comme expliqué en section 3.5.2.3 pour l'observateur OMM, cette estimation légèrement erronée de l'inclinaison permet de recalibrer le modèle de l'accélération latérale afin qu'il reste représentatif de la dynamique réelle du véhicule. De surcroît, l'observateur va modifier la rigidité de dérive apparente pour assurer une bonne représentativité des efforts latéraux estimés en dépit de la légère erreur sur les angles de dérive. Les gains de l'observateur sont réglés pour privilégier la convergence de l'angle de dérive global, et donc annuler au plus tôt ces erreurs. En attendant, ce recalage permet d'obtenir tout de même une bonne estimée du TCLa. Par contre, le fait qu'individuellement certaines variables soient légèrement erronées restreint la durée sur laquelle il est possible de prédire avec précision l'évolution du TCLa. Dans notre cadre applicatif, nous nous limitons à un horizon de prédiction de 1 s, qui est un temps suffisamment court pour que les prédictions restent représentatives de la dynamique globale du véhicule. Les raisons qui ont conduit à ce choix d'horizon sont détaillées au chapitre suivant lors de la

présentation des techniques de prédiction (voir section 4.3.1 sur l'anticipation du TCLa).

Maintenant que l'estimation de l'inclinaison latérale a été validée, il est intéressant d'étudier son influence sur les différentes variables estimées par l'observateur (angle de dérive global, rigidité de dérive globale et effort latéral global estimé). Pour cela, la Figure 3.8 représente l'évolution de ces trois variables le long de la trajectoire décrite précédemment avec (en rouge) ou non (en bleu) la prise en compte de l'inclinaison de roulis. Nous pouvons remarquer que l'angle de dérive estimé avec la prise en compte de l'inclinaison de roulis est légèrement plus élevé (en valeur absolue) mais avec les mêmes variations. Cela s'explique aisément si nous nous intéressons à l'équation d'évolution de l'angle de dérive global, qui est pour rappel (cf. (3.8)) :

$$\begin{aligned}\dot{\hat{\beta}} &= -\frac{\hat{F} + mg \sin(\alpha_r)}{um} - \dot{\hat{\theta}} \\ \hat{F} &= C_e(\hat{\beta}_f + \hat{\beta}_r)\end{aligned}\tag{3.41}$$

En effet, au vu de (3.41), une inclinaison de roulis positive a tendance à rendre la variation de l'angle de dérive global négative. L'observateur avec  $\alpha_r = 0$  estime tout de même un angle de dérive durant la ligne droite (0 à 16s) car pour compenser le glissement du quad dû à la pente, le pilote braque légèrement (environ  $\delta = 5^\circ$ ). Cela crée une vitesse de lacet certes faible mais assez pour que l'observateur estime un effort latéral et un angle de dérive comme le montre la Figure 3.8. Comme l'observateur n'a pas l'information de la pente, la force latérale estimée est faible et par conséquent une rigidité de dérive globale très faible est estimée afin d'être en cohérence avec la présence de glissement en ligne droite. Par ailleurs, lors du virage sur la zone plane (entre 20s et 25s), la différence de valeur entre la rigidité de dérive globale estimée avec et sans prise en compte de l'inclinaison latérale (d'environ  $1000 \text{ N rad}^{-1}$ ) met en évidence les propos tenus précédemment en ce qui concerne l'adaptation de la rigidité de dérive globale par l'observateur pour assurer la représentativité du modèle bicyclette vis-à-vis de la dynamique réelle du véhicule. Enfin, l'effort latéral estimé avec la prise en compte de la pente latérale (courbe rouge sur la Figure 3.8) est cohérent puisque un véhicule de  $414 \text{ kg}$  dans une pente de  $20^\circ$  et  $10^\circ$  génère respectivement une force latérale globale de  $mg \sin(20 \frac{\pi}{180}) = 1400 \text{ N}$  et de  $mg \sin(10 \frac{\pi}{180}) = 700 \text{ N}$ . D'ailleurs cette division de l'effort latéral par deux s'aperçoit évidemment sur l'estimation de l'angle de dérive global qui lui aussi est environ divisé par deux.

Il est évident que la sous-estimation des conditions d'adhérence lorsque la pente n'est pas prise en compte (division au moins par deux) aura une conséquence non négligeable sur la prévention du risque de renversement latéral, puisque celui-ci est anticipé grâce aux estimations de l'observateur.



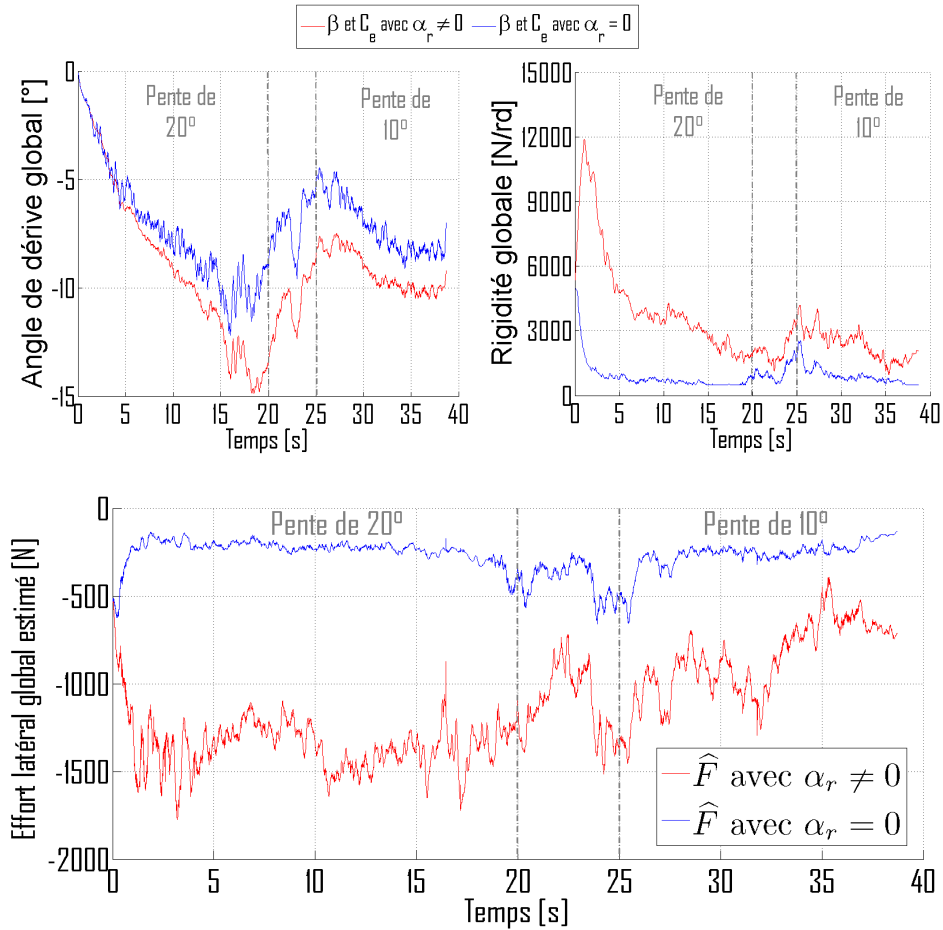


FIGURE 3.8 – Effort global, angle et rigidité de dérive global estimés

### 3.6.1.2 Intérêt de l'utilisation d'une loi de convergence par descente de gradient : loi M1

L'objectif de cette section est de montrer expérimentalement l'intérêt de la loi (3.13) (nommée loi M1) pour l'adaptation de la rigidité de dérive globale par rapport à une loi de convergence de type exponentiel (loi (3.18), développée dans [BLTM08] et nommée ici M0). Pour cela, nous nous appuyons sur un essai réalisé avec la plateforme d'expérimentation RobuFAST (voir annexe A) sur un sol plat herbeux et humide à une vitesse d'environ  $5 \text{ m s}^{-1}$ . La trajectoire du véhicule est tracée sur la Figure 3.9.

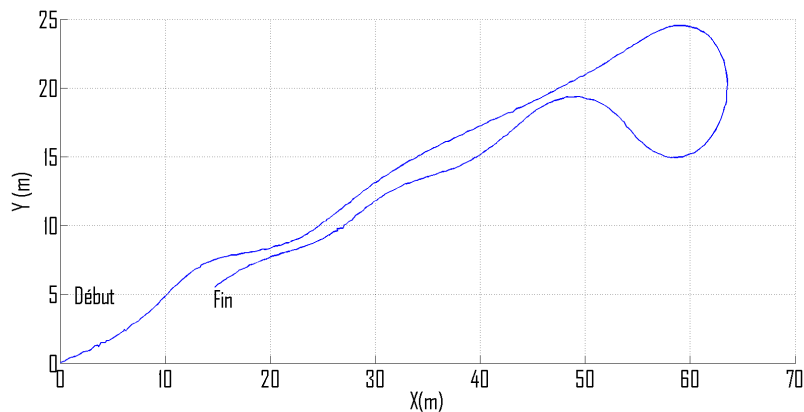


FIGURE 3.9 – Trajectoire du RobuFAST

Cet essai a été rejoué en post-traitement avec l’observateur OBS en utilisant soit la loi  $M1$ , soit la loi  $M0$ . Les résultats de l’expérimentation sont reportés sur la Figure 3.10 avec les courbes de couleurs rouge et bleu qui représentent respectivement les estimations réalisées avec les lois  $M0$  et  $M1$ . Les courbes en noir sont les données mesurées par l’instrumentation du véhicule. Il est à noter que nous disposons de la mesure de l’angle de dérive global puisque le RobuFAST est équipé d’un GPS RTK. Ce capteur mesure avec précision la position du véhicule ( $\pm 2\text{cm}$  à  $3\sigma$ ), ce qui permet d’estimer l’orientation de celui-ci par rapport à son vecteur vitesse (voir [LTCM09] pour plus de précision).

On peut remarquer sur la Figure 3.10 que l’utilisation des lois  $M0$  ou  $M1$  n’influe que très peu sur l’estimation de la vitesse de lacet du fait que la première étape est la même pour les deux observateurs. En revanche, il n’en est pas de même pour l’estimation de l’angle et de la rigidité de dérive globale. Durant la ligne droite (12s à 20s) ou les changements rapides de courbure (0s à 10s et 36s à 46s), l’angle de braquage passe par des valeurs autour de zéro ( $|\delta| < 3^\circ$ ) ce qui impose avec la loi  $M0$  l’arrêt de l’adaptation de la rigidité de dérive globale afin d’éviter une division par zéro.

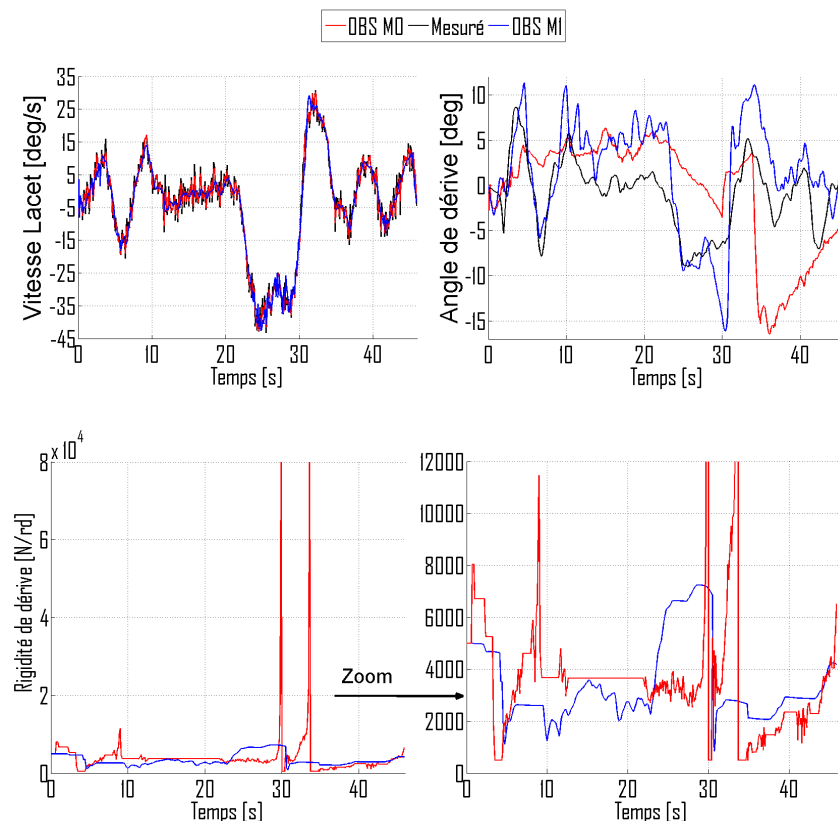


FIGURE 3.10 – Résultats obtenus avec l’observateur OBS à partir des lois  $M0$  et  $M1$  lors d’expérimentations réelles

Comme expliqué précédemment, la reprise de l’observation avec la loi  $M0$  crée des fortes discontinuités dans l’estimation de la rigidité de dérive, comme cela peut être relevé sur la Figure 3.10 et implique irrémédiablement des discontinuités dans celle de l’angle de dérive global, notamment à 30s et 36s.

A l’inverse, les estimations réalisées avec la loi de convergence par descente de gradient  $M1$  sont exemptes de discontinuités. En effet, dans les plages où l’observateur OBS avec

la loi  $M0$  est bloqué, la rigidité de dérive estimée reste relativement constante, puisque la loi  $M1$  impose  $\dot{C}_e = 0$  pendant les lignes droites sur terrain plat. Cette estimation continue nous permet ainsi d’avoir une valeur assez précise de l’angle de dérive global, si nous la comparons à celle mesurée grâce au GPS RTK en noir sur la Figure 3.10.

De plus, ces erreurs d’estimation dues à la loi  $M0$  seront d’autant plus dommageables pour l’anticipation du risque de renversement, puisque celle-ci est basée sur la prédiction de l’accélération latérale, qui dépend de ces estimations. Pour ces raisons, l’utilisation d’une loi  $M1$  est préférable pour l’obtention d’un système d’observation précis et robuste. D’ailleurs, la commande du RobuFAST n’adaptait pas les rigidités de dérive par descente de gradient lors de l’expérience, ce qui explique les oscillations lors des lignes droites sur la Figure 3.9.

### 3.6.2 Résultats avec l’observateur DOBS

Afin de mettre en évidence la limitation due à l’hypothèse d’une rigidité de dérive globale  $C_e$  lors d’une conduite agressive, un essai provenant d’une simulation avancée à partir de notre modèle sous MSC Adams (voir annexe A) est présentée.

La simulation a pour objectif de représenter un conducteur arrivant trop vite en entrée de courbe ( $8\text{ ms}^{-1}$ ) sur un sol peu adhérent tel que de l’herbe mouillée. En entrée de virage, le comportement du véhicule est sous-vireur de par sa conception mécanique et de la faible dynamique latérale. Ensuite, le conducteur tourne de plus en plus afin de suivre au mieux sa trajectoire désirée. Du fait de l’augmentation de la dynamique latérale, le comportement du véhicule devient sur-vireur. La vitesse linéaire du véhicule finit par être supérieure à la vitesse critique de stabilité ( $u_{crit}$ , voir 2.4.4), et malgré le contre-braquage du conducteur, le véhicule finit tout de même par faire un tête-à-queue à environ 7.1 s. La trajectoire, la vitesse et l’angle de braquage du véhicule sont détaillés sur la Figure 3.11.

A partir de cette simulation, deux observateurs de type OBS ont été utilisés. Ils ont été paramétrés afin de représenter soit un véhicule sous-vireur ( $a_{12} = \left| \frac{(L_r - L_f)C_e}{I_z} \right|$ ), soit un véhicule sur-vireur ( $a_{12} = - \left| \frac{(L_r - L_f)C_e}{I_z} \right|$ ). Ils sont respectivement nommés USTOBS et OSTOBS. L’influence du paramétrage des observateurs est d’abord présentée, afin de mettre en évidence l’impact d’une rigidité de dérive globale sur les estimations d’un observateur de type OBS. Finalement, la pertinence du critère  $\xi_3$  (voir section 3.4.2.2) à sélectionner en temps-réel l’observateur représentatif de la dynamique actuelle du véhicule est étudiée.

#### 3.6.2.1 Influence du paramétrage sous/sur-vireur des observateurs sur leurs estimations

Les estimations obtenues lors de cette simulation avec les observateurs USTOBS et OSTOBS sont présentées sur la Figure 3.12. Elles sont respectivement tracées en bleu et rouge. Les tracés en noirs représentent les données fournies par le simulateur.

Premièrement, le comportement sous- ou sur-vireur du véhicule influe peu sur l’estimation de la vitesse de lacet au vu de la nature de la première étape de l’observateur

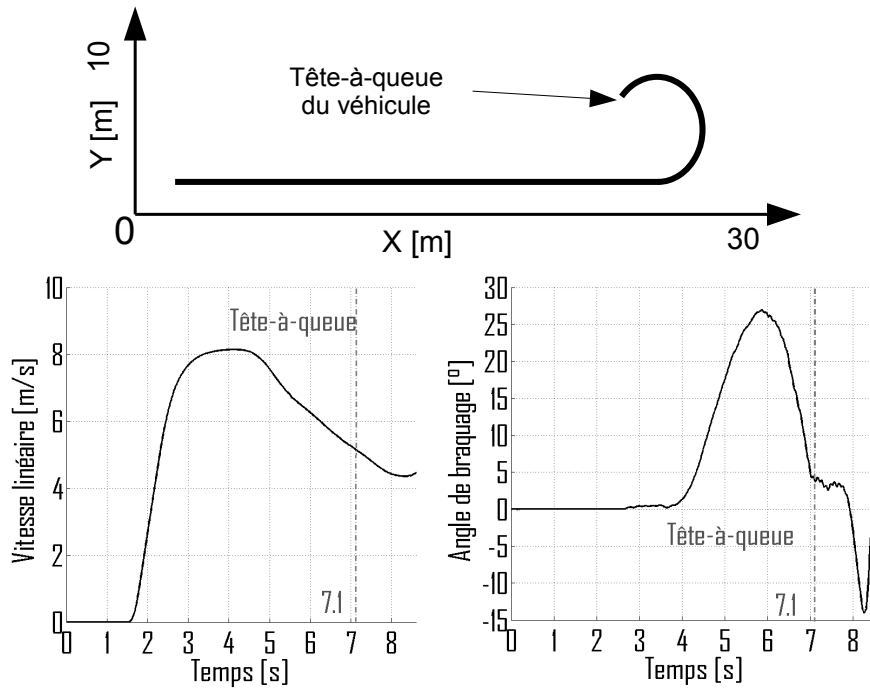


FIGURE 3.11 – Essai de sur-virage réalisé sous MSC ADAMS

OBS. Cependant à partir de 7.1 s, les estimations de l'angle de dérive et de la rigidité de dérive globale fournies par l'observateur USTOBS finissent par être tellement éloignées de la réalité, que même la première étape de cet observateur diverge elle-aussi.

Deuxièmement, en ce qui concerne l'estimation de l'angle de dérive global, elle est largement impactée par la valeur du coefficient  $a_{12}$ , qui est représentatif du comportement du véhicule. En effet, le calcul de l'angle de dérive global est directement proportionnel à ce coefficient d'après (3.10), ce qui explique que les deux estimations soient identiques au signe près.

L'angle de dérive global estimé par l'observateur sous-vireur (USTOBS) suit la valeur réelle (en noir) jusqu'à  $t = 4.9s$ . Il surestime légèrement celle-ci car la dynamique latérale est faible et la précision de l'observateur de type OBS ne permet pas une précision élevée dans ces conditions. Cependant, si cette erreur peut être considérée comme dommageable pour du suivi de trajectoire, il n'en est rien pour notre application. En effet, une variation de quelques degrés de l'angle de dérive global ne change pas radicalement l'accélération latérale et par conséquent la valeur du transfert de charge latéral.

A partir de  $t = 4.9s$ , nous pouvons considérer que le véhicule change de comportement puisque l'angle de dérive global réel (en noir) devient négatif. A cause de l'hypothèse d'une rigidité de dérive globale, l'observateur USTOBS ne peut appréhender le changement de signe de l'angle de dérive et son estimation s'écarte de la réalité au fur et à mesure que le véhicule tourne. En revanche l'angle de dérive estimé par l'observateur sur-vireur (OSTOBS) suit avec précision l'angle de dérive réel à partir du moment où celui-ci devient négatif (i.e. 4.9 s), mais était faux avant.

La prochaine section a justement pour objectif de vérifier que le critère  $\xi_3$  (voir section 3.4.2.2), qui permet la sélection de l'observateur approprié, est pertinent.

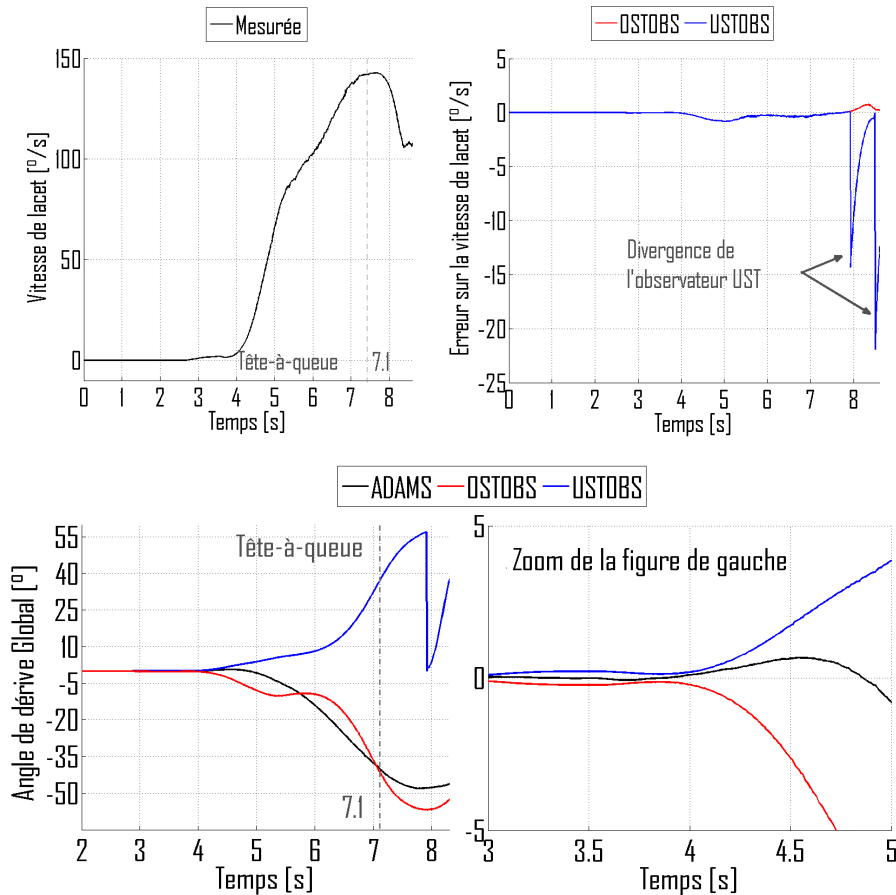


FIGURE 3.12 – Vitesse de lacet et angle de dérive global estimés avec les observateurs USTOBS et OSTOBS

### 3.6.2.2 Pertinence du critère de sélection des observateurs

Comme il a été expliqué en section 3.4.2.2, une erreur de signe sur l'estimation de l'angle de dérive global peut impliquer une différence de signe entre l'effort reconstruit  $\bar{F}$  et l'effort estimé  $\hat{F}$ , ce qui conduit à un gel dans l'adaptation de la rigidité de dérive globale  $C_e$  et par conséquent une divergence de l'effort latéral estimé. Cette enchaînement peut être vérifié sur la Figure 3.13 à partir de  $t = 6.5s$ , toujours sur la simulation précédente.

De plus, si nous comparons l'estimation de l'effort latéral à la valeur mesurée par le simulateur, nous pouvons remarquer que les deux efforts estimés à partir des observateurs USTOBS et OSTOBS suivent l'effort réel jusqu'à  $t = 6s$ . Après cet instant, l'effort estimé par l'observateur USTOBS diverge pour les raisons explicitées précédemment.

Ainsi, si nous nous intéressons à l'évolution du critère de sélection  $\xi_3$ , représenté sur la Figure 3.14, il indique que le changement d'observateur doit avoir lieu à  $t = 4.9s$ . Pour rappel, le paramètre de l'hystérésis a été fixé à 500 N, car cela correspond à une accélération latérale de  $1.1 \text{ m s}^{-2}$  avec une masse du véhicule de 450 kg. En dessous de cette accélération, la valeur de l'angle de dérive global  $\beta$  peut toujours être observée, mais son amplitude n'est pas suffisante pour différencier les comportements du véhicule. Toutefois, une valeur de l'angle de dérive global proche de zéro n'impacte que sensiblement la valeur de l'accélération latérale même lors de fortes dynamiques. Ainsi, l'incapacité du système de supervision à choisir l'observateur adéquat dans cette situation n'est pas dommageable

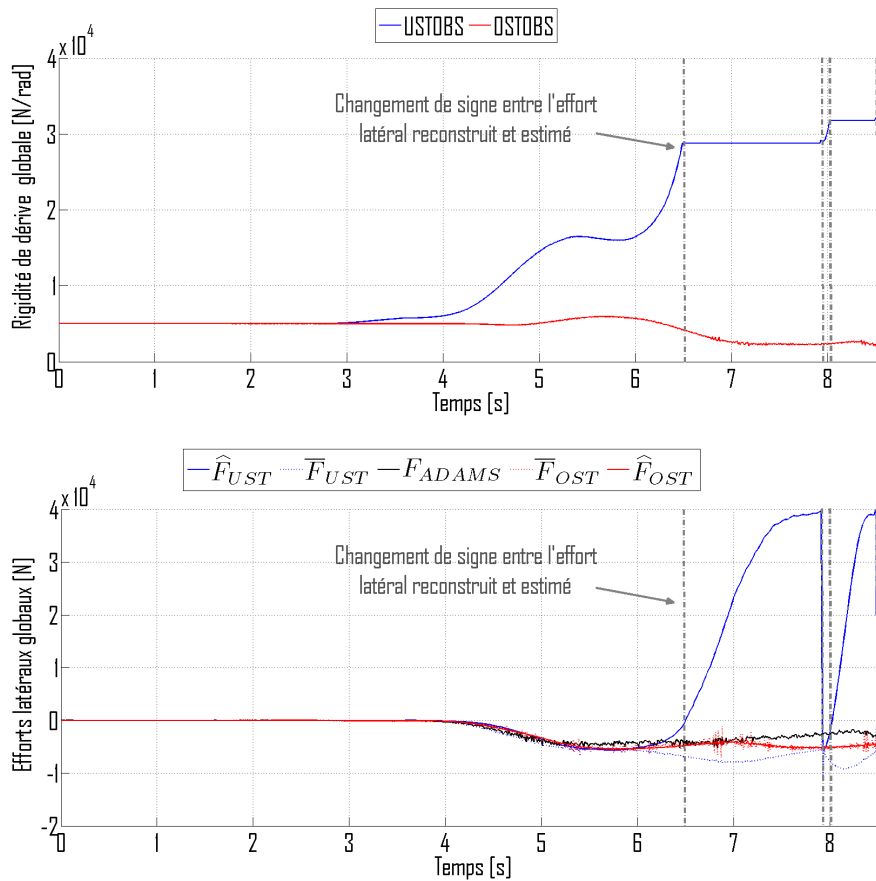


FIGURE 3.13 – Rigidité de dérive et effort latéral estimés avec les observateurs USTOBS et OSTOBS

à la prédiction du TCLa.

Finalement, l'évolution de l'angle de dérive global estimée grâce à l'observateur DOBS piloté par le critère  $\xi_3$  décrit ci-dessus est représentée sur la Figure 3.15. Nous pouvons remarquer qu'il suit la dynamique de l'angle de dérive réel (en noir), ce qui permet de valider la pertinence du critère de sélection  $\xi_3$ . Évidemment, la commutation engendre une discontinuité non négligeable dans l'estimation de l'angle de dérive global, ce qui aura un impact sur la prédiction du TCLa, comme nous le verrons dans le chapitre 4.

### 3.6.2.3 Conclusion

Les résultats présentés ont permis de mettre en évidence les conséquences sur l'estimation de la dynamique latérale, qu'implique l'hypothèse d'une rigidité de dérive globale. Pour rappel, cette limitation avait déjà été pointée dans le chapitre précédent, lors de l'étude algébrique sur la stabilité du modèle bicyclette.

Même si l'observateur DOBS permet d'apporter une première solution à cette limitation, sa viabilité peut être remise en cause dans certaines circonstances. En effet, bien que l'utilisation d'une hystérésis soit nécessaire pour la sélection de l'observateur, celle-ci peut mettre l'observateur DOBS en défaut, lorsque le comportement du véhicule évolue autour d'un comportement neutre. Cette circonstance se présentera d'autant plus que le centre de gravité du véhicule aura été centré pour améliorer la manœuvrabilité. De plus,

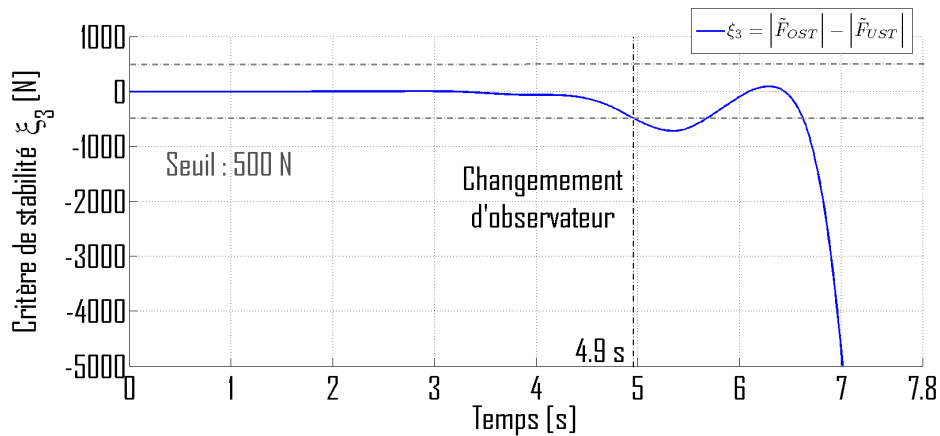


FIGURE 3.14 – Évolution du critère de stabilité  $\xi_3$  lors de l'essai

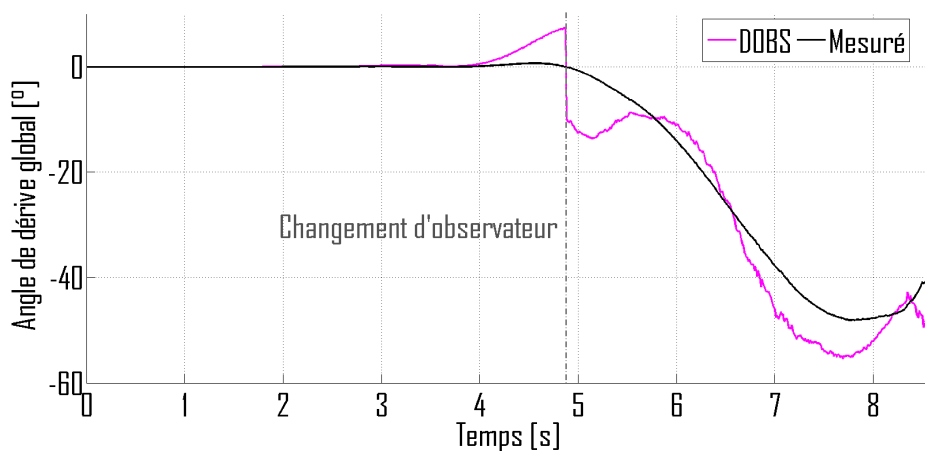


FIGURE 3.15 – Évolution de l'angle de dérive global lors de l'essai

il évident que le changement brutal entre les deux observateurs crée des discontinuités dans les estimations réalisées, qui seront par la suite utilisées pour l'anticipation du risque de renversement. Ces limitations seront présentées dans le chapitre suivant, puisqu'elles impactent la prédiction du Transfert de charge latéral.

C'est pourquoi la seule solution réellement efficace afin d'apporter une réponse concrète à la prise en compte du changement de comportement du véhicule lors de conduites agressives, est l'estimation séparée des rigidités de dérive avant et arrière. C'est l'objet de la prochaine section, qui présente les résultats de l'observateur OMM.

### 3.6.3 Résultats avec l'observateur OMM

A travers les résultats des observateurs précédents (OBS et DOBS), nous avons mis en avant les points importants à prendre en compte afin de développer un système d'observation qui puisse représenter avec précision la dynamique latérale d'un véhicule évoluant en milieu tout-terrain. Pour rappel, ces points sont l'estimation de l'inclinaison du véhicule, l'estimation continue des conditions d'adhérence et la prise en compte du changement de comportement du véhicule. Ces différents points représentent justement les principales motivations qui ont amené le développement de l'observateur OMM. La suite de cette section a donc pour objectif de valider l'observateur développé en section 3.5 et d'étudier

ses performances.

### 3.6.3.1 Pertinence de la mesure de l'angle de dérive global

#### Résultats de simulations avancées

Tout d'abord, un résultat de simulation est utilisé afin de valider l'estimation de l'angle de dérive global grâce à la mesure des accélérations. Pour cela, la simulation décrite en section 3.6.2 et représentée par la Figure 3.11 est de nouveau utilisée. Ainsi, il sera possible de comparer les résultats entre les observateurs DOBS et OMM. Les estimations obtenues avec l'observateur OMM sont présentées en bleu sur la Figure 3.16, tandis que les courbes en noir représentent les variables fournies par le simulateur. Enfin, le tracé en rouge correspond à l'estimation de l'angle de dérive global par l'observateur DOBS, extrait de la simulation précédente (tête-à-queue à partir de 7.1 s).

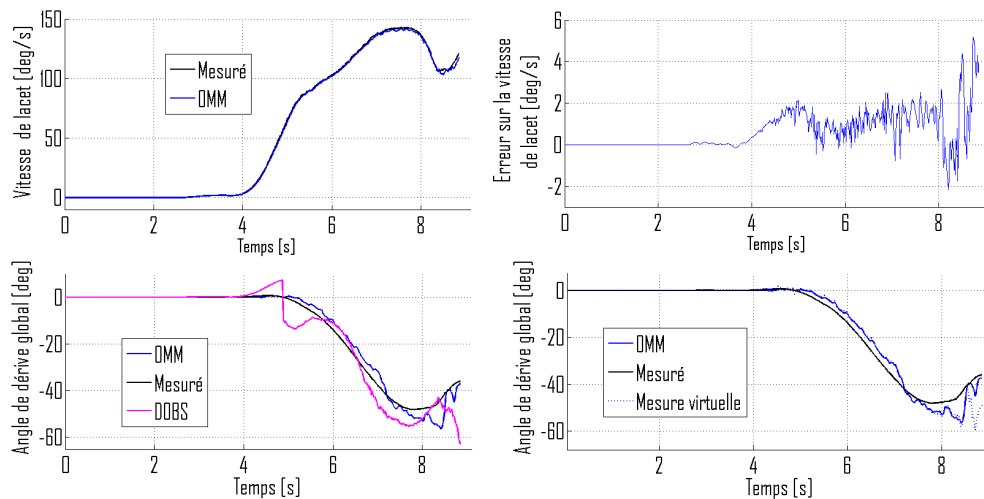


FIGURE 3.16 – Pertinence de l'estimation de l'angle de dérive global

Premièrement sur les deux figures en haut, nous pouvons remarquer que l'estimation de la vitesse de lacet est précise même dans la phase critique de tête-à-queue, ce qui était attendu puisqu'elle repose sur une valeur mesurée. Deuxièmement sur la figure en bas, les évolutions de l'angle de dérive mesuré et estimé par l'observateur OMM sont quasiment identiques, y compris lors du changement de comportement entre 4 et 6 secondes. Grâce à l'estimation séparée des rigidités de dérive, cette estimation est d'une part exempte de discontinuité et d'autre part reste précise quel que soit le comportement. Les bruits observés sur l'erreur de la vitesse de lacet (voir Figure 3.16) sont dus à du bruit numérique sur la mesure de la vitesse de lacet effectuée par le logiciel MSC Adams.

#### Résultats d'expérimentations réelles

Même si l'estimation de l'angle de dérive global a été validée en simulation, il convient de tester cet algorithme lors d'une expérimentation réelle afin de confirmer la validité de celui-ci en présence de bruit important sur les données mesurées, notamment en ce qui concerne les accélérations, et d'étudier les performances en vraie grandeur.



Un essai similaire à celui présenté précédemment a été réalisé avec le RobuFAST (voir annexe A). Comme décrit par la Figure 3.17, cet essai a été effectué sur un terrain de terre labourée à une vitesse moyenne de  $6.5 \text{ m s}^{-1}$ . Le véhicule finit par partir en tête-à-queue à 18.5 s.

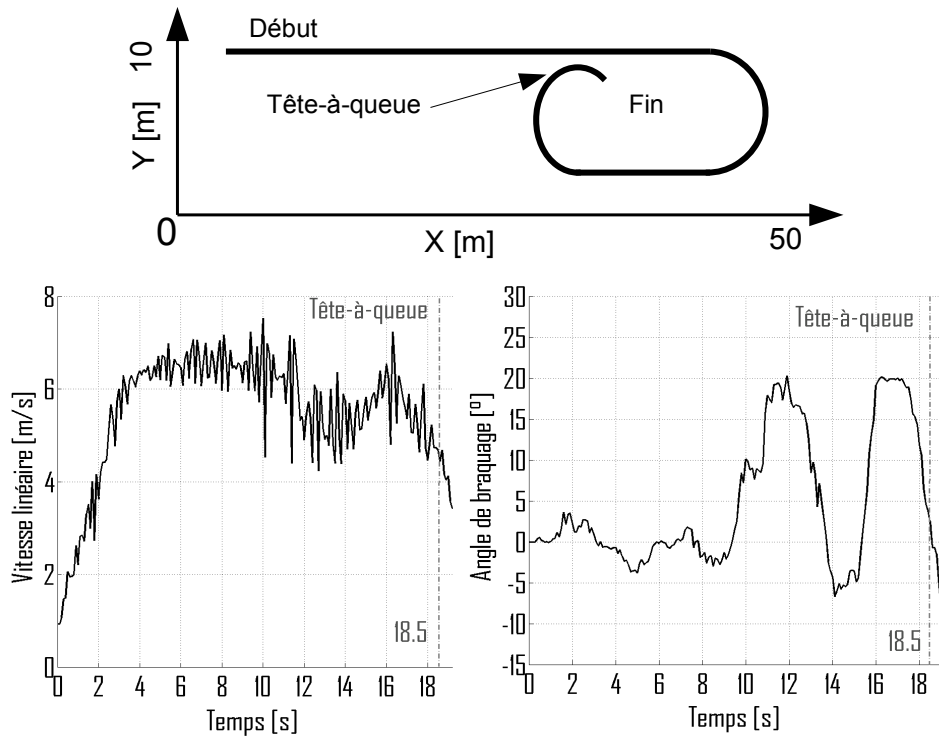


FIGURE 3.17 – Essai à haute dynamique avec le RobuFAST

Ce véhicule est utilisé car il est équipé d'un GPS RTK, ce qui rend possible la mesure de l'angle de dérive global du véhicule avec précision et ainsi de le comparer avec celui estimé par l'observateur OMM. Le résultat de l'expérimentation est présenté sur la Figure 3.18 avec en noir l'angle de dérive mesuré et en rouge celui estimé par l'observateur OMM.

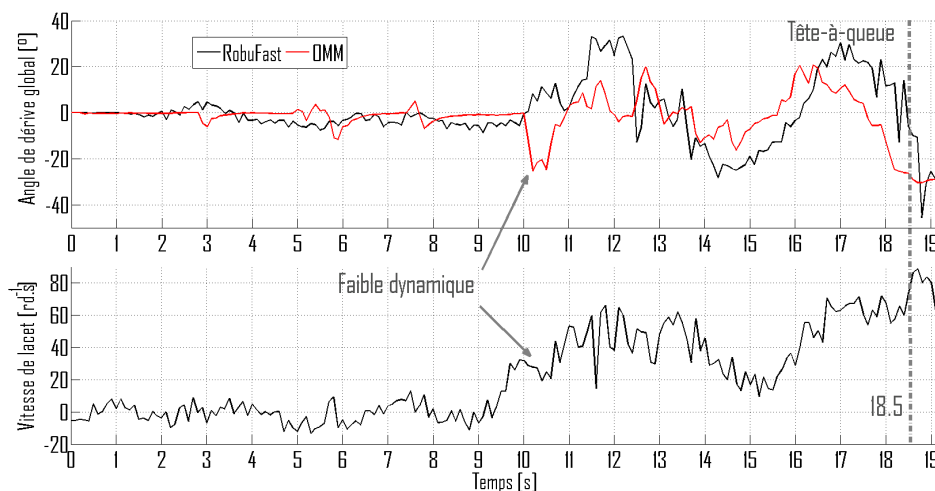


FIGURE 3.18 – Évolution de l'angle de dérive global et de la vitesse de lacet lors de l'expérimentation avec le RobuFAST

Nous pouvons remarquer que l'évolution de l'angle de dérive global estimé (en rouge) suit relativement bien celle de l'angle mesuré (en noir). Évidemment, vu que la méthode

d'estimation de l'angle de dérive est basée sur la mesure d'accélération fortement bruitées, comme le montre la Figure 3.19, il n'est pas possible d'obtenir une estimation parfaite. Toutefois, l'observateur OMM n'est pas dédié à la réalisation de lois de commande pour le suivi de trajectoire où il est important de connaître précisément les angles de dérive. Dans notre cas, l'objectif est d'avoir un modèle représentatif de la dynamique globale du véhicule grâce à l'adaptation des paramètres du modèle comme notamment les rigidités de dérive ( $C_f$  et  $C_r$ ) et dans une moindre mesure les inclinaisons ( $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ ). Ainsi, même si l'angle de dérive n'est pas très proche de sa valeur réelle, l'adaptation de ces paramètres par l'observateur nous permettra de prédire tout de même de façon très satisfaisante le TCLa comme cela est montré dans le chapitre suivant.

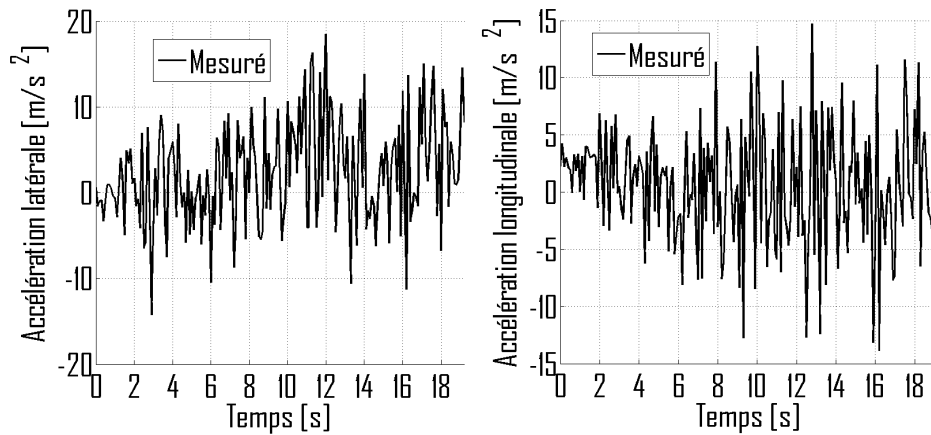


FIGURE 3.19 – Bruit sur la mesure des accélérations latérale et longitudinale

Par ailleurs, cette problématique de vibration sera moindre avec le quad puisque d'une part il a été conçu spécialement pour évoluer en milieu tout-terrain avec de faibles pressions dans les pneumatiques et des suspensions bien plus souples. D'autre part, comme le quad n'est pas équipé d'un GPS RTK, la fréquence d'échantillonnage est de 100 Hz au lieu de 10 Hz pour le RobuFAST. Ainsi, la prise de mesure est plus précise car sa fréquence d'acquisition est bien supérieure à celle des vibrations dues au relief, et autorise l'utilisation de filtres sur les données sans que le retard ainsi introduit ne soit pénalisant.

### 3.6.3.2 Pertinence du critère de stabilité de lacet

Puisque le véhicule perdait sa stabilité directionnelle (i.e. tête-à-queue) durant la simulation et l'expérimentation qui ont été présentées respectivement sur les figures 3.11 et 3.17, celles-ci peuvent être utilisées afin de vérifier la pertinence du critère de stabilité de lacet  $u_{crit} = \sqrt{\frac{L^2 C_f C_r}{m[L_f C_f - L_r C_r]}}$ . Ce critère a été défini au chapitre précédent (équation (2.66) à la section 2.4.4) et son évolution pour la simulation et l'expérimentation est tracée sur la Figure 3.20. Il est en effet possible de l'estimer avec l'observateur OMM puisque ce dernier estime séparément les rigidités de dérive avant et arrière. Pour des raisons de lisibilité, la vitesse linéaire critique (en bleu) a été saturée à  $10 \text{ m s}^{-1}$ .

Dans le cas de la simulation, l'observateur OMM détecte très bien et même avec un peu d'avance le tête-à-queue du véhicule, puisque le calcul de  $u_{crit}$  devient inférieur à la vitesse du véhicule peu de temps avant la perte de stabilité. En ce qui concerne l'expérimentation

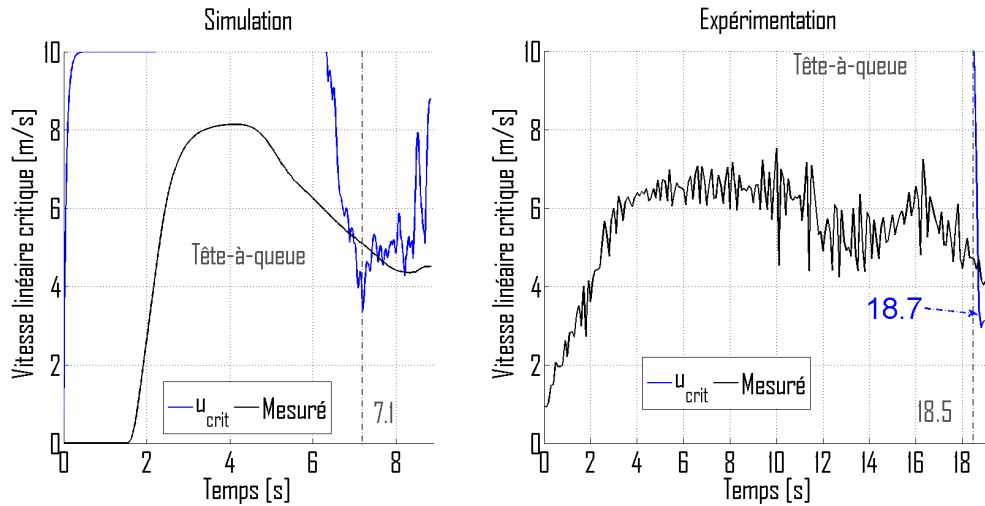


FIGURE 3.20 – Estimation de la vitesse linéaire critique de stabilité

avec le RobuFAST, le tête-à-queue est bien détecté mais avec un léger retard de quelques centièmes de seconde. Ce léger retard par rapport à la simulation vient du fait que la cause du tête-à-queue n'est pas la même entre la simulation et l'expérimentation. Dans le cas de la simulation, le véhicule tourne trop vite dans un virage à faible adhérence, ce qui implique une arrivée progressive de l'instabilité du véhicule. Ainsi les conditions d'adhérence perçues par l'observateur évoluent doucement comme le montre la Figure 3.21, ce qui lui laisse le temps de converger et donc d'estimer correctement les rigidités de dérive qui sont nécessaires à l'estimation de  $u_{crit}$ .

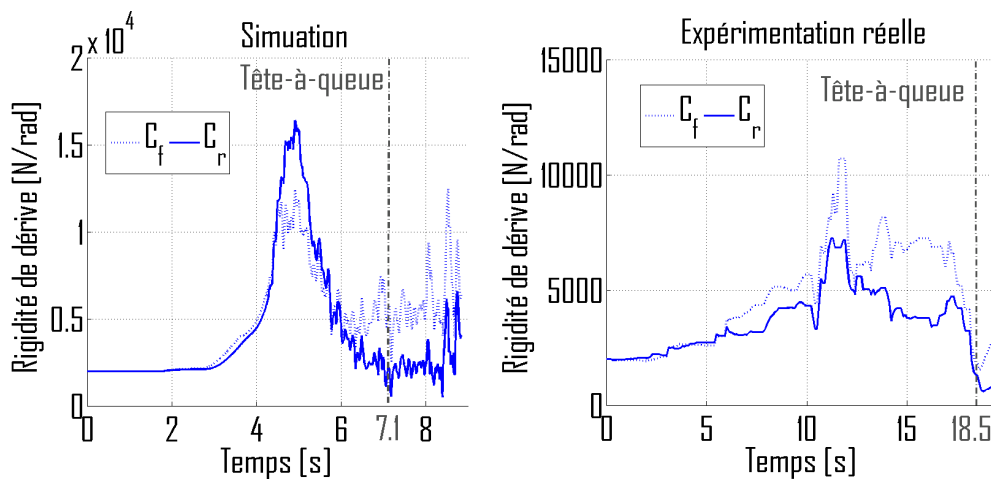


FIGURE 3.21 – Rigidités de dérive avant et arrière estimées lors de la simulation et de l'expérimentation

En revanche dans le cas de l'expérimentation, le tête-à-queue est dû à un blocage brusque des roues arrière. Ce blocage entraîne une saturation du pneumatique sur l'axe longitudinal et comme cela a été expliqué en section 2.3.2, cette saturation implique que le pneumatique perd sa capacité de transmission d'un effort latéral. Cela se traduit par une perte d'adhérence brusque sur cet axe du pneumatique et ainsi l'observateur estime une chute très rapide de la rigidité de dérive arrière comme le montre la Figure 3.21. La rigidité de dérive avant estimée chute aussi du fait que le véhicule dérape puisqu'il est

parti en tête-à-queue. Cependant, le temps de convergence de l'observateur est au mieux de l'ordre du dixième de seconde (0.1 s), ce qui implique évidemment un léger retard dans l'estimation des rigidités de dérive et donc du critère  $u_{crit}$ . En effet, il n'est pas possible d'anticiper le tête-à-queue dans cette situation, puisque l'origine de l'instabilité provient d'un évènement ponctuel non prévisible : une défaillance du système de commande du robot qui a mené à un blocage brusque des roues arrière. Néanmoins, nous pouvons souligner que l'observateur OMM reste très réactif puisque l'instabilité a été détectée avec seulement deux dixièmes de seconde de retard.

De manière générale, le critère  $u_{crit}$  paraît intéressant au vu des remarques précédentes. Par conséquent il pourrait être considéré de l'utiliser dans le but de développer des systèmes de sécurité actifs permettant de maintenir la stabilité en lacet pour des véhicules routiers ou des robots autonomes. En outre, dans le cas des véhicules routiers, la détection du tête-à-queue peut permettre aussi d'anticiper un risque de renversement latéral. En effet, comme précisé au chapitre 1 lors de la discussion sur le freinage différentiel (voir section 1.7.3.2), lors de la reprise d'adhérence à la fin du tête-à-queue, la vitesse latérale du véhicule s'annule quasiment instantanément sur des sols à forte adhérence comme de l'asphalte. Cela implique l'apparition d'une forte accélération latérale qui peut entraîner le renversement du véhicule. C'est pour cette raison que l'on parle de prévention du risque de renversement pour les véhicules routiers équipés de systèmes tels que l'ESP qui ne gèrent pourtant que la stabilité en lacet du véhicule : en évitant que le véhicule ne parte en tête-à-queue, le système empêche à celui-ci de se retourner. D'autant plus que ce phénomène est la seule cause de renversement latéral pour les véhicules routiers hormis les poids lourds.

### 3.6.3.3 Convergence de l'observateur

Afin de vérifier la convergence de l'observateur, différents essais ont été rejoués en post-traitement, mais en simulant le temps-réel, avec des conditions initiales de rigidité de dérive différentes :  $80\,000\text{ N rad}^{-1}$ ,  $20\,000\text{ N rad}^{-1}$  et  $2\,000\text{ N rad}^{-1}$ . Pour information, le conducteur entame un virage serré à vitesse élevée ( $5\text{ m s}^{-1}$ ) sur un sol très adhérent de type asphalte comme le montre la Figure 3.22.

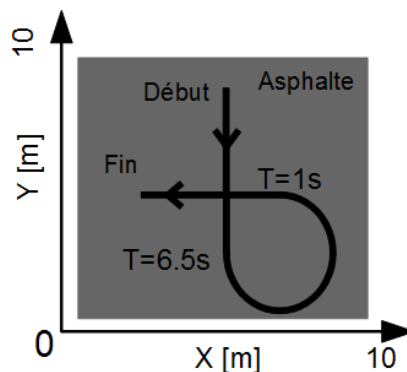


FIGURE 3.22 – Trajectoire du quad pour l'étude de la convergence de l'observateur OMM

Les résultats obtenus sont représentés sur la Figure 3.23. Il peut être noté que les

rigidités de dérive avant (respectivement arrière) convergent toutes vers la même valeur quelles que soient les conditions initiales. Ainsi, le choix des conditions initiales, tâche qui n'est pas forcément évidente, n'est pas crucial. Le temps de convergence de l'observateur lors de ces essais, égal à 1.5s, n'est pas représentatif de la réactivité de l'observateur : il est aussi long parce que la ligne droite empêche l'adaptation des rigidités de dérive (dans les premiers instants, on a :  $\dot{C}_{f/r} \approx 0$ ).

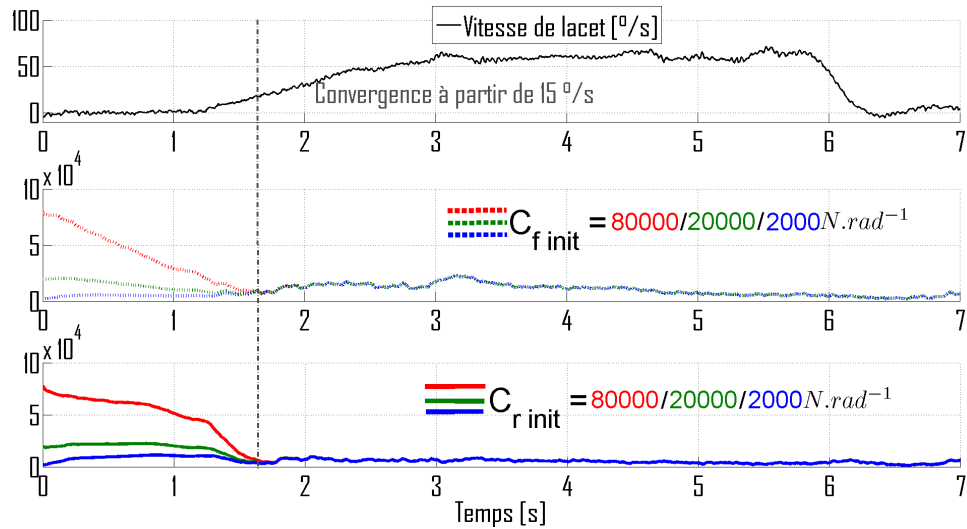


FIGURE 3.23 – Convergence de l'observateur OMM

**Réactivité de l'observateur :** La Figure 3.24 représente des résultats obtenus sur la même trajectoire à la différence que l'adaptation des rigidités de dérive a été bloquée jusqu'à la moitié du virage (4s) et avec des conditions initiales plus ou moins éloignées de la réalité :  $40\,000\text{ N rad}^{-1}$  (rouge) et  $2\,000\text{ N rad}^{-1}$  (bleu). Les courbes en vertes correspondent au cas où l'observateur des rigidités de dérive n'est pas bloqué et servent de courbes témoin afin de mettre en évidence la réactivité de l'observateur.

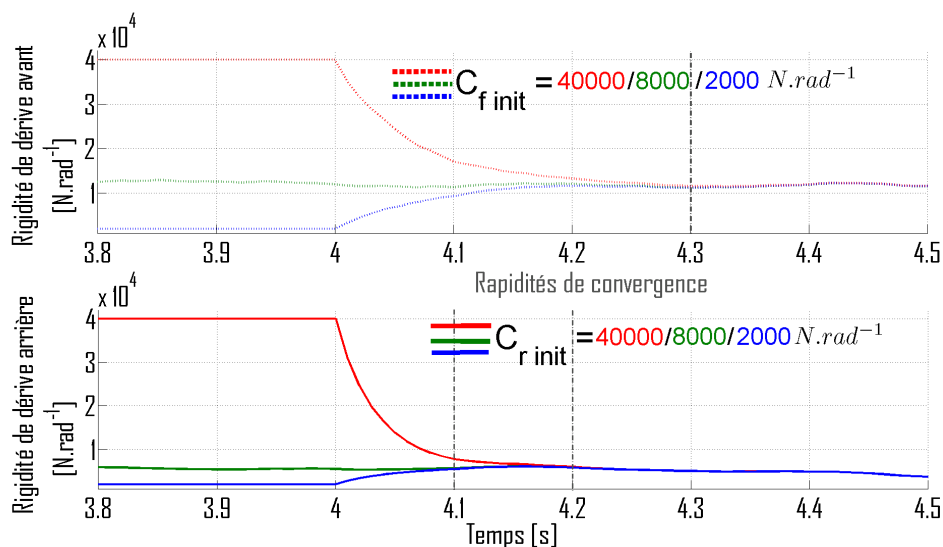


FIGURE 3.24 – Rapidité de convergence de l'observateur OMM

Nous pouvons remarquer que les temps de convergence sont plus longs dans le cas où

les conditions initiales sont très éloignées de la réalité. Le temps de convergence le plus long est de 0.3 s, ce qui correspond à une valeur tout-à-fait acceptable au vu de l'erreur imposée : la rigidité de dérive initiale est quatre fois supérieure à la réalité. En revanche, avec des conditions initiales assez proches de la réalité (courbes en bleu), l'observateur est extrêmement réactif puisque le temps de convergence peut être inférieur au dixième de seconde comme cela avait été avancé précédemment en section 3.6.3.2. De manière générale, il est important d'avoir des temps de convergence de l'ordre du dixième de seconde, puisque les phénomènes impactant la dynamique du véhicule sont du même ordre de grandeur comme nous avons pu le voir avec le tête-à-queue du RobuFAST. C'est pour cette raison qu'une fréquence d'échantillonnage des données mesurées de l'ordre de 100 Hz est préférable afin d'estimer ou d'observer correctement le comportement d'un véhicule à haute dynamique. La fréquence d'échantillonnage limitée à 10 Hz sur le RobuFAST était l'un des facteurs pouvant expliquer les imprécisions d'estimations de l'angle de dérive global que nous avons relevées sur la Figure 3.18, à la section 3.6.3.1.

**Intérêt de la loi (3.35), nommée  $M2$  :** Puisque l'essai utilisé précédemment est une prise de virage à haute vitesse sur un sol très adhérent de type asphalte, il nous permet de justifier la modification apportée à la loi d'adaptation des rigidités de dérive (voir 3.5.2.2) afin d'améliorer la convergence de l'observateur lors de telles conditions d'adhérence. Pour rappel, les angles de dérive avant  $\beta_f$  et arrière  $\beta_r$  ont été remplacés par leur signe ( $sign(\beta_f)$  et  $sign(\beta_r)$ ) dans les fonctions d'adaptation de leur rigidité de dérive respective.

Ainsi, cet essai a été rejoué en post-traitement avec l'observateur OMM en utilisant soit la loi classique  $M1$  (équation (3.34)), soit la loi modifiée  $M2$  (équation (3.35)). Les résultats sont affichés sur la Figure 3.25 avec les courbes en rouge et bleu représentant respectivement les estimations obtenues avec les lois  $M1$  et  $M2$ . Les courbes en noir représentent les données communes entre les deux essais. En effet, les forces latérales de référence ( $\bar{F}_f$  et  $\bar{F}_r$ ) et les angles de dérive estimés ( $\hat{\beta}_{1f}$  et  $\hat{\beta}_{1r}$ ) sont obtenus par le modèle (3.31), qui ne dépend pas des rigidités de dérive.

Nous pouvons remarquer que lors de la montée rapide des efforts latéraux (soit de 1 s à 4 s), l'effort latéral avant estimé  $\hat{F}_f$  avec la loi  $M1$  ne suit pas la force de référence  $\bar{F}_f$ , alors que celui estimé avec la loi  $M2$  est bien convergent. Cela tient au fait que le gain de la loi d'adaptation  $M1$ , à savoir  $R_f \hat{\beta}_{1f}$  est assez faible du fait que  $\hat{\beta}_{1f}$  est petit, cf Figure 3.25 en bas à droite, alors que le gain de la loi d'adaptation  $M2$  reste constamment égal à  $R_f$ , quelle que soit la valeur de  $\hat{\beta}_{1f}$ . La convergence de l'effort latéral arrière est bien moins impactée due au fait que l'angle de dérive arrière est environ deux fois supérieur à celui de l'avant, cf Figure 3.25 en bas à droite. D'ailleurs dès que l'angle de dérive avant dépasse environ les  $15^\circ$ , l'effort latéral associé converge (5.5 s à 6.5 s).

De manière générale, ce manque de réactivité de l'observateur avec la loi  $M1$  implique une sous-estimation importante de la rigidité de dérive avant, voir Figure 3.25 en haut à droite. Même si cette sous-estimation n'impacte apparemment que peu les estimations de la vitesse de lacet  $\hat{\theta}_2$  et de l'angle de dérive global  $\hat{\beta}_2$  réalisées lors de la dernière étape de l'observateur OMM, comme le montre la Figure 3.26, elle impactera de manière

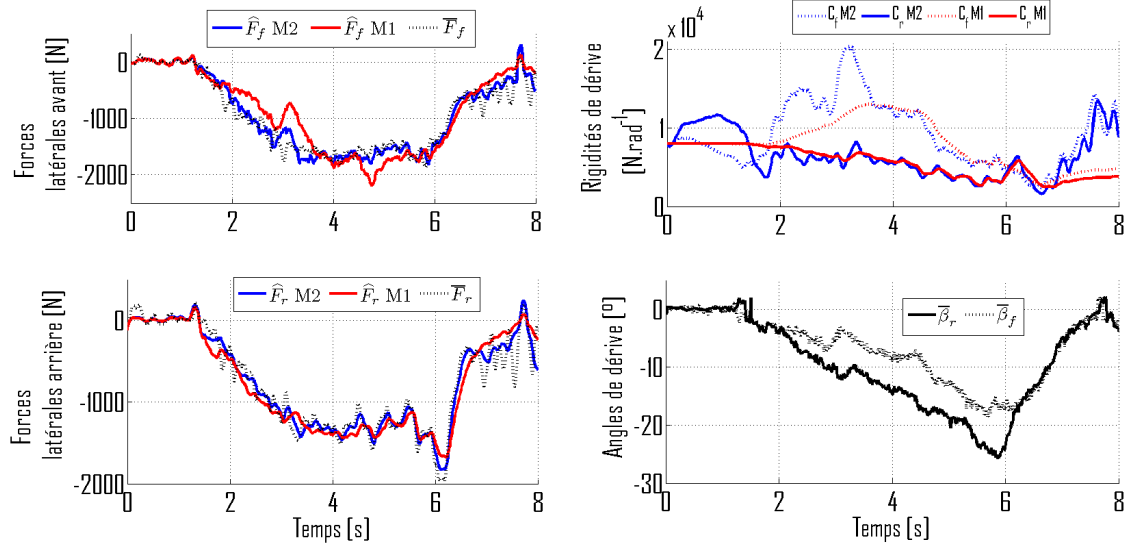


FIGURE 3.25 – Essais sur asphalté avec les différentes lois d’adaptation des rigidités de dérive : M1 et M2

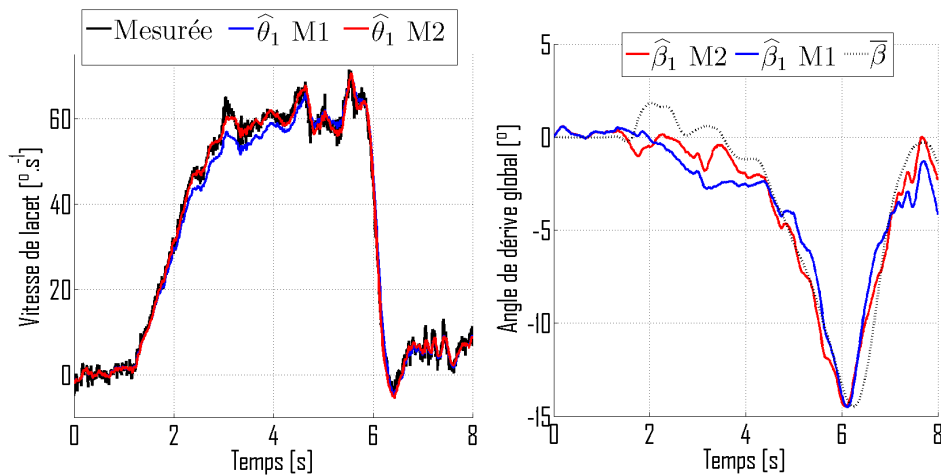


FIGURE 3.26 – Vitesse de lacet et angle de dérive global estimés avec les lois d’adaptation M1 et M2

non négligeable la prédiction de l’accélération latérale, puisque sa prédiction dépend des rigidités de dérive. Cette influence sera étudiée dans le chapitre suivant qui traite de la prévention du renversement latéral, et nous permettra de conclure sur l’intérêt de la loi M2.

### 3.6.3.4 Étude comportementale du pneumatique

Le but de cette section est d’expliquer l’impact de notre modèle linéaire de contact sur l’estimation des angles et rigidités de dérive fournis par l’observateur OMM, tout en gardant une vision générale sur la réalité physique de la dynamique du pneumatique.

Dans cet objectif, si nous reprenons l’essai présenté à la section précédente (Figure 3.22) et qui correspond à une courbe serrée sur de l’asphalté, nous pouvons remarquer que la valeur des rigidités de dérive estimées (voir Figure 3.27) durant celle-ci sont faibles par rapport aux valeurs qui pourraient être attendues sur de l’asphalté avec une voiture :

elles sont de l'ordre de  $15\,000\text{ N rad}^{-1}$  pour l'essieu avant et de  $5\,000\text{ N.rad}^{-1}$  pour l'essieu arrière, contre généralement  $C_f \approx 200\,000\text{ N.rad}^{-1}$  et  $C_r \approx 120\,000\text{ N.rad}^{-1}$  dans le cas d'une voiture.

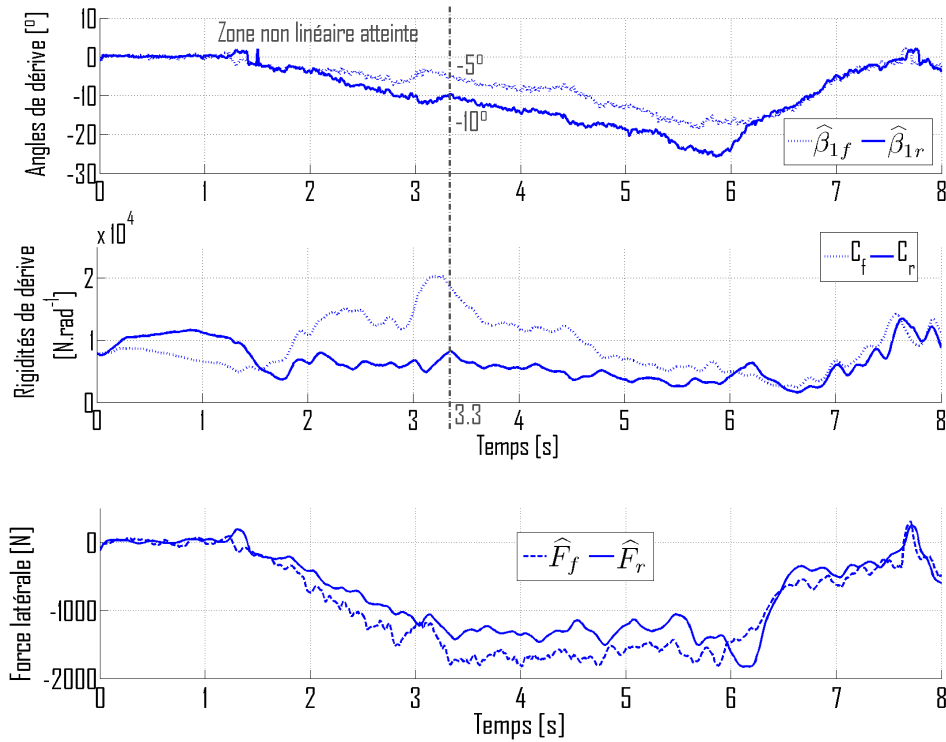


FIGURE 3.27 – Évolution des rigidités, des angles de dérive et des efforts latéraux en fonction du temps

Différentes raisons peuvent être avancées pour expliquer ces valeurs faibles des rigidités de dérive sur asphalté, et inversement ces valeurs élevées des angles de dérive avant et arrière. Tout d'abord, le quad est équipé de pneumatiques à crampons qui ne peuvent pas s'enfoncer sur ce type de sol. Or les crampons sont des parties souples du pneumatique qui se déforment facilement quand ils ne sont pas entourés de matière comme c'est le cas dans de la terre par exemple. Cette déformation lorsque le véhicule évolue sur asphalté introduit inévitablement un glissement du pneumatique plus important, d'où l'augmentation rapide des angles de dérive avant et arrière avec celle de la vitesse de lacet (voir Figure 3.23 et Figure 3.27).

Cette remarque nous permet d'aborder la raison qui fait que les rigidités de dérive sont faibles. Puisque les valeurs des angles de dérive avant et arrière sont largement supérieures à  $-5^\circ$ , la zone de saturation du pneumatique est atteinte. Dans ce cas, de par le choix d'un modèle linéaire de contact roue/sol ( $F_{f/r} = C_{f/r}\beta_{f/r}$ ), l'observateur adapte les rigidités de dérive à la baisse afin d'être représentatif de cette zone (voir Figure 2.15). Ce phénomène peut être remarqué sur la Figure 3.27 à partir d'environ 3.3s. En effet, les forces latérales restent constantes avec une augmentation des angles de dérive, ce qui implique une diminution des rigidités de dérive. Il est donc possible d'en déduire que les zones de saturation pour les essieux avant et arrière commencent respectivement à partir d'un angle de dérive de  $-5^\circ$  et  $-10^\circ$ .

Ces valeurs peuvent être vérifiées en traçant l'évolution de l'effort latéral avant et



arrière (respectivement  $\hat{F}_f$  et  $\hat{F}_r$ ) en fonction de leur angle de dérive respectif ( $\hat{\beta}_1^f$  et  $\hat{\beta}_1^r$ ) variant de  $0^\circ$  à la valeur maximum atteinte d'après la Figure 3.27 (vers 6 s).

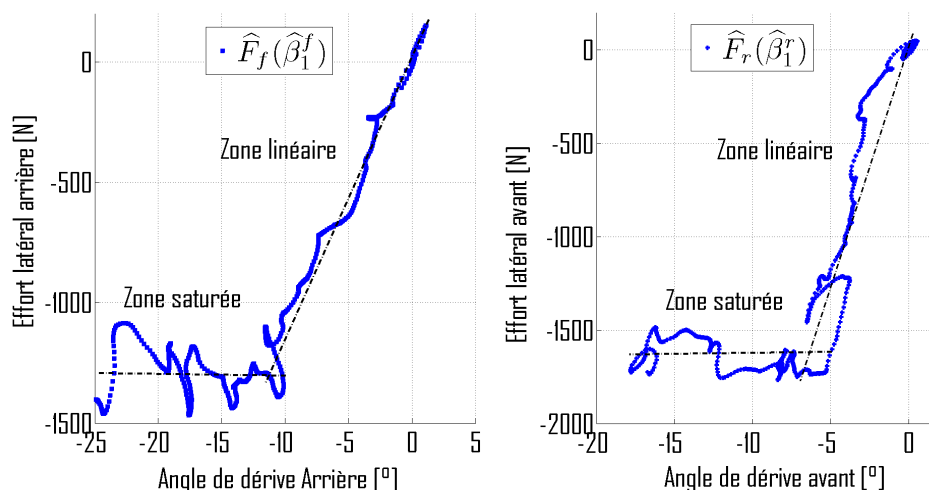


FIGURE 3.28 – Évolution des forces latérales en fonction de leurs angles de dérive respectifs

Si nous comparons ces deux évolutions avec celle obtenue par un modèle de contact de Pacejka (voir section 2.3.3.2), elles sont similaires. En effet, nous retrouvons bien les deux zones caractéristiques de l'évolution de la force latérale en fonction de l'angle de dérive : la zone linéaire et celle de saturation. Par identification sur la courbe, la zone de saturation est bien atteinte pour un angle de dérive d'environ  $-5^\circ$  et  $-10^\circ$  respectivement pour l'essieu avant et arrière.



FIGURE 3.29 – Différence de largeur entre le pneumatique arrière (gauche) et avant (droite)

La zone de saturation du pneumatique avant est atteinte plus rapidement car comme le montre la Figure 3.29, sa largeur est plus petite que celle de la roue arrière. Par conséquent la capacité du pneumatique à transmettre un effort latéral est moindre, puisque la surface de contact est plus petite.

Cette observation amène une autre réflexion qui est que malgré une valeur d'angle de dérive plus faible pour atteindre la zone de saturation, la rigidité de dérive de l'essieu avant est bien plus importante que celle de l'essieu arrière (voir Figure 3.27). Cela s'explique par

un centre de gravité du quad positionné sur l'avant ( $L_f = 0.58$  et  $L_r = 0.7$ ), qui implique une répartition des efforts latéraux plus importante sur cet essieu comme le montre la Fig3.27, qui représente les évolutions des efforts latéraux avant et arrière estimées par l'observateur. D'ailleurs, la moyenne du rapport de  $F_f/F_r$  pendant le virage, soit de 3 s à 6.5 s, est environ de 0.804, valeur qui est très proche du rapport des demi-empattements du véhicule ( $L_f/L_r = 0.828$ ). Pour en revenir à notre explication, l'effort latéral arrière est plus faible avec un angle de dérive plus élevé (voir Figure 3.27), ce qui implique inévitablement une rigidité de dérive plus faible, puisque d'après notre modèle :  $F_{f/r} = C_{f/r}\beta_{f/r}$ .

### 3.6.3.5 Conclusion

L'ensemble des résultats présentés a permis de mettre en évidence la capacité de l'observateur OMM à prendre en compte, en plus des différentes spécificités relatives à l'évolution d'un véhicule en milieu tout-terrain (variation des conditions d'adhérence et inclinaison du sol), le phénomène de sur- et sous-virage avec précision. Cette avancée repose sur l'utilisation d'un modèle basé sur la mesure des accélérations du véhicule. De par ce modèle, il est possible de mesurer avec une précision suffisante l'angle de dérive global du véhicule. Cette mesure sert par la suite à estimer séparément les rigidités de dérive tout en conservant un système de perception bas-coût. De plus cette estimation des rigidités de dérive permet d'évaluer un critère de stabilité renseignant sur la vitesse maximum à ne pas dépasser afin d'éviter le tête-à-queue. Il est ainsi possible d'envisager le développement de systèmes de sécurité actifs pour le maintien de trajectoire comme l'ESP, mais avec une prise en compte des conditions d'adhérence et du relief du terrain.

### 3.6.4 Robustesse de l'observateur OMM à une variation paramétrique

Que le véhicule soit utilisé pour le loisir ou dans un but professionnel, le chargement de celui-ci peut varier en fonction du matériel transporté ou de la présence d'un second passager. Ainsi en fonction du poids supplémentaire et de sa position sur le véhicule, la masse totale du système, la position du centre de gravité et l'inertie du véhicule peuvent se voir modifier de manière non négligeable. Cette modification est d'autant plus importante dans le cas des véhicules de type quad, puisque leur masse est faible par rapport à celle d'un pilote ou du chargement embarqué. Ainsi cette masse supplémentaire modifie naturellement les paramètres de notre modèle de véhicule utilisé par l'observateur OMM. Le but de cette section est d'étudier l'influence d'une variation conséquente des paramètres du véhicule sur les estimations réalisées par notre observateur. Par ailleurs, l'étude de l'influence de la position du conducteur n'est pas nécessaire ici puisqu'un chargement lourd ou un second passager ont plus d'impact qu'un conducteur seul.

### 3.6.4.1 Principe de l'étude

Il est possible de réaliser avec le quad différents essais sur une même trajectoire avec des chargements différents. Cependant cette technique comporte un défaut principal, qui est la difficulté à réaliser des essais similaires avec les mêmes commandes (vitesse, angle de braquage et accélération). Par conséquent, il serait difficile de comparer entre eux les différents enregistrements. C'est pour cette raison que le même essai est rejoué en post-traitement avec différentes valeurs de paramètres. Les paramètres influencés sont la masse ( $m$ ), l'inertie ( $I_z$ ) et les demi-empattements ( $L_f$  et  $L_r$ ). Par souci de réalisme, la modification de leur valeur est cantonnée à des grandeurs maximum qu'il est possible d'atteindre. La trajectoire choisie pour cette étude est représentée sur la Figure 3.30.

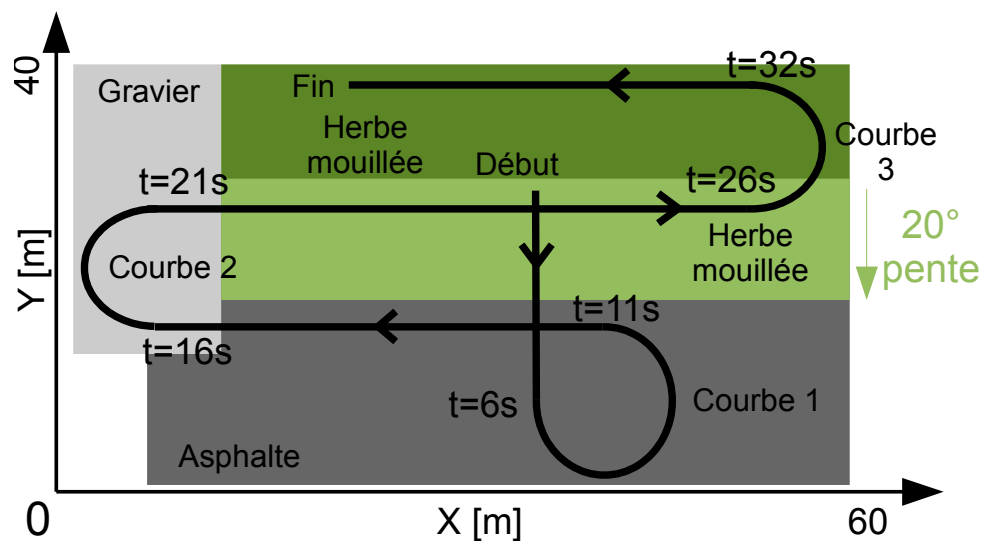


FIGURE 3.30 – Trajectoire du quad

Cet essai a l'avantage de comporter plusieurs virages sur différents types de sol (asphalte, gravier et herbe), ce qui permet de mettre en avant la capacité de l'observateur OMM à s'adapter à n'importe quel type de terrain. De plus, il a été réalisé à une vitesse d'environ  $5 \text{ m s}^{-1}$  afin d'obtenir des dynamiques élevées.

### 3.6.4.2 Modification de la masse et de l'inertie

L'essai présenté précédemment a été rejoué avec trois couples de masse et d'inertie nommés :  $Par_1$  ( $m = 414 \text{ Kg}; I_z = 176 \text{ Kg.m}^2$ ),  $Par_2$  ( $m = 444 \text{ Kg}; I_z = 186 \text{ Kg.m}^2$ ) et  $Par_3$  ( $m = 514 \text{ Kg}; I_z = 200 \text{ Kg.m}^2$ ).  $Par_1$ ,  $Par_2$  et  $Par_3$  correspondent aux chargements suivants :

- $Par_1$  : un pilote (80 kg)
- $Par_2$  : un pilote et quelques affaires
- $Par_3$  : un pilote, un passager et quelques affaires

Puisque les estimations essentielles à la compréhension de la dynamique latérale sont la vitesse de lacet, l'angle et les rigidités de dérive, leurs estimations réalisées avec les

différents couples de paramétrage (i.e.  $Par_1$ ,  $Par_2$  et  $Par_3$ ) sont respectivement tracées en bleu, magenta et rouge sur la Figure 3.31.

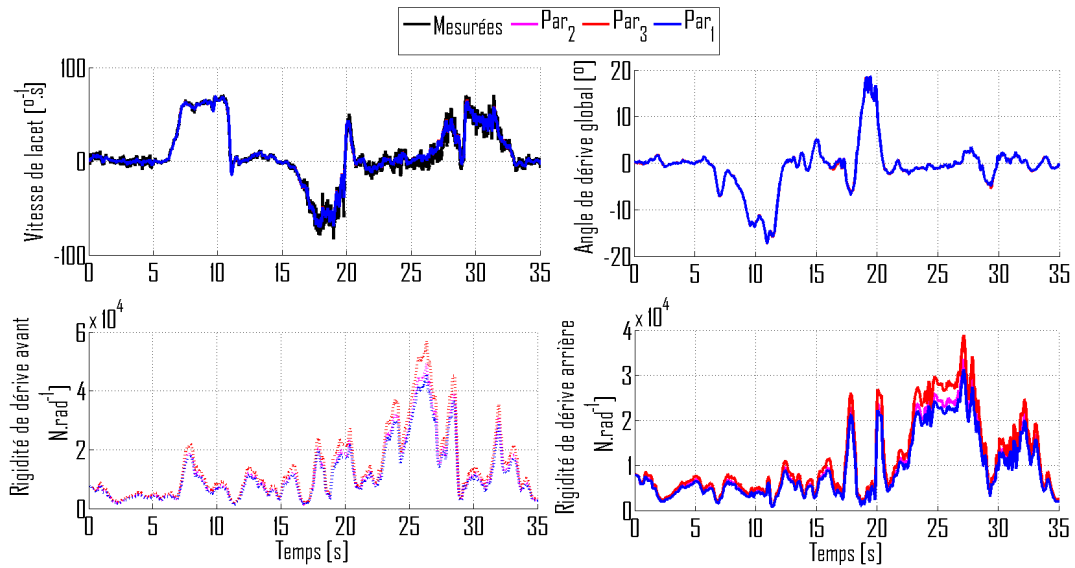


FIGURE 3.31 – Influence d’une variation de masse et d’inertie sur les estimations de l’observateur OMM

Étant donné que les courbes d’évolution des vitesses de lacet et des angles de dérive globaux estimés sont superposées, nous pouvons en déduire qu’une mauvaise estimation des paramètres de masse et d’inertie n’impacte pas les estimations de ces deux grandeurs. Concrètement, comme nous pouvons le voir en bas de la Figure 3.31, l’observateur a adapté en temps-réel les rigidités de dérive afin de compenser les erreurs de paramètres. Les rigidités estimées sont donc inexactes mais elles permettent d’obtenir un modèle cohérent et précis. Cette robustesse de l’observateur à une forte variation de masse et d’inertie s’explique par le fait que la première estimation de l’angle de dérive global, qui est considérée comme une mesure virtuelle (voir section 3.5.1), ne dépend pas de ces paramètres au vu de notre modèle des accélérations (3.25).

Sans rapport avec la robustesse de l’observateur, nous pouvons observer sur la Figure 3.31 que les estimations de rigidités de dérive réalisées dans le dernier virage (courbe 3) sur de l’herbe sont plus importantes que celles qui ont été obtenues lors du premier virage (courbe 1) sur de l’asphalte avec une dynamique latérale pourtant bien plus importante. Cette remarque permet de confirmer ce qui a été expliqué en section 3.6.3.4 concernant l’influence de la géométrie du pneumatique (crampons) et du modèle de contact (zones de saturation) sur la valeur des rigidités de dérive.

### 3.6.4.3 Modification des demi-empattements

De la même manière que pour l’étude réalisée à la section précédente, l’essai représenté par la Figure 3.30 a été rejoué avec trois couples de demi-empattements :  $Par_0$  ( $L_f = 0.58\text{ m}; L_r = 0.7\text{ m}$ ),  $Par_1$  ( $L_f = 0.47\text{ m}; L_r = 0.81\text{ m}$ ) et  $Par_2$  ( $L_f = 0.81\text{ m}; L_r = 0.47\text{ m}$ ).  $Par_0$ ,  $Par_1$  et  $Par_2$  correspondent aux chargements suivants :

- $Par_0$  : un pilote en position normale (valeurs par défaut)

- $Par_1$  : un pilote et un chargement de 100Kg sur l'essieu avant du véhicule
- $Par_2$  : un pilote et un chargement de 200Kg sur l'essieu arrière du véhicule

La Figure 3.32 représente les évolutions des estimations de la vitesse de lacet, de l'angle et des rigidités de dérive fournies par l'observateur OMM avec les différents couples de paramètres. Les estimations avec  $Par_1$  et  $Par_2$  sont respectivement tracées en bleu et rouge. Les courbes en noir correspondent à la mesure de la vitesse de lacet (gyromètre) et à l'estimation de l'angle de dérive global obtenu avec  $Par_0$ , qui fait office de mesure.

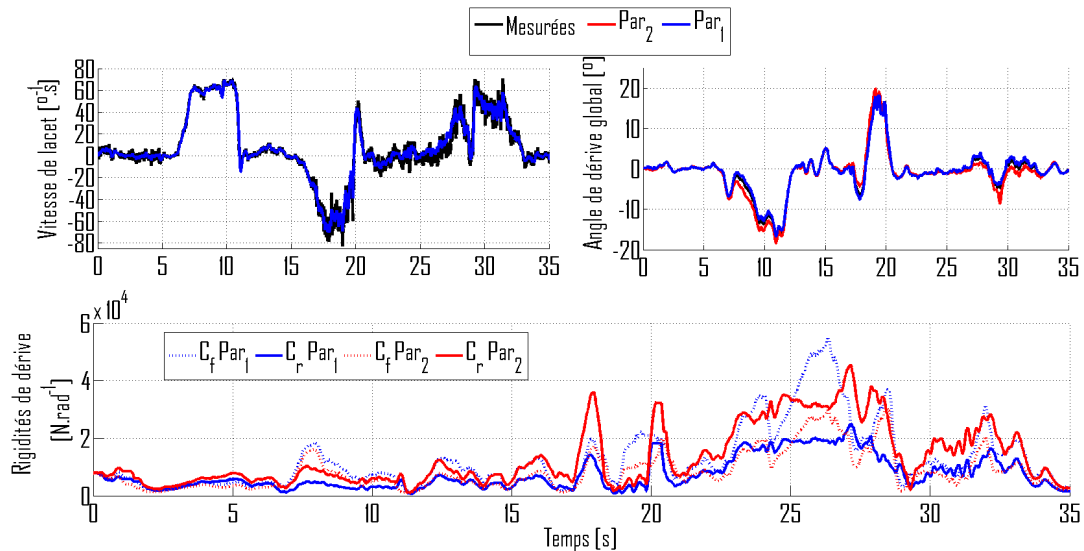


FIGURE 3.32 – Influence d'une variation des demi-empattements sur les estimations de l'observateur OMM

Nous pouvons remarquer que les estimations de la vitesse de lacet et de l'angle de dérive sont correctes, puisque leurs courbes sont superposées avec celles représentant les valeurs mesurées (en noir). Enfin, l'observateur a naturellement inversé les rigidités de dérive avant et arrière, comme le montre la Figure 3.32, puisque les demi-empattements sont inversés entre  $Par_1$  et  $Par_2$ .

Cependant, l'angle de dérive estimé avec  $Par_2$  présente quelques légers écarts par rapport à la valeur mesurée (en noir). Ces écarts sont dus à la mesure virtuelle de l'angle de dérive global (voir section 3.5.1) qui dépend du demi-empattement arrière  $L_r$ . Or, le paramétrage  $Par_2$  par rapport à  $Par_1$  est très éloigné de la réalité, ce qui implique évidemment l'obtention d'une erreur plus marquée.

Toutefois, cette erreur reste très faible et comme nous le verrons dans le chapitre suivant, elle a un impact limité sur la prédiction du risque de renversement latéral.

#### 3.6.4.4 Conclusion

L'ensemble de ces résultats a permis de mettre en évidence la robustesse de l'observateur à une variation paramétrique importante. En plus de rester stable, la précision des estimations de l'observateur est très peu impactée par la variation des paramètres grâce aux aspects adaptatifs de l'observateur.

De manière plus concrète, cette robustesse à une variation paramétrique permet de rendre moins contraignante l'utilisation d'un système de sécurité actif utilisant ce type d'observateur. En effet, l'utilisateur n'a pas à renseigner le système sur la position de son chargement ou de son poids, tant que celui-ci reste acceptable en fonction du véhicule utilisé. Et évidemment, cela implique aussi que l'estimation de la position précise du conducteur n'est pas nécessaire pour une estimation précise de la dynamique latérale.

### 3.7 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis de mettre en évidence la possibilité de développer un système d'observation multi-modèles (OMM) capable d'estimer avec précision la dynamique latérale d'un véhicule en milieu tout-terrain, tout en se restreignant à un ensemble de capteurs limités en coût et en nombre. Plus précisément, la principale contribution du système d'observation proposée est la modélisation des accélérations longitudinale et latérale. Elle a permis l'estimation de variables essentielles à la compréhension de la dynamique du véhicule, qui sont les inclinaisons et surtout des conditions d'adhérence différenciées pour les essieux avant et arrière du véhicule. Cette estimation séparée des conditions d'adhérence permet de prendre en compte le changement de comportement du véhicule (sur/sous-virage), qui influence significativement la stabilité de ce dernier. En plus de cette contribution majeure, l'algorithme d'estimation des conditions d'adhérence proposé permet d'une part de conserver la stabilité du système d'observation lors des phases de ligne droite et d'autre part d'obtenir une plus grande réactivité lors de changements brusques des conditions d'adhérence.

En outre, différentes simulations avancées et expérimentations réelles ont permis de justifier l'ensemble des contributions avancées et notamment en ce qui concerne la convergence du système et de la mesure de l'angle de dérive global à partir des accélérations. Elles ont aussi permis de mettre en avant différentes qualités du système d'observation du point de vue de sa précision, de sa réactivité et de sa robustesse à une variation paramétrique.

Il a été aussi montré que ce système d'observation (OMM) est capable d'estimer avec précision la vitesse maximum au-delà de laquelle le véhicule est susceptible de partir en tête-à-queue. Il est ainsi possible d'envisager le développement d'un système de stabilisation de trajectoire pour les véhicules tout-terrain. L'avantage de cet observateur est d'une part qu'il peut être utilisé quels que soient le type et/ou l'état de la route puisque les conditions d'adhérence sont nativement prises en compte. Et d'autre part, il est basé sur un système de perception bas-coût ce qui est un point important pour son utilisation dans un contexte industriel.

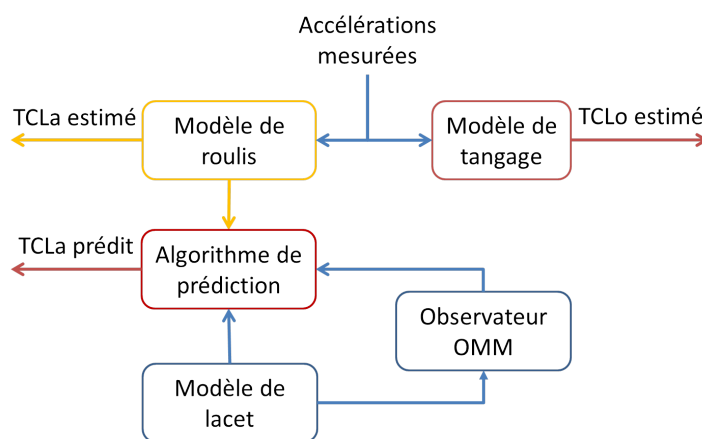


FIGURE 3.33 – Principe général d'estimation et d'anticipation du risque de renversement

Finalement, dans le cadre de la prévention du risque de renversement latéral, l'obser-

vateur proposé (OMM) associé à notre modèle de véhicule bicyclette permet d'explicitier l'évolution des variables qui composent l'accélération latérale tout en prenant en compte la variation des conditions d'adhérence. Ainsi, une démarche pertinente, développée dans le prochain chapitre et résumée sur la Figure 3.33, consiste à développer un algorithme de prédiction basé sur le modèle bicyclette et les estimations de l'observateur afin de prédire l'accélération latérale. Une fois celle-ci prédite, il est possible d'utiliser le modèle de roulis (équation (2.10)) afin que le Transfert de Charge Latéral (TCLat) puisse être aussi prédit.





# Chapitre 4

## Systeme de sécurité actif pour la prévention du renversement

### 4.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'utiliser les développements proposés dans les deux chapitres précédents afin de concevoir un système de sécurité actif dédié à la prévention des risques de renversement latéral et longitudinal pour les VLTT. Ainsi, la première partie de ce chapitre est consacrée à la validation des modèles de roulis et de tangage (section 2.2.1 et 2.2.2) afin d'estimer les Transferts de Charge Latéral et Longitudinal (TCLa et TCLo) grâce uniquement à la mesure des accélérations du véhicule. Pour cela, des essais expérimentaux sont réalisés avec le quad puisqu'il est équipé de capteurs dynamométriques permettant d'avoir une réalité terrain sur l'évolution des différents transferts de charge. De plus, l'approche proposée en section 2.2.3 afin de prendre en compte les déplacements du pilote est aussi étudiée.

Puisque le chapitre précédent a permis de mettre en place un système d'observation capable d'estimer la dynamique latérale du véhicule avec précision tout en considérant les spécificités liées d'un côté au milieu tout-terrain (relief, conditions d'adhérence variables) et de l'autre côté aux véhicules légers (système de perception bas-coût), la suite de ce chapitre a pour objectif l'exploitation de ce modèle et de ses estimations afin d'anticiper le risque de renversement latéral et de pouvoir le limiter. En effet, le modèle de roulis développé dans le chapitre 2 permet d'explicitier la variation du transfert de charge latéral en fonction de l'accélération latérale. Comme l'évolution de cette dernière est justement explicitée par le modèle de lacet dont les paramètres sont connus grâce au système d'observation, son anticipation est possible à travers le développement d'un algorithme prédictif. Différents essais expérimentaux sont effectués avec le quad afin d'étudier la pertinence de notre système à anticiper le risque de renversement latéral.

Finalement, deux systèmes de sécurité actifs pour le maintien de la stabilité des véhicules sont proposés. Le premier, principalement dédié aux VLTT de type quad, est basé sur un retour haptique au niveau de la gâchette des gaz, ce qui permet de prévenir efficacement le pilote de tout risque de renversement, mais aussi de limiter la vitesse du véhicule en cas de risque imminent. Le deuxième est dédié aux robots autonomes évoluant à haute

vitesse en milieu tout-terrain. Il est basé sur des techniques de commande prédictive afin de connaître la vitesse maximum qui limite l'évolution du transfert de charge à une plage définie par l'utilisateur. Cela permet de garantir l'intégrité du véhicule quelle que soit la trajectoire suivie par ce dernier. Naturellement, des essais provenant de simulations avancées et d'expérimentations réelles sont présentés afin d'étudier l'efficacité de ces systèmes de sécurité.

## 4.2 Estimation du risque de renversement

### 4.2.1 Méthodologie

Afin d'estimer le risque de renversement, les Transferts de Charge Latéral et Longitudinal sont évalués grâce respectivement aux expressions (2.10) et (2.15), qui ont été définies au chapitre 2. Au vu de leurs expressions mathématiques, leur estimation ne requiert que la mesure des accélérations au centre de roulis instantané  $A_{x/y}^{O_r}$ . Cependant, il n'est techniquement pas possible d'installer un accéléromètre en ce point. En pratique, il a été installé proche du centre de l'essieu arrière (soit au point  $B$  sur le modèle bicyclette, voir Figure 2.17) pour les besoins de l'observateur OMM (voir section 3.5). De ce fait, l'estimation du TCLa et du TCLo requiert en théorie le déplacement des accélérations longitudinale et latérale au CdR. On a donc :

$$\vec{A}^{O_r} = \vec{A}^B + \frac{d^2 \overrightarrow{BO_r}}{dt^2} \quad (4.1)$$

Sur la représentation en lacet du véhicule (voir Figure 2.17), le point  $O_r$  est confondu avec le CdG  $G$ . Par conséquent, en projetant dans le repère  $R_1$ , on obtient la relation cinématique suivante :

$$\begin{aligned} A_x^{O_r} &= A_x^B - L_r \dot{\theta}^2 \\ A_y^{O_r} &= A_y^B + L_r \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (4.2)$$

avec  $A_x^B$  et  $A_y^B$  les accélérations fournies par l'accéléromètre. Au vu de (4.2), l'estimation du TCLa et du TCLo avec cette position de l'accéléromètre requiert techniquement, en plus de la mesure des accélérations, celles de la vitesse de lacet  $\dot{\theta}$  et de sa variation  $\ddot{\theta}$ . Cependant, même si ces deux dernières sont accessibles puisque nous disposons d'un gyromètre dont on peut dériver numériquement les valeurs, nous verrons par la suite qu'il n'est finalement pas nécessaire de déplacer les vecteurs accélération afin d'obtenir une estimation précise des transferts de charge. Cela permet de se passer d'une dérivée numérique, qui est une opération délicate et peu fiable sur un signal bruité.

### 4.2.2 Pertinence de l'estimation du TCLa et du TCLo

#### 4.2.2.1 Validation des algorithmes d'estimation TCLa/TCLo

Afin de valider l'algorithme d'estimation du TCLa et du TCLo, un premier essai effectué avec le quad Massey Ferguson est présenté. Comme le montre la Figure 4.1, la trajectoire de cet essai est composée d'une succession de virages sur de l'herbe à une vitesse de l'ordre de  $5 \text{ m s}^{-1}$ .

Sur la Figure 4.2, les estimations du TCLa et du TCLo, obtenues avec les systèmes (2.10), (2.15) et (4.2), sont tracées en bleu alors que leurs valeurs réelles, mesurées par les capteurs dynamométriques, sont tracées en noir.

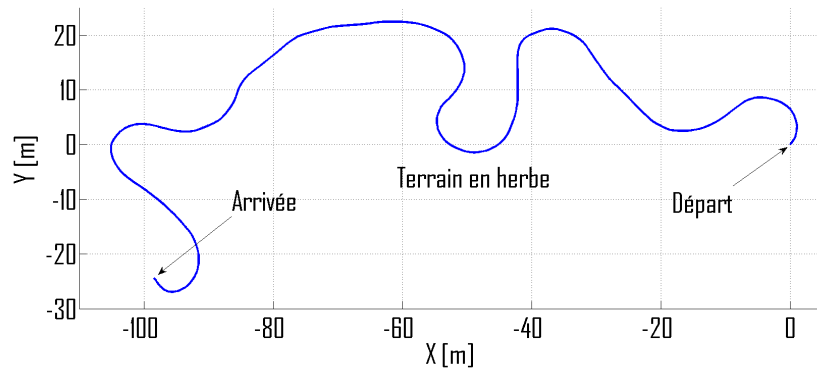


FIGURE 4.1 – Trajectoire effectuée avec le quad MF400H sur de l’herbe

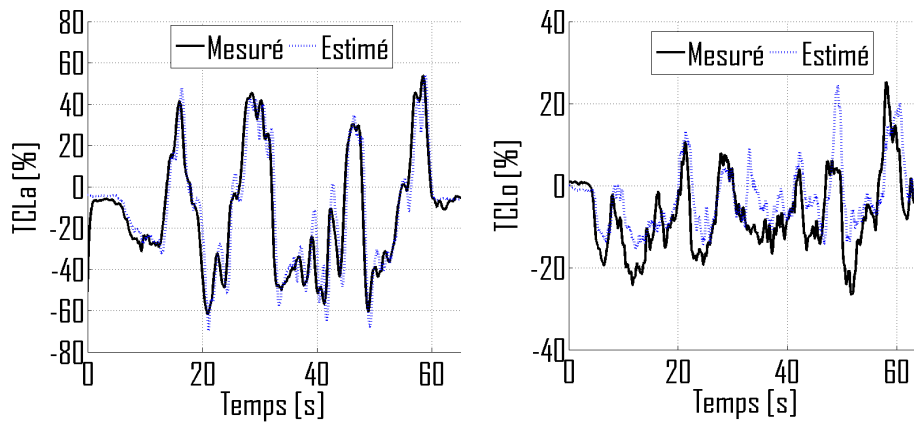


FIGURE 4.2 – TCLa et TCLo estimés en temps-réel lors du premier essai

Du point de vue du renversement latéral, nous constatons que l’estimation est précise et fiable puisque le TCLa estimé suit relativement bien sa variation réelle. En revanche, l’estimation du TCLo est imprécise la plupart du temps : elle possède bien les mêmes dynamiques d’évolution mais avec des amplitudes différentes. Ces erreurs d’estimation sont logiques car notre modélisation du véhicule pour l’estimation du risque de renversement suppose un découplage des dynamiques longitudinale et latérale du véhicule. Or dans le cadre de cet essai, le véhicule est principalement soumis à une dynamique latérale, comme le montre la Figure 4.3, qui représente les accélérations latérale et longitudinale (filtrées pour des raisons de lisibilité). Dans une telle situation, l’estimation du TCLo basée sur un modèle en deux dimensions, qui représente le véhicule de profil (voir section 2.2.2), est forcément insatisfaisante. Cependant, ce découplage des dynamiques n’est pas limitant pour l’estimation du risque de renversement, puisque lorsque le véhicule tourne, le risque de renversement longitudinal est négligeable comparé au latéral. A l’inverse, quand le véhicule avance en ligne droite et notamment dans des fortes pentes, le transfert de charge latéral peut être négligé.

Afin de valider spécifiquement la modélisation en tangage du véhicule, un deuxième essai est présenté dans lequel le véhicule effectue des accélérations et des freinages en ligne droite. Les évolutions de la vitesse linéaire, de l’accélération longitudinale et du TCLo lors de cet essai sont tracées sur la Figure 4.4.

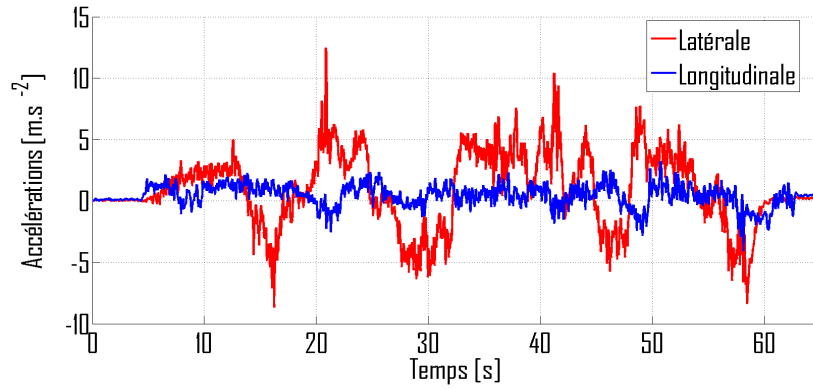


FIGURE 4.3 – Accélération latérale et longitudinale mesurées lors de l’essai

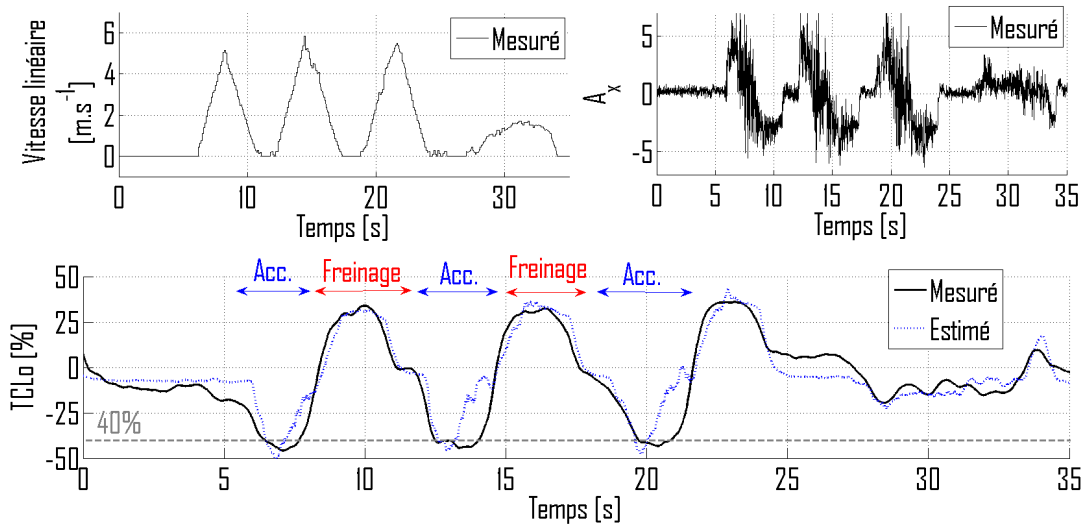


FIGURE 4.4 – Estimation du TClO sur une ligne droite avec des accélérations et des freinages.

Au vu de la Figure 4.4, l’estimation du TClO est précise, si l’on compare son évolution (courbe bleue) à celle du TClO mesuré par les capteurs dynamométriques (courbe noire). Ce résultat permet donc de valider notre modèle de tangage quant à l’estimation du TClO.

#### 4.2.2.2 Résultats obtenus avec et sans la prise en compte de la position de l’accéléromètre

L’objectif de cette section est de montrer que la précision sur les estimations du TCLa et du TClO n’est en fait pas dégradée si on ne corrige pas les accélérations mesurées via l’équation (4.2). Du point de vue longitudinal, la démonstration est immédiate puisque l’estimation du TClO n’est viable que durant les phases de ligne droite, i.e. lorsque  $\dot{\theta} = 0$ . Une expérimentation est présentée ci-dessous pour illustrer qu’il en est de même pour l’estimation du TCLa.

Plus précisément, à partir de l’essai représenté sur la Figure 4.1, le TCLa a été estimé soit en corrigeant avec l’équation (4.2) l’accélération latérale mesurée, soit en utilisant directement l’accélération mesurée (i.e. en négligeant  $\ddot{\theta}$  dans (4.2)). Les estimations réalisées sont tracées respectivement en rouge et bleu sur la Figure 4.5.

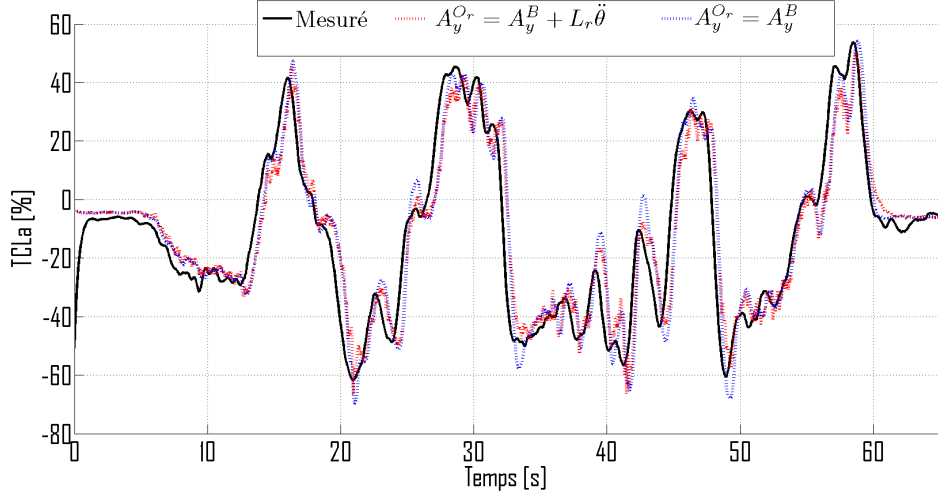


FIGURE 4.5 – TCLA estimés avec et sans la prise en compte de la position de l'accéléromètre

Nous pouvons observer sur la Figure 4.5 que les TCLA estimés avec ou sans prise en compte de la position de l'accéléromètre sont quasiment superposés. L'influence de l'accélération de la vitesse de lacet est limitée dans notre cas, à cause du demi-empattement arrière qui est faible ( $L_r = 0.7m$ ). Même si la prise en compte de la position de l'accéléromètre peut amener théoriquement une estimation plus précise du TCLA lors de variations brutales de la vitesse de lacet, l'accès à la variation de la vitesse de lacet  $\ddot{\theta}$  ne peut être réalisé qu'en dérivant numériquement un signal fortement bruité à cause du milieu tout-terrain. Par conséquent, il est préférable au final de ne pas tenir compte de la position de l'accéléromètre afin d'assurer une meilleure fiabilité quant à la précision de l'estimation et de la prédiction du TCLA.

#### 4.2.2.3 Résultats obtenus avec et sans la prise en compte de l'accélération de roulis

Lors de la modélisation en roulis et tangage du véhicule (voir section 2.2.1 et 2.2.2), l'accélération due au mouvement entre la partie suspendue et le châssis a été négligée devant celle due à la dynamique latérale du véhicule. Afin de justifier cette hypothèse, les modèles analytiques du TCLA et du TCLo ((2.10) et (2.15)) ont été modifiés afin qu'ils en tiennent compte. En reportant (2.6) dans (2.5) (et en procédant de même pour le tangage), on a :

$$\begin{aligned}
 \ddot{\varphi}_r &= \frac{A_y^{O_r} + h_r \dot{\varphi}_r^2 \sin(\varphi_r) + h_r \ddot{\theta}^2 \sin(\varphi_r) - \frac{F_{ar} \cos(\varphi_r)}{m}}{h_r \cos(\varphi_r)} \\
 \ddot{\varphi}_p &= \frac{A_x^{O_r} + h_p \dot{\varphi}_p^2 \sin(\varphi_p) - \frac{F_{ap} \cos(\varphi_p)}{m}}{h_p \cos(\varphi_p)} \\
 TCLA &= \frac{c_2 - c_1}{c} + \frac{-2}{c} h_r \sin(\varphi_r) \\
 TCLo &= \frac{L_r - L_f}{L} + \frac{-2}{L} h_p \sin(\varphi_p)
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

Les TCLa et TCLo ont été de nouveau estimés avec les données des essais présentés précédemment (figures 4.1 et 4.4), mais en utilisant le système (4.3) qui tient compte de la dynamique de roulis. Sur la Figure 4.6, les TCLa et TCLo estimés avec ou sans la prise en compte de la dynamique de roulis sont respectivement tracés en rouge et bleu.

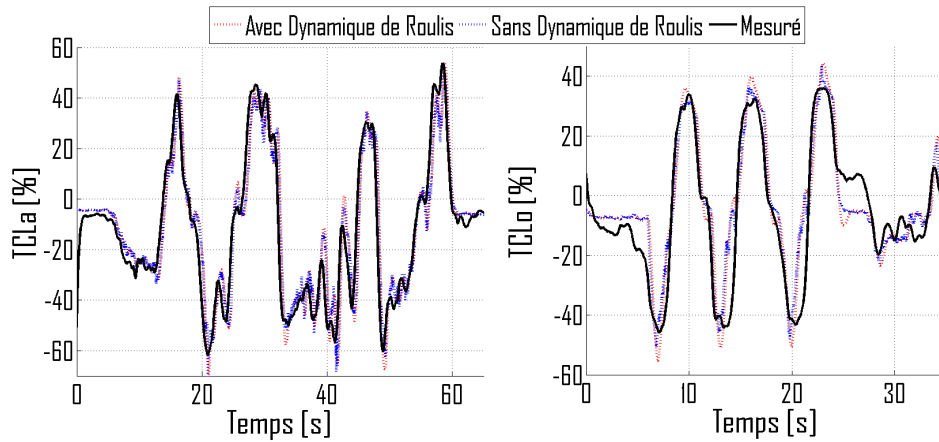


FIGURE 4.6 – Influence de la dynamique de roulis sur l’estimation du TCLa et du TCLo

Nous remarquons sur la Figure 4.6 que les TCLa et TCLo estimés avec la prise en compte de l’accélération de roulis (en rouge) n’apportent pas une meilleure estimation des TCLa et TCLo réels (en noir), puisque leurs évolutions sont superposées à celles qui ont été estimées avec le modèle simplifié (i.e. (2.10), (2.15) et (4.2)). Ainsi, la dynamique de roulis peut être négligée dans notre cas au vu des résultats présentés, ce qui permet de simplifier les équations et donc de les rendre plus robustes aux bruits de mesure.

## 4.2.3 Influence du pilote et du chargement

### 4.2.3.1 Problématique

Comme pour l’observation de la dynamique de lacet (voir section 3.6.4), l’objectif est ici d’étudier l’impact que peut avoir le positionnement du pilote ou un chargement supplémentaire (personne, bagage, matériels, etc.) sur l’estimation du TCLa et du TCLo. Au vu du modèle de roulis (2.10) et de tangage (2.15), les paramètres qui sont susceptibles de varier sont la masse  $m$ , les hauteurs  $h_r/h_p$ , les demi-voies  $c_1/c_2$  et les demi-empattements  $L_f/L_r$ . Cependant, contrairement à l’estimation de la dynamique de lacet qui est réalisée au moyen d’observateurs, l’estimation du TCLa et du TCLo est réalisée en boucle ouverte. De ce fait, la modification de ces paramètres implique inévitablement une modification des valeurs de transfert de charge estimées qui n’est pas forcément négligeable en fonction du poids du VLTT considéré.

Cependant, la prise en compte d’un chargement dont le poids n’est pas négligeable par rapport à celui du système quad+pilote est assez difficile à réaliser. En effet, cela demanderait à l’utilisateur du véhicule d’une part de pouvoir estimer le poids de celui-ci et d’autre part d’indiquer au système de sécurité son positionnement et sa valeur à travers une interface. Aussi, cette section se focalise uniquement sur l’influence du pilote, et son objectif est d’abord de confirmer l’impact de la position du pilote sur les transferts de



charge et dans un second temps de valider l'approche proposée en section 2.2.3 afin de prendre en compte le déplacement latéral et vertical du conducteur.

#### 4.2.3.2 Influence de la position du conducteur sur le TCLa et le TCLo

Cette influence a été mesurée sur le quad Massey Ferguson MF400H présenté en annexe A. Pour cela, les valeurs du TCLa et du TCLo ont été mesurées sur sol plat et à l'arrêt pour les positions suivantes du pilote :

- Pilote assis en avant ou en arrière,
- Pilote décalé sur le côté gauche ou droit.

Les résultats de ces mesures sont reportés dans le tableau 4.7.

	TCLa mesuré			TCLo mesuré		
	Gauche	centré	Droite	Avant	centré	Arrière
Pilote assis	6%	-2%	-8%	4%	-3%	-8%

FIGURE 4.7 – Estimation des transferts de charge en fonction de la position du pilote

Nous pouvons remarquer que les différentes positions ont augmenté ou diminué les transferts de charge d'un maximum de 8%. Cet impact limité s'explique par le poids particulièrement élevé du quad MF400H (334kg) par rapport à celui du pilote (80kg). Cependant, cette influence peut être de l'ordre de 20% sur des véhicules beaucoup plus légers. Par exemple, il a été montré dans [Bou09] que la position latérale du pilote augmente ou réduit de 15% la valeur du TCLa sur un quad Kymco Mxer 150, dont le poids à vide est de 166kg. Dans ces conditions, il paraît important de pouvoir estimer cette influence afin d'être en mesure de détecter les moments à risque avec précision. Ainsi, la section suivante présente différentes expérimentations afin de valider l'approche proposée en section 2.2.3 pour l'estimation du TCLa avec la prise en compte de la position du pilote.

Une approche similaire était envisageable pour prendre en compte l'influence du pilote sur le TCLo. En effet, tant qu'il reste assis, il suffit d'installer des capteurs de pression dans le siège, de façon à pouvoir ensuite adapter les demi-empattements en fonction de sa position. Cependant, comme les travaux présentés dans ce mémoire étaient avant tout focalisés sur la prévention du risque de renversement latéral (voir section 1.5), cette solution n'a pas été mise en œuvre.

#### 4.2.3.3 Validation du système de prise en compte du pilote pour l'estimation du TCLa

Pour cela, deux expérimentations ont été réalisées avec le quad MF400H décrivant un cercle à une vitesse constante d'environ  $4 \text{ m s}^{-1}$  sur un sol recouvert d'herbe. Pendant le premier essai (nommé essai 1) le pilote prend d'abord une position centrée, puis il s'incline

du mauvais côté afin de simuler un pilote qui se ferait emporter par la force centrifuge. Finalement, il adopte le comportement d'un pilote expérimenté et il se décale du côté intérieur au virage. En ce qui concerne le deuxième essai (nommé essai 2), le pilote passe de la position assise à debout durant le virage.

Tout d'abord, le TCLa a été estimé pour les deux essais avec les paramètres standards qui correspondent à une position centrée et assise du pilote :  $c_1 = 0.49$ ,  $c_2 = 0.51$  et  $h_r = 1.14$ . Les résultats de ces deux essais sont affichés sur la Figure 4.8 avec respectivement en rouge et noir les TCLa estimés et mesurés. Les mesures proviennent des capteurs dynamométriques.

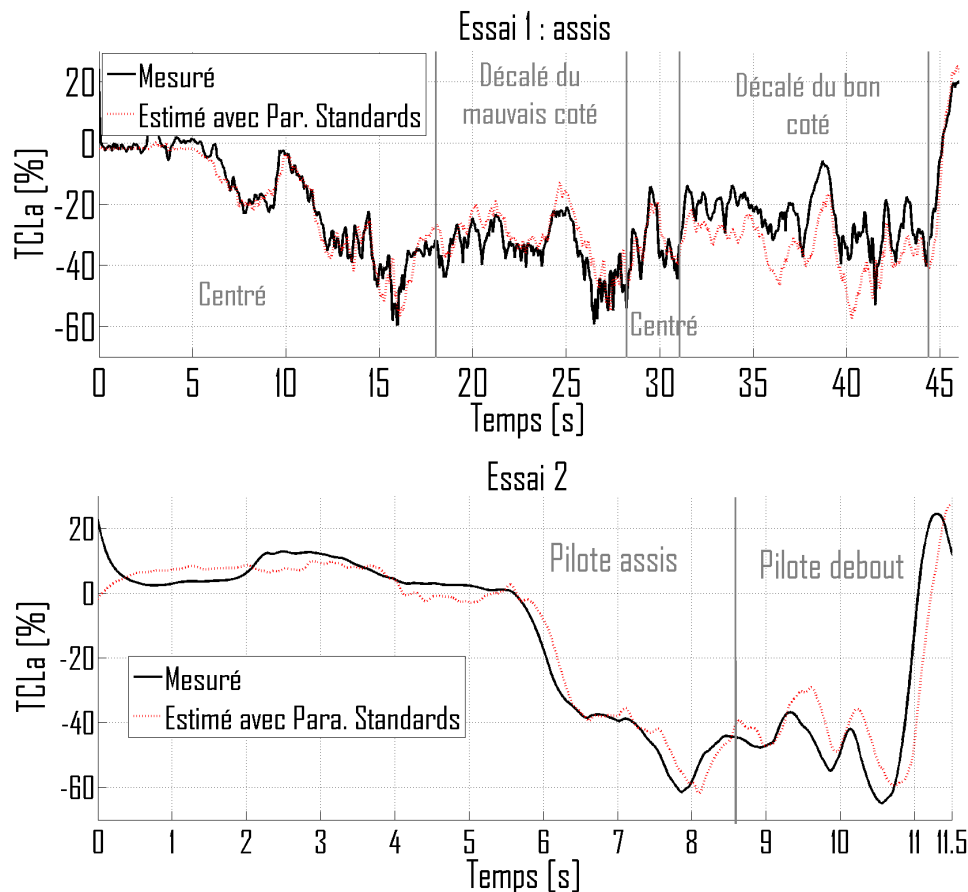


FIGURE 4.8 – Comparaison du TCLa mesuré et estimé sans adaptation en temps-réel des paramètres du modèle de roulis

Que cela soit pour l'essai 1 ou 2, le TCLa estimé n'est plus correct dès que le pilote prend une position éloignée de la position standard (assis et centré). En effet, le TCLa est sous-estimé lorsque le pilote est décalé sur le côté extérieur au virage et à l'inverse il est sur-estimé dans le cas où le pilote se déhanche du bon côté. Les sur- et sous-estimations ne sont pas très importantes (de l'ordre de 5 à 10%) à cause du poids élevé du véhicule par rapport à celui du pilote (voir discussion à la section 4.2.3.2).

Par la suite, l'estimation du TCLa a été réalisée avec l'adaptation en temps-réel des paramètres  $c_1$ ,  $c_2$  et  $h_r$  en fonction de la position mesurée par les capteurs de pression installés dans les cale-pieds (voir section 2.2.3). Les ensembles de paramètres utilisés pour un pilote de 80kg sont :

- Pilote assis centré :  $c_1 = 0.49$ ,  $c_2 = 0.51$  et  $h_r = 1.14$
- Pilote assis décalé à gauche :  $c_1 = 0.47$ ,  $c_2 = 0.53$  et  $h_r = 1.14$
- Pilote assis décalé à droite :  $c_1 = 0.54$ ,  $c_2 = 0.46$  et  $h_r = 1.14$
- Pilote debout :  $c_1 = 0.49$ ,  $c_2 = 0.51$  et  $h_r = 1.2$

Ces ensembles de paramètres ont été identifiés par la mesure du TCLa pour chacune des positions considérées du pilote en étant à l'arrêt et sur sol plat. En effet, l'accélération latérale est nulle (i.e.  $A_y^{Or} = 0$ ) dans ces conditions, ce qui permet grâce au système (2.10) d'en déduire la position du centre de gravité sur le plan latéral :

$$c_1 = \frac{TCLa + 1}{2}c \quad (4.4)$$

$$c_2 = c - c_1$$

L'identification de  $h_r$  a été aussi réalisée empiriquement, car cette distance ne correspond pas à une distance mesurée sur le véhicule mais à un paramètre qui est couplé à la valeur de la rigidité de la suspension  $K_r$ . Leur identification expérimentale est présentée à l'annexe C.

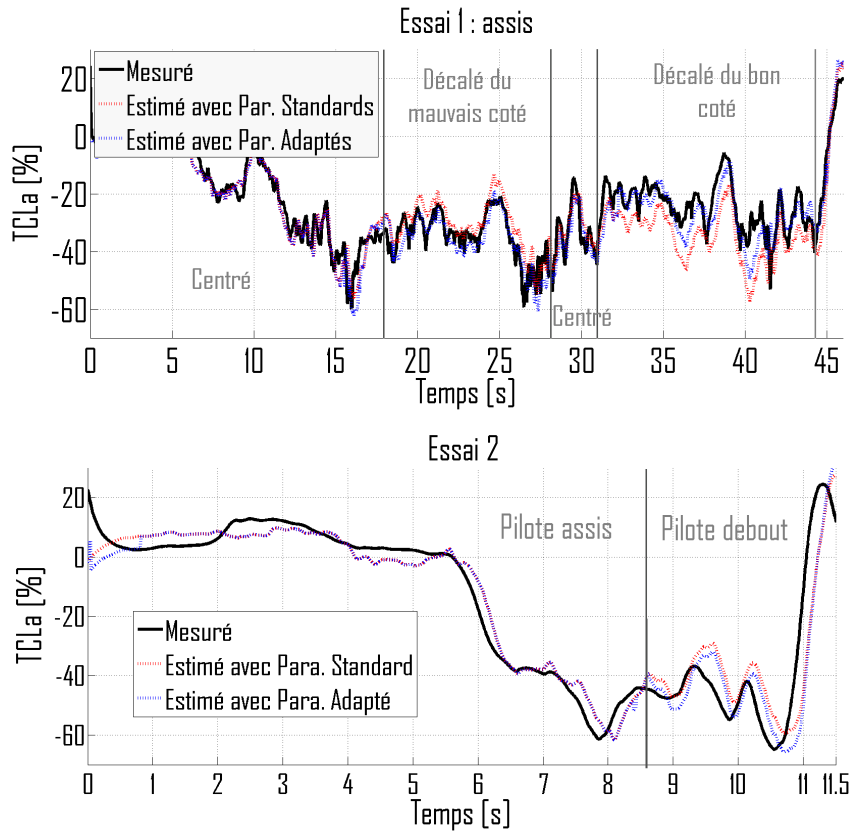


FIGURE 4.9 – Comparaison du TCLa mesuré, estimé avec et estimé sans adaptation en temps-réel des paramètres du modèle de roulis

La Figure 4.9 permet de comparer le TCLa mesuré (en noir) à ceux qui ont été estimés avec ou sans prise en compte de la position du pilote (respectivement en bleu et rouge).

Nous pouvons remarquer que le TCLa estimé avec l'adaptation en temps-réel des paramètres du véhicule en fonction de la position du pilote est plus proche du TCLa réel que ne l'est le TCLa estimé avec les paramètres fixes. Ainsi, la prise en compte de la position du pilote à partir des capteurs de pression installés dans les cale-pieds permet d'obtenir une meilleure estimation du TCLa.

Par ailleurs, la Figure 4.10 représente les variations du transfert de charge du pilote ( $TCP$ ) et du poids total appliqué sur les cale-pieds ( $P_{tot}$ ) respectivement lors des essais 1 et 2. Cette figure permet de confirmer le choix de seuils élevés ( $|TCP| > 80\%$  et  $P_{tot} > 0.8m_p$ ) pour la détection des positions latérale et verticale du pilote. En effet, le pilote se retient avec le pied extérieur lors d'un virage en position assise centrée, ce qui premièrement crée un  $TCP$  élevé ( $|TCP| > 70\%$ ) et deuxièmement un sur-poids fictif ( $P_{tot} > 40kg$ ) dû à la force exercée par la jambe sur le repose-pied.

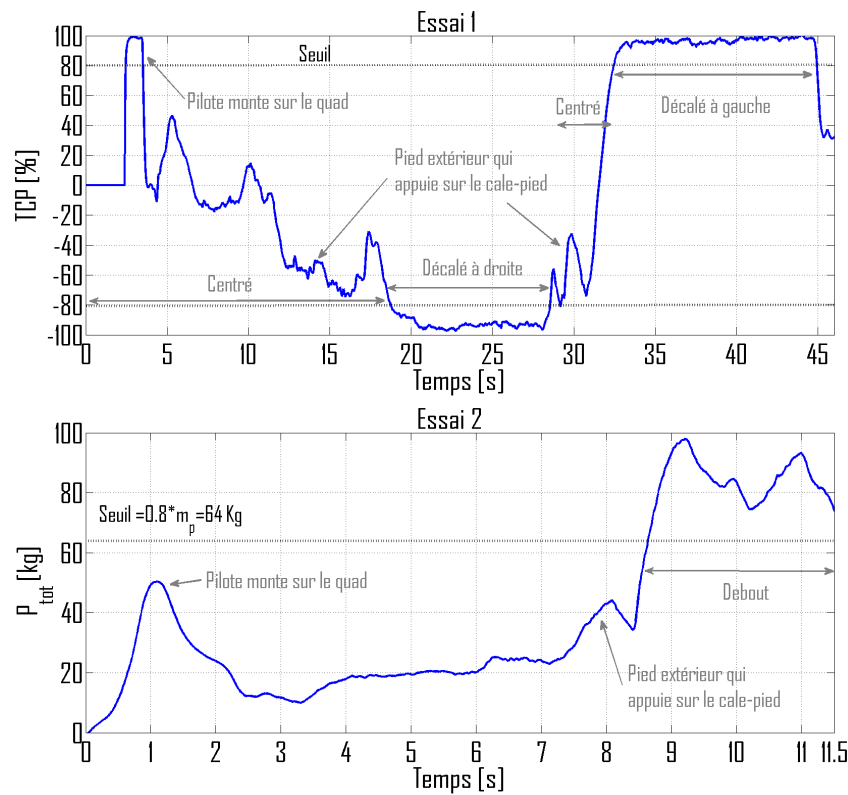


FIGURE 4.10 – Mesures des forces appliquées sur les cale-pieds :  $TCP$  et  $P_{tot}$

#### 4.2.4 De l'estimation à l'anticipation du risque

En premier lieu, différents résultats expérimentaux ont permis de valider la capacité des modèles (2.10) et (2.15) à estimer précisément le TCLa et le TCLo à partir uniquement de la mesure des accélérations latérale et longitudinale. De plus, il a été démontré que ces estimations sont représentatives de la réalité à la condition qu'une des deux dynamiques (latérale ou longitudinale) soit négligeable par rapport à l'autre. Cependant, ce découplage imposé des dynamiques n'est pas gênant, puisque les renversements latéral et longitudinal ne peuvent avoir lieu en même temps.

Par la suite, l'approche proposée en section 2.2.3 afin de prendre en compte le dépla-

gement du pilote sur les axes latéral et vertical du véhicule a été validée à partir d'essais en grandeur réelle. En effet, la mesure des forces appliquées sur les cale-pieds permet d'obtenir une bonne estimation de la position du pilote et par conséquent d'adapter en temps-réel les paramètres du véhicule, ce qui permet au final d'estimer plus précisément le TCLa quelle que soit la position du pilote.

Finalement, dans le cadre de la prévention du risque de renversement latéral, il est préférable d'anticiper les situations à risque du fait que le temps nécessaire à la mise en place d'une telle situation peut être de l'ordre de la seconde, notamment lors des changements de direction brusques à haute vitesse. Dans ces situations, le pilote ne peut réagir à temps car son temps de réaction est du même ordre de grandeur. C'est pourquoi la prédiction du TCLa est nécessaire afin de pouvoir envisager des actions anticipatives. En revanche la prédiction du TCLo n'est pas primordiale pour empêcher le renversement longitudinal comme nous le verrons lors de la section 4.4, qui présente le développement du système de sécurité actif.

Ainsi, la prochaine section propose un algorithme prédictif qui permet de prédire l'accélération latérale du véhicule, et par conséquent le TCLa au vu de sa définition (2.10), afin de prévenir le pilote des risques de renversement latéral.

### 4.3 Anticipation du risque de renversement latéral

L'objectif général de cette section est de mettre en avant l'intérêt des algorithmes d'observation développés dans le chapitre précédent afin d'aller plus loin dans la prévention des risques de renversement latéral. En effet, ces algorithmes donnent accès à l'ensemble des paramètres du modèle bicyclette (présenté lors du chapitre 2), ce qui permet d'explicitier l'évolution de l'accélération latérale au cours d'un virage quelles qu'aient été les variations des conditions d'adhérence et du relief du terrain. Ainsi, sa prédiction est possible en injectant dans ce modèle bicyclette une extrapolation des commandes du conducteur. Finalement, le remplacement de l'accélération latérale mesurée par sa valeur prédite au moyen du modèle de roulis (2.10) (présenté lors du chapitre 2) donne accès à une anticipation du TCLa et nous permet d'envisager le développement d'un système de sécurité actif pour la prévention de ce risque. Plus précisément, la méthodologie employée pour la prédiction du TCLa est détaillée dans la partie suivante.

#### 4.3.1 Méthodologie

Dans l'optique de prévenir les risques de renversement latéral, l'évolution du TCLa est prédite sur un horizon  $H$  afin d'anticiper les dépassements éventuels d'un seuil critique. Pour rappel, ce seuil est classiquement fixé à 80% afin de garder une marge de sécurité suffisante, même s'il pourrait prendre toute autre valeur arbitraire.

Concrètement, au vu du modèle de roulis (2.10), la prédiction du TCLa (notée  $TCLa^f$ ) impose de prédire l'accélération latérale  $A_y^{Or}$  et donc, au vu de (2.59), l'ensemble des variables suivantes : l'angle de dérive global  $\beta$ , la vitesse de lacet  $\dot{\theta}$  et la vitesse linéaire arrière du véhicule  $u_r$ . A contrario, les conditions d'adhérence ( $C_f$  et  $C_r$ ) et le relief du terrain ( $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ ) sont considérés comme constant sur l'horizon de prédiction, car il n'est pas possible de les anticiper avec notre système de perception. Cette hypothèse n'est pas aberrante tant que l'horizon de prédiction reste petit. Avec cette hypothèse, la méthode utilisée pour prédire le TCLa est détaillée par le schéma bloc présenté sur la Figure 4.11.

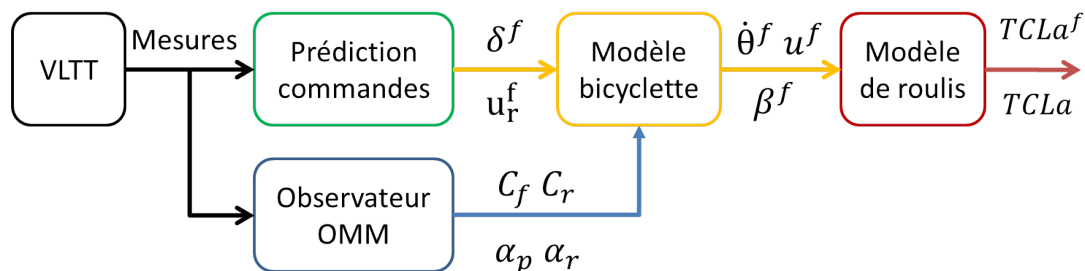


FIGURE 4.11 – Principe général de prédiction du risque de renversement latéral

Les différentes étapes menant à l'évaluation en temps-réel du  $TCLa^f$  (instant présent noté  $t_0$ ) sont détaillées ci-après :

- Les commandes du véhicule sont extrapolées sur l'horizon de prédiction  $H$  à partir des valeurs mesurées et de leurs dérivés calculées à l'instant  $t_0$ , dans le cas où les valeurs prédites tendent à augmenter le risque de renversement. Dans le cas

contraire, elles sont gardées constantes sur l'horizon de prédiction. Plus précisément, leurs évolutions sont décrites par les fonctions suivantes :

$$\begin{aligned}
 u_r(t_{i+1}) &= \begin{cases} u_r(t_i) + \dot{u}_r(t_0) \cdot dt, & \text{si } u_r(t_0) \text{ et } \dot{u}_r(t_0) \text{ sont de même signe} \\ u_r(t_0) & \text{sinon} \end{cases} \\
 \delta(t_{i+1}) &= \begin{cases} \delta(t_i) + \dot{\delta}(t_0) \cdot dt, & \text{si } \delta(t_0) \text{ et } \dot{\delta}(t_0) \text{ sont de même signe} \\ \delta(t_0) & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.5)
 \end{aligned}$$

avec  $0 < i < n$  et  $t_0 < .. < t_i < t_{i+1} < .. < t_0 + H$

- L'observateur OMM permet d'estimer les rigidités de dérive ( $C_f$  et  $C_r$ ) et le relief du terrain ( $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ ) afin que le modèle bicyclette représente l'état dynamique actuel du véhicule dans un contexte tout-terrain.
- Grâce aux deux premières étapes, le modèle dynamique de lacet (2.56) peut être intégré afin d'estimer l'évolution des deux dernières variables qui rentrent dans le modèle (2.59) de l'accélération latérale et qui n'ont pas été encore prédites, soit  $\dot{\theta}(t_{i+1})$  et  $\beta(t_{i+1})$  ( $t_0 < t_{i+1} < t_0 + H$ ).
- La dernière étape consiste donc à intégrer le modèle de roulis (2.10) et (2.59) à partir des évolutions prédites des différentes variables composant l'accélération latérale  $A_y^{Or}$  calculées à l'étape précédente. Ainsi, nous avons accès à l'évolution du  $TCLa^f$  sur l'horizon de prédiction  $H$ .

Concernant le choix de l'horizon de prédiction  $H$ , celui-ci a été fixé dans notre cadre expérimental à une valeur de 1s, car cela correspond au temps de réaction moyen d'un être humain. En effet, une prédiction sur un horizon plus grand n'est pas envisageable puisque nous n'avons pas connaissance à l'avance des intentions du pilote. Même si cela est techniquement possible, la prédiction réalisée aurait alors tendance à largement sur-anticiper le risque de renversement, ce qui impliquerait un déclenchement intempestif du système de sécurité. Il est évident que l'objectif visé n'est pas de limiter les capacités du véhicule, mais au contraire de fournir à son utilisateur un moyen d'aide à la conduite qui se doit d'être le plus précis possible.

## 4.3.2 Pertinence de l'algorithme de prédiction du TCLa

### 4.3.2.1 Présentation de l'essai expérimental

Afin de valider l'algorithme de prédiction du TCLa, un essai avec une trajectoire similaire à celle qui avait été présentée dans le chapitre précédent est utilisé. Pour rappel, cet essai, pour lequel la trajectoire est à nouveau affichée sur la Figure 4.12, a été réalisé avec le quad Massey Ferguson sur différents types de surface et avec la présence d'une pente de  $20^\circ$  sur une partie de la trajectoire. La vitesse du véhicule est comprise entre  $4 \text{ m s}^{-1}$  et  $6 \text{ m s}^{-1}$ .

Cet essai est intéressant car d'une part il regroupe deux situations classiques où le risque de renversement est important :

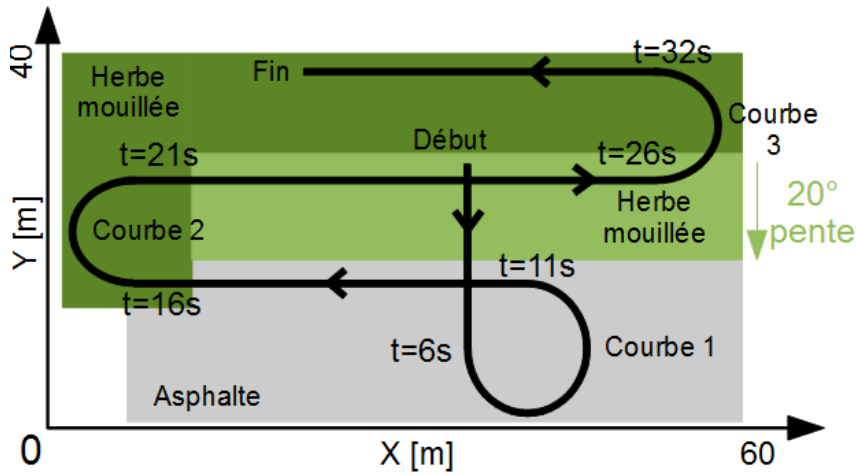


FIGURE 4.12 – Trajectoire suivie par le quad Massey Ferguson lors de l’essai

- Courbe 1 : Virage brusque à vitesse élevée sur un sol adhérent,
- Courbe 3 : Virage dans une forte pente où le véhicule monte pour négocier le virage.

et d’autre part, une des situations typiques où le risque est faible :

- Courbe 2 : Accélération forte dans une courbe sur un sol glissant avec un véhicule à propulsion.

En effet, dans ce dernier cas, si le pilote accélère fortement, l’adhérence des roues arrière sature rapidement sur l’axe longitudinal et leur capacité à transmettre un effort latéral diminue drastiquement. Par conséquent, cette perte d’adhérence de l’essieu arrière rend le véhicule sur-vireur et oblige le pilote à contrebraquer afin de ne pas partir en tête-à-queue. Du point de vue des mesures, cela se traduit par une accélération latérale plus faible pour une même vitesse de lacet que ce que l’on aurait mesuré sur un véhicule sous-vireur. C’est pourquoi le risque de renversement est plus faible dans cette situation.

Sur la Figure 4.13, on peut observer que le véhicule est bien sur-vireur lors du second virage car les vitesses de lacet entre le premier (5 à 10s) et le deuxième virage (15 à 20s) sont similaires mais avec une accélération latérale qui a diminué de 30%. Cela peut être confirmé par le fait que le conducteur accélère et contrebraque durant le deuxième virage respectivement à partir de 18s (détecté par le capteur sur la gâchette des gaz) et 18.6s. Enfin, le critère de stabilité de lacet définissant le comportement du véhicule (sous/sur-vireur) a été représenté sur la Figure 4.13 (en bas à droite) par l’intermédiaire de la variable  $Stab_L$  pour des raisons de simplification. L’évolution de  $Stab_L$  dépend du critère de stabilité  $\xi_1$  (voir section 2.4.4) et est définie comme suit :

- $Stab_L = -1$ , si  $\xi_1 > 0$  : comportement sous-vireur,
- $Stab_L = 0$ , si  $\xi_1 < 0$  et  $u_{mesure} < u_{crit}$  : comportement sur-vireur, sans pour autant que le véhicule soit en situation de tête-à-queue,
- $Stab_L = 1$ , si  $\xi_1 < 0$  et  $u_{mesure} > u_{crit}$  : comportement sur-vireur et détection d’un tête-à-queue.



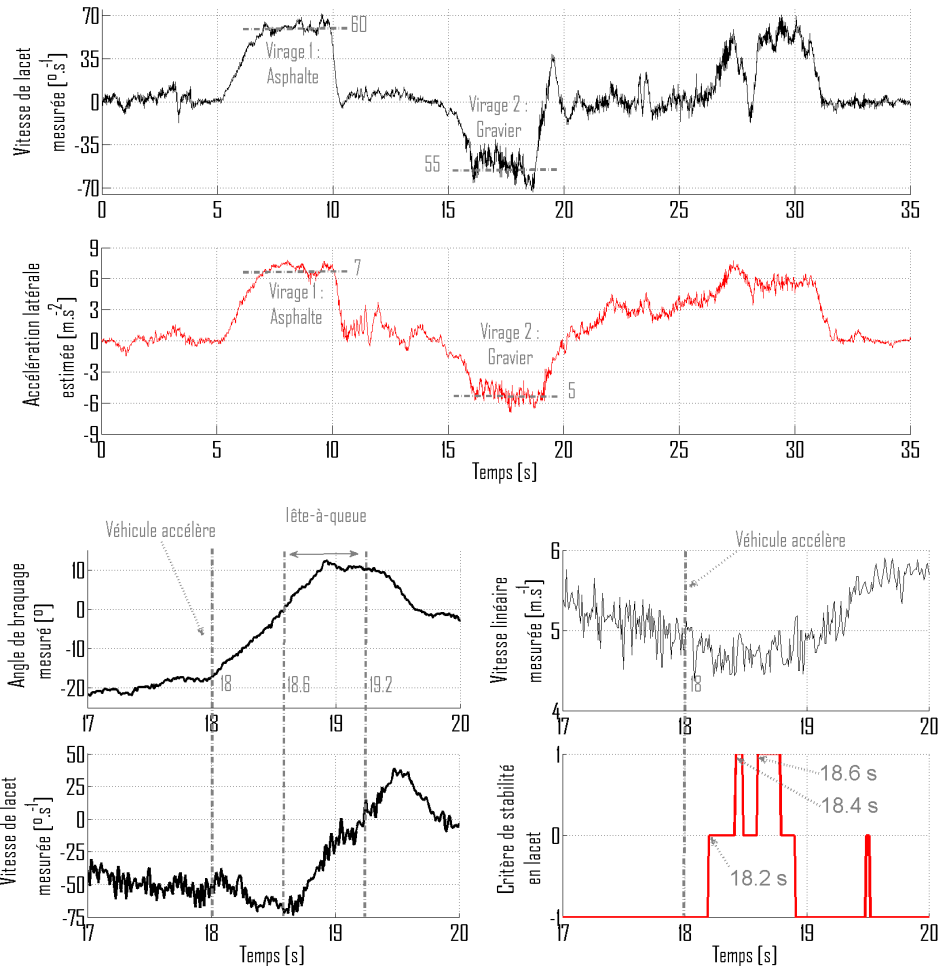


FIGURE 4.13 – Comparaison de la vitesse de lacet et de l'accélération latérale estimée lors de l'essai

Avec cette variable, le changement de comportement de sous- à sur-vireur à partir de 18.2s et la détection du tête-à-queue à partir de 18.4s sont bien visibles sur la Figure 4.13. Le bref passage de  $Stab_L$  à 0 après la détection du tête-à-queue s'explique simplement par le fait que le véhicule se trouve à la frontière de la zone stable.

#### 4.3.2.2 Résultats obtenus

La Figure 4.14 représente les résultats obtenus lors de cet essai avec les courbes en bleu et noir qui montrent respectivement le TCLa prédit ( $TCLa^f$ ) et celui qui a été mesuré grâce aux capteurs dynamométriques.

Tout d'abord, le TCLa prédit anticipe correctement le transfert de charge mesuré à l'entrée des courbes où le risque de renversement est le plus important et notamment lors des virages 1 (6 à 10 s) et 3 (15 à 21 s) où le TCLa approche la valeur critique de 100%. Le dépassement du seuil d'avertissement (80%) est respectivement anticipé de 0.5s, 1s et 0.5s pour les virages 1, 2 et 3. Ce temps est plus court dans le cas du premier et du dernier virage car le transfert de charge a augmenté très rapidement. En effet, le conducteur a braqué soudainement, ce qui est imprévisible, la trajectoire désirée par le conducteur ne peut être connue en avance. C'est aussi pour cette raison que le seuil d'avertissement a été défini à 80%. Cela permet de garder une marge de sécurité temporelle afin d'avertir

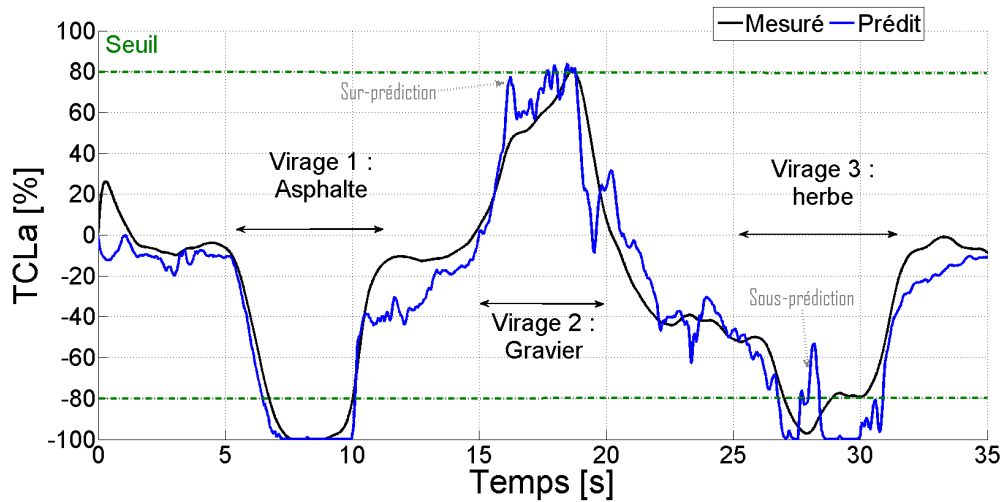


FIGURE 4.14 – Transfert de charge latéral prédit lors de l’essai

le conducteur, mais aussi d’agir sur les commandes du véhicule. Le développement d’un tel système fait justement l’objet de la section 4.4.

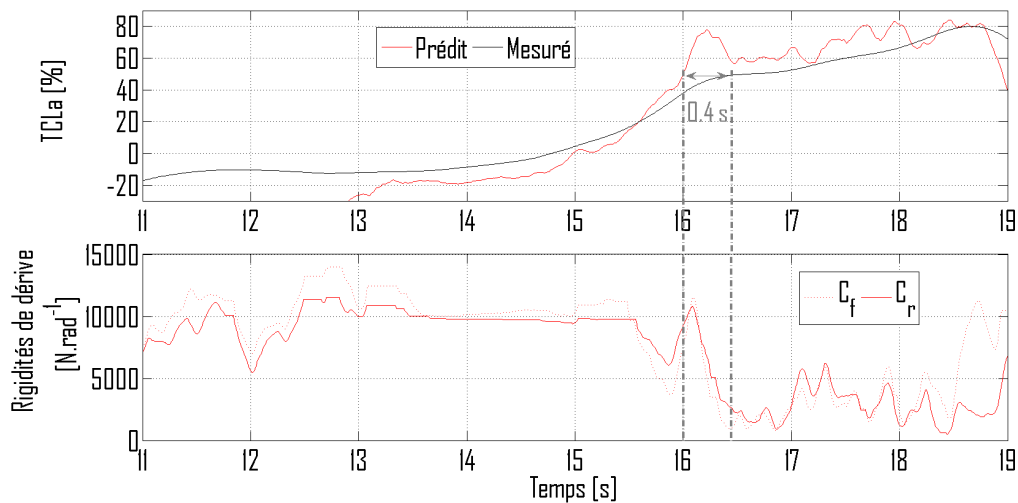


FIGURE 4.15 – Évolution du  $TCLa^f$  et des rigidités de dérive pendant le second virage

Cependant, une légère sur-estimation du TCLa prédit peut être remarquée aux environs de 16.2s. Elle s’explique comme suit : le conducteur tourne brusquement sur un sol peu adhérent, ce qui entraîne une saturation quasi-instantanée des pneumatiques. Comme notre modèle de contact roue/sol est un modèle linéaire, l’observateur OMM estime, comme il est attendu, une chute des rigidités de dérive afin de prendre en compte la non-linéarité du pneumatique : voir Figure 4.15. Cette estimation n’est cependant pas immédiate car l’observateur requiert un temps de convergence qui est au plus de 0.3s : voir section 3.6.3.3. En ajoutant le retard introduit par la dynamique de roulis, cela explique que l’erreur dure environ 0.4s. Ce type d’erreur est difficilement évitable puisqu’une variation brutale des commandes du véhicule n’est pas prévisible, il n’est pas possible de connaître à l’avance le comportement du conducteur. Toutefois, cette situation n’est pas réellement dommageable à la prévention du risque de renversement, étant donné que le TCLa prédit tend à être sur-estimé et non le contraire.

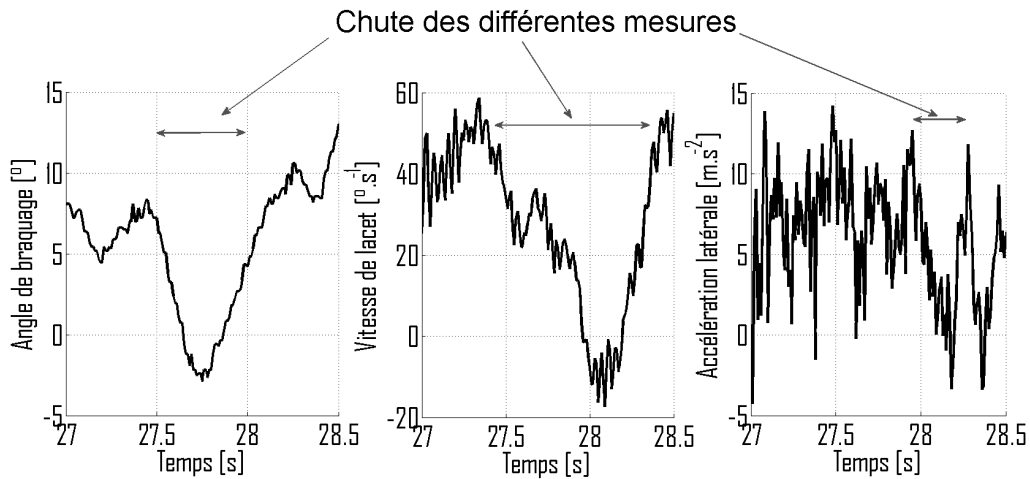


FIGURE 4.16 – Évolution de l’angle de braquage, de la vitesse de lacet et de l’accélération latérale lors du dernier virage

Enfin, la différence observée entre les TCLa prédit et mesuré autour de 28s n’est pas due à une erreur de prédiction. En effet, nous constatons sur la Figure 4.16 qu’à cet instant le conducteur ramène transitoirement l’angle de braquage à zéro. Par conséquent, les mesures de la vitesse de lacet et de l’accélération latérale utilisées par l’algorithme de prédiction du TCLa chutent brusquement, et donc il est logique que le  $TCLa^f$  soit ramené à 50 % comme le montre la Figure 4.14. Logiquement, le TCLa mesuré qui fait office de référence devrait présenter le même profil. Ce n’est pas le cas car cet instant correspond à la portion de virage où le véhicule passe de la zone très inclinée à la zone plane, voir Figure 4.17 (et c’est pour négocier ce changement de pente que le conducteur a agi ainsi sur le braquage), et au vu des dimensions du véhicule par rapport au rayon de brisure du relief, le débattement de la suspension n’est pas suffisant pour assurer le maintien du contact entre la roue avant gauche et le sol. Par conséquent, la mesure de l’effort normal



FIGURE 4.17 – Mise en évidence du soulèvement de la roue avant gauche lors du passage de la ligne de brisure

sur cette roue est nulle ce qui implique la mesure par les capteurs dynamométriques d’un TCLa proche de 100 %, et ce bien que le véhicule ne soit pas en réalité en situation de renversement, puisqu’il n’est pas soumis à une forte accélération latérale. Au final, la chute

du  $TCLa^f$  à  $t = 28$  s alors que le TCLa mesuré reste élevé ne correspond pas à une non détection d'un risque avéré de renversement, mais est due à une mesure erronée du TCLa du fait qu'une roue ne touchait plus le sol dans une situation non dangereuse.

La prochaine section consiste à étudier l'influence de l'observateur sur la prédiction du TCLa afin de mettre en évidence l'importance d'estimer correctement la dynamique latérale du véhicule, si le risque de renversement doit être anticipé avec précision en milieu tout-terrain.

### 4.3.3 Influence de l'observateur sur le risque de renversement

Dans le chapitre précédent, différents points avaient été mis en avant afin d'estimer avec précision la dynamique latérale d'un véhicule en milieu tout-terrain. Il s'agissait dans un premier temps de la prise en compte de l'inclinaison du véhicule et du changement de comportement de celui-ci lors de conduites agressives. Dans un second temps, la loi d'adaptation des rigidités de dérive a été modifiée afin d'estimer correctement de larges variations de celles-ci. Ainsi, l'objectif est ici de montrer l'impact de ces différents points sur la prédiction du transfert de charge latéral.

#### 4.3.3.1 Prise en compte de l'inclinaison du véhicule

La Figure 4.18 représente l'évolution du TCLa prédit avec et sans prise en compte de l'inclinaison du véhicule avec les données enregistrées lors de l'expérimentation présentée précédemment (voir section 4.3.2.1). Pour cela, l'essai a été rejoué en post-traitement en imposant  $\alpha_r = \alpha_p = 0$  dans l'algorithme de l'observateur. Les courbes en bleu et rouge correspondent respectivement au TCLa prédit avec et sans estimation des inclinaisons du véhicule, alors que la courbe en noir représente toujours le TCLa mesuré par les capteurs dynamométriques.

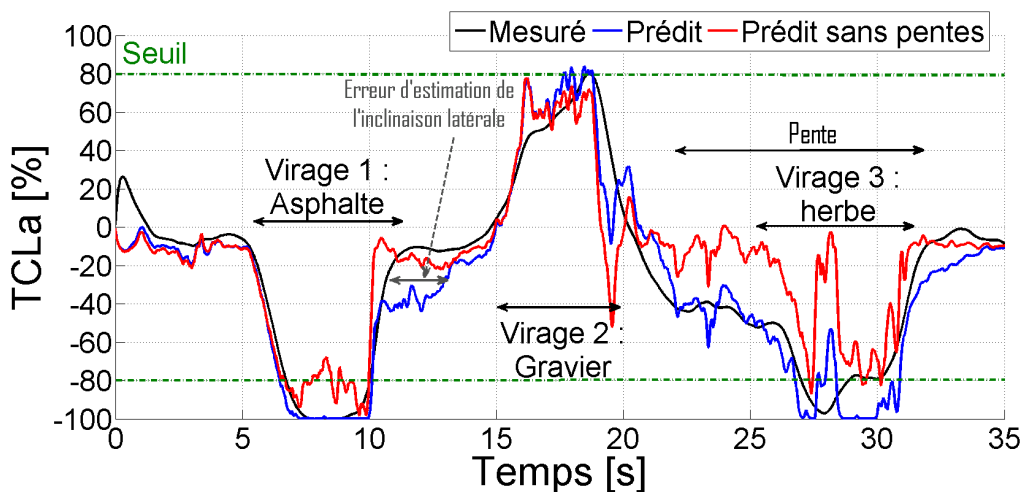


FIGURE 4.18 – Transfert de charge latéral prédit avec et sans prise en compte de l'inclinaison du véhicule

Comme attendu, le TCLa prédit avec  $\alpha_r = \alpha_p = 0$  (courbe rouge) est faux en présence d'une pente latérale, soit de 22s à 31s. En revanche, il est également faux lors des zones

planes et notamment lors du premier virage, soit de 5 s à 11 s. Cette observation permet de confirmer ce qui avait été dit en section 3.5.2.3 en ce qui concerne le recalage du modèle bicyclette grâce à l'estimation des inclinaisons de tangage et de roulis. En effet, puisque la courbe bleue ne se superpose pas sur la rouge, c'est qu'une inclinaison  $\alpha_r$  non nulle a été estimée, et ce bien que le sol soit plat. Les estimations de l'angle de dérive global ( $\beta$ ) et des inclinaisons ( $\alpha_p$  et  $\alpha_r$ ) ne correspondent donc pas forcément exactement à leur valeur réelle, mais le modèle bicyclette reste ainsi représentatif de la dynamique latérale, ce qui permet de prédire correctement l'accélération latérale et par conséquent de prédire avec précision le TCLa, comme on peut le voir sur la Figure 4.18.

Toutefois, une légère erreur peut être remarquée à la fin du virage 1 sur l'asphalte entre 10.46 et 23.7 s, puisque le TCLa prédit sans la pente est correct, alors que celui prédit avec la pente sur-estime légèrement le mesuré. Cette erreur est due aux méthodes d'estimation de la pente et de la mesure virtuelle de l'angle de dérive global (voir sections 3.5.2.3 et 3.5.1 respectivement), qui reposent tous les deux sur les mêmes équations : les modèles des accélérations latérale et longitudinale. Ainsi, pour rappel (voir section 3.5.2.3), les gains pour l'estimation de la pente sont réglés de telle sorte que la vitesse de convergence soit plus lente que celle de l'angle de dérive global, afin d'expliquer en priorité les accélérations latérale et longitudinale par une variation de l'angle de dérive global, qui a un impact bien plus important sur le risque de renversement latéral. Ce réglage implique un léger retard dans l'estimation de la pente latérale et donc la sur-prédiction constatée du TCLa. Cependant, ce type d'erreur n'est pas dommageable, puisqu'il apparaît uniquement après un virage, moment où le risque de renversement est inexistant.

#### 4.3.3.2 Prise en compte du sur/sous-virage

L'objectif de cette section est de mettre en avant l'importance de prendre en compte les deux types de comportement du véhicule (sous/sur-virage) afin de prédire correctement le TCLa, comme cela avait été démontré expérimentalement pour l'estimation de la dynamique de lacet lors du chapitre précédent. En effet, le changement de comportement est dû à une différence d'adhérence entre les essieux avant et arrière ( $C_f \neq C_r$ ), ce qui influe sur la valeur de l'angle de dérive global et donc sur celle de l'accélération latérale au centre de roulis instantané (voir modélisation de  $A_y^{Or}$  : équation (2.59)). Par conséquent, la prédiction du TCLa est largement impactée puisqu'elle repose sur la prédiction de l'accélération, cf (2.10).

Pour cela, toujours à partir des données de l'essai présenté sur la Figure 4.12, le TCLa a été prédit en post-traitement avec deux observateurs de type OBS ( $C_f = C_r = C_e$ ). Ces observateurs ont été paramétrés pour représenter un véhicule soit sous-vireur (UST-O), soit sur-vireur (OST-O). Les résultats sont affichés sur la Figure 4.19.

Nous pouvons observer que sur l'ensemble de la trajectoire, quand le TCLa prédit avec l'observateur UST-O est correct, l'autre est clairement faux et inversement. C'est pour cette raison qu'un simple observateur de type OBS ne peut être utilisé afin d'anticiper correctement le risque de renversement. Afin d'y remédier, une première solution a été proposée à travers le système d'observation DOBS (voir section 3.4). Cette solution est

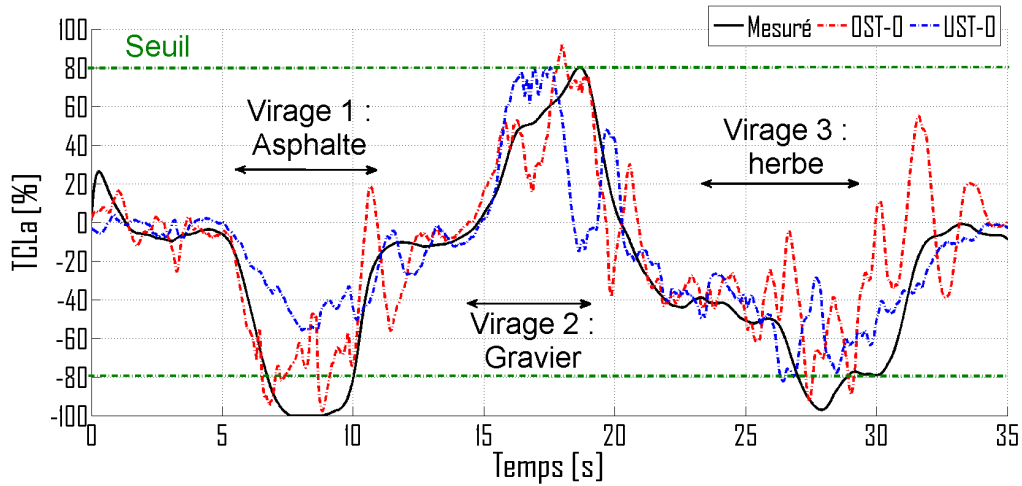


FIGURE 4.19 – Transfert de charge latéral prédit avec des observateurs sous- ou sur-vireur relativement efficace, puisque le TCLa prédit avec ce système d’observation anticipe relativement bien les dépassements du seuil de sécurité, comme le montre son évolution sur la Figure 4.20 (courbe rouge).

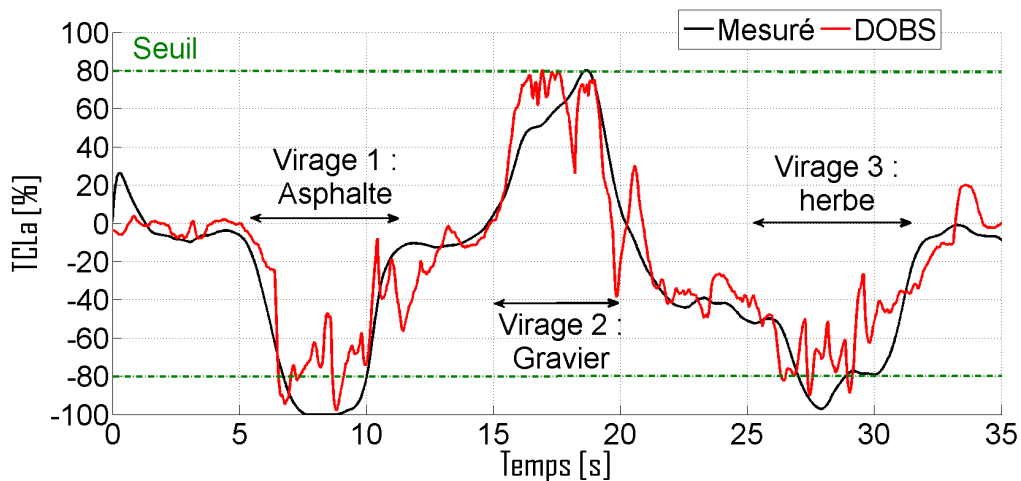


FIGURE 4.20 – Transfert de charge latéral prédit avec un système d’observation DOBS

Cependant, l’évolution du TCLa prédit avec l’observateur DOBS est souvent fautive durant les virages, car l’hypothèse d’une rigidité de dérive globale ne peut permettre une estimation précise de la dynamique latérale (voir section 3.6.3 pour plus de détails). Ainsi, même si le risque de renversement peut être détecté avec ce système d’observation, les performances obtenues en estimant séparément les rigidités sont naturellement bien meilleures, comme cela a pu être vérifié sur la Figure 4.14.

#### 4.3.3.3 Loi d’adaptation des rigidités de dérive

Au chapitre précédent, il a été mis en avant l’importance du type de loi utilisée pour l’adaptation des conditions d’adhérence afin d’estimer correctement la dynamique latérale du véhicule (voir sections 3.6.1.2 et 3.6.3.3). Puisque la prédiction du TCLa est dépendante de ces estimations, différents résultats sont présentés afin de confirmer les développements

proposés. Ces résultats sont basés sur l'expérimentation réelle qui a déjà été présentée sur la Figure 4.12.

En premier lieu, le TCLa a été prédit avec un observateur OMM où l'estimation des rigidités de dérive a été réalisée par une loi de convergence exponentielle (nommée M0, voir équation (3.18)). C'est-à-dire que lors de la seconde étape (voir section 3.5.2), l'estimation des rigidités de dérive est directement réalisée par le calcul d'un vecteur de commande  $u_1$  composé des rigidités de dérive ( $u_1 = [C_f \ C_r]^T$ ) et non des efforts latéraux. L'évolution du TCLa prédit avec cette loi (nommée M0) est affichée sur la Figure 4.21 en rouge. A titre de comparaison, le TCLa prédit avec l'observateur OMM final (avec la loi nommée M2) est de nouveau tracé en bleu sur cette figure (voir Figure 4.14).

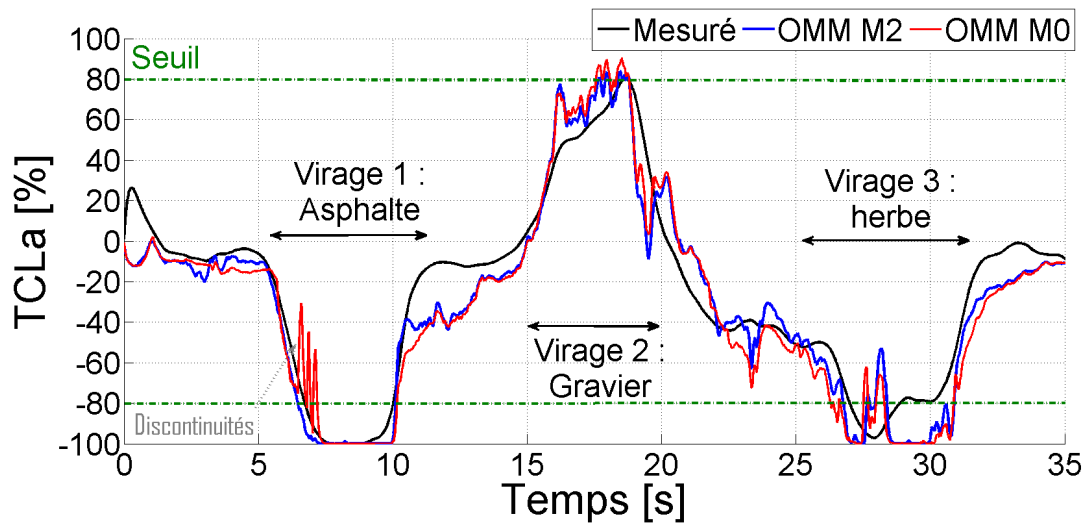


FIGURE 4.21 – Influence de loi d'estimation des rigidités de dérive sur la prédiction du TCLa

De même que pour l'estimation de la dynamique de lacet, la non-utilisation d'une descente de gradient pour l'estimation des rigidités de dérive peut avoir une influence néfaste sur la prédiction du TCLa. En effet, les discontinuités provoquées par le gel de l'observateur pendant la ligne droite ont fortement perturbé l'évolution du TCLa prédit puisqu'il n'anticipe pas le risque de renversement autour de 7s. Lors des deux autres virages, les gels de l'observateur n'impactent pas la prédiction du TCLa (les courbes sont superposées) car d'une part les rigidités de dérive étaient bien estimées à l'entrée du virage, ce qui n'était pas le cas sur le 1<sup>er</sup> virage car le véhicule n'avait alors évolué qu'en ligne droite. Et d'autre part, le conducteur tourne sur des terrains avec des conditions d'adhérence similaires (gravier et herbe) lors des deux derniers virages. De ce fait, lors de la reprise de l'observateur, les rigidités de dérive sont moins éloignées de leurs valeurs réelles.

Ce premier résultat met en évidence l'intérêt d'estimer les rigidités de dérive avec une loi à descente de gradient, puisque la prédiction du TCLa est plus précise avec celle-ci. Cependant, cette loi a été légèrement modifiée afin d'améliorer la convergence de l'observateur lorsque le véhicule tourne sur un sol adhérent. Afin de confirmer l'intérêt de la loi (3.35), nommée M2, par rapport à la loi (3.13), nommée M1, les TCLa prédits avec les lois M1 et M2 sont respectivement tracés en rouge et bleu sur la Figure 4.22. Les

mêmes gains ( $R_f = R_r = 100$ ) ont été utilisés dans les 2 cas.

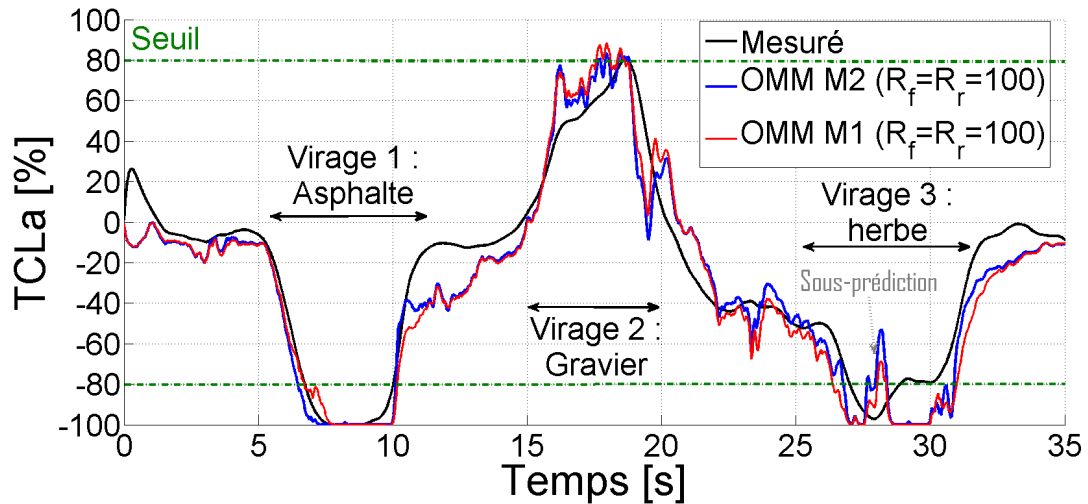


FIGURE 4.22 – Intérêt de la loi de convergence  $M2$  pour l'estimation des rigidités de dérive du point de vue de la prédiction du TCLa.

Nous pouvons remarquer que le choix de la loi  $M1$  ou  $M2$  a peu d'influence sur la prédiction du TCLa lorsque le véhicule avance sur un sol peu adhérent (virage sur gravier et herbe). En revanche, l'utilisation de la loi  $M1$  ne permet pas d'anticiper le risque de renversement lors du virage sur asphalte. Comme cela avait été expliqué dans le chapitre précédent, la loi  $M1$  ne converge pas assez rapidement dans ces conditions, ce qui implique une sous-estimation des rigidités de dérive et donc une mauvaise prédiction de la dynamique latérale. Afin que le TCLa prédit avec la loi  $M1$  soit correct lors du virage sur asphalte, les gains de convergence  $R_f$  et  $R_r$  pour l'adaptation des rigidités de dérive doivent être supérieures à 5000, comme le montre la Figure 4.23.

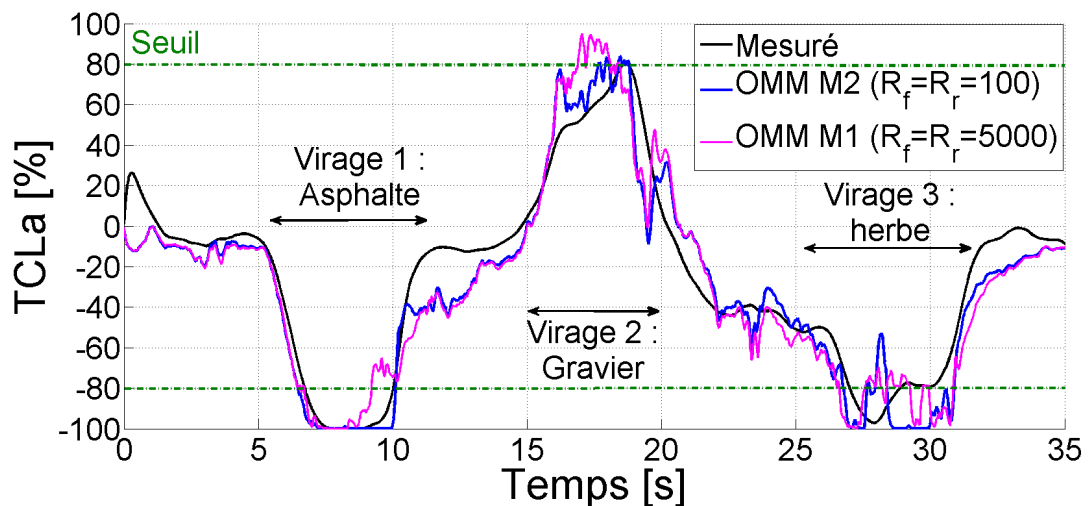


FIGURE 4.23 – TCLa prédits en utilisant la loi d'adaptation des rigidités de dérive  $M1$  avec des gains de convergence différents.

Cependant, même si un gain aussi élevé n'introduit pas de divergence de l'observateur lors de cet essai, la prédiction du TCLa est fautive à plusieurs reprises lors des différents virages comme nous pouvons le voir sur la Figure 4.23 (du fait que les gains sont élevés,



le TCLa a tendance à osciller). C'est pourquoi l'utilisation d'une loi de type  $M2$  est très intéressante, puisqu'elle permet d'obtenir une anticipation précise du TCLa sans avoir besoin de régler les gains  $R_f$  et  $R_r$  en fonction des conditions d'adhérence.

#### 4.3.4 De l'anticipation à la prévention des risques

Cette section a permis de mettre en évidence la pertinence du critère de stabilité latérale qui repose sur la prédiction du TCLa. En effet, les différentes expérimentations réelles ont montré que le TCLa prédit franchit toujours avec une avance correcte le seuil de sécurité avant que le TCLa réel ne le fasse. Cette performance repose avant tout dans la capacité de l'observateur OMM à estimer précisément la dynamique latérale du véhicule indépendamment des spécificités liées à une évolution en milieu tout-terrain : variation des conditions d'adhérence et du relief. En effet, il a été démontré que l'estimation de l'inclinaison du véhicule, l'estimation séparée des conditions d'adhérence et la méthode par laquelle celles-ci sont estimées sont des points cruciaux afin d'obtenir des estimations représentatives de la dynamique réelle du véhicule et donc du TCLa.

Même si l'avance disponible pour la détection du risque de renversement latéral peut paraître faible (au maximum 1 s) pour les raisons décrites à la section 4.3.1, ce temps peut tout de même être mis à profit afin de générer des actions visant à réduire le risque de renversement. Ainsi, il est possible dans un premier temps d'avertir le pilote par différents moyens qui restent à déterminer en fonction de leur efficacité : signaux visuels, sonores, Interface-Homme-Machine, etc. Cependant, quand le risque de renversement est critique, il serait nécessaire d'envisager le développement d'une rétroaction sur les commandes du véhicule en s'inspirant par exemple des systèmes de sécurité présentés dans le chapitre d'introduction pour les motocyclettes (coupure des gaz, voir section 1.7.3). C'est dans cette optique que la section suivante est consacrée à la création d'un dispositif de sécurité actif afin d'améliorer la stabilité des véhicules évoluant en milieu naturel.

## 4.4 Système de sécurité actif dédié aux VLTT

Puisque l'estimation du TCLo et la prédiction du TCLa permettent de détecter avec précision les risques de renversement, l'objectif de cette section est de proposer un système de sécurité actif, qui basé sur ces données, permet d'un côté de prévenir efficacement le pilote d'un risque de renversement, et d'un autre côté de le limiter quand le danger est imminent. Afin de réunir au mieux ces deux objectifs (prévention et limitation), le choix du système de sécurité s'est porté sur la conception d'un retour haptique sur la gâchette des gaz. La suite de cette section a donc pour objectif de présenter d'une part les différentes motivations justifiant ce choix de rétroaction et d'autre part le système physique installé sur le quad MF400H (voir annexe A).

### 4.4.1 Rétroaction par retour haptique sur la gâchette des gaz

#### 4.4.1.1 Motivations

Pour les mêmes raisons que celles mentionnées lors du développement du système permettant d'anticiper ce risque, le coût du système de sécurité doit rester contenu, ce qui limite les solutions techniques envisageables. En effet, comme évoqué en introduction (voir section 1.7), les différentes techniques utilisées par l'industrie automobile sont des solutions inadaptées, puisqu'elles sont d'une part difficilement installables sur ce type de véhicule pour des raisons d'encombrement, et d'autre part le coût de tels systèmes est excessif pour les VLTT.

Pour ces raisons, la solution la plus viable est la conception d'un système qui agit sur les commandes du véhicule (angle de braquage, freins et gâchette des gaz). Toutefois, une rétroaction sur l'angle de braquage n'est pas envisageable même si une diminution de celui-ci réduirait considérablement le risque de renversement. La première raison est que les VLTT sont rarement équipés d'une direction assistée (uniquement quelques modèles haut de gamme), ce qui implique d'une part des frais supplémentaires en équipement coûteux, et d'autre part son installation sur ce type de véhicules est mécaniquement complexe. La deuxième raison est qu'il n'est pas rare que le pilote doive tourner brusquement afin d'éviter un obstacle, et ce type de rétroaction lui enlèverait alors la contrôlabilité du véhicule.

Ainsi, l'unique rétroaction possible est d'agir sur la vitesse du véhicule afin de réduire le risque de renversement lorsque celui-ci devient critique. Les deux solutions envisageables sont d'agir soit sur les freins, soit sur la commande des gaz. La première solution ne peut être viable que pour les VLTT haut de gamme, car une rétroaction sur les freins implique la mise en place d'un système hydraulique en parallèle (actionneurs, pompes hydrauliques, etc.) qui est assez coûteux. C'est pourquoi la solution retenue est le développement d'un système de rétroaction sur la commande des gaz. Une diminution ou une coupure des gaz permet de réduire la vitesse d'un VLTT car ces véhicules sont pour la plupart motorisés avec un mono-cylindre. Ce type de motorisation a l'avantage de fournir un couple-moteur assez important, ce qui permet de ralentir le véhicule en cas de coupure des gaz.

Plusieurs solutions techniques sont envisageables pour le contrôle des gaz dont la plus efficace pour les véhicules récents serait d’agir directement sur la commande des injecteurs. Cependant, cette solution a été écartée car l’objectif de ce projet est la création d’un système pouvant être implémenté de façon simple sur tous les types de quad. Pour cette raison, la solution retenue a été la conception d’un retour haptique sur la gâchette des gaz où la force appliquée est fonction du risque de renversement, soit estimé (TCLa et TCLo) grâce aux modèles de roulis et de tangage (respectivement (2.10) et (2.15)), soit prédit (TCLa) avec l’utilisation du système d’observation OMM (section 3.5). Cette solution, présentée en section 4.4.1.2, a l’avantage d’être industriellement peu coûteuse et facile à installer.

En plus de pouvoir limiter le risque de renversement comme nous le verrons à travers la présentation d’expérimentations, cette solution permet aussi d’informer efficacement le pilote du risque actuel et donc de lui laisser la possibilité d’agir rapidement afin de ne pas se renverser. En effet, il est possible avec ce type de solution de contrôler l’intensité du retour d’effort appliqué et de ne pas simplement imposer le ralentissement du véhicule par un retour de la gâchette que l’on ne ferait qu’en dernier recours, en cas de renversement imminent. Ainsi, le principe est de générer une dureté dans la gâchette des gaz, qui soit progressive en fonction de la marge de stabilité restante. Cette dureté est ressentie en permanence par le conducteur ce qui permet de l’informer continuellement du risque de renversement. De plus, si cette dureté est trop élevée, elle devient vite gênante et invite fortement le conducteur à ralentir comme cela a pu être remarqué lors des expérimentations réelles.

Par rapport à un système d’avertissement classique, basé sur des signaux visuels ou sonores, ce type de rétroaction permet d’une part de laisser la capacité au pilote de ne pas suivre l’indication, et d’autre part l’information qu’il perçoit lui paraît plus naturelle, nuancée et sa compréhension est quasi-immédiate. En effet, dans le cas d’un avertissement sonore, il est toujours difficile de l’entendre à cause du bruit du moteur et du port du casque, et un niveau sonore suffisamment élevé serait dérangerant pour le pilote et l’entourage. Dans le cas d’un avertissement lumineux, le conducteur peut ne pas être attentif aux signaux visuels, car il regarde avant tout sa trajectoire. De ce fait et dans les deux cas, le temps de compréhension de l’information n’est pas constant et peut être facilement supérieur au temps nécessaire pour se renverser (environ 1 s). De plus, il est difficile de fournir avec ce type d’avertissement des nuances sur le risque de renversement qui soient rapidement compréhensibles par le pilote. Pour ces raisons, la conception d’une rétroaction par un retour d’effort sur la gâchette des gaz, qui est à la frontière entre l’avertissement et la rétroaction, a été privilégiée dans nos travaux.

#### **4.4.1.2 Présentation d’un prototype du système de rétroaction**

La conception de ce système, représentée sur la Figure 4.24, est détaillée en annexe D. La création du retour d’effort est réalisée grâce à un moto-réducteur électrique, car d’une part cette technologie est peu coûteuse et d’autre part l’asservissement du couple est facilement réalisable. En effet, le couple d’un moteur à courant continu peut être commandé en

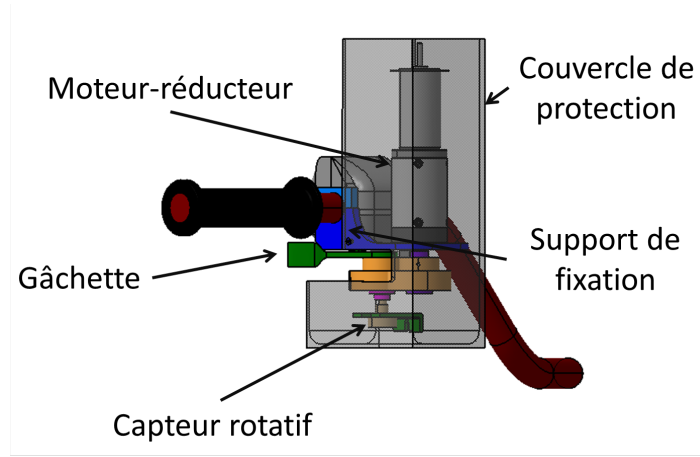


FIGURE 4.24 – Système de retour d'effort sur la gâchette des gaz

tension. Plus précisément, l'équation électrique régissant ce type de moteur est :

$$U = R \cdot I + L \cdot \frac{d \cdot I}{dt} + E \quad (4.6)$$

avec  $U$  la tension appliquée sur le circuit d'induit,  $I$  le courant circulant dans ce circuit,  $R$  et  $L$  respectivement la résistance et l'inductance de ce circuit. Enfin  $E$  et  $\Gamma$  sont respectivement la force électro-motrice induite et le couple induit qui s'expriment comme :

$$\begin{aligned} E &= K \cdot \Omega \\ \Gamma &= K \cdot I \end{aligned} \quad (4.7)$$

où  $K$  est la constante de couple du moteur.

Toutefois, le pilote oppose toujours une force résistante qui bloque la rotation du rotor, ce qui implique une force électromotrice  $E$  nulle. Le modèle du moteur est alors similaire à un système du premier ordre avec une constante de temps  $\tau = L \cdot R^{-1}$  :

$$\begin{aligned} U &= R \cdot I + L \cdot \frac{d \cdot I}{dt} \\ \Gamma &= K \cdot I \end{aligned} \quad (4.8)$$

D'après les données constructeur du moteur choisi, disponibles en annexe D, cette constante de temps est égale à 1 ms. De ce fait, notre moteur est toujours en régime permanent puisque la commande est actualisée toutes les 10 ms. Le modèle analytique du moteur devient finalement :

$$\begin{aligned} U &= R \cdot I = K_2 \cdot \Gamma \\ \text{avec } K_2 &= R/K \end{aligned} \quad (4.9)$$

D'après (4.9), le couple du moteur est directement proportionnel à la tension appliquée à ses bornes, ce qui nous évite le développement d'un asservissement en courant, complexe et difficile à réaliser. Un simple asservissement en tension est ici réalisé grâce à un interrupteur (transistor de puissance MOFSET) commandé en PWM (Pulse Width

Modulation) par un micro-contrôleur. Avec une fréquence de commande fixée à 10 kHz, le moteur ne voit que l'harmonique fondamentale qui correspond à la tension moyenne. De cette manière, le contrôle de la tension et donc de la force générée au niveau de la gâchette peut être réalisé via le rapport cyclique de la PWM, puisqu'il spécifie la tension moyenne appliquée aux bornes du moteur. Ainsi, l'enjeu est d'asservir l'effort résistant en fonction du risque et/ou de son anticipation, objet de la prochaine section.

## 4.4.2 Système de contrôle du retour d'effort

### 4.4.2.1 Principe général

Maintenant que le système de rétroaction a été défini, le système de sécurité peut être détaillé. Il est résumé par la Figure 4.25.

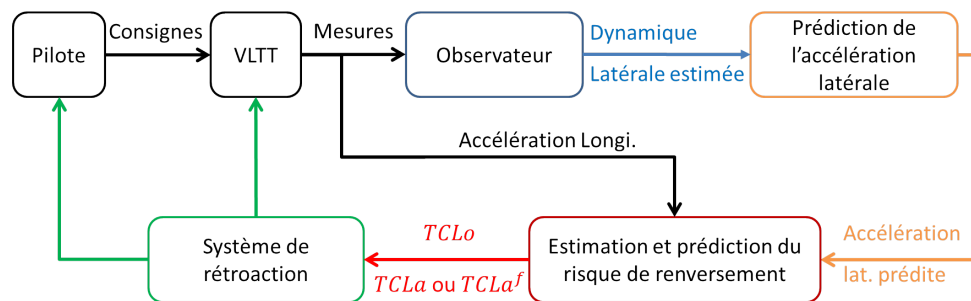


FIGURE 4.25 – Vue d'ensemble du système de sécurité actif

Ce système est composé de quatre étapes décrites ci-après :

- Le bloc "Observateur" est composé de l'observateur OMM (voir section 3.5) qui est associé au modèle de lacet (modèle (2.56)). Cette étape permet l'estimation de la dynamique latérale à partir des mesures fournies (i.e.  $\dot{\theta}$ ,  $\delta$ ,  $u_r$ ,  $A_x^{Or}$  et  $A_y^{Or}$ ) et ceci quels que soient les conditions d'adhérence et le relief du terrain.
- Le bloc "Prédiction de l'accélération latérale" utilise le modèle de lacet, dont les paramètres ont été estimés par l'étape précédente, et la prédiction des commandes du pilote ( $\delta$  et  $u_r$ ), afin de prédire l'accélération latérale.
- le bloc "Estimation et prédiction du risque de renversement" permet d'estimer et d'anticiper le TCLo et le TCLa, qui représentent respectivement les risques de renversement longitudinal et latéral. Pour cela, les modèles de tangage (modèle (2.15)) et de roulis (modèle (2.10)) sont respectivement utilisés avec la mesure de l'accélération longitudinale et la prédiction de l'accélération latérale.
- Le bloc "Système de rétroaction" est composé du système de retour haptique présenté précédemment. Il a pour mission de contrôler la force appliquée sur la gâchette des gaz en fonction du risque de renversement longitudinal ou latéral. La stratégie de commande du retour d'effort est présentée dans la section suivante.

#### 4.4.2.2 Stratégies de commande du retour d'effort

Le développement d'une loi de commande pour le retour d'effort à appliquer sur la gâchette des gaz en fonction du risque de renversement est complexe et nécessite une étude ergonomique. Ainsi, l'objectif est ici de proposer une première solution permettant d'étudier l'efficacité d'un tel système pour la prévention du risque de renversement. Cette solution, présentée sur la Figure 4.26, est composée de deux fonctions indépendantes qui déterminent les forces  $F_{Lat}$  et  $F_{Lon}$  à appliquer respectivement en fonction du risque de renversement latéral (estimé et prédit) et longitudinal (estimé). Ces deux fonctions sont décrites dans les paragraphes suivants.

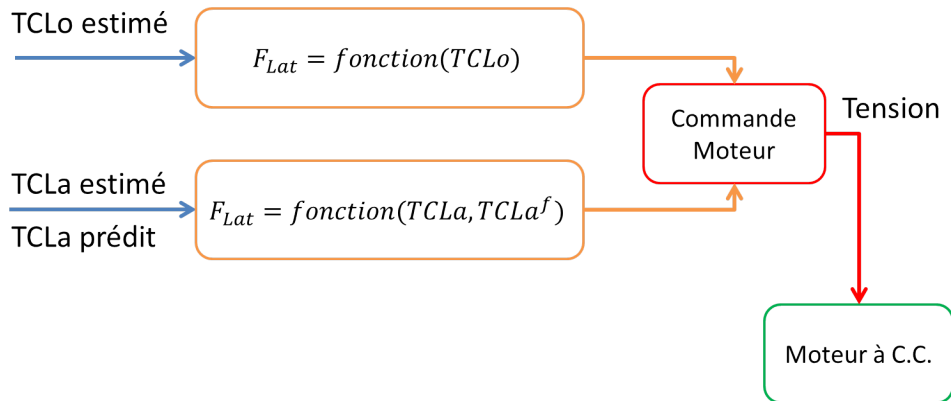


FIGURE 4.26 – Vue d'ensemble du système de sécurité actif

Comme il existe un couplage entre le TCLa et le TCLo (voir section 4.2.2), les forces  $F_{Lon}$  et  $F_{Lat}$  ne sont jamais significatives en même temps. Aussi,  $F_{Lon}$  (respectivement  $F_{Lat}$ ) est considérée comme nulle dès que la vitesse de lacet est supérieure (respectivement inférieure) à  $5^\circ \text{s}^{-1}$ . L'unique force de consigne significative est alors traduite en tension à appliquer au moteur électrique par le bloc "Commande moteur".

**Renversement latéral :** Le premier objectif est d'informer en temps-réel le pilote du risque de renversement latéral par une sensation de dureté dans la gâchette des gaz tant que le TCLa estimé ne dépasse pas une valeur critique  $TCLa_{crit}$ . Au-delà de cette valeur critique, le deuxième objectif du système de sécurité est d'imposer le retour de la gâchette des gaz afin de couper l'alimentation du moteur et par conséquent de réduire la vitesse du véhicule. Pour cela, la stratégie de retour d'effort retenue est constituée de deux composantes nommées  $F_e$  et  $F_p$  avec la force de commande  $F_{Lat}$  égale à :

$$F_{Lat} = \max(F_e, F_p) \quad (4.10)$$

L'évolution des forces  $F_e$  et  $F_p$ , qui sont fonction respectivement des TCLa estimé et prédit, est détaillée ci-après et illustrée sur la Figure 4.27 :

- Force d'avertissement  $F_e$  :
  - $TCLa \in [0 : TCLa_{inf}]$  : la valeur du TCLa estimé est faible. Cela implique que le pilote évolue en ligne droite. Un retour d'effort dans la gâchette n'est donc

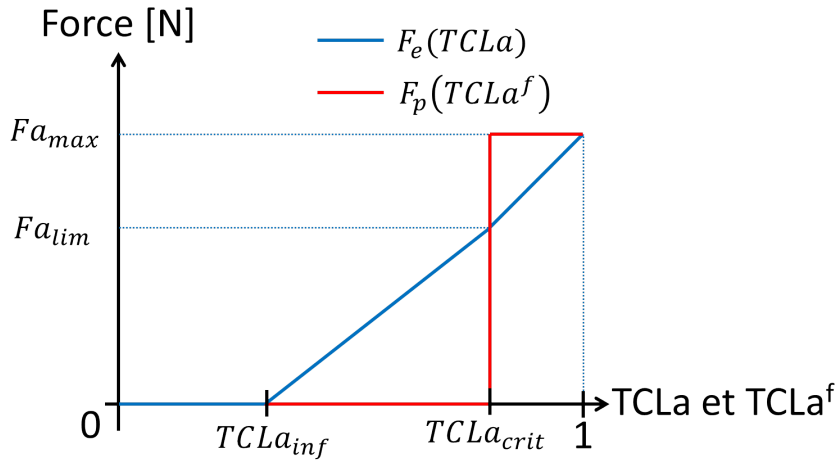


FIGURE 4.27 – Évolution des forces  $F_e$  et  $F_p$  en fonction des TCLa estimé et prédit

pas nécessaire.

- $TCLa \in [TCLa_{inf} : TCLa_{crit}]$  : le risque de renversement augmentant, il est à présent nécessaire d'en informer le pilote grâce à une force  $F_e$  proportionnelle au TCLa estimé. Lorsque le TCLo atteint  $TCLo_{crit}$ , l'intensité de la force  $F_e$  est notée  $Fa_{lim}$ . De la sorte,  $F_e$  est suffisamment élevée pour que le pilote soit conscient de l'état de stabilité du VLTT, tout en lui laissant la contrôlabilité de la gâchette.
- $TCLa \in [TCLa_{crit} : 1]$  : le risque de renversement est trop important. Il est donc nécessaire d'empêcher au pilote la possibilité d'accélérer. La contre-force est alors réglée afin d'être au moins égale à celle du pilote. Lorsque le TCLo atteint la valeur de 1, l'intensité de la force  $F_e$  est notée  $Fa_{max}$ .

- Force de limitation  $F_p$  :

- $TCLa^f \in [0 : TCLa_{crit}]$  : la force est nulle puisqu'aucun risque de renversement n'est détecté. En effet, le TCLa prédit ne dépasse pas le seuil critique (i.e.  $TCLa_{crit}$ ).
- $TCLa^f \in [TCLa_{crit} : 1]$  : un risque est détecté car  $|TCLa^f| > |TCLa_{crit}|$ . Ainsi, la force  $Fa_{max}$  est appliquée. Son intensité est suffisamment élevée pour que le pilote ne puisse la contrer, le retour de la gâchette est ainsi imposé tant que le TCLa prédit n'est pas redescendu en-dessous du seuil critique.

**Renversement longitudinal :** A la différence de la prévention du risque de renversement latéral, la force générée  $F_{Lon}$  au niveau de la gâchette n'est fonction que du TCLo estimé puisque que nous n'avons pas accès à sa prédiction. En revanche, les objectifs sont toujours d'informer le pilote de la stabilité du véhicule tant que le TCLo reste en-dessous d'un seuil critique (i.e.  $TCLo_{crit}$ ) et de le limiter si ce seuil est dépassé. Ainsi, l'évolution de la force  $F_{Lon}$  appliquée à la gâchette en fonction du TCLo estimé est représentée sur la Figure 4.28.

L'évolution de  $F_{Lon}$  est divisée en trois parties en fonction du risque de renversement :

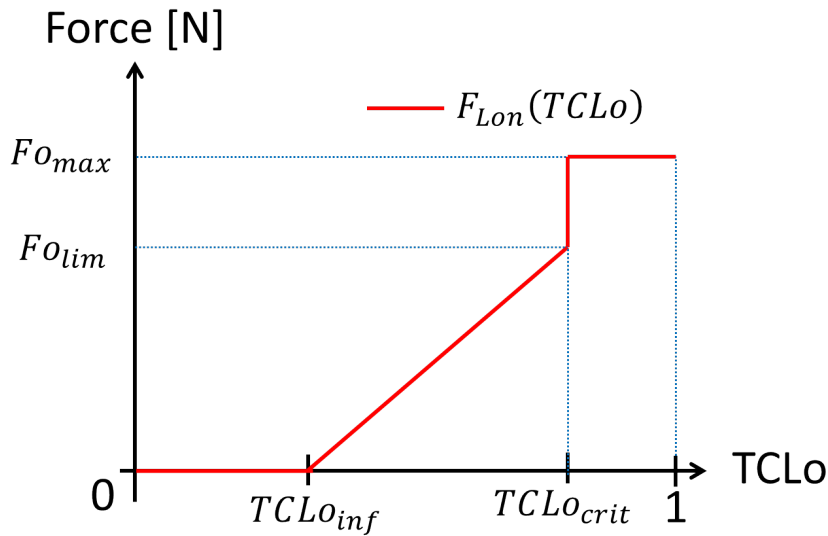


FIGURE 4.28 – Évolution de la force  $F_{Lon}$  en fonction du TCLo estimé

- $TCLo \in [0 : TCLo_{inf}]$  : la valeur du TCLo estimé est faible, donc il n'est pas nécessaire de générer un retour d'effort dans la gâchette.
- $TCLo \in [TCLo_{inf} : TCLo_{crit}]$  : la force  $F_{Lon}$  est proportionnelle au TCLo estimé, afin d'informer en temps-réel le conducteur sans pour autant l'empêcher d'accélérer. Lorsque le TCLo atteint  $TCLo_{crit}$ , l'intensité de la force  $F_{Lon}$  est notée  $F_{olim}$ .
- $TCLo \in [TCLo_{crit} : 1]$  : le risque de renversement est accru et il est nécessaire de couper la commande des gaz afin que la valeur du TCLo redescende en-dessous de  $TCLo_{crit}$ . Aussi, la force  $F_{omax}$  est appliquée afin d'y contraindre le pilote.

#### 4.4.2.3 Identification des paramètres de commande du moteur

Afin que les deux commandes développées précédemment soient ergonomiques, les différents paramètres définissant l'évolution des forces  $F_{Lon}$  et  $F_{Lat}$  ont été identifiés séparément pour les dynamiques latérale et longitudinale.

**Valeurs de  $TCLa_{inf}$  et  $TCLa_{crit}$  :** Comme une diminution de la vitesse n'implique pas une réduction immédiate du risque de renversement, une marge de sécurité doit être conservée, même si nos estimation et anticipation du TCLa sont précises et prennent en compte le possible déplacement latéral du pilote. En effet, en moins de 1 s, le conducteur peut avoir tourné le guidon et s'être mis dans une situation à risque. Cette durée est bien trop courte pour que le système ait le temps de diminuer suffisamment la vitesse du véhicule afin que le TCLa ne dépasse pas le seuil critique. C'est d'autant plus vrai que la rétroaction n'a pas lieu sur les freins mais sur la commande d'accélération. Ainsi, même si l'accélération est coupée le TCLa peut dépasser le seuil critique  $TCLa_{crit}$  à cause de l'inertie du véhicule ou du relief descendant.

Pour ces raisons, le seuil critique à partir duquel l'accélération du véhicule est coupée est fixé à 80 % (i.e.  $|TCLa_{crit}| = 0.8$ ) et non à 100 % puisqu'il n'est pas possible d'empêcher



le dépassement du seuil critique. Cette remarque met en évidence l'intérêt de prédire le TCLa, afin d'anticiper le dépassement du seuil critique et par conséquent de réduire le temps pendant lequel le TCLa est au-dessus de cette limite. En ce qui concerne la limite inférieure  $TCLa_{inf}$ , elle est fixée empiriquement à 20 %.

**Valeurs de  $TCLo_{inf}$  et  $TCLo_{crit}$  :** Même si une coupure des gaz entraîne la chute immédiate du TCLo, le seuil critique pour le renversement longitudinal est aussi fixé à 80 % (i.e.  $TCLo_{crit} = 0.8$ ) pour prendre une marge, étant donné que la position du pilote n'est pas prise en compte et que le risque n'est pas anticipé (pas de prédiction du TCLo). La limite inférieure  $TCLo_{inf}$  est aussi fixée empiriquement à 20 %.

**Valeurs de  $Fa_{max}$ ,  $Fo_{lim}$  et  $Fo_{max}$  :** Une première identification de ces paramètres a été réalisée à partir d'expérimentations réelles effectuées avec le quad MF400H qui est équipé du système présenté sur la Figure 4.24. Le principe de l'étude a été de déterminer la pénibilité ressentie par le conducteur pour contrôler la gâchette en fonction de la force appliquée. Les résultats de cette étude sont affichés sur la Figure 4.29.

Force appliquée	0-15 N	15-30 N	30-40 N	40-50N
Ressenti pilote	négligeable	La gâchette est facilement contrôlable	La gâchette peut uniquement être maintenue en position	Impossible de retenir la gâchette

FIGURE 4.29 – Sensation ressentie par le conducteur en fonction du retour d'effort

D'après ces résultats, les valeurs des forces  $Fa_{max}$ ,  $Fo_{max}$ ,  $Fa_{lim}$  et  $Fo_{lim}$  ont été choisies ainsi :

- $Fa_{max}=50$  N,
- $Fo_{max}=50$  N.
- $Fa_{lim}=30$  N.
- $Fo_{lim}=30$  N.

### 4.4.3 Validation expérimentale du système de sécurité actif

Des essais en grandeur réelle sont présentés afin d'étudier la capacité du système de rétroaction proposé à limiter l'évolution des transferts de charge (TCLo et TCLa) en cas de risque imminent. Lors de ces essais, l'effet progressif sur la dureté de la gâchette a été jugé positivement par le pilote : l'information quant à la marge de stabilité restante remontée par cette voie a été perçue comme rapidement compréhensible et efficace. Cependant, comme il est difficile de quantifier le ressenti du pilote, les essais ci-dessous évaluent uniquement l'intérêt de la seconde composante du système proposé, c'est-à-dire la limitation des transferts de charge par retour de la gâchette. En conséquence, la commande des efforts  $F_{Lon}$  et  $F_{Lat}$  a été modifiée de telle sorte qu'elle ne tienne compte que des seuils critiques ( $TCLo_{crit}$  et  $TCLa_{crit}$ ). La commande utilisée lors de ces essais est représentée par la Figure 4.30.

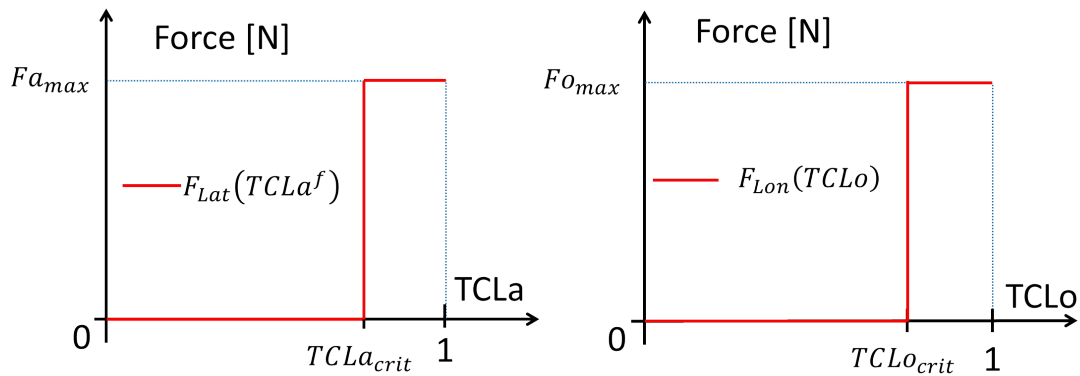


FIGURE 4.30 – Commande simplifiée des forces  $F_{Lat}$  et  $F_{Lon}$

Ces essais ont été réalisés avec le quad MF400H équipé du système de rétroaction par retour haptique sur la gâchette des gaz (voir Figure 4.24).

#### 4.4.3.1 Prévention du renversement latéral

L'essai, dont la trajectoire est représentée sur la Figure 4.31, a pour objectif de reproduire une situation avec un risque de renversement latéral. Pour cela, un conducteur prend un virage serré sur une phase d'accélération avec une vitesse maximale de  $5 \text{ ms}^{-1}$  atteinte au milieu du virage (à 10s).

Le système de sécurité a été activé puisque l'algorithme d'anticipation a prédit un TCLa supérieur au seuil critique ( $|TCLa_{crit}| = 0.8$ ) comme le montre la Figure 4.32, qui représente l'évolution des différentes variables impactant le TCLa.

Nous pouvons remarquer que le pilote a été obligé de relâcher la gâchette des gaz à partir du moment où la force  $F_{Lat}$  de 50 N a été appliquée, puisque la mesure de son angle d'enfoncement chute brutalement de  $30^\circ$  à  $0^\circ$  ( $80^\circ$  correspond à l'enfoncement maximal). Par conséquent, la vitesse linéaire du véhicule diminue rapidement grâce au frein moteur : elle est divisée par deux durant le virage (entre 10 et 13s). Cependant, cette diminution n'est pas immédiate à cause de l'inertie du véhicule, ce qui explique que le TCLa mesuré dépasse légèrement le seuil critique sur une période de 0.79s. C'est pourquoi, il est néces-

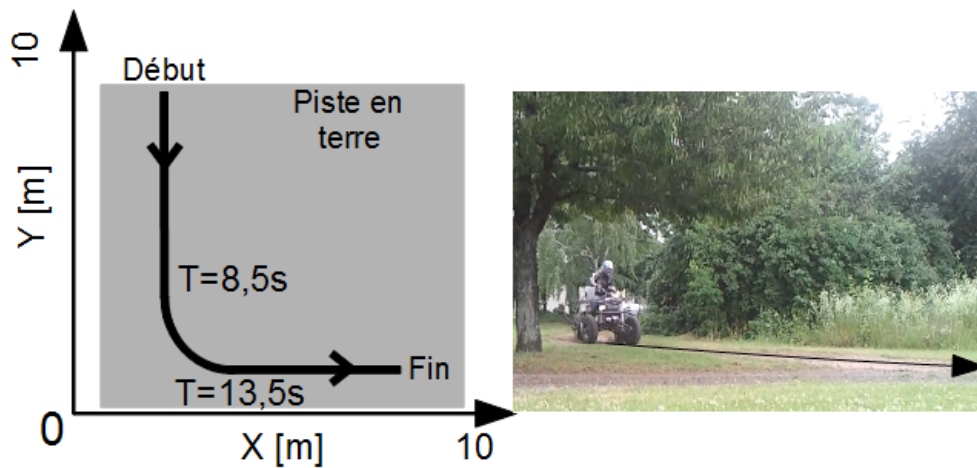


FIGURE 4.31 – Trajectoire suivie par le quad MF400H équipé du système de rétroaction

saire de garder une marge de 20% afin de contenir l'évolution du TCLa dans une zone de sécurité, qui garantisse un non-soulèvement des roues (i.e.  $80\% < TCLa < 100\%$ ). Par ailleurs, cette remarque permet aussi de confirmer l'intérêt de prédire le TCLa dans l'objectif de limiter les dépassements du seuil critique. En effet, si le TCLa estimé et non prédit avait été utilisé pour commander la force de rétroaction, celle-ci aurait été générée plus tardivement (au minimum de 0.5s), ce qui aurait augmenté le temps pendant lequel le véhicule est en situation à risque.

De plus, cette diminution de la vitesse linéaire implique une réduction des glissements latéraux des pneumatiques, ce qui se traduit par un pouvoir directeur plus important du train avant et par conséquent le véhicule tourne plus rapidement. De ce fait, le pilote est forcé de diminuer l'angle de braquage s'il veut conserver sa trajectoire initiale. Ce phénomène est observable sur l'essai présenté, puisque l'angle de braquage passe de  $10^\circ$  à  $5^\circ$  peu de temps après l'application du retour d'effort. Ainsi, l'efficacité du système de sécurité est renforcée indirectement par le comportement du conducteur, puisqu'il diminue l'autre commande responsable du risque de renversement latéral : l'angle de braquage.

Pour en revenir à l'essai présenté, si ce retour d'effort n'avait pas été appliqué, la vitesse linéaire du véhicule aurait augmenté, puisque le conducteur aurait gardé enfoncé la gâchette des gaz. Avec une vitesse de passage en courbe plus élevée, l'angle de braquage aurait été plus important afin de compenser l'augmentation des glissements latéraux, ce qui aurait eu pour conséquence directe un risque de renversement latéral accru. Une situation similaire a été réalisée sur le même virage mais en désactivant le système de sécurité. Les résultats de ce deuxième essai sont représentés sur la Figure 4.33.

Même si la comparaison est difficile, nous pouvons observer sur la Figure 4.33 que la vitesse d'entrée en courbe du véhicule est quasiment identique à celle de l'essai précédent ( $6\text{ m s}^{-1}$  au lieu de  $5\text{ m s}^{-1}$ ), mais cette vitesse est cette fois maintenue puisque le système de sécurité a été désactivé. Le pilote a été obligé d'augmenter l'angle de braquage de 50% pour la même trajectoire par rapport à l'essai précédent du fait que le véhicule est sous-vireur et que la vitesse n'a pas été réduite. Cette augmentation de l'angle de braquage et la vitesse élevée de passage en courbe impliquent évidemment un TCLa bien plus important.

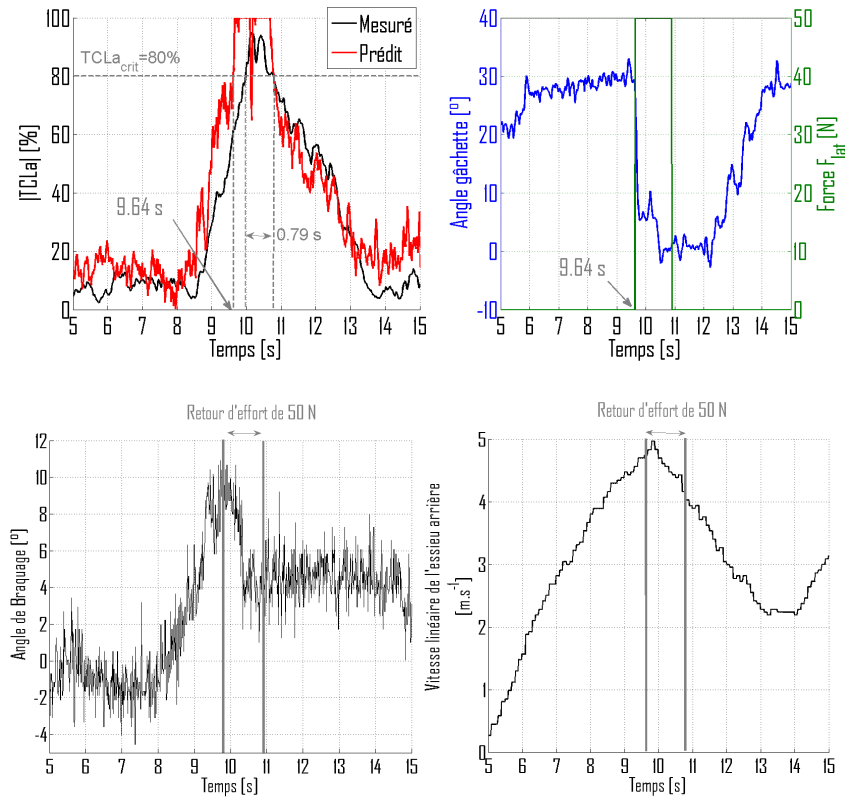


FIGURE 4.32 – Résultats obtenus avec le système de sécurité actif

D'ailleurs durant cet essai, la valeur du TCLA mesuré a approché à deux reprises le seuil critique de 100 %, qui correspond à un début de renversement du véhicule. Par conséquent, cet essai permet de confirmer l'intérêt d'un système de rétroaction sur la gâchette des gaz afin de limiter le risque de renversement, puisque pour le passage d'un même virage à une vitesse quasiment identique, le risque de renversement mesuré est significativement réduit quand le système de sécurité est activé.

#### 4.4.3.2 Prévention du renversement longitudinal

Le quad MF400H peut être amené à la limite du renversement latéral, comme cela a été présenté à la section 4.4.3.1. A contrario, il ne dispose pas d'un moteur assez puissant au vu de son poids pour réaliser des accélérations qui provoqueraient des transferts de masse importants. De plus, nous n'avons pas accès à des terrains avec des pentes suffisamment inclinées pour réaliser des essais aux limites de renversement. Cependant, des essais sur sol plat ont été réalisés avec un seuil critique  $TCLo_{crit}$  abaissé à 30 % afin de valider tout de même la capacité du système de rétroaction à limiter l'évolution du TCLo. Plus précisément, l'essai dont les résultats sont représentés sur la Figure 4.34 consistait à effectuer des successions d'accélération en ligne droite avec le système de sécurité activé.

Nous pouvons remarquer sur la Figure 4.34 que lorsque le TCLo estimé dépasse le seuil critique (i.e.  $TCLo_{crit} = 30\%$ ), il décroît extrêmement vite (en moins de 0.5s) à partir de l'instant où le système de sécurité est activé. Cependant, le TCLo estimé dépasse légèrement le seuil critique du fait que la valeur du TCLo n'est pas anticipée. De plus, le délai entre l'application du retour d'effort et l'arrêt du couple transmis aux roues arrière

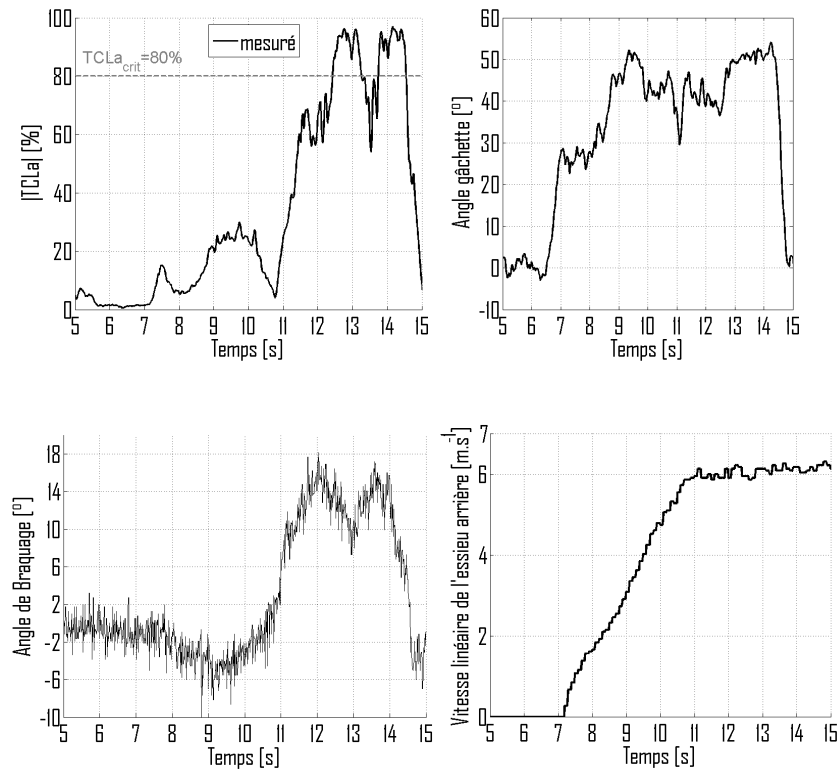


FIGURE 4.33 – Résultats obtenus avec le système de sécurité actif désactivé

n'est pas négligeable pour les raisons suivantes :

- le retour de la gâchette n'est pas instantané (quelques dixièmes de seconde en fonction de la force du pilote),
- le moteur et le système de transmission mécanique possèdent une latence dans le traitement de la consigne, notamment avec les véhicules équipés de carburateurs (latence à la fermeture des papillons).

C'est pour ces raisons qu'une marge de sécurité de 20 % (i.e.  $TCLo_{crit} = 80\%$  dans l'application pratique) doit être conservée, afin que le soulèvement des roues avant soit évité, d'autant plus que l'influence du pilote n'est pas prise en compte.

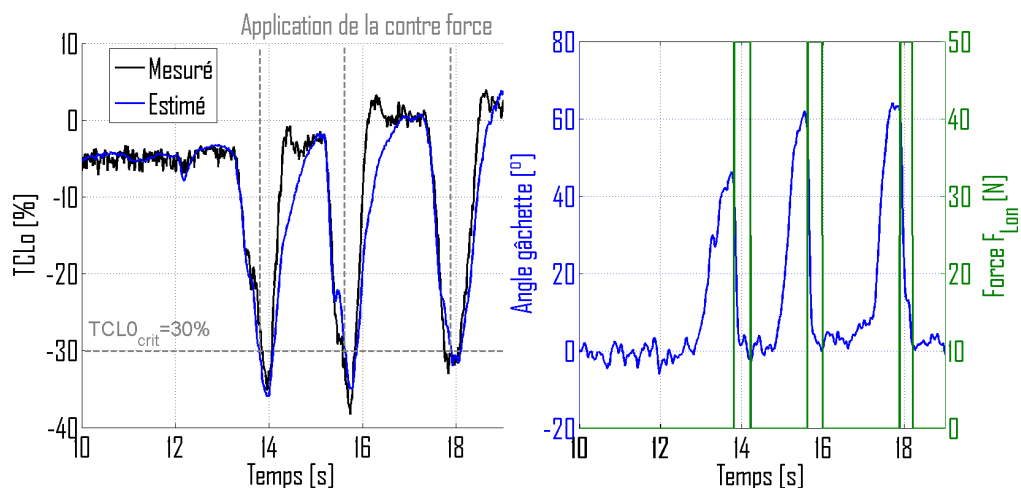


FIGURE 4.34 – Résultats du 2<sup>nd</sup> essai avec le système de sécurité actif

Comme pour la validation de la prévention du risque de renversement latéral, l'essai présenté doit être comparé avec un essai témoin. Pour cela, il suffit de se reporter à la Figure 4.4 représentant un essai similaire mais avec le système de sécurité désactivé. De ce fait, le pilote a pu accélérer librement, ce qui a permis au TCLo de dépasser les 40 % sur des durées supérieures à la seconde. Ainsi, la capacité du système de sécurité à limiter le transfert de charge longitudinal par la génération d'un retour d'effort dans la gâchette des gaz est validée.

#### 4.4.4 Conclusion

Dans cette section, un système pour la prévention des risques de renversement latéral et longitudinal a été présenté. Ce système est basé sur un retour haptique au niveau de la gâchette des gaz, ce qui permet soit de contrôler le couple transmis aux roues arrière (limitation du TCLo), soit de limiter la vitesse du véhicule (limitation du TCLa). Ainsi, une première loi de commande a été proposée afin de prévenir dans un premier temps le pilote du risque encouru (simulation d'une dureté accrue à l'enfoncement de la gâchette) et de le limiter dans un second temps si ce dernier devient trop important (imposition du retour de la gâchette). Des expérimentations réelles (réalisées avec le quad MF400H) ont permis de valider l'efficacité d'un tel système à limiter l'évolution du TCLa et du TCLo au-dessus d'un seuil limite et par conséquent d'assurer la sécurité du conducteur. Par ailleurs, il a été aussi démontré qu'il n'était pas nécessaire de prédire le TCLo pour limiter son évolution puisque le système de sécurité permet d'annuler la transmission du couple aux roues arrière, qui est responsable du renversement longitudinal.

En ce qui concerne l'efficacité du système à informer le pilote sur le risque de renversement latéral, il a été remarqué durant les essais que le paramétrage proposé permet de garder une excellente contrôlabilité sur la gâchette des gaz, et le ressenti paraît naturel tant que le pilote ne dépasse pas le seuil de sécurité (i.e.  $|TCLa| < 0.8$ ). A contrario, la conduite du véhicule au-dessus de cette limite devient vite très fatigante et désagréable à cause du retour d'effort important, qui implique de surcroît des décélérations intempestives. Ainsi, le pilote réduit naturellement son rythme de conduite afin de ne pas être gêné par le système de sécurité.

Pour la suite du projet, même si une première estimation des paramètres du système de retour haptique a été proposée, il convient de réaliser une étude ergonomique complète afin d'optimiser l'efficacité du système. De plus, même si nous avons validé la capacité du système à limiter le transfert de charge longitudinal, les essais présentés ne comportaient pas de situation à risque à cause de la motorisation limitée du véhicule expérimental. Il est donc nécessaire de réaliser des essais avec un risque avéré de renversement longitudinal afin de valider en conditions réelles l'efficacité du système de sécurité proposé.

Finalement, dans le cas de la stabilité latérale, nous avons pu remarquer que la diminution de la vitesse linéaire du véhicule permet de réduire significativement le risque de renversement. Aussi, la prochaine section se penche sur une méthode, qui consiste à maintenir la stabilité du véhicule par la régulation de la vitesse.

## 4.5 Maintien de la stabilité latérale du véhicule par régulation de la vitesse

### 4.5.1 Introduction

Puisque nous disposons d'un modèle d'évolution du TCLa (voir section 2.2.1) et que les commandes du véhicule à l'instant courant (angle de braquage et vitesse) sont connues, l'idée est d'estimer grâce aux techniques de commande prédictive la vitesse maximale  $u_{max}$  qui garderait sur un horizon temporel l'évolution du TCLa dans une plage de sécurité donnée (e.g.  $|TCLa| < 0.8$ ). Si l'on suit cette idée, la commande du véhicule peut alors être résumée par le schéma-bloc représenté sur la Figure 4.35. Elle se compose de 3 blocs :

- Le bloc "Observateur", qui permet d'estimer les variables et paramètres (glissements latéraux, conditions d'adhérence, pentes) qui déterminent l'état dynamique du véhicule et qui sont nécessaires au calcul de la vitesse maximale admissible.
- Le bloc "Estimation de la stabilité du véhicule", qui consiste à estimer en temps-réel l'évolution du TCLa grâce à la mesure de l'accélération latérale. Pour rappel, la méthode utilisée est détaillée en section 4.2.
- Le bloc "Commande prédictive", qui utilise les données fournies par les deux blocs précédents afin de calculer grâce aux techniques de commande prédictive la vitesse maximum  $u_{max}$  à ne pas dépasser. La méthode de calcul est détaillée ci-après en section 4.5.2. Enfin, la vitesse sélectionnée correspond au minimum entre la consigne  $u_{ref}$  et la vitesse maximum admissible  $u_{max}$  afin que le véhicule reste dans une zone stable (i.e.  $|TCLa| < 0.8$ ).

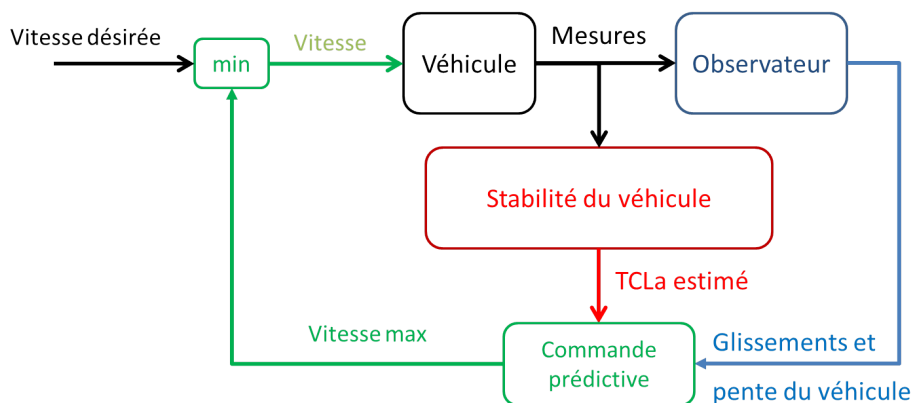


FIGURE 4.35 – Schéma de contrôle global du véhicule

La suite de cette section a donc pour objectif de présenter succinctement les différentes techniques de commande prédictive susceptibles de s'appliquer à un véhicule. Parmi celles-ci, la commande prédictive à modèle est naturellement privilégiée puisque l'estimation du risque de renversement est basée sur des modèles dynamiques du véhicule. Finalement, la performance de l'algorithme est étudiée à travers la présentation de résultats provenant de simulations avancées et d'expérimentations réelles.

## 4.5.2 Application d'une commande PFC à la stabilité latérale des véhicules

### 4.5.2.1 Principe de la commande prédictive fonctionnelle

L'origine des commandes prédictives remonte aux années 1950 avec le prédicteur de Smith [Smi58], qui est considéré comme une des premières solutions permettant de compenser le retard des actionneurs. Son principe est de comparer la consigne à une prédiction de la sortie du système réalisée avec une avance égale au retard pur estimé  $L$ . Cette technique, illustrée sur la Figure 4.36, permet de générer une commande comme si le retard du système n'existait pas. Enfin, comme dans tout asservissement, les erreurs sur le modèle  $G(p)$  et les perturbations sur la sortie sont prises en compte par une boucle externe. Même si cette solution fait office de référence dans la littérature (voir [dL93]), d'autres approches prédictives ont été proposées par la suite, dont certaines sont comparées dans [Ric03] et [dKvD88] par exemple.

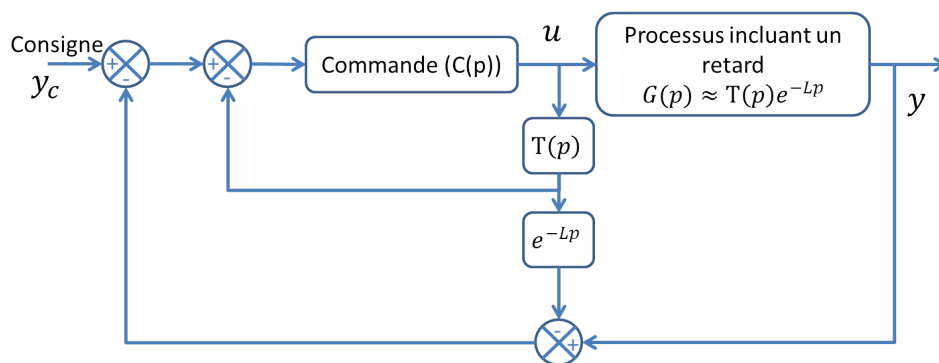


FIGURE 4.36 – Principe du prédicteur de Smith

En particulier, une approche basée sur la connaissance d'un modèle et/ou de la consigne future a été introduite dans les années 1980. Elle est nommée "Commande Prédictive à Modèle" ou encore MPC. Cette dénomination est un terme général qui englobe un ensemble de méthodes différentes dont les principales sont : Predictive Functional Control (PFC - [Ric93b]), Generalized Predictive Control (GPC - [CMT87]), Extended Prediction Self-Adaptive Control (EPSAC - [dKC85]), Dynamic Matrix Control (DMC - [CR80]). Néanmoins, ces différentes techniques, qui ont été employées dans divers domaines industriels ([Cla88], [Ric93a] et [KJRA86]), utilisent la même philosophie de contrôle et le principe de fonctionnement reste le même.

De manière générale, la commande prédictive à modèle (MPC) peut être illustrée par le schéma de la Figure 4.37 (voir [BD96] pour une présentation plus détaillée). Quel que soit le type de commande, la première étape obligatoire est la définition d'un horizon de prédiction, noté  $H$ . Ensuite, l'objectif de la commande prédictive est de déterminer une séquence de commande optimale à appliquer sur l'horizon  $H$  afin que la sortie du processus suive une trajectoire de référence définie au préalable sur cet horizon.

Concrètement, cette séquence de commande est obtenue par la minimisation d'un critère quadratique sur l'horizon de prédiction  $H$ . Le choix du critère à minimiser et la structuration de la commande future calculée sur l'horizon de prédiction  $H$  différencient



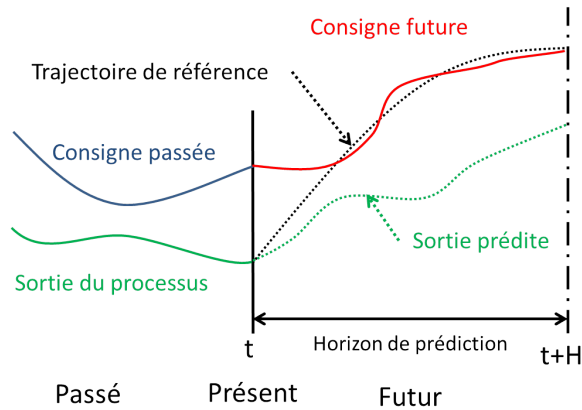


FIGURE 4.37 – Principe de la commande prédictive

les différentes techniques de commande prédictive à modèle citées précédemment. Sinon, les principales étapes définissant l'algorithme de la commande prédictive à modèle sont, à chaque instant d'échantillonnage :

- Définir un horizon de prédiction pendant lequel la consigne future peut être connue.
- Choisir une trajectoire de référence pour la sortie du processus afin de préciser comment la consigne future doit être atteinte.
- Déterminer la séquence de la commande future sur l'horizon  $H$  qui minimise l'écart entre la trajectoire de référence et celle prédite grâce au modèle du procédé.
- Appliquer au processus réel le premier échantillon de la séquence de commande déterminée à l'étape précédente.

Même si cette méthode de génération de commande nécessite un grand nombre de calculs, elle peut être appliquée en temps-réel grâce aux performances élevées des micro-contrôleurs qui sont disponibles de nos jours. De plus, il est possible de déterminer un grand nombre de paramètres de l'algorithme au préalable, car nombre d'entre eux ne dépendent que du modèle d'évolution, ce qui les rend constants. En outre, il est possible de décomposer astucieusement la séquence de commandes futures afin de réduire significativement le nombre de calculs nécessaires à l'évaluation de cette dernière.

Ce type de méthode permet d'améliorer grandement les performances d'un asservissement pour tous les systèmes complexes pour lesquels un modèle fiable peut être proposé. Par exemple, les avantages de cette approche pour la commande d'un robot parallèle à quatre degrés de liberté sont explicités dans [VP05]. En ce qui concerne le domaine de la robotique mobile, une commande prédictive de type PFC pour l'angle de braquage a été proposée dans [LTCM07] afin d'augmenter la précision de suivi de trajectoire. De même, toujours dans le cadre du suivi de trajectoire à partir de lois de commande prédictive à modèle, il est possible de citer [OA91], [NRGOC99] et [KS07]. Toutefois, ce type de technique permet aussi de connaître la commande à appliquer afin de limiter l'évolution d'une variable d'état du modèle dans un domaine donné : [Ric93a]. Cette application est intéressante dans notre cas, car il est alors possible de connaître les commandes à

ne pas appliquer afin que le TCLa ne dépasse pas une certaine valeur. C'est justement cette approche qui est développée pour le maintien de la stabilité latérale des véhicules autonomes.

#### 4.5.2.2 Modèle linéaire d'évolution de l'angle de roulis

La section 4.3 a mis en évidence que les équations de la dynamique de roulis (2.10) permettent d'anticiper précisément le TCLa avec les données fournies par l'observateur OMM. Par conséquent, elles représentent le modèle de notre processus.

Comme notre objectif est de contrôler la vitesse linéaire du véhicule  $u$  afin de limiter l'évolution du TCLa dans un domaine de sécurité ( $-0.8 < TCLa < 0.8$ ), l'équation d'évolution de l'angle de roulis (2.10) doit être exprimée en fonction de cette vitesse, en remplaçant l'accélération  $A_y^{O_r}$  par son expression (2.59).

Étant donné que nous nous intéressons à la vitesse maximale admissible en virage établi, les variables  $u$  et  $\beta$  varient lentement par rapport à la vitesse de lacet  $\dot{\theta}$ . Cela permet de négliger dans l'expression (2.59) les termes  $u\dot{\beta}\cos(\beta)$  et  $\dot{u}\sin(\beta)$  devant  $u\dot{\theta}\cos(\beta)$ . Il a été vérifié en simulation et en expérimentation que ces 2 termes sont bien 50 fois inférieurs à  $u\dot{\theta}\cos(\beta)$ . Cependant, l'impact de cette simplification sur l'estimation de l'angle de roulis sera minimisé par l'ajout d'un terme d'auto-compensation dans le calcul de la séquence de commande.

En réalité, cette simplification permet avant tout d'obtenir une équation différentielle de l'angle de roulis  $\varphi_r$  linéaire en fonction de  $u$ , afin de respecter le formalisme PFC (voir [RAA<sup>+</sup>87] et [VM05]). Plus précisément, en utilisant les 2 dernières équations du modèle de lacet (2.55), la vitesse de lacet  $\dot{\theta}$  peut être exprimée en fonction de la vitesse linéaire du véhicule  $u$  comme suit :

$$\dot{\theta} = u \cos(\beta) \frac{\tan(\delta + \beta_f) - \tan(\beta_r)}{L} \quad (4.11)$$

Ainsi, en combinant les équations (4.11), (2.59) et (2.10), on obtient l'équation différentielle ci-dessous, où  $\varphi_{rS}$  désigne l'angle de roulis évalué avec cette simplification (la notation  $\varphi_r$  étant gardée pour désigner l'angle de roulis estimé à partir de l'équation non simplifiée (2.10)).

$$\dot{\varphi}_{rS} = \frac{m \cdot h_r \cdot (\tan(\delta + \beta_f) - \tan(\beta_r)) \cos(\beta)^2}{L \cdot B_r} u^2 + \frac{m \cdot h_r \cdot g}{B_r} \sin(\alpha_r) - \frac{K_r}{B_r} \varphi_{rS} \quad (4.12)$$

L'expression (4.12) peut être mise sous la forme d'un modèle d'état :

$$\dot{X} = AX + Bw = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{m \cdot h_r \cdot g}{B_r} & -\frac{K_r}{B_r} \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{m \cdot h_r \cdot (\tan(\delta + \beta_f) - \tan(\beta_r)) \cos(\beta)^2}{L \cdot B_r} \end{bmatrix} w \quad (4.13)$$

avec  $X = [\sin(\alpha_r) \ \varphi_{rS}]^T$  et  $w = u^2$  représentant respectivement le vecteur d'état et la commande. On peut noter (cf. équation (4.11)) que le vecteur  $B$  est nul dès que la vitesse de lacet est elle-même nulle. Cela implique logiquement que l'angle  $\varphi_{rS}$  ne peut être

commandé en ligne droite, ce qui impose la désactivation de l'algorithme de calcul PFC lorsque l'angle de braquage est proche de zéro ( $|\delta|$  inférieur à une certaine limite). Ceci n'est pas dommageable à la gestion du risque de renversement puisque dans ces situations le risque est inexistant.

Enfin, l'équation de sortie associée au système (4.13) est :

$$Y = CX = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} X \quad (4.14)$$

Maintenant que le modèle d'état linéaire a été défini, l'algorithme PFC peut lui être appliqué. Il est détaillé dans la section suivante.

### 4.5.2.3 Calcul de la vitesse maximale

Pour rappel, l'objectif de l'algorithme PFC dans notre cas est de calculer la vitesse qui amène le TCLa à dépasser une valeur limite (e.g définie à 80 %) et qui sera ensuite considérée comme la vitesse maximale à ne pas dépasser. Le principe, illustré sur la Figure 4.38, consiste à calculer la séquence de contrôle  $w$  qui permet d'atteindre asymptotiquement la cible future  $\varphi_{cible}$  (déduite de la valeur limite du TCLa) après un horizon de prédiction  $H$  choisi en fonction de la réponse des actionneurs ou du temps de réponse du conducteur.

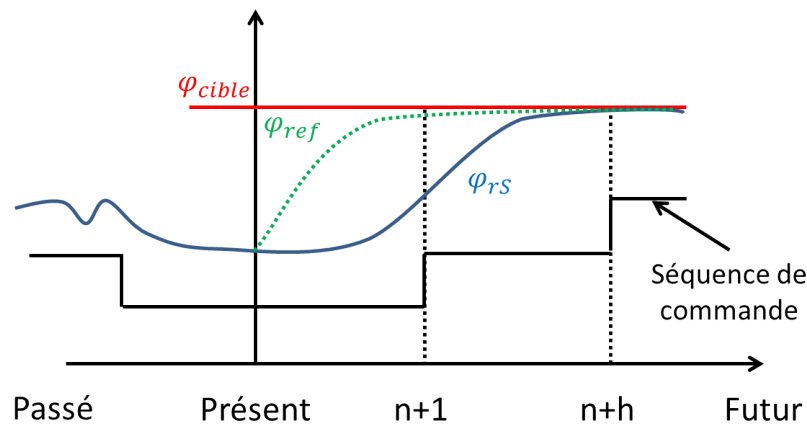


FIGURE 4.38 – Principe du calcul de  $u_{max}$

Plus précisément, les différentes étapes qui composent l'algorithme sont détaillées dans les paragraphes suivants.

**Calcul de la cible à atteindre :** Tout d'abord, il convient de calculer la valeur de l'angle de roulis  $\varphi_{cible}$  qui mène, en régime permanent, le TCLa à son seuil critique de renversement (e.g. 80 %). Pour cela, l'expression (2.11) du TCLa en régime permanent est utilisée, et fournit :

$$\varphi_{cible} = \arcsin \left( \frac{c_2 - c_1 \pm 0.8c}{2h_r} \right) \quad (4.15)$$

**Définition de la trajectoire de référence :** Ensuite, la trajectoire de référence  $\varphi_{ref}$ , qui spécifie comment l'état présent  $\varphi_{rs}$  doit rallier l'état futur  $\varphi_{cible}$ , doit être définie.

Comme le modèle de notre processus est du premier ordre (voir équation (2.10)), la trajectoire de référence est naturellement définie par une évolution discrète du même ordre :

$$\varphi_{ref[n+i]} = \varphi_{cible} - \gamma^i(\varphi_{cible} - \varphi_{rS[n]}) \quad (4.16)$$

avec les indices  $[n]$  et  $[n+i]$  ( $0 \leq i \leq h$ ) représentant respectivement l'instant courant  $t$  et les instants suivants jusqu'à  $t+H$  ( $t+H$  correspondant à l'indice  $n+h$ ). De plus,  $\gamma$  est un paramètre (avec  $0 < \gamma < 1$ ) qui permet de fixer avec quelle dynamique d'évolution la trajectoire de référence rejoint sa cible sur l'horizon de prédiction.

**Définition du critère de minimisation :** Maintenant que la trajectoire de référence a été fixée, l'objectif de la commande prédictive fonctionnelle est de définir la séquence de contrôle optimale  $(w_{[n]}, \dots, w_{[n+h]})$  qui permet à  $\varphi_{rS}$  d'atteindre  $\varphi_{cible}$  sur l'horizon de prédiction. Pour cela, on introduit un critère de minimisation  $D$  qui correspond à la somme des carrés de la différence à chaque point de coïncidence entre la trajectoire de référence et la sortie prédite du processus notée  $\hat{\varphi}_{rS}$ . Ce critère a pour expression :

$$D_{[n]} = \sum_{i=1}^h \left( \hat{\varphi}_{rS[n+i]} - \varphi_{ref[n+i]} \right)^2 \quad (4.17)$$

D'un point de vue physique, il s'agit de minimiser l'écart entre l'évolution future souhaitée et celle possible à partir de notre modèle de processus. Le critère  $D$  peut être représenté graphiquement comme indiqué sur la Figure 4.39.

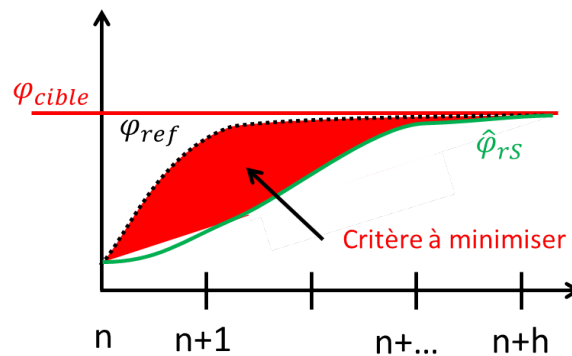


FIGURE 4.39 – Représentation graphique du critère à minimiser

**Structuration de la commande future :** Afin de minimiser le critère  $D$  défini précédemment, une structure de commande  $(w_{[n+i]}, i \in [0, h])$  doit être choisie. Elle consiste en une combinaison linéaire de fonctions spécifiées au préalable (nommées fonctions de base), qui sont indépendantes entre elles :

$$w_{[n+i]} = \sum_{k=1}^{n_b} \mu_{k[n]} w_{Bk[i]} \quad (4.18)$$

où  $\mu_{k[n]}$  et  $w_{Bk[i]}$  sont respectivement les coefficients à ajuster lors de la minimisation de  $D$  et les fonctions de base au nombre de  $n_b$ .

Les coefficients  $\mu_{k[n]}$  ne dépendent que de l'instant présent ( $n$ ), ils sont donc constants sur l'horizon de prédiction. Par conséquent, le problème de minimisation revient à déterminer les valeurs des coefficients  $\mu_{k[n]}$  de la combinaison linéaire (4.18), au lieu de la séquence de commande elle-même.

De plus, seule la première commande  $w_{[n]}$  de la séquence  $[w_{[n]}, \dots, w_{[n+h]}]$  est appliquée au processus. Son expression est :

$$w_{[n]} = \sum_{k=1}^{n_b} \mu_{k[n]} w_{Bk[0]} \quad (4.19)$$

Le choix des fonctions de base doit donc assurer que l'une au moins des fonctions soit non nulle pour  $i = 0$ , c'est-à-dire il doit exister au moins un  $k \in [1, \dots, n_b]$  tel que  $w_{Bk[0]} \neq 0$ . Dans cet objectif, une base polynomiale est classiquement choisie avec pour convention que  $0^0 = 1$ , soit :

$$w_{Bk[i]} = i^{k-1}, \quad \forall k \in [1, \dots, n_b] \quad (4.20)$$

**Prédiction des valeurs de l'angle de roulis :** La valeur prédite pour l'angle de roulis à l'instant  $[n+i]$  en réponse à la séquence de commande (4.19) peut être obtenue en discrétisant le modèle (4.13) :

$$\widehat{\varphi}_{rS_{[n+i]}} = C(A_d X_{[n+i-1]} + B_d w_{[n+i-1]}) \quad (4.21)$$

avec  $A_d$  et  $B_d$  les matrices d'état discrètes, déduites des matrices d'état continues du système (4.13) :

$$A_d = e^{A T_e} \text{ et } B_d = A^{-1}(A_d - I)B \quad (4.22)$$

où  $T_e$  désigne la période d'échantillonnage. Par récurrence jusqu'à l'instant courant  $n$ , (4.21) devient :

$$\widehat{\varphi}_{rS_{[n+i]}} = C A_d^i X_{[n]} + \sum_{j=1}^i C A_d^{i-j} B_d w_{[n+j-1]} \quad (4.23)$$

Le premier terme correspond à la réponse libre du modèle, alors que le second correspond au régime forcé, qui est dû à l'application de la commande  $w$  au système.

Finalement, en injectant (4.18) dans (4.23), cette dernière devient :

$$\widehat{\varphi}_{rS_{[n+i]}} = C A_d^i X_{[n]} + \mu^T(n) \widehat{\varphi}_{rSB_{[i]}} \quad (4.24)$$

avec :

$$\begin{aligned}\mu(n) &= \left[ \mu_{1[n]} \quad \mu_{2[n]} \quad \dots \quad \mu_{n_b[n]} \right]^T \\ \widehat{\varphi}_{rSB[i]} &= \left[ \sum_{j=1}^i CA_d^{i-j} B_d w_{B1[n+j-1]} \quad \dots \quad \sum_{j=1}^i CA_d^{i-j} B_d w_{Bn_b[n+j-1]} \right]^T\end{aligned}\quad (4.25)$$

**Minimisation du critère :** En introduisant (4.24) dans (4.17), le critère de minimisation est réécrit comme suit :

$$D_{[n]} = \sum_{i=1}^h \left( \mu^T(n) \widehat{\varphi}_{rSB[i]} + CA_d^i X_{[n]} - \varphi_{ref[n+i]} \right)^2 \quad (4.26)$$

Si on note  $d(n+i)$  la différence entre la trajectoire de référence et la réponse libre du système :

$$d(n+i) = \varphi_{ref[n+i]} - CA_d^i X_{[n]} \quad (4.27)$$

l'expression de  $D_{[n]}$  devient :

$$D_{[n]} = \sum_{i=1}^h \left( \mu^T(n) \widehat{\varphi}_{rSB[i]} - d(n+i) \right)^2 \quad (4.28)$$

La dernière étape consiste donc à déterminer le vecteur  $\mu(n)$  qui minimise la valeur de  $D_{[n]}$ . Puisque  $D_{[n]}$  est défini comme un paraboloïde, son expression (4.28) admet un minimum lorsque sa dérivée partielle par rapport à  $\mu(n)$  est nulle. Ainsi, en dérivant (4.28),  $\mu(n)$  doit vérifier :

$$\sum_{i=1}^h \left( \mu^T(n) \widehat{\varphi}_{rSB[i]} - d(n+i) \right) \widehat{\varphi}_{rSB[i]} = 0 \quad (4.29)$$

L'expression (4.29) peut être réécrite en une équation du premier ordre, soit :

$$R_2 \mu(n) - R_1 = 0 \quad (4.30)$$

avec  $R_1$  et  $R_2$  respectivement de dimension  $n_b \times 1$  et  $n_b \times n_b$  :

$$\begin{aligned}R_1 &= \sum_{i=1}^h d(n+i) \widehat{\varphi}_{rSB[i]} \\ R_2 &= \sum_{i=1}^h \widehat{\varphi}_{rSB[i]} \widehat{\varphi}_{rSB[i]}^T\end{aligned}\quad (4.31)$$

En remarquant que  $R_2$  est une matrice carrée et inversible dès que le véhicule n'avance pas en ligne droite (pour les raisons discutées à la suite de l'équation (4.13)), la solution  $\mu_{opt}(n)$  du problème de minimisation est :

$$\mu_{opt}(n) = R_2^{-1} R_1 \quad (4.32)$$

Cependant, comme cela a été mentionné précédemment, seule la première commande de la séquence est appliquée au système, soit  $w_{[n]}$ . En combinant (4.32) et (4.19), la commande proposée par l'algorithme PFC est :

$$w_{[n]} = \left[ \mu_{opt}(n) \right]^T \left[ w_{B1[0]} \quad w_{B2[0]} \quad \dots \quad w_{Bn_b[0]} \right]^T \quad (4.33)$$

Si la séquence de commande  $[w_{[n]}, \dots, w_{[n+h]}]$  obtenue par minimisation de  $D_{[n]}$  était appliquée sur l'horizon de prédiction,  $\varphi_{rS}$  et le TCLa atteindraient respectivement la valeur  $\varphi_{cible}$  et  $\pm 0.8$  à l'instant  $t + h$ . De ce fait, le premier élément de la séquence de commande (i.e.  $w_{[n]}$ ) correspond à la commande maximale qui mènerait le véhicule à un risque de renversement. Donc, la vitesse maximum admissible pour le véhicule à l'instant présent  $[n]$  est :

$$u_{max} = \sqrt{w_{[n]}} \quad (4.34)$$

puisque la vitesse est forcément positive.

**Terme d'auto-compensation :** Les approximations réalisées pour l'obtention de  $\varphi_{rS}$  peuvent affecter les valeurs prédites du TCLa. Afin de diminuer l'impact de ces approximations et améliorer le calcul de la vitesse maximum admissible, l'ajout d'un terme d'auto-compensation dans le critère à minimiser est une des solutions possibles. Concrètement, la différence sur l'horizon de prédiction entre les valeurs de l'angle de roulis fournies par le modèle (2.10) et celles renvoyées par le modèle simplifié (4.12) est supposée constante et égale à la différence évaluée à l'instant courant (extrapolation d'ordre 0) :

$$\widehat{e}_{[n+i]} = e_{[n]} = \varphi_{r[n]} - \varphi_{rS[n]}, \quad 1 \leq i \leq h \quad (4.35)$$

Le nouveau critère de minimisation est alors :

$$D_{2[n]} = \sum_{i=1}^h \left( \widehat{\varphi}_{rS[n+i]} + \widehat{e}_{[n+i]} - \varphi_{ref[n+i]} \right)^2 \quad (4.36)$$

La minimisation de ce critère se réalise de la même manière que pour le précédent, à la différence que l'expression de  $R_1$  est modifiée par l'ajout de l'erreur à l'instant  $[n]$ .

Cet algorithme PFC se paramètre par le réglage du gain  $\gamma$  définissant la trajectoire de référence et le nombre de points de coïncidence  $h$ . En conclusion, l'expression (4.34) constitue la vitesse maximale admissible pour maintenir dans le futur le véhicule avec un TCLa compris dans les limites désirées.

## 4.5.3 Résultats de simulations avancées et d'expérimentations réelles

### 4.5.3.1 Essais sous MSC Adams

Afin de tester l'efficacité de la commande prédictive, des premiers essais ont été réalisés sur le véhicule virtuel (voir annexe A) développé sous le logiciel Adams, qui pour rappel permet de générer des modèles dynamiques multi-corps. La commande du véhicule est générée par l'intermédiaire du logiciel de calcul matriciel Matlab, qui récupère les données fournies par Adams grâce à son module Simulink. Le schéma bloc de couplage des deux logiciels est présenté sur la Figure 4.40.

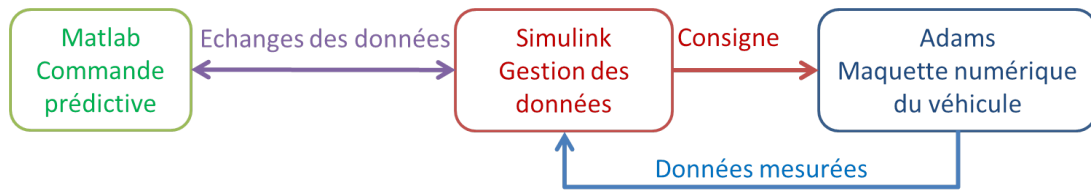


FIGURE 4.40 – Principe du couplage des logiciels Adams et Matlab/Simulink

L'essai présenté a pour objectif de simuler un pilote qui effectue un virage à haute vitesse dans une pente de  $10^\circ$ . La Figure 4.41 représente la trajectoire du véhicule et l'évolution des commandes de braquage et de vitesse. Lors de cet essai les conditions d'adhérence correspondent à un sol humide. Enfin, le calcul de la vitesse maximale admissible a été réalisé à partir des estimations de l'observateur OMM.

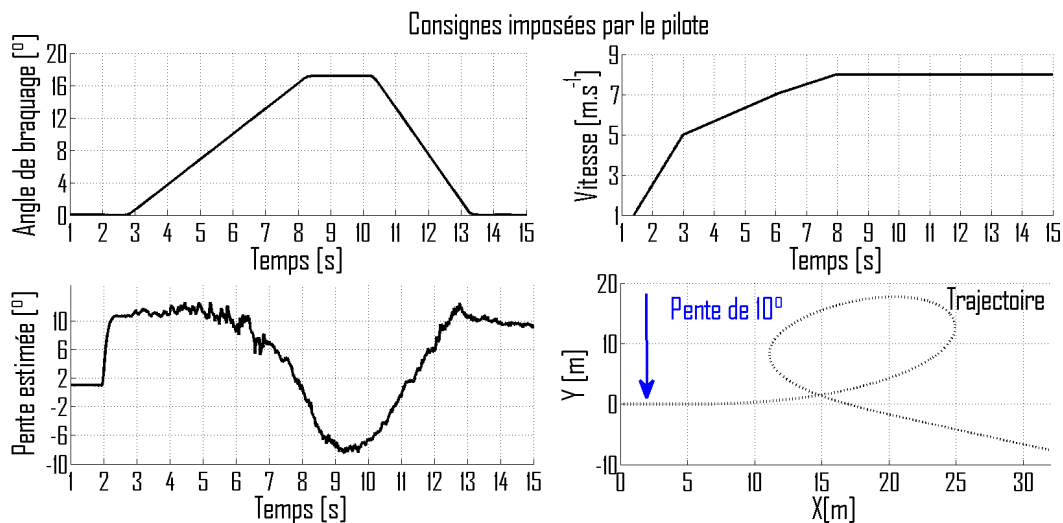


FIGURE 4.41 – Consignes imposées par le pilote lors d'une prise de virage sur un sol incliné

Lors de cet essai, la consigne du TCLa a été fixée à  $|TCLa| = 0.8$  et la commande prédictive a été appliquée avec un horizon de prédiction  $H = 1s$ , 100 points de coïncidence (i.e.  $h = 100$ ),  $\gamma = 0.94$  pour le calcul de la trajectoire de référence et enfin avec le terme d'auto-compensation. Les résultats de cet essai avec ou sans l'activation du système de sécurité sont respectivement présentés sur la Figure 4.42 en noir et bleu.

Sur la Figure 4.42, on remarque que lorsque la commande prédictive n'est pas utilisée, le TCLa atteint le seuil critique de 100% dès 6.5s et le véhicule finit par se renverser



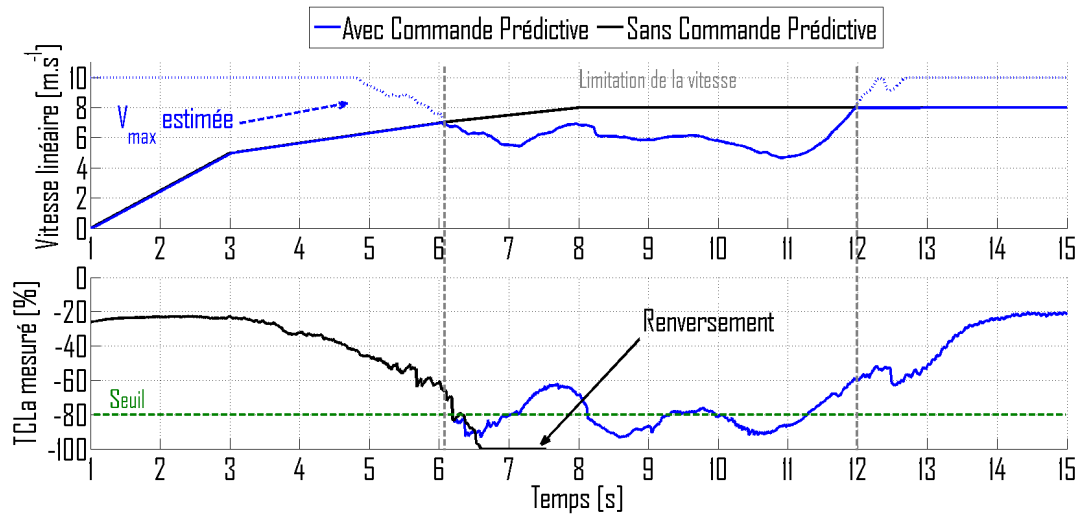


FIGURE 4.42 – Évolution de la commande en vitesse linéaire du véhicule et du TCLa mesuré avec et sans commande prédictive sur un sol incliné

à partir de 7.8s du fait de la vitesse excessive par rapport à la direction désirée et à la présence de la pente. En revanche, l'application de la commande prédictive (courbe bleue) permet d'éviter le renversement latéral, puisque la vitesse de consigne est diminuée de 30 % (passage de 8 à 6  $m.s^{-1}$ ) afin que le TCLa soit maintenu autour du seuil de sécurité fixé à 80 %. Les fluctuations du TCLa autour du seuil sont imputables pour partie au temps de convergence des observateurs pour l'estimation des conditions d'adhérence. En effet, la diminution de la vitesse influe sur les rigidités de dérive perçues par l'observateur, ce qui modifie l'estimation des angles de dérive avant et arrière ( $\beta_f$  et  $\beta_r$ ) et donc celle de la vitesse maximum admissible. Toutefois, la principale cause est ici la forte variation de la pente latérale du véhicule le long de la trajectoire (voir Figure 4.41). Comme celle-ci est considérée constante sur l'horizon de prédiction, le calcul de  $u_{max}$  est faussé durant les fortes transitions de pente : soit de 6.5s à 8.5s et de 10.5s à 12s (arrêt de la limitation de la vitesse). En effet, avec les mêmes consignes mais sur un sol plat, le TCLa est mieux régulé autour de 80 % comme le montre la Figure 4.43.

Toutefois, des légers écarts sont toujours visibles sur la Figure 4.43 (notamment en entrée de virage à 7.2s). Ils sont dus au temps de latence entre la consigne de vitesse calculée par la commande prédictive et la vitesse réelle du véhicule comme le montre la Figure 4.44. Ce temps de retard est physiquement lié à l'inertie du véhicule et à ses capacités de freinage ou d'accélération. Ainsi, comme la vitesse réelle n'est pas exactement celle calculée, le TCLa réel ne peut pas évidemment être constant et superposé au seuil de sécurité fixé à 80 %.

#### 4.5.3.2 Essais avec le RobuFAST

Afin de vérifier en grandeur réelle la capacité de la commande prédictive à contrôler l'évolution du TCLa, des essais ont été réalisés sur un robot mobile dédié au suivi de trajectoire : le RobuFAST (voir annexe A et [LT12]) sur lequel la vitesse peut être régulée, à la différence du quad conduit manuellement. De plus, le choix de ce véhicule

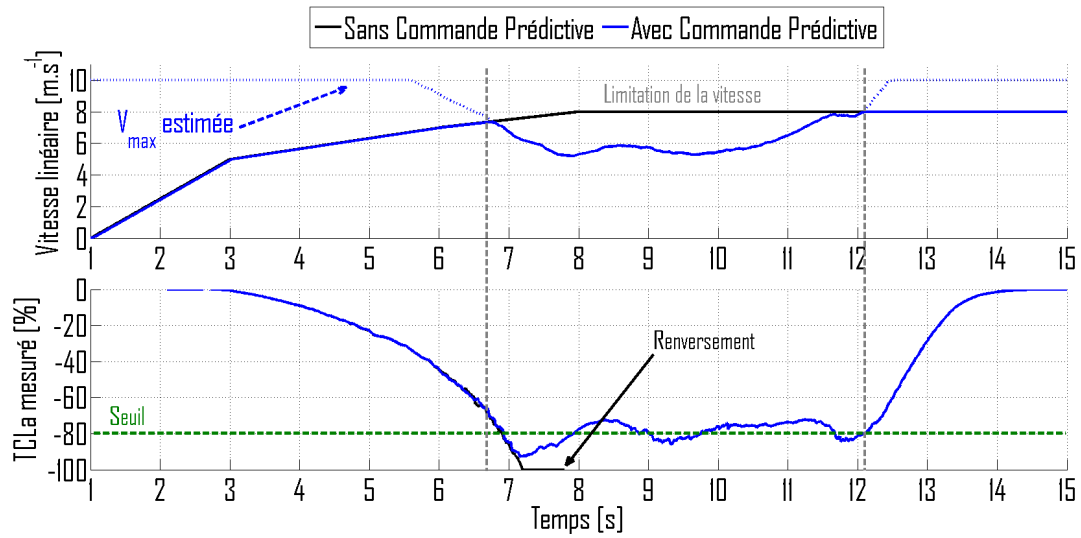


FIGURE 4.43 – Évolution de la commande en vitesse linéaire du véhicule et du TCLa mesuré avec et sans commande prédictive sur sol plat

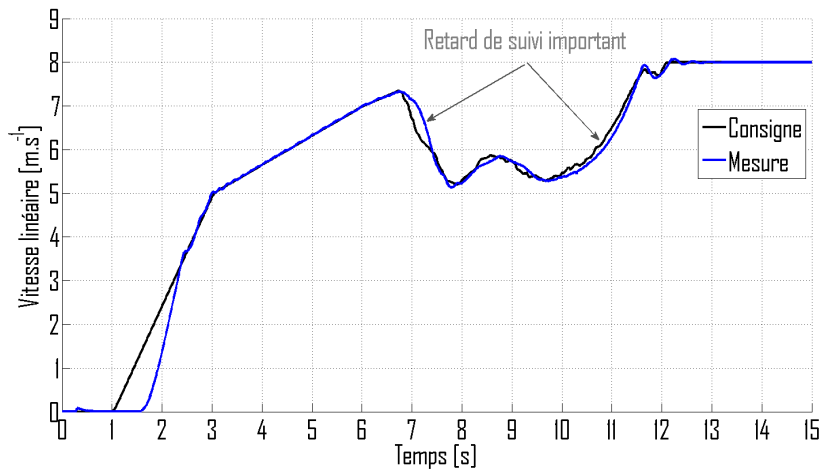


FIGURE 4.44 – Évolution de la consigne de vitesse et de sa mesure réelle

nous permettra de mettre en avant l'intérêt d'un tel algorithme en robotique mobile. Par contre, le RobuFAST n'a pas pu être équipé de capteurs dynamométriques, qui d'une part fournissent une vérité terrain pour le TCLa, et d'autre part permettent à partir de la mesure du TCLa d'identifier au préalable les paramètres  $h_r$ ,  $K_r$  et  $B_r$  relatifs au modèle de suspension. Par conséquent, les paramètres utilisés ont été choisis empiriquement par rapport à la dynamique de roulis constatée lors des expérimentations et de la raideur des suspensions.

Les deux premiers essais ont consisté à suivre une trajectoire de référence (représentée sur la Figure 4.45) avec le système de sécurité activé ou non. Le terrain rencontré est constitué d'un sol herbeux humide avec la présence d'un relief (deux pentes inclinées respectivement de  $20^\circ$  et  $-10^\circ$ ) et la vitesse de consigne a été fixée à  $5 \text{ m.s}^{-1}$ . De plus, les variables de glissement utilisées pour ces essais sont issues de l'observateur dédié au suivi de trajectoire (voir [LT12]).

La Figure 4.46 montre l'évolution des vitesses linéaires mesurées du véhicule et des

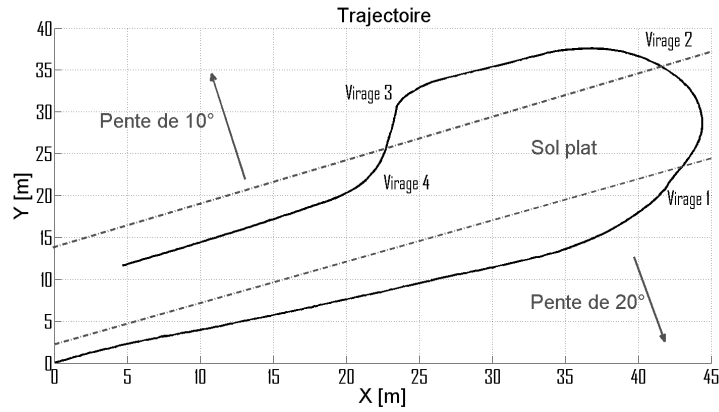


FIGURE 4.45 – Trajectoire de référence utilisée pour les essais avec le RobuFAST

TCLa estimés en fonction de la distance parcourue. Les courbes en bleu et rouge représentent respectivement les résultats obtenus avec le système de sécurité activé ou non. Dans le cadre de cette expérimentation, la commande prédictive a été paramétrée avec auto-compensation,  $H = 1$  s, 10 points de coïncidence,  $\gamma = 0.2$  et un seuil de sécurité fixé à 50 %. Ces paramètres sont différents de ceux utilisés en simulation, car les algorithmes sur le RobuFAST tournent à 10 Hz et non à 100 Hz, d'où la division par 10 du nombre de points de coïncidence et l'adaptation du paramètre  $\gamma$ . Enfin, le seuil de sécurité n'est pas fixé à 80 % pour des raisons de sécurité. En effet, une marge de sécurité conséquente a été retenue afin d'éviter tout retournement de la plateforme expérimentale.

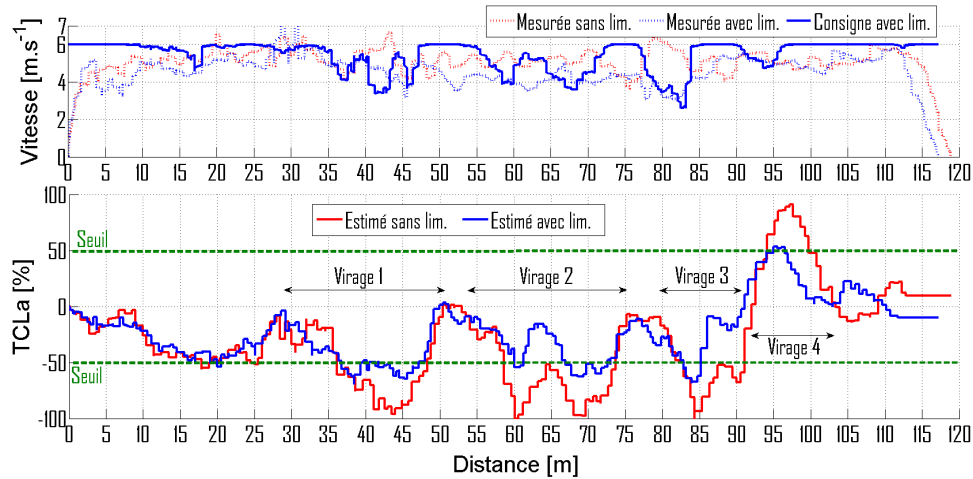


FIGURE 4.46 – Évolution des vitesses linéaires mesurées et du TCLa avec ou sans le système de sécurité activé sur le RobuFAST

Nous remarquons que sans l'activation du système de sécurité, la vitesse de passage en courbe est bien trop élevée puisque le TCLa dépasse considérablement le seuil de sécurité. Il atteint même à plusieurs reprises la valeur critique de 100 % pour les distances parcourues 64 m, 72 m et 87 m. A l'inverse, le TCLa estimé avec l'activation de la commande prédictive (courbe bleue) est bien régulé autour des 50 % durant chaque virage. De même qu'en simulation, des légers dépassements du seuil peuvent être constatés à cause du retard de la vitesse linéaire mesurée par rapport à la consigne désirée, comme on l'aperçoit sur la Figure 4.46 (courbes bleues en traits plein et pointillé). En effet, l'asservissement en

vitesse utilisé à l'heure actuelle n'a pas été développé pour le cas d'une consigne fortement variable où il serait notamment nécessaire de ralentir rapidement le véhicule afin d'éviter les dépassements du seuil critique.

De plus, si la régulation de la vitesse permet en premier lieu d'assurer la stabilité du véhicule, elle permet de surcroît d'améliorer significativement l'erreur de suivi de trajectoire dans le cas d'un robot mobile. En effet, comme le montre la Figure 4.47, l'écart latéral est globalement plus faible quand la commande prédictive est activée puisque la vitesse du véhicule a été réduite durant les virages. C'est-à-dire justement les situations où il est plus difficile d'assurer le suivi de trajectoire en raison de glissements plus importants.

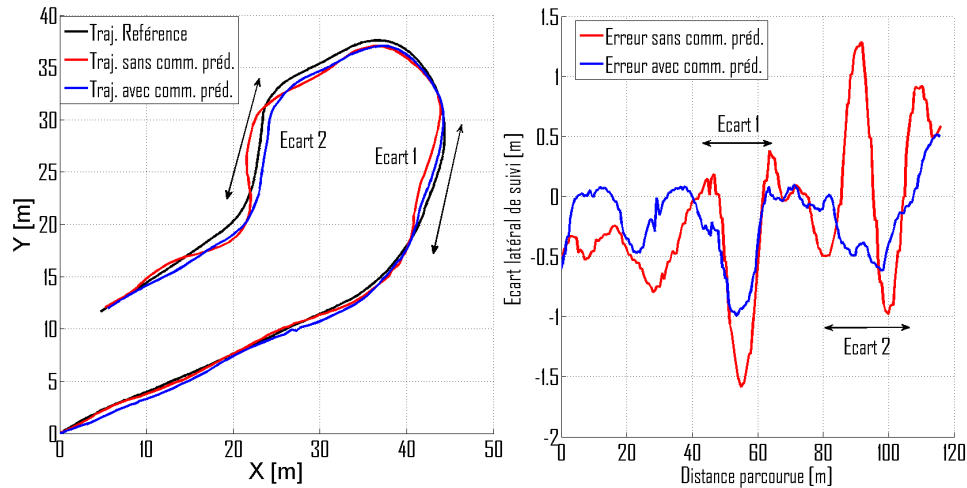


FIGURE 4.47 – Erreur de suivi par rapport à la trajectoire de référence avec et sans la commande prédictive

Il peut être aussi constaté deux écarts majeurs (supérieurs à 1 m) pendant le virage 1 (nommé "écart 1") et entre les virages 3 et 4 (nommé "écart 2"). Le premier, qui se produit lors d'une transition d'une pente très inclinée ( $20^\circ$ ) à un sol plat, est dû à la combinaison d'une position en hauteur de l'antenne GPS sur le robot et d'une trajectoire de référence définie en 2D. Aussi, en raison d'un effet "bras de levier", l'information de localisation renvoyée par le capteur GPS lors de la transition pente/plat est forcément erronée, ce qui explique qu'il reste une erreur d'environ 1m même lorsque la commande prédictive est activée, bien que la vitesse ait été réduite. En ce qui concerne le deuxième écart majeur, il met en évidence un autre intérêt de la commande prédictive, qui est de par la réduction de la vitesse, d'éviter la saturation de l'angle de braquage, comme cela est visible sur la Figure 4.48. En effet, si la vitesse de passage est trop importante par rapport à la courbure des virages, il est physiquement impossible, avec la plage limitée de variation de l'angle de braquage, de suivre la trajectoire désirée en présence des faibles conditions d'adhérence rencontrées (herbe humide). Ainsi, le contrôle du TCLa permet un meilleur suivi de trajectoire grâce à une commande en vitesse adaptée en fonction des conditions d'adhérence et de la courbure désirée.

Finalement, comme les calculs pour la commande prédictive n'ont pu être effectués sur le RobuFAST qu'avec l'observateur dédié au suivi de trajectoire, ils ont été rejoués en post-traitement avec l'observateur OMM et une fréquence d'échantillonnage fixée à

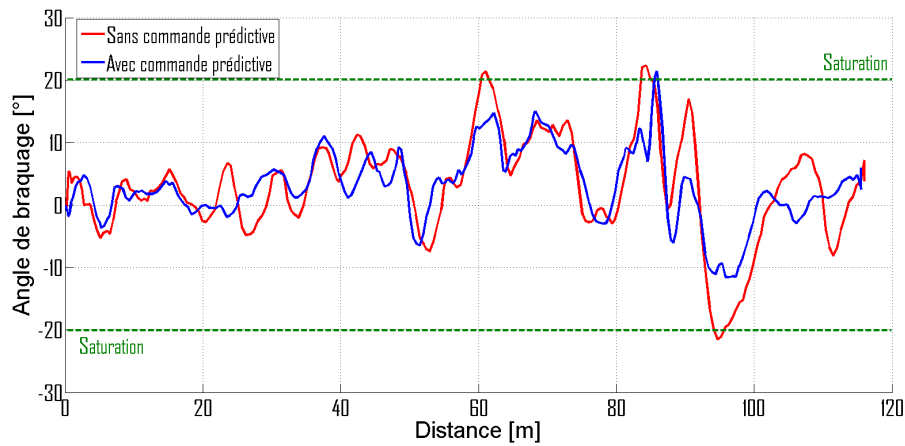


FIGURE 4.48 – Mise en évidence de la saturation de l’angle de braquage lorsque la vitesse linéaire est trop élevée

100 Hz au lieu de 10 Hz, ce qui améliore significativement la performance de l’observateur OMM (voir section 3.6.3.1). Les évolutions du TCLa et de la vitesse maximale estimée en post-traitement avec l’observateur OMM sont représentées en rouge sur la Figure 4.49. Elles sont à comparer aux résultats en bleu obtenus avec l’observateur implanté sur le RobuFAST et faisant office de référence.

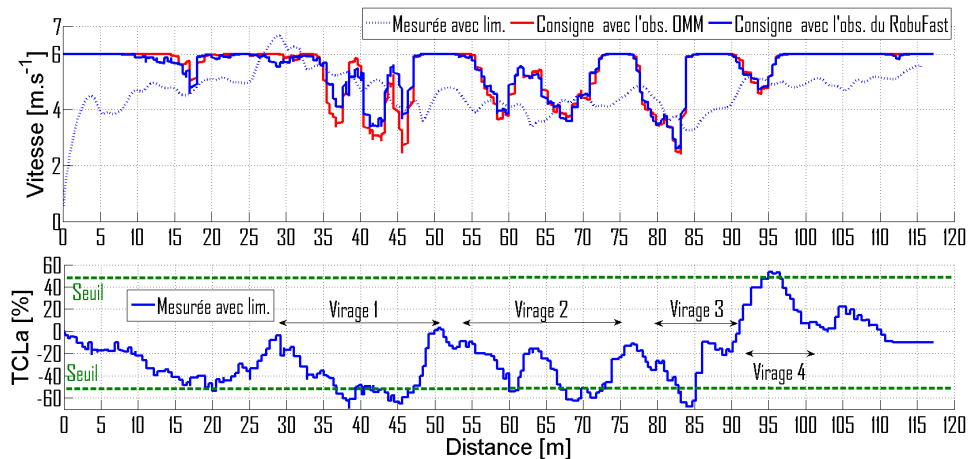


FIGURE 4.49 – Comparaison des consignes en vitesse calculées en exploitant l’observateur OMM et celui du RobuFAST

On remarque sur la Figure 4.49 que la vitesse maximale estimée avec l’observateur OMM est quasiment identique à celle estimée avec l’observateur dédié au suivi de trajectoire, qui bénéficie pourtant d’une estimation précise des angles de dérive (avant, arrière et global) grâce aux mesures du GPS RTK. Comme le montre la Figure 4.50, même si les angles de dérive estimés à partir de l’observateur OMM ne sont pas strictement identiques à ceux estimés grâce au GPS RTK, Ils sont néanmoins représentatifs de la dynamique réelle du véhicule. En particulier, la différence entre les deux angles de dérive avant et arrière, qui intervient dans l’algorithme de calcul de la vitesse maximale admissible (si on linéarise les fonctions trigonométriques au sein de l’équation (4.12)), est identique qu’elle soit estimée par l’observateur OMM ( $\beta_{f/OMM} - \beta_{r/OMM}$ ) ou par celui

du RobuFAST ( $\beta_{f/Robu} - \beta_{r/Robu}$ ). Effectivement, d'après la Figure 4.51, l'erreur obtenue est de l'ordre de quelques degrés.

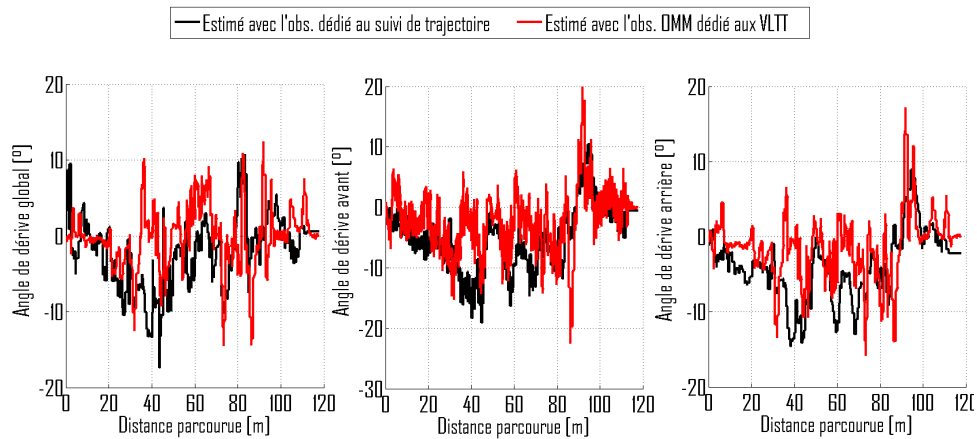


FIGURE 4.50 – Comparaison des angles de dérive calculés en exploitant l'observateur OMM et celui du RobuFAST

De manière analogue, l'angle de dérive global  $\beta$  intervient dans une fonction cosinus (voir équation (4.12)), ce qui diminue aussi l'impact des erreurs d'estimation pour deux raisons. Premièrement, comme cette fonction est paire, une erreur de signe sur l'estimation de l'angle de dérive global ne modifie pas fondamentalement l'évolution de  $\varphi_{rS}$  tant que l'ordre de grandeur sur la valeur de  $\beta$  est respecté. Deuxièmement, les valeurs fournies par cette fonction cosinus bougent peu tant que l'angle de dérive global est proche de 0, ce qui est le cas ici comme on peut le remarquer sur la Figure 4.50 ( $|\beta| < 15^\circ$ ).

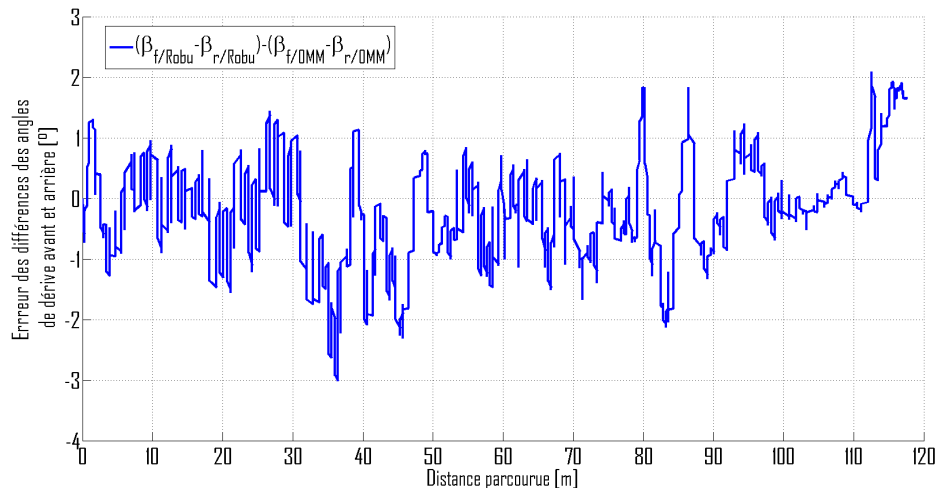


FIGURE 4.51 – Comparaison de la différence des angles de dérive avant et arrière estimée par l'observateur OMM et par celui du RobuFAST

Ainsi, en dehors des problématiques de suivi de trajectoire, ces résultats confirment l'intérêt et l'efficacité de l'observateur OMM pour estimer la dynamique réelle du véhicule pour des applications visant à améliorer ou à maintenir la stabilité de ce dernier. Par exemple, dans le cas du RobuFAST, ce type d'algorithme pourrait prendre le relais en cas de perte du signal GPS afin de fournir des consignes de vitesse et de braquage

permettant d'assurer l'intégrité du véhicule jusqu'à son arrêt ou la récupération du signal GPS. Dans le cadre d'un véhicule conduit par un humain comme les VLTT, ce type d'algorithme est évidemment aussi très intéressant à la condition qu'un retour actif sur les freins soit possible afin de contrôler efficacement la vitesse du véhicule. En effet, même s'il est techniquement possible de diminuer la vitesse à partir du système de retour d'effort, il serait difficile de réguler précisément la vitesse autour de la consigne  $u_{max}$  à cause du manque d'information en ce qui concerne le rapport engagé, l'inertie moteur, les conditions d'adhérence, etc.

## 4.6 Conclusion du chapitre

L'objectif principal de ce chapitre a été de développer un système de sécurité actif pour la prévention des risques de renversement latéral et longitudinal dédié aux véhicules tout-terrain. Ainsi, la capacité des modèles de roulis et de tangage du véhicule à estimer précisément les critères de stabilité (i.e. TCLa et TCLo) a été validée dans une première partie à partir d'essais réalisés avec le quad MF400H. De plus, la solution proposée lors du chapitre 2.2.3 pour la prise en compte du déplacement latéral du pilote dans le but d'estimer avec une meilleure précision le TCLa, a aussi été validée par des expérimentations en grandeur réelle.

Par la suite, nous nous sommes intéressés au développement d'un algorithme de prédiction du TCLa du fait que le temps de réaction d'un être humain est du même ordre de grandeur que celui du renversement. Ainsi, il est préférable d'anticiper son évolution afin de développer un système de sécurité qui puisse avertir le pilote suffisamment tôt, voire rétroagir sur les commandes du véhicule de manière efficace. Plus précisément, cet algorithme, qui permet la prédiction de l'accélération latérale et donc du TCLa, s'appuie sur une prédiction des commandes du pilote (angle de braquage et vitesse) et sur le modèle bicyclette du véhicule dont les paramètres (conditions d'adhérence et pentes) ont été estimés grâce à l'observateur OMM. Par ailleurs, l'importance des développements et des améliorations proposés lors du chapitre précédent afin d'estimer précisément la dynamique latérale du véhicule a été confirmée à nouveau lors de la présentation des résultats expérimentaux pour la prédiction du TCLa.

La troisième partie de ce chapitre a été dédiée au développement d'un système de sécurité actif pour les VLTT, basé sur les estimations des transferts de charge et leurs prédictions. Pour les VLTT, un système de retour haptique au niveau de la gâchette des gaz a été développé. Ainsi, il permet soit de contrôler le couple transmis aux roues arrière, soit de réduire la vitesse du véhicule afin de respectivement limiter les évolutions du TCLo et du TCLa. Même si la capacité d'un tel système à limiter le risque de renversement a été validée à travers la présentation de différents essais expérimentaux, une étude ergonomique devra être réalisée afin d'optimiser son efficacité. De plus, l'avantage d'un tel système par rapport à la génération d'un signal lumineux ou sonore est de pouvoir prévenir efficacement le conducteur d'un risque imminent. En effet, la création d'une dureté dans la gâchette permet d'une part au conducteur de rester concentré sur sa conduite et d'autre part de pouvoir recevoir une information plus nuancée sur le risque de renversement à l'instant courant.

Finalement, la dernière partie de ce chapitre a été consacrée au maintien de la stabilité du véhicule par la régulation de sa vitesse. Pour cela, les techniques de commande prédictive ont été utilisées afin de calculer la vitesse maximale admissible avant renversement. Cet algorithme se base sur les estimations des glissements réalisées par l'observateur OMM et le modèle de roulis présenté lors du chapitre 2. Il a été démontré à partir de simulations et d'expérimentations réelles, que cette solution permet de maintenir efficacement le véhicule dans une situation stable, à partir du moment où la vitesse du véhicule



est facilement commandable. C'est pourquoi, l'application de cette solution est surtout envisageable dans le cas des VLTT pour lesquels une action sur les freins est possible. En effet, dans le cas contraire, même si le système de retour d'effort permet de réduire la vitesse, son asservissement est difficilement réalisable car cela revient à estimer le frein moteur disponible, qui dépend de la vitesse engagée et du régime moteur. De plus, il a aussi été démontré l'intérêt d'un tel algorithme en robotique mobile car il permet, en plus d'assurer la stabilité du robot, d'optimiser la commande en vitesse en fonction d'un compromis entre l'erreur acceptable pour le suivi de trajectoire et un seuil de stabilité pré-déterminé. Le dernier point abordé a été la capacité de l'observateur OMM à fournir des estimations suffisamment précises des angles de dérive, ce qui permet d'estimer avec la même précision qu'un observateur basé sur les mesures d'un GPS RTK, la vitesse de consigne maximale admissible. Ainsi, il est possible d'assurer la stabilité d'un robot même lorsque le signal GPS RTK peut être masqué, ce qui est courant en milieu naturel à cause de la présence de relief important, d'arbres, de bâtiments, etc.

# Chapitre 5

## Conclusion générale

Cette thèse, dont la problématique générale réside sur l'étude de la stabilité dynamique des véhicules en milieu tout-terrain, s'est déroulée au sein de l'Irstea de Clermont-Ferrand dans l'équipe TEAM et en étroite liaison avec l'Institut Pascal (équipe MACCS). L'objectif principal a été le développement d'un système de sécurité actif pour la prévention des risques de renversement des Véhicules Légers Tout-Terrain (VLTT). La réalisation de cet objectif avec pour principale contrainte la limitation à une instrumentation bas-coût (afin de garder une possibilité d'industrialisation du système) a induit l'apport de contributions tant au niveau de la modélisation dynamique du véhicule que de la conception d'algorithmes permettant d'estimer avec précision l'état dynamique de ce dernier.

### 5.1 Bilan des contributions apportées

#### 5.1.1 Caractérisation du phénomène de renversement

Afin d'être en mesure de répondre à la problématique posée, la première étape a été d'étudier le phénomène de renversement afin de mettre en avant les différents paramètres influençant la stabilité du véhicule. D'après cette étude, il est apparu évident qu'un système de sécurité dédié aux VLTT doit prendre obligatoirement en compte les phénomènes de glissement, le relief du terrain, les caractéristiques géométriques et inertielles du véhicule et si possible la position et le comportement du conducteur, qui sont tous des paramètres influençant largement la dynamique latérale et/ou longitudinale du véhicule.

Par la suite, nous nous sommes donc intéressés aux principales métriques de stabilité proposées dans la littérature selon deux principaux critères. Cette métrique doit être capable d'une part de caractériser le plus justement possible le risque de renversement d'un véhicule et d'autre part d'être estimable à partir d'un équipement sensoriel limité en coût et peu encombrant afin qu'une industrialisation du système de sécurité soit envisageable. Pour cela, le Transfert de Charge (TC) a été choisi parmi l'ensemble des critères disponibles dans la littérature, car il permet de caractériser aussi bien la stabilité Longitudinale (TCLo) que la Latérale (TCLa). De plus, son estimation est relativement simple car l'évolution de ce critère est fortement liée aux accélérations longitudinale et latérale du véhicule, grandeurs facilement mesurables grâce à un accéléromètre, qui peut être un

capteur bas-coût et de petite taille.

Étant donné que le principal objectif de cette thèse est avant tout de concevoir et de proposer un système de sécurité actif permettant de contrôler efficacement le risque de renversement, une étude des systèmes existant dans le milieu routier et pour le contrôle de la stabilité des véhicules a été effectuée. D'après cette étude, il est apparu que l'unique rétroaction techniquement, mais aussi légalement, possible est sur la vitesse et/ou l'accélération du véhicule. C'est pourquoi le développement du système de sécurité actif s'est principalement orienté sur le contrôle de la gâchette des gaz.

Ainsi, la suite du mémoire a été dédiée au développement de modèles analytiques permettant de caractériser le risque de renversement à travers l'estimation et/ou la prédiction de nos métriques de stabilité (TLCa et TCLo).

### **5.1.2 Modélisation innovante de la dynamique du véhicule pour l'estimation du risque de renversement**

Les deux premiers modèles proposés, qui sont des représentations 2D en tangage et en roulis du véhicule, ont pour objectif de calculer en temps-réel les deux critères de stabilité (respectivement, le TCLo et le TLCa). Par rapport à des modèles 3D, qui modélisent certes plus précisément la dynamique générale du véhicule, mais qui impliquent le développement d'équations complexes et difficiles à utiliser, les deux modèles 2D ont été conçus de manière à limiter le nombre de paramètres et de capteurs nécessaires, ce qui facilite leur utilisation sur n'importe quel type de véhicule. Ainsi, il est possible d'obtenir une estimation précise du TLCa et du TCLo à partir uniquement de la mesure des accélérations du véhicule. Cette méthode permet alors de se passer de l'estimation des conditions d'adhérence ou du relief du terrain puisque la mesure même de l'accélération tient compte de ces paramètres. De plus, une première solution permettant de prendre en compte les déplacements latéraux du pilote a été proposée à partir d'une simple mesure de la pression appliquée sur les repose-pieds dans le cadre de l'estimation du TLCa. Cette solution a été validée à partir d'expérimentations réelles effectuées sur un quad agricole, tout comme l'estimation des deux métriques de stabilité (après identification préalable des paramètres du véhicule).

Toutefois, l'estimation du TLCa n'étant pas suffisante à la mise en place d'un système de prévention du risque de renversement latéral, un modèle en lacet du véhicule a été développé afin d'être en mesure de décrire analytiquement et donc de prédire l'évolution de l'accélération latérale en fonction de l'extrapolation des consignes du pilote, des conditions d'adhérence et du relief du terrain. Ce modèle a la particularité de prendre en compte le relief du terrain tout en gardant une représentation en 2D du véhicule, ce qui nous permet de conserver des équations d'évolution relativement simples et facilement utilisables dans le cadre du développement d'observateurs. Ces derniers sont nécessaires à la prédiction du TLCa, car les équations d'évolution de l'accélération latérale font intervenir des variables qui ne sont, soit pas directement mesurables par des capteurs bas-coût, soit simplement non physiquement mesurables comme entre autre les conditions d'adhérence. Cette simplicité de modélisation est renforcée par le choix d'un modèle de contact

roue/sol relativement simple et ne nécessitant que très peu de paramètres pour être exploité. La suite de ce mémoire a donc été dédiée à la présentation des différentes méthodes d'observation permettant d'estimer les conditions d'adhérence et le relief du terrain afin que notre prédiction de l'accélération latérale et donc du TCLa soit la plus représentative possible de la réalité.

### 5.1.3 Développement d'observateurs pour l'estimation des glissements et du relief

Basé sur des travaux précédents, un premier observateur (nommé OBS) a été développé à partir du modèle bicyclette du véhicule et d'un modèle linéaire adapté du contact roue/sol. Cet observateur, qui ne requiert que quatre mesures (vitesse de lacet, angle de braquage, vitesse linéaire et accélération latérale), permet d'avoir une connaissance en temps-réel des conditions d'adhérence et du relief du terrain grâce respectivement à l'estimation d'une rigidité de dérive globale du pneumatique et de l'inclinaison latérale du véhicule.

Toutefois ce type d'observateur n'est viable que si la conduite du véhicule reste souple. En effet, dans le cadre d'une conduite plus dynamique, le comportement du véhicule peut évoluer et passer de sous-vireur (cas par défaut) à sur-vireur en raison de conditions d'adhérence différentes entre les essieux avant et arrière. Or, l'observateur OBS est basé sur une rigidité de dérive globale, qui ne permet pas de remarquer ce changement de comportement puisque, par construction, les rigidités de dérive sur chaque essieu sont considérées identiques. Cette limitation de l'observateur OBS implique donc une prédiction erronée de l'accélération latérale et donc du TCLa, puisque le modèle bicyclette n'est plus représentatif de la dynamique réelle du véhicule.

Ainsi, deux autres observateurs (DOBS et OMM), basés sur le même modèle de véhicule et le même ensemble de capteurs, ont été proposés afin de pallier cette limitation. Le premier (observateur DOBS), construit à partir de deux observateurs OBS représentant les deux comportements possibles, et entre lesquels on commute en fonction de la situation dans laquelle se trouve le véhicule, permet de rendre compte de ces phénomènes de sur- et sous-virage. Néanmoins, les commutations sont préjudiciables à la précision de l'estimation et il est apparu que l'unique possibilité pour décrire efficacement ces phénomènes résidait dans l'estimation séparée des rigidités de dérive avant et arrière. C'est dans cette optique que l'observateur OMM a été développé avec toujours le souci de ne pas solliciter l'apport de capteurs très onéreux (GPS RTK, odométrie laser et visuelle, etc.). Basé sur la mesure des accélérations en un point précis, l'observateur OMM permet d'obtenir une estimation suffisamment précise des rigidités de dérive avant et arrière ainsi que de l'inclinaison du véhicule (longitudinale et latérale), afin que le modèle bicyclette soit représentatif de la dynamique latérale réelle du véhicule. De ce fait, quels que soient la dynamique du véhicule et l'environnement extérieur, il est possible d'avoir accès à une prédiction précise du TCLa, ce qui permet d'envisager le développement d'un système de sécurité actif.

### 5.1.4 Conception d'un système de sécurité actif

A partir des estimations du TCLo et du TCLa et de la prédiction du TLCa, l'objectif a été de concevoir un système de sécurité permettant aussi bien d'avertir le pilote d'un danger imminent que de limiter la vitesse et/ou l'accélération afin de réduire si nécessaire les risques de renversement respectivement latéral et longitudinal.

Afin de toujours répondre à des limitations en coût, la solution proposée est inspirée des systèmes d'anti-patinage et d'anti-cabrage qu'il est habituellement possible de retrouver sur certaines motocyclettes. La différence est que le système ici proposé ne se limite pas uniquement au contrôle du régime moteur, mais permet à travers la génération d'un retour d'effort sur la gâchette des gaz d'avertir quasiment instantanément le pilote du risque encouru, voire de le limiter si besoin est. Les différentes expérimentations menées avec le quad MF400H équipé de ce système ont permis de démontrer concrètement son efficacité en vraie grandeur. De plus, la gêne que peut occasionner le retour d'effort sur le conducteur lors d'activations répétitives du système de sécurité a pour conséquence d'influer sur son comportement dans le bon sens. Ainsi, en plus d'être en mesure de réduire le risque de renversement, un tel système a une réelle fonction pédagogique et il peut être utile lors de la phase d'apprentissage à la conduite de tels véhicules.

Finalement, l'objectif des derniers travaux présentés a été de proposer une solution basée sur la régulation de la vitesse afin de maintenir le TCLa dans une plage de sécurité donnée. A partir des techniques de commande prédictive, le calcul en temps-réel de la vitesse critique menant à une valeur seuil pour la sécurité (e.g.  $TCLa = 80\%$ ) a été rendu possible, et donc il a été proposé d'imposer comme consigne le minimum entre cette estimation et la commande désirée par le conducteur. Il a été démontré en simulations avancées et en expérimentations réelles que la stabilité du véhicule peut alors être maintenue dans la zone prédéfinie. Néanmoins, ce type de solution est applicable à partir du moment où la vitesse du véhicule est facilement contrôlable, ce qui exclut un certain nombre de VLTT à cause du coût de mise en place d'un système de rétroaction sur les freins. En effet, le système de retour haptique permet de réduire qualitativement la vitesse et/ou l'accélération du véhicule. Cependant, la mise en place d'une fonction permettant de relier quantitativement la force appliquée à la gâchette des gaz à une vitesse du véhicule désirée est difficilement réalisable, car cela nécessite la connaissance de différents paramètres plus ou moins accessibles (i.e. frein et inertie moteur, conditions d'adhérence, vitesse engagée, etc.) et d'asservir la position de la gâchette des gaz en fonction de la force de l'utilisateur. Enfin, l'efficacité de l'observateur OMM à estimer la dynamique latérale d'un véhicule évoluant en milieu naturel a été de nouveau confirmée, puisque ses estimations d'angles de dérive permettent de calculer, avec quasiment la même précision qu'un observateur basé sur un GPS RTK, la vitesse de consigne maintenant le robot dans un état stable pour la dynamique latérale.

## 5.2 Transfert technologique et valorisation industrielle

Le système de sécurité actif basé sur la génération d'un retour d'effort en fonction du risque estimé et anticipé peut faire l'objet d'une industrialisation. En effet, l'ensemble des algorithmes proposés ainsi que le système de sécurité sont basés aussi bien sur des capteurs que sur des actionneurs dont le coût est en adéquation avec celui d'un VLTT. De surcroît, le choix des capteurs et la conception du prototype ont été réalisés dans une optique de faible encombrement et d'une possible adaptation à une large gamme de véhicules. Seule la solution basée sur le contrôle actif de la vitesse du véhicule ne peut être appliquée dans l'immédiat à un VLTT, puisqu'elle requiert la mise en place d'un système de rétroaction sur les freins afin de contrôler efficacement la vitesse du véhicule.

Finalement, l'applicabilité de ces travaux peut être étendue à d'autres types de véhicules tout-terrain (robotique mobile, véhicules agricoles, entretien des espaces verts, etc.) ou même aux véhicules routiers ( $4 \times 4$ , poids lourds, etc.), qui sont soumis aussi à des problèmes de stabilité à cause des changements de conditions d'adhérence et/ou de leurs caractéristiques géométriques particulières (faible empattement par rapport à la hauteur du centre de gravité). Ce portage ne comporte pas de difficultés apparentes, puisque d'une part le système actuel respecte encore mieux les contraintes de coût (prix d'achat du véhicule plus élevé et production en plus grande série), et que d'autre part les paramètres nécessaires à son utilisation sont limités en nombre et sont facilement identifiables. Par exemple, une partie des travaux réalisés a servi au dépôt d'un brevet (n° ref : BF/GB BFF 13L0173) pour l'aide à la conduite des véhicules automoteurs équipés d'un système de suspension pilotable (e.g. vendangeuses). Ce brevet a été déposé dans le cadre du projet de recherche ActiSurTT soutenu par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) et dont l'objectif est la réalisation de dispositifs actifs pour la sécurité des véhicules en environnement tout-terrain. Enfin, le transfert technologique du système de sécurité basé sur la régulation de la vitesse aux grands véhicules agricoles ou de chantier est d'autant plus intéressant que ces types de véhicule sont déjà équipés des actionneurs nécessaires et que beaucoup de capteurs sont déjà présents de série.

## 5.3 Limitations et perspectives

Bien que les travaux de thèse présentés ici aient apportés des solutions innovantes dans différents domaines et des possibilités de valorisation industrielle, ils ouvrent sur des perspectives de travaux et/ou de nouvelles voies de recherche plus approfondies, issues en partie des limitations constatées.

### 5.3.1 Choix d'un modèle de contact pneu/sol plus complexe

Puisque nous considérons un modèle de contact pneu/sol linéaire, l'adaptation des rigidités de dérive ne prend pas uniquement en compte une variation des conditions d'adhérence mais aussi le phénomène de non-linéarité lorsque le pneumatique est soumis à d'importants efforts latéraux. La prise en compte de ces deux phénomènes plus ou moins indépendants au sein d'une même variable peut avoir des conséquences néfastes lors de l'utilisation du modèle bicyclette pour prédire l'évolution de la dynamique latérale du véhicule. Pour rappel, cette limitation, qui a été abordée en section 4.3.2.2, est due au fait que lorsque les angles de dérive augmentent et dépassent un certain seuil, les efforts latéraux n'augmentent plus. Cependant, puisque les rigidités de dérive ne sont pas adaptées sur l'horizon de prédiction (considérées constantes), ce modèle de contact ne peut pas rendre compte du fait que, dans une telle situation, l'effort latéral est constant quelle que soit la valeur de  $\beta$ , ce qui induit des erreurs dans la prédiction de la dynamique latérale du véhicule.

Afin d'améliorer la représentativité du modèle bicyclette, une des voies de recherche serait d'obtenir une estimation des efforts verticaux au niveau du contact, afin d'être en mesure d'utiliser des modèles plus complexes comme ceux de Kiencke ou de Dugoff qui permettent de caractériser les deux phénomènes séparément tout en restant relativement simples (peu de paramètres) contrairement au modèle de Pacejka par exemple. Pour cela, la solution la plus pertinente serait d'installer un second accéléromètre au milieu de l'essieu avant (en plus de celui déjà présent au milieu de l'essieu arrière), afin d'obtenir une estimation du TCLa au niveau des deux essieux et donc des efforts normaux appliqués aux roues.

### 5.3.2 Prise en compte du pilote sur le plan longitudinal

Comme pour le renversement latéral, la position du pilote sur le véhicule a une influence non-négligeable sur le transfert de charge longitudinal. Il est donc nécessaire pour la suite des travaux de proposer aussi une solution permettant de prendre en compte cette influence. S'il est possible, de manière analogue à la stabilité latérale, de modéliser l'influence de la position du pilote par une modification des demi-empattements avant et arrière, il reste néanmoins à mesurer cette position. Par exemple, dans le cas d'une position assise, des capteurs de pression pourraient être installés sous le siège afin de différencier trois positions : en arrière, centrée, en avant.

### 5.3.3 Développement d'un système de contrôle actif de la vitesse et de l'accélération

Nous avons pu démontrer à travers des simulations avancées et des expérimentations avec le robot mobile RobuFast, qu'il est possible de contrôler la stabilité latérale d'un véhicule en régulant sa vitesse. Toutefois, cette solution n'a pas été appliquée sur le VLTT servant à nos expérimentations, puisque cette méthode nécessite de contrôler précisément la vitesse du véhicule, ce qui est difficilement réalisable à partir uniquement du contrôle de la gâchette des gaz (cela requerrait la connaissance du rapport engagé, du régime et de l'inertie du moteur, etc.). Ainsi, la solution la plus pertinente reste le développement d'une rétroaction sur le système de freinage du véhicule. Cependant, ce type de rétroaction ne pourrait concerner évidemment que des VLTT relativement haut de gamme au vu du coût supplémentaire qu'un tel système requiert.

De plus, nous pouvons aussi envisager le développement d'un système analogue pour le contrôle de la stabilité longitudinale. Dans ce cas, il s'agirait alors d'estimer en temps-réel le couple maximum à transmettre aux roues arrière afin que le  $TCLo$  ne dépasse pas un seuil de sécurité prédéfini (e.g.  $|TCLo| < 80\%$ ). Un tel développement impose cependant de traiter deux contraintes supplémentaires. En premier lieu, il faut pouvoir prédire l'évolution du  $TCLo$  et donc pour cela développer un modèle représentatif de la dynamique longitudinale. Cependant, l'estimation en temps-réel des conditions d'adhérence longitudinales nécessite la mesure du glissement longitudinal dans un environnement très bruyé avec un rayon dynamique de la roue a priori variable à cause des faibles pressions dans les pneumatiques, c'est donc un premier problème difficile. La deuxième contrainte se réfère au contrôle du couple fourni aux roues arrière. Cela implique l'utilisation d'un embrayage commandable et/ou d'un contrôle en temps-réel du régime moteur (et donc requiert un accès à la carte de commande des injecteurs), qui sont évidemment des solutions complexes et onéreuses. Toutefois, ces différentes voies de recherches restent intéressantes dans le cadre d'un portage des différents algorithmes à d'autres types de véhicules, où les limitations en coût et en encombrement sont moins contraignantes.

### 5.3.4 Adaptation du système de sécurité à la robotique mobile

Les robots mobiles évoluant à haute vitesse et commandés pour suivre une trajectoire prédéfinie doivent pouvoir s'adapter en temps-réel aux conditions du terrain (pente, adhérence, etc.) afin d'éviter des situations périlleuses qui engendrent des coûts matériels et surtout un arrêt temporaire de leur fonction. Ainsi, ils doivent être capables de prédire les situations à risque afin d'adapter au mieux leur vitesse lors des changements de direction. Dans cette optique, l'algorithme de commande prédictive basé sur le modèle de roulis du véhicule peut être utilisé afin d'établir la vitesse de passage en courbe la plus adaptée en fonction des consignes futures désirées et des conditions d'adhérence estimées. Ce type de solution a déjà été testé et validé sur un robot autonome (voir section 4.5) mais en utilisant uniquement la valeur courante de l'angle de braquage. Cependant, nous connaissons à l'avance la trajectoire à suivre et donc l'angle de braquage futur, ainsi que



les glissements prévisibles. Il pourrait être intéressant d'utiliser ces connaissances pour raffiner le calcul de la vitesse maximum et ainsi éviter de fortes variations de la consigne de vitesse, ce qui augmenterait les performances du suivi de trajectoire.

Par la suite, nous avons aussi mis en évidence qu'il était possible d'estimer avec précision un critère de stabilité en lacet. Pour rappel, ce critère fournit la vitesse maximale à ne pas dépasser afin d'éviter le phénomène de tête-à-queue, qui implique la perte de la contrôlabilité directionnelle du véhicule (incapacité de suivre la trajectoire désirée) et aussi le possible renversement de celui-ci. Ainsi, afin d'améliorer le contrôle du robot lors d'un changement de direction, un système de supervision pourrait être mis en place avec pour objectif la réduction de la vitesse du véhicule lorsque la prédiction du critère de stabilité en lacet dépasse un seuil critique.

Finalement, dans une approche globale du maintien de l'intégrité des robots mobiles évoluant en milieu tout-terrain, l'utilisation d'algorithmes de reconstruction de terrain basés sur de la stéréo-vision ou des capteurs laser haute définition ([RH10], [MFDC09] et [VHKH04]) est une voie de recherche prometteuse. En effet, l'obtention d'une cartographie 3D de l'environnement proche du robot permet de mettre en place des algorithmes capables d'ajuster en temps-réel la trajectoire ou la vitesse du véhicule en fonction des obstacles perçus ([DBDC09] et [MRS+09]). De plus, la connaissance du relief permet d'anticiper l'évolution de l'inclinaison du véhicule et donc de mieux réguler la vitesse de consigne lors des virages dans des fortes pentes, cf. discussion à la section 4.5.3.1.

Toutefois, ce type de solution est pour le moment réservé à des véhicules évoluant uniquement à basse vitesse car les calculs nécessaires à l'obtention de la cartographie ou au calcul de la trajectoire demandent des ressources importantes. Ainsi, si la vitesse du véhicule est trop élevée, l'informatique embarquée ne possède pas le temps suffisant pour le traitement des données par rapport à la dynamique du véhicule. De plus, les algorithmes permettant de maintenir l'intégrité du véhicule, que cela soit au niveau du risque de tête-à-queue ou des renversements longitudinal et latéral, sont encore largement à développer.

Ainsi, un des sujets de recherche au sein du laboratoire (TR INSPIRE - équipe MOBITECH) est de développer un système complet pour la mobilité des robots évoluant en milieu tout-terrain. L'objectif est ainsi de maximiser et/ou d'optimiser la vitesse de déplacement du véhicule par rapport à la trajectoire calculée en fonction des obstacles tout en assurant son intégrité par rapport aux risques de renversement et de tête-à-queue. Ces travaux sont d'ailleurs l'objet de la thèse de J.B. Braconnier, qui a pour titre "Commande de l'intégrité de robots mobiles dans un environnement dynamique".

# Annexe A

## Présentation des moyens expérimentaux

Cette annexe a pour but de présenter succinctement dans une première partie les différents véhicules qui ont permis la réalisation des différentes expérimentations présentées dans ce mémoire. La seconde partie de l'annexe est dédiée à la présentation des différents capteurs équipés sur les véhicules, qui sont nécessaire au fonctionnement du système de sécurité.

### A.1 Les véhicules expérimentaux

#### A.1.1 La maquette numérique d'un véhicule tout-terrain

La maquette numérique utilisé pour la validation théorique des différents algorithmes a été conçu sous le logiciel Adams commercialisé par la société MSC Software. Ce logiciel est un des plus utilisé en automobile et en aéronautique pour l'analyse dynamique et de cinématique de système multi-corps. La Figure A.1 représente la maquette numérique développé sous ce logiciel, qui est une modélisation du robot autonome le RobuFAST présenté ci-après en section A.1.2.

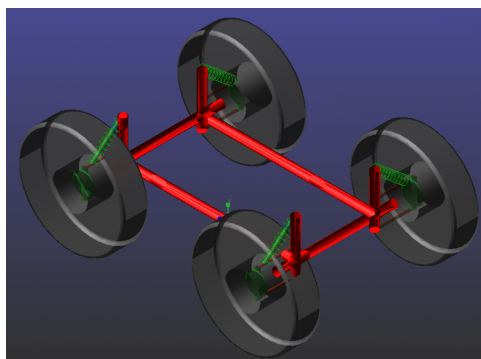


FIGURE A.1 – Maquette virtuelle du RobuFAST développé sous MSC Adams.

Comme le montre la Figure A.1, le châssis de la maquette est composé d'un solide indéformable relié par des suspensions à double triangles pour chaque roue. La motorisation du véhicule est assurée par une commande en couple sur chacune des roues, qui est fonction de la vitesse linéaire de suivi désirée. La direction est paramétrée à partir

de la position de la liaison pivot de direction et de l'épure de Jeantaud [Hal95], qui s'appuie sur des considérations géométriques et cinématiques en virage. Ainsi, la direction des roues avant sur le véhicule est directement égale à l'angle de braquage  $\delta$  défini par la Figure 2.17 au chapitre 2. Les liaisons roue/sol est assuré par un contact de type impact pour les efforts normaux (paramétré par une raideur, un amortissement et une profondeur d'enfoncement) et de type Coulomb pour les efforts tangentiels avec la prise en compte des frottements statiques et dynamiques (basé respectivement sur des coefficient de frottements statique et cinétique). Enfin, les principaux paramètres du véhicule sont affiché dans le tableau A.2.

Paramètres géométriques		Paramètres dynamiques	
Poids du véhicule $m$	380 Kg	Inertie selon l'axe $I_x$	81 Kg.m <sup>2</sup>
Empattement $L$	1,3 m	Inertie selon l'axe $I_y$	198 Kg.m <sup>2</sup>
Demi-empattement avant $L_f$	0,5 m	Inertie selon l'axe $I_z$	237 Kg.m <sup>2</sup>
Demi-empattement arrière $L_r$	0,8 m	Raideurs de roulis $K_r$	11800 N.m.
Voie $c$	1,2 m	Amortissement de roulis $B_r$	1500 N.m.s
Demie-Voie gauche $c_1$	0,6 m	Raideurs de tangage $K_p$	8100 N.m
Demie-Voie droite $c_2$	0,6 m	Amortissement de tangage $B_p$	1500 N.m.s

FIGURE A.2 – Tableau des paramètres géométriques et dynamiques de la maquette virtuelle.

### A.1.2 Robot mobile : RobuFAST

Le RobuFAST est un véhicule électrique tout-terrain autonome, qui a permit de valider le système de sécurité actif basé sur la régulation de la vitesse du véhicule (voir section 4.5). Ce robot, qui est représenté sur la Figure A.3, est fabriqué par la société Robosoft. Ce véhicule, dont les deux essieux sont directeurs, est motorisé par quatre moteurs électriques (un par roue), ce qui lui permet d'atteindre une vitesse maximum de  $8 \text{ m s}^{-1}$ .



FIGURE A.3 – Plateforme expérimentale RobuFAST

Les principales caractéristiques du véhicule sont :

Paramètres géométriques		Paramètres dynamiques	
Poids du véhicule $m$	380 Kg	Inertie selon l'axe $I_x$	81 Kg.m <sup>2</sup>
Empattement $L$	1,2 m	Inertie selon l'axe $I_y$	198 Kg.m <sup>2</sup>
Demi-empattement avant $L_f$	0,5 m	Inertie selon l'axe $I_z$	270 Kg.m <sup>2</sup>
Demi-empattement arrière $L_r$	0,7 m	Raideurs de roulis $K_r$	11800 N.m.
Voie $c$	1 m	Amortissement de roulis $B_r$	5000 N.m.s
Demie-Voie gauche $c_1$	0,5 m	Raideurs de tangage $K_p$	8100 N.m
Demie-Voie droite $c_2$	0,5 m	Amortissement de tangage $B_p$	3000 N.m.s

FIGURE A.4 – Tableau des paramètres géométriques et dynamiques du RobuFAST.

### A.1.3 Quadricycle à moteur : Quad MF400H

Le véhicule Massey Ferguson MF400H, visible sur la figure A.5, est un véhicule léger tout-terrain agricole de type quad. C'est un véhicule à vocation utilitaire avec des suspensions indépendantes sur les deux essieux avant et arrière. Il est motorisé par un mono-cylindre de 376 cc avec la possibilité de passer deux deux roues motrices (propulsion) à quatre roues motrices (pont central qui alimente alors les essieux avant et arrière). Enfin, il est dépourvu de différentiel sur les deux essieux afin de posséder des aptitudes tout-terrain.



FIGURE A.5 – Quad Massey Ferguson MF400H

Les principales caractéristiques du véhicule sont :

Paramètres géométriques		Paramètres dynamiques	
Poids du véhicule $m$	414 Kg	Inertie selon l'axe $I_x$	85 Kg.m <sup>2</sup>
Empattement $L$	1,28 m	Inertie selon l'axe $I_y$	173 Kg.m <sup>2</sup>
Demi-empattement avant $L_f$	0,58 m	Inertie selon l'axe $I_z$	176 Kg.m <sup>2</sup>
Demi-empattement arrière $L_r$	0,7 m	Raideurs de roulis $K_r$	8100 N.m.
Voie $c$	1 m	Amortissement de roulis $B_r$	2000 N.m.s
Demie-Voie gauche $c_1$	0,53 m	Raideurs de tangage $K_p$	4700 N.m
Demie-Voie droite $c_2$	0,47 m	Amortissement de tangage $B_p$	2000 N.m.s

FIGURE A.6 – Tableau des paramètres géométriques et dynamiques du quad MF400H.

## A.2 Instrumentation des véhicules

Cette section a pour objectif de présenter l'instrumentation utilisée sur les véhicules permettant l'estimation et l'anticipation des deux métriques de stabilité. Ainsi, il a été nécessaire d'avoir accès à :

- la mesure de l'angle de braquage,
- la mesure de la vitesse linéaire,
- la mesure de la vitesse de lacet,
- la mesure des accélérations latérales et longitudinales.

Les instruments utilisés pour ces différentes mesures sont listés ci-dessous.

Tout d'abord, un potentiomètre linéaire filaire (WayCon SX50 - 150€) a été utilisé pour la mesure de l'angle de braquage. Ce capteur, qui est présenté sur la Figure A.7 et qui s'enroule autour de la colonne de direction, nécessite un étalonnage préalable afin de relier la valeur de la tension mesurée à la variable de l'angle de braquage du modèle bicyclette. Après cette opération, la précision de la mesure est de l'ordre de  $0.1^\circ$ .



FIGURE A.7 – Potentiomètre linéaire utilisé pour la mesure de l'angle de braquage.

Ensuite, un radar Doppler mono-faisceau ( $35GHz$ , DRS1000 - 1000€) a été sélectionné pour la mesure de la vitesse linéaire. Ce capteur, présenté sur la Figure A.8, permet d'obtenir au mieux une précision de l'ordre de  $0.1m.s^{-1}$ .



FIGURE A.8 – Radar Doppler DRS1000 pour la mesure de la vitesse linéaire du véhicule.

Enfin, la mesure des accélérations et de la vitesse de lacet ont été réalisées grâce à une centrale inertielle MTi 100-series, qui est présentée sur la Figure A.9. Ce type de capteur est onéreux (entre 1000 et 3000 €) car il propose des algorithmes complexes

permettant de connaître la position angulaire de la centrale dans l'espace mais qui ne sont pas nécessaire pour notre application. En effet, le système de sécurité développé dans ce mémoire utilise uniquement les données brutes fournies par l'accéléromètre et le gyromètre de la centrale. Ainsi, comme ces deux capteurs intégrés à la centrale sont basés sur des technologies bas-coût (non-optique), il est possible de réaliser une carte électronique à partir d'accéléromètre et de gyromètre standard dans le cas d'une version industrialisée du système de sécurité.



FIGURE A.9 – Radar Doppler DRS1000 pour la mesure de la vitesse linéaire du véhicule.

Concrètement, ce type de centrale n'a été utilisée en réalité que pour des questions de facilité d'enregistrement des données et de mise en place du système d'acquisition temps réel : envoi des données numériques par connexions USB.



# Annexe B

## Mesure des différents paramètres du VLTT

Cette annexe fournit quelques éléments sur l'approche utilisée afin de déterminer la position du CdG d'un véhicule, les valeurs de ses trois moments d'inertie principaux, ainsi que les paramètres du modèle de suspension.

### B.1 Mesure de la position du CdG

Il s'agit de mesurer la position du Centre de Gravité (CdG) dans le plan sagittal du véhicule, afin de trouver la valeur des demi-empattements avant et arrière, ainsi que la valeur des moments d'inertie principaux.

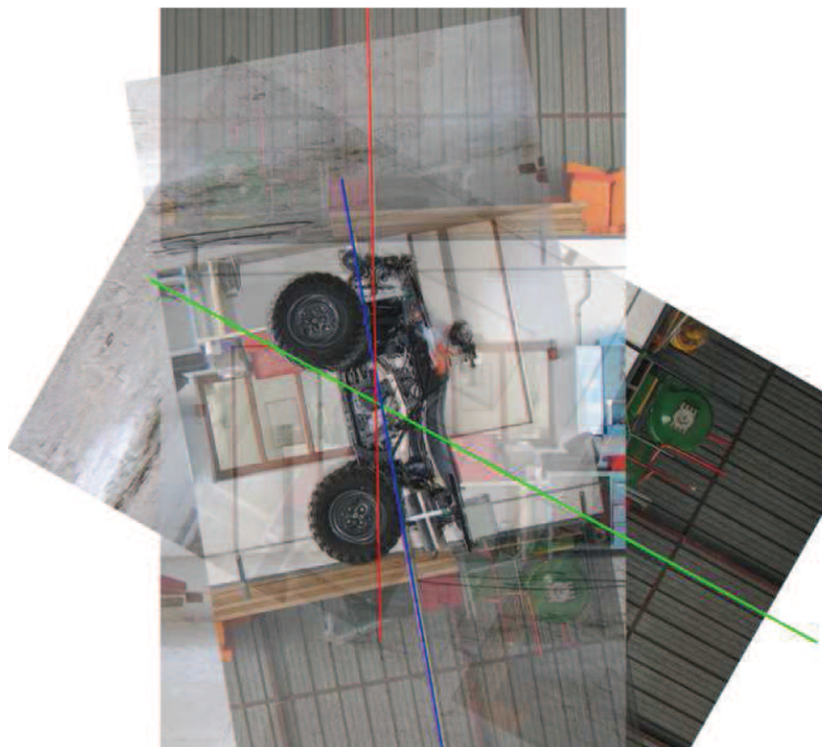


FIGURE B.1 – Détermination du CdG du quad MF400H

Pour réaliser cette mesure, il est nécessaire de suspendre le véhicule par au moins



deux points différents et de prendre des photographies du véhicule pour chaque position d'équilibre. En orientant celles-ci de telle sorte que les véhicules photographiés soient superposés, la position du CdG se trouve facilement au point d'intersection des droites qui passent par le point de sustentation et qui sont orientées selon la direction de la gravité. Cette technique a été appliquée au quad MF400H et le résultat de la méthode de détermination du CdG est décrit sur la Figure B.1. Puis, à partir de la position du CdG, les demi-empattements avant et arrière ont été déterminés en supposant que le CdG du véhicule se trouve dans le plan médian : il s'agit d'une mesure en deux dimensions. Finalement, le calcul des trois moments d'inertie principaux peut être réalisé.

## B.2 Mesure des moments d'inertie principaux

Afin de mesurer les trois moments d'inertie principaux du véhicule, la méthode du pendule pesant a été utilisée. Elle consiste à le suspendre par un point, de façon que l'axe de rotation soit colinéaire avec l'un des trois axes principaux, comme le montre la Figure B.2 pour un solide quelconque.

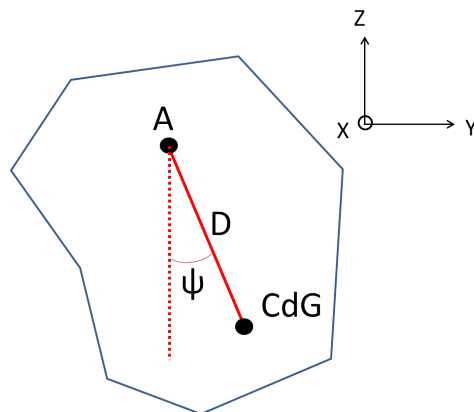


FIGURE B.2 – Méthode du pendule pesant

Par la suite, on note  $\psi$  l'angle entre la verticale passant par le point de sustentation  $A$  et la direction définie par la droite  $(AG)$  et  $\vec{x}$  le vecteur normal au plan défini par ces 2 droites. En exploitant le théorème de Koenig, le moment cinétique en  $A$  du solide projeté sur l'axe  $\vec{x}$ , noté  $\sigma_{A,x}$ , s'exprime alors comme :

$$\sigma_{A,x} = \left[ I_A \omega_{S_R} + m \overrightarrow{AG} \wedge \overrightarrow{V_A} \right] \cdot \vec{x} = I_{A,x} \dot{\psi} \quad (\text{B.1})$$

avec  $I_A$  la matrice d'inertie en  $A$  du solide de masse  $m$ ,  $\omega_{S_R}$  le vecteur vitesse de rotation du solide par rapport au repère fixe  $R = (x, y, z)$ ,  $\overrightarrow{V_A}$  la vitesse du point  $A$  (avec ici  $\overrightarrow{V_A} = 0$ ) et  $I_{A,x}$  le moment d'inertie en  $A$  suivant l'axe  $x$  du solide. Ainsi, par application du théorème du moment dynamique, on obtient :

$$\delta_{A,x} = I_{A,x} \ddot{\psi} = -mgD \sin(\psi) \quad (\text{B.2})$$

avec  $\delta_{A,x}$  le moment dynamique en  $A$  du solide suivant l'axe  $x$  et  $D$  la longueur du segment

[AG].

Puis, avec l'hypothèse des petites oscillations du solide autour de l'axe  $x$  (i.e.  $\sin(\psi) \approx \psi$ ), l'équation (B.2) devient :

$$\ddot{\psi} + \omega_0^2 \psi = 0 \quad (\text{B.3})$$

où  $\omega_0 = \sqrt{\frac{mgD}{I_{A,x}}}$ . On en déduit que la période des oscillations  $T_o$  est alors égale à :

$$T_o = 2\pi \sqrt{\frac{I_{A,x}}{mgD}} \quad (\text{B.4})$$

Finalement, en enregistrant les oscillations de la masse suspendue (en réalité, il s'agit de pseudo-oscillations à cause des frottements), il est possible d'estimer  $T_o$  et d'en déduire le moment d'inertie du véhicule suivant l'axe  $x$  à partir de l'équation (B.4) et du théorème de Huygens :

$$I_{G,x} = I_{A,x} - mD^2 = \frac{mgDT_o^2}{4\pi^2} - mD^2 \quad (\text{B.5})$$

Ainsi, la méthode du pendule pesant permet d'évaluer simplement et suffisamment précisément la valeur d'un moment d'inertie d'un solide en son centre de gravité suivant un axe. Par conséquent, en répétant cette procédure pour les trois axes principaux du VLTT (roulis, tangage, lacet), on obtient les trois moments d'inertie principaux au CdG du véhicule.

## B.3 Identification des paramètres du modèle de suspension

Cette section présente la méthode utilisée pour l'identification des paramètres du modèle de roulis et de tangage (i.e.  $h_{r/p}$ ,  $K_{r/p}$  et  $B_{r/p}$ ) respectivement présentés en section 2.2.1 et 2.2.2.

### B.3.1 Procédure d'étalonnage de $h_{r/p}$ et $K_{r/p}$

Que ce soit pour les paramètres du modèle de roulis ou de tangage, la méthode employée repose sur le même principe, qui est de générer respectivement une accélération latérale ou longitudinale constante afin d'être en régime permanent. Plus précisément, des virages à vitesse constante sur un sol adhérent avec différents rayons de courbure ont été effectués pour identifier les paramètres du modèle de roulis (voir Figure B.3). Comme il est difficile pour un véhicule en mouvement de maintenir une accélération ou une décélération longitudinale constante, le véhicule a été placé à l'arrêt dans des pentes d'inclinaison différente pour l'identification des paramètres de tangage (voir Figure B.3).

Ensuite, à partir des valeurs de transfert de charge (TCLa et TCLo) mesurées grâce aux capteurs dynamométriques, des techniques d'optimisation de fonctions sont utilisées pour estimer la valeur des paramètres  $h_{r/p}$  et  $K_{r/p}$  permettant au modèle associé de

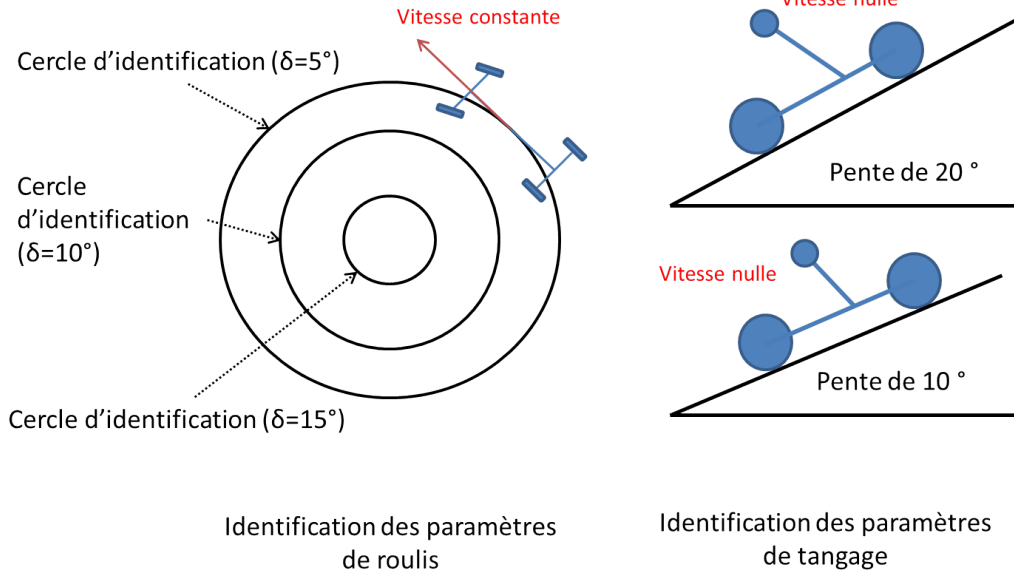


FIGURE B.3 – Illustration du protocole expérimental suivi pour l'identification des paramètres de roulis et de tangage

représenter au mieux les valeurs expérimentales. Étant donné que les fonctions d'évolution du TCLa et du TCLo ne sont pas linéaires, des méthodes d'identification non-linéaires sont évidemment utilisées comme par exemple la méthode de "descente de gradient", de Gauss-Newton connue aussi sous le nom de Newton-Raphson ou encore celle de Levenberg-Marquardt, qui est un couplage entre les deux précédentes (voir [PFTV] et [LLZW06] pour plus de détails).

De manière générale, l'objectif de ces méthodes est de déterminer, au sein d'une famille donnée de fonctions paramétrées, celle qui minimise une fonction de coût, qui est généralement un coût au sens des moindres carrés. Plus précisément, soit  $Y = \Phi(X, \xi)$  le modèle d'un procédé, avec  $X$  et  $Y$  respectivement l'entrée et la sortie du modèle et  $\xi$  le vecteur des paramètres inconnus. Alors, si  $Y_p^m$  désigne la sortie du processus mesurée à l'instant  $m$ , l'objectif de l'identification est de rechercher le vecteur optimal de paramètres noté  $\xi^*$ , qui minimise la fonction de coût  $J(\xi)$  suivante :

$$J(\xi) = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^M (Y_p^m - \Phi(X^m, \xi))^2 \quad (\text{B.6})$$

avec  $X^m$  l'entrée du procédé à l'instant  $m$  et  $M$  le nombre total de mesures. Dans notre cas, pour des raisons de simplicité de mise en place de la méthode et de convergence rapide du vecteur de paramètres  $\xi$ , nous avons opté pour la méthode de Gauss-Newton. Elle consiste à approcher à chaque itération le vecteur de paramètres optimal  $\xi^*$  sur la base d'un développement de Taylor à l'ordre 1 des fonctions de résidu  $r^m : r^m(\xi) = Y_p^m - \Phi(X^m, \xi)$ .

Plus précisément, le développement à l'ordre 1 du vecteur de résidu  $R$  autour de  $\xi^*$  est :

$$R(\xi^*) = \begin{pmatrix} r^1(\xi^*) \\ \vdots \\ r^M(\xi^*) \end{pmatrix} \approx \begin{pmatrix} r^1(\xi) \\ \vdots \\ r^M(\xi) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \nabla_{r^1}(\xi) \delta\xi \\ \vdots \\ \nabla_{r^M}(\xi) \delta\xi \end{pmatrix} = R(\xi) + \nabla_R(\xi) \delta\xi \quad (\text{B.7})$$

avec  $\delta\xi = \xi^* - \xi$  et  $\nabla_R(\xi)$  la matrice jacobienne de  $R(\xi)$ . Puisque  $\xi^*$  correspond au vecteur de paramètres optimal, alors  $R(\xi^*) = 0$ . On en déduit que l'écart  $\delta\xi$  entre les vecteurs de paramètres courant et optimal est :

$$\delta\xi = -\nabla_R(\xi)^\dagger R(\xi) \quad (\text{B.8})$$

avec  $\nabla_R(\xi)^\dagger$  la pseudo-inverse de  $\nabla_R(\xi)$ . Enfin, si l'algorithme est initialisé avec le vecteur de paramètres initial  $\xi_0$ , alors la séquence  $\xi_n$  calculée comme ci-dessous converge rapidement vers  $\xi^*$  :

$$\xi_{n+1} = \xi_n - \nabla_R(\xi_n)^\dagger R(\xi_n) \quad (\text{B.9})$$

Cette méthode a été utilisée ici pour déterminer les valeurs optimales  $h_{r/p}$  et  $K_{r/p}$  pour que les valeurs du TCLa et du TCLo en régime permanent prédites par les modèles (2.10) et (2.15) soient les plus proches possible des valeurs mesurées lors des essais présentés par la Figure B.3. Si on fait le lien avec les notations précédentes, les sorties mesurées  $Y_p^m$  sont les valeurs du TCLa ou du TCLo relevées après chaque essai, les sorties des modèles du procédé  $Y = \Phi(X, \xi)$  sont les valeurs du TCLa ou du TCLo en régime permanent déduites respectivement des modèles (2.10) et (2.15), les entrées  $X$  sont les accélérations latérale ou longitudinale et le vecteur de paramètres est  $\xi = (h_r, K_r)$  ou  $\xi = (h_p, K_p)$ .

Les expressions en régime permanent du TCLa et du TCLo se déduisent facilement de (2.10) et (2.15) en considérant simplement  $\dot{\varphi}_r = 0$  et  $\dot{\varphi}_p = 0$ . Ils ont pour expression :

$$\begin{aligned} TCLa_{perm} &= \frac{c_2 - c_1}{c} + \frac{-2}{c} h_r \sin(\varphi_r) \\ \varphi_r &= \frac{m h_r A_y^{Or}}{K_r} \\ \text{et} & \\ TCLo_{perm} &= \frac{L_r - L_f}{L} + \frac{-2}{L} h_p \sin(\varphi_p) \\ \varphi_p &= \frac{m h_p A_x^{Or}}{K_p} \end{aligned} \quad (\text{B.10})$$

Ainsi, l'identification des paramètres  $h_{r/p}$  et  $K_{r/p}$  consiste à appliquer la relation (B.9)

avec pour fonction de résidu :

$$\begin{aligned} r^m(\xi) &= TCLa_{mesure}(X) - TCLa_{perm}(X^m, \xi) \\ &\text{ou} \\ r^m(\xi) &= TCLo_{mesure}(X) - TCLo_{perm}(X^m, \xi) \end{aligned} \tag{B.11}$$

où  $TCLa_{perm}(X^m, \xi)$  et  $TCLo_{perm}(X^m, \xi)$  ont été obtenus à partir de (B.10).

Toutefois, pour notre application, l'algorithme de Gauss-Newton a été légèrement modifié sur deux points. Premièrement, le vecteur de paramètres  $\xi = (1000h_{r/p}, K_{r/p})$  a été choisi de manière à ce que les deux paramètres soient du même ordre de grandeur, afin d'assurer le meilleur conditionnement possible à la matrice jacobienne. Deuxièmement, un paramètre d'amortissement  $\lambda$  a été introduit dans l'équation de mise à jour des paramètres inconnus :

$$\xi_{n+1} = \xi_n - \lambda \delta \xi, \quad \lambda < 1 \tag{B.12}$$

Ce paramètre permet d'éviter les oscillations du vecteur de paramètres autour de l'optimum, ce qui permet donc de stabiliser l'algorithme d'estimation.

### B.3.2 Procédure d'estimation de $B_{r/p}$

Comme les paramètres  $B_{r/p}$  n'ont pas d'influence sur les valeurs en régime permanent du TCLa ou du TCLo, ils sont réglés expérimentalement en fonction de la forme de la courbe d'évolution du TCLa ou du TCLo en régime transitoire et du temps de réponse souhaité (au vu des enregistrements) pour le modèle dynamique. Pour cela, les expérimentations ont consisté à effectuer des virages brusques ou de fortes accélérations/décélérations afin de solliciter le régime transitoire du transfert de charge.

Par la suite, le réglage de  $B_{r/p}$  est réalisé par analogie avec la dynamique des systèmes du premier ordre, puisque l'équation d'évolution du transfert de charge est une équation d'ordre 1 (voir équations (2.10) et (2.15)). Le gain  $B_{r/p}$  est donc réglé afin d'obtenir un bon compromis entre un retard acceptable et un niveau de bruit pas trop élevé.

Par exemple, dans le cas de l'identification de  $B_r$ , l'expérimentation conduite avec le quad MF400H a consisté à réaliser un virage sur de l'asphalte où le bruit sur la mesure des accélérations est limité, suivi d'un second virage sur un terrain plus chaotique composé de gravier avec donc un rapport signal sur bruit beaucoup plus faible. L'essai a été rejoué en post-traitement afin d'estimer le TCLa avec trois valeurs différentes pour l'amortissement :  $B_r = 1000, 2000$  et  $3000 \text{ N.m.s}$ . La Figure B.4 permet de comparer les trois estimations du TCLa ainsi obtenues avec le TCLa mesuré grâce aux capteurs dynamométriques.

Au vu de la Figure B.4, nous constatons que le TCLa estimé avec un  $B_r$  trop élevé ( $B_r = 3000$ , courbe rouge) est certes peu bruité mais son évolution accuse un léger retard surtout lorsque le TCLa augmente brusquement (virage sur l'asphalte). A l'inverse, le TCLa estimé avec un  $B_r$  faible ( $B_r = 1000$ , courbe orange) suit très bien l'évolution du TCLa mesuré. Ce gain d'amortissement faible est très satisfaisant lorsque le bruit de

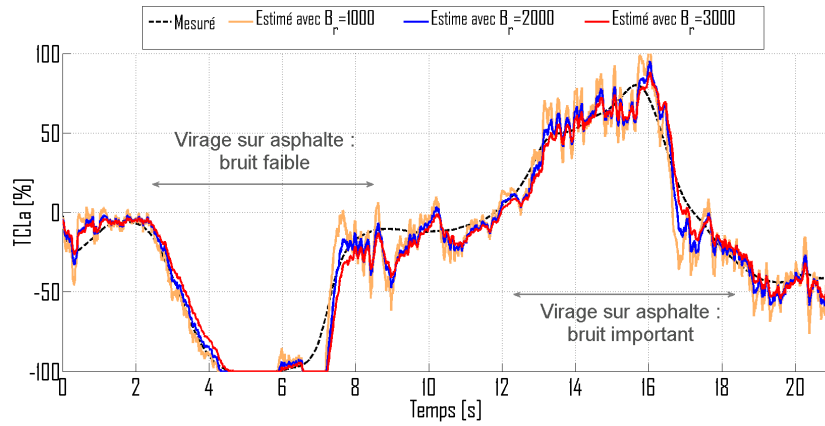


FIGURE B.4 – Identification du paramètre  $B_r$  pour le quad MF400H

mesure est limité (virage sur asphalté), mais malheureusement génère de grandes oscillations lorsque les conditions de mesure sont dégradées (virage sur du gravier). Ces fortes oscillations sont néfastes pour la détection des situations à risque, puisqu'en situations limites (TCLa proche du seuil de sécurité, fixé pour rappel à 80 %) elles seraient à l'origine d'activations intempestives du système de sécurité actif, ce qui est évidemment dommageable à l'efficacité du système et à son ergonomie. Par conséquent, la variable  $B_r$  pour le quad MF400H a été fixée à  $B_r = 2000 \text{ N.m.s}$ , qui représente un bon compromis entre le retard d'estimation et la robustesse au bruit de mesure comme le montre la courbe bleue sur la Figure B.4.

Évidemment, la procédure d'étalonnage de  $B_p$  est identique pour l'estimation du TCLo. Les valeurs obtenues pour les paramètres ( $h_{r/p}$  et  $K_{r/p}$ ) pour les véhicules expérimentaux sont détaillées en annexe A.



# Annexe C

## Capteurs dynamométriques DynQuad

Cette annexe est consacrée à la présentation des capteurs dynamométriques, qui sont utilisés pour mesurer le torseur des efforts au centre de gravité de chaque roue afin de déterminer avec précision le TCLa.

### C.1 Description du DynQuad

Les capteurs DynQuad sont des dynamomètres à 6 composantes destinés à être montés entre les éléments roulants (roues, disques de frein, etc.) et les arbres de transmission. Ils permettent de mesurer les actions mécaniques exercées au niveau du contact roue/sol lors du déplacement du véhicule. La mesure est exprimée sous la forme d'un torseur mécanique à 6 composantes (3 efforts et 3 moments) associé au contact entre le pneumatique et le sol, dans un repère (O, X, Y, Z) lié au corps du dynamomètre (repère tournant).

Le schéma de la Figure C.1 est un plan du capteur utilisé sur le véhicule Massey Ferguson MF400H. La couronne intérieure comporte 12 trous de diamètre 6.2 mm destinés à la fixation du capteur sur le moyeu de la roue.

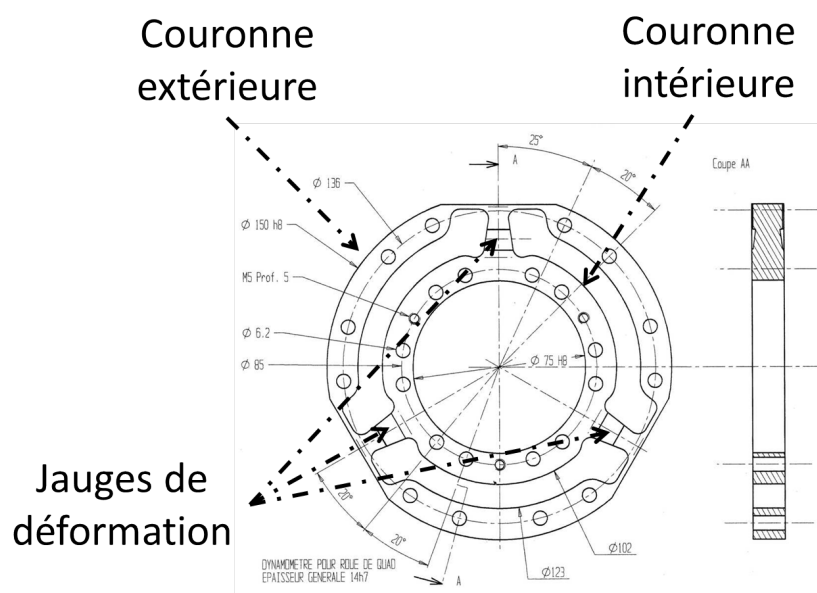


FIGURE C.1 – Dynamomètre DynQuad



## C.2 Fonctionnement

Le dynamomètre est une pièce en acier à haute résistance mécanique, usinée selon une forme particulière permettant de relever les déformations élastiques (voir [Cou00]) par des jauges piézo-résistives collées par deux au niveau des trois bras de liaison entre la couronne intérieure et celle extérieure (voir Figure C.1). Les signaux électriques des jauges sont proportionnels à l'amplitude des contraintes mécaniques appliquées au bras sur lequel elles sont collées.

Ces 6 jauges de déformation sont constituées de 4 résistances assemblées en pont de Wheastone. Ces ponts sont alimentés sous une tension de  $4.3\text{ V}$  et le signal de sortie est amplifié 450 fois. Il est alors numérisé sur une carte d'acquisition, puis enregistré. Par la suite, en post-traitement, le torseur des efforts est extrait à partir de la valeur des signaux enregistrés et d'un modèle mécanique de la pièce. Ainsi, ces capteurs permettent de mesurer sur chaque roue un effort normal variant de  $10\text{ Kg}$  à  $600\text{ Kg}$  avec une précision d'environ  $5\text{ Kg}$ .

## C.3 Montage des capteurs

Le montage des capteurs dans les roues nécessite de nombreuses pièces d'assemblage, puisque le dynamomètre est placé entre le moyeu de la roue et la jante.

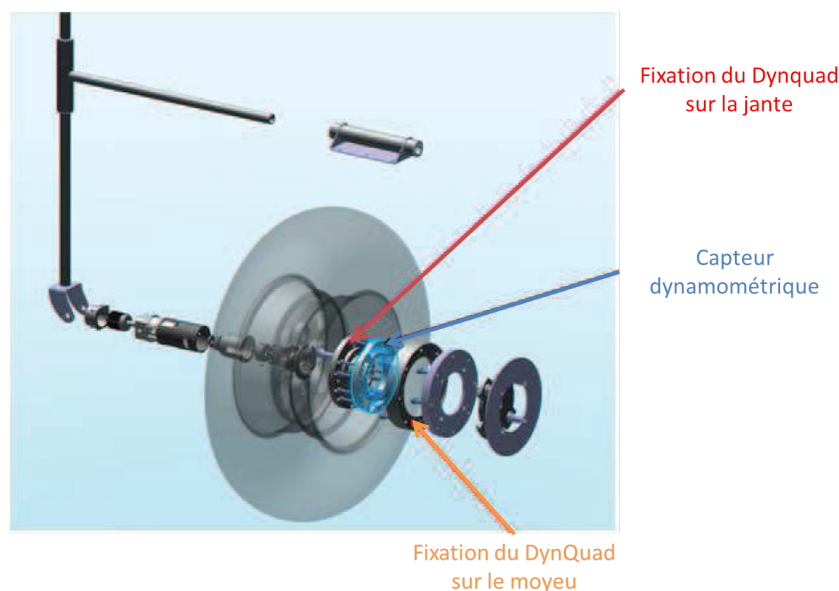


FIGURE C.2 – Assemblage du DynQuad dans une roue

Le montage décrit sur la Figure C.2 permet de visualiser une vue éclatée de l'assemblage réalisé. Outre les pièces nécessaires à l'alimentation et à l'acquisition des signaux (collecteur tournant, bague, roulements, etc.), l'assemblage fait intervenir deux pièces intermédiaires : une pour fixer le dynamomètre sur le moyeu et une autre pour fixer la jante sur le dynamomètre. Grâce à ces deux pièces, l'ensemble des efforts exercés sur le contact roue/sol est transmis au dynamomètre. Enfin, nous pouvons aussi remarquer que l'emploi

de telles pièces augmente la voie du véhicule d'une quinzaine de centimètres à l'avant et à l'arrière.



# Annexe D

## Éléments de conception du prototype de retour haptique

L'objectif de cette annexe est de présenter les différents éléments techniques qui ont mené à la conception du système de retour de force sur la gâchette des gaz.

### D.1 Analyse fonctionnelle du besoin

Afin d'établir un cahier des charges du système de rétroaction, la première étape a été de définir les différentes fonctions principales du système et ses contraintes vis-à-vis de ses éléments extérieurs. Pour ce faire, un "Diagramme Pieuvre" a été construit et il est représenté sur la Figure D.1.

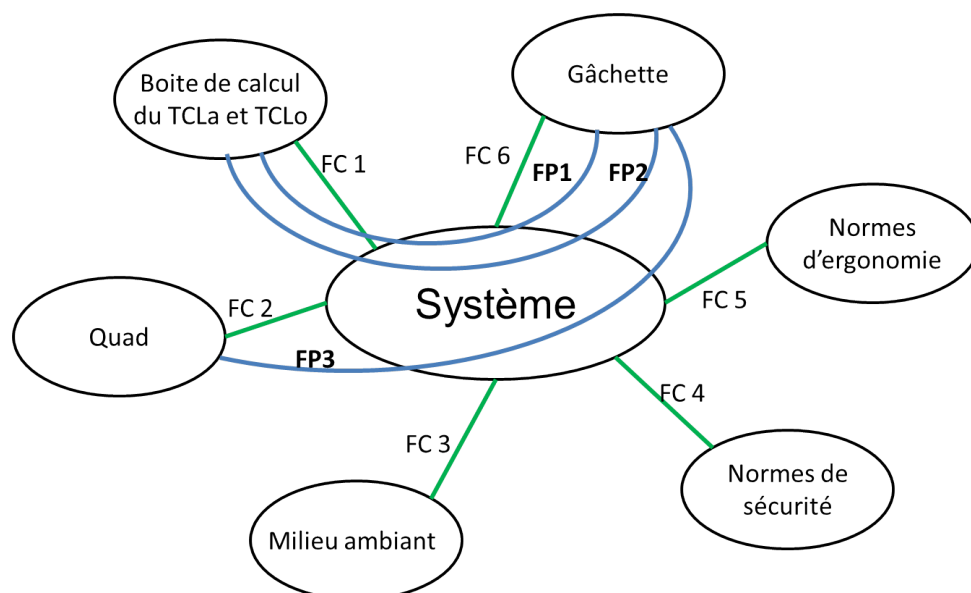


FIGURE D.1 – Diagramme pieuvre

Les différentes fonctions principales et de contraintes sont définies ci-dessous :

- FP1 : Mesurer la position de la gâchette
- FP2 : Contrôler le couple appliqué à la gâchette

- FP3 : Intégration à l'environnement
- FC1 : S'adapter aux grandeurs de commande
- FC2 : Avoir un encombrement réduit
- FC3 : Se protéger des projections
- FC4 : Répondre aux normes de sécurité
- FC5 : Répondre aux normes d'ergonomie
- FC6 : S'adapter à la gâchette existante

Grâce à ce travail de clarification du besoin et des fonctions que doit remplir le système, un premier cahier des charges a été établi et il est représenté sur la Figure D.2.

Fonction	Critère	Niveau	Flexibilité
<b>FP1 : Mesurer la position de la gâchette</b>	Course du capteur	25 mm	[+0 +20] mm
		40°	[+0 +100]°
	Précision du capteur	1°	max
	Réactivité du capteur	10Hz	10%
	Poids du capteur	100g	max
<b>FP2 : Contrôler le couple appliqué à la gâchette</b>	Course de l'actionneur	25mm	[+0 +50] mm
		40°	[+0 +100]°
	Précision de l'actionneur	1-5N	min-max
	Force à contrer max en impulsion	50 N	10%
	Force à contrer max maintenue	30 N	10%
	Temps de sortie / course totale	0,5 s	max
Réactivité de l'actionneur	10 Hz	<0,2 s	
<b>FP3 : Intégration à l'environnement</b>	Encombrement	300 cm <sup>3</sup>	100%
	Masse	500 g	100%
	Indice de protection système	IP 44	mini
	Energie	électrique/hydraulique	
	Consommation maxi	240 W/h	10%
	Prix	500 €	20%

FIGURE D.2 – Cahier des charges du système de rétroaction

La suite de l'annexe a donc pour but de présenter succinctement les choix techniques réalisés dans l'optique de concevoir un premier prototype du système de sécurité.

## D.2 Choix des solutions techniques

Les trois solutions techniques à réaliser sont la mesure de la position de la gâchette (FP1), l'application d'un couple ou d'une force de rappel sur cette dernière (FP2) et l'intégration du système à son environnement (FP3).

La précision requise pour la mesure de la position de la gâchette dépend de son utilisation au sein du système. Dans notre cas où l'on souhaite juste stopper la commande lorsque la gâchette arrive en fin de course, de façon à limiter la détérioration du système, un simple capteur de butée suffit. Toutefois pour des raisons de conception (facilement montable sur

l'axe traversant et maintenant la gâchette), le choix s'est porté sur un transducteur rotatif, même s'il fournit une précision bien plus que suffisante ( $1^\circ$ ) pour la simple détection d'une butée. Concrètement, un transducteur à application industrielle, développé par la société Vishay (voir Figure D.3), a été choisi pour le prototype. Ce capteur correspond à notre cahier des charges puisque son coût à l'unité est d'environ 14€.

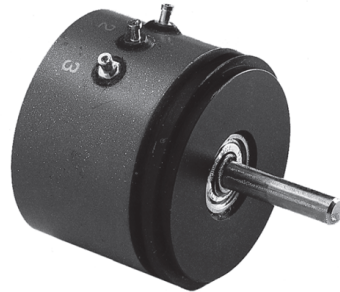


FIGURE D.3 – Transducteur rotatif permettant la mesure de la position de la gâchette

Concernant le choix de l'actionneur pour la génération d'un couple, bien qu'un vérin hydraulique peut sembler être une solution bien adaptée pour l'intégration du système au niveau du guidon, son utilisation implique la mise en place d'une centrale hydraulique encombrante et d'une commande complexe. Ainsi, afin de réaliser un premier prototype démontrant l'intérêt d'un tel système pour la prévention et la limitation du risque de renversement latéral, le choix d'une solution électrique apparaît finalement plus intéressant de par sa facilité d'installation et de commande (voir section 4.4.1.2). Le choix s'est arrêté sur un moteur-réducteur électrique à courant continu distribué par la société "MDP Motors" et développé par l'entreprise "Dunkermotoren" : le GR42x40/PLG42K (voir Figure D.4) avec un prix à l'unité de 200€.



FIGURE D.4 – Moteur-réducteur à courant continu pour la génération d'un retour d'effort

Ce moteur-réducteur permet d'une part de respecter les contraintes d'encombrement et d'autre part de générer au mieux une force de 110N au niveau de la gâchette, ce qui est largement suffisant au vu du cahier des charges retenu (voir Figure D.2).

Finalement, une modélisation sous CATIA du système complet avec l'intégration du capteur de rotation et du moteur électrique est présentée sur la Figure D.5.

Le coût matériel d'un tel système avec en plus les composants électriques nécessaires à la réalisation de la carte électronique (régulateur de tension, micro-contrôleur, transistor, etc.) est de l'ordre de 600€, ce qui dépasse d'après le cahier des charges (voir Figure

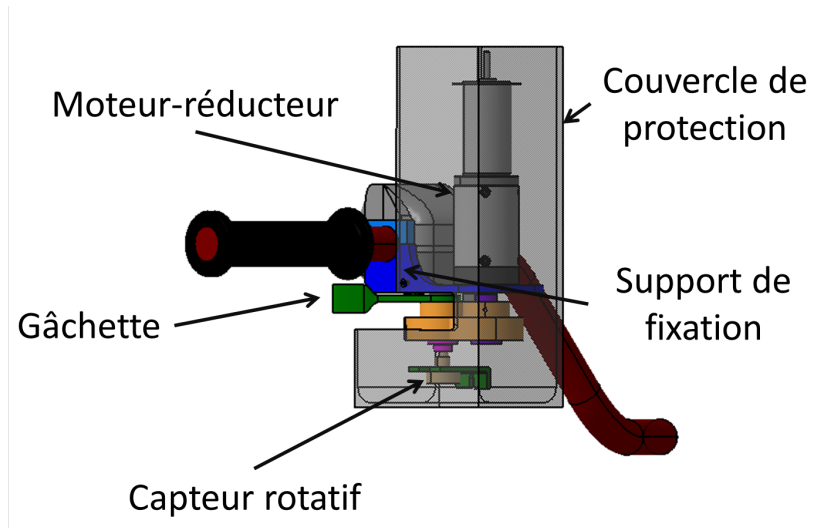


FIGURE D.5 – Système global modélisé sous le logiciel CATIA

D.2) la limite fixée à 500€ (environ 10% du prix du véhicule). Cela tient au fait que les composants ont été achetés à l'unité. Ce coût pourrait être largement réduit, même dans le cadre d'une production en petite série.

# Bibliographie

- [AB05] R. Anderson and D. Bevly. Estimation of tire cornering stiffness using GPS to improve model based estimation of vehicle states. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, pages 801–806, 2005.
- [AKRS03] R.W. Allen, D.H. Klyde, T.J. Rosenthal, and D.M. Smith. Estimation of passenger vehicle inertial properties and their effect on stability and handling. *Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 112, 2003.
- [AO98] J. Ackermann and D. Odenthal. Advantages of active steering for vehicle dynamics control. In *International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety*, Amiens : France, 1998.
- [ARKS89] R.W. Allen, T.J. Rosenthal, D.H. Klyde, and H.T. Szostak. Transient analysis of all terrain vehicle lateral directional handling and stability. *SAE transactions*, 98(6) :1076–1090, 1989.
- [AW94] K.J. Astrom and B. Wittenmark. *Adaptive control (2nd edition)*. New York : Addison-Wesley, 1994.
- [Baa04] K.G. Baass. Les problèmes de sécurité associés au design mécanique des véhicules hors route dans les conditions de conduite sur les sentiers et sur la route. In *39ième congrès annuel de l'AQTR*, 2004.
- [BB97] F. Ben Amar and P. Bidaud. Dynamic analysis of off-road vehicles. In *Experimental Robotics IV*, pages 363–371. Springer, 1997.
- [BD96] P. Boucher and D. Dumur. *La commande prédictive*. Paris : Editions Technip, 1996.
- [Ben94] F. Ben Amar. *Modèles de comportement des véhicules tout terrain pour la planification physico-géométrique de trajectoires*. PhD thesis, 1994.
- [Ben03] R.S. Bennett. ATV investigation and cases : ATV litigation overview presentation. Technical report, Bennett Law Firm, 2003.
- [BGBB08] G. Besseron, C. Grand, F. Ben Amar, and P. Bidaud. Decoupled control of the high mobility robot Hylos based on a dynamic stability margin. In *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pages 2435 –2440, September 2008.



- [BLTM08] N. Bouton, R. Lenain, B. Thuilot, and P. Martinet. A tire stiffness backstepping observer dedicated to all-terrain vehicle rollover prevention. *Advanced Robotics*, 22(12) :1267–1285, 2008.
- [Bor03] G.A Borges. Cartographie de l’environnement et localisation robuste pour la navigation de robots mobiles. *Journal européen des systèmes automatisés*, 37(10) :1299–1304, 2003.
- [Bos06] R. Bosch. *Safety, comfort and convenience systems*. Wiley, Hoboken, U.S.A., 2006.
- [Bou09] N. Bouton. *Stabilité dynamique des véhicules légers tout-terrain. Nouvelles solutions*. PhD thesis, Institut Français de Mécanique Avancée, Clermont-Ferrand : France, 2009.
- [BRG06] D. Bely, J. Ryu, and J.C. Gerdes. Integrating INS sensors with GPS measurements for continuous estimation of vehicle sideslip, roll, and tire cornering stiffness. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 7(4) :483–493, 2006.
- [BS91] P.A Bliman and M. Sorine. Friction modeling by hysteresis operators. application to Dahl, sticktion and Stribeck effects. In *In Proc. Conf. Models of Hysteresis, Trento, Italy*, 1991.
- [CCM06] CCMSA. Accidents du travail des salariés et non salariés agricoles avec des quads. Technical report, Observatoire des risques professionnels et du machinisme agricole, Paris, France, 2006.
- [CdWOAL95] C. Canudas de Wit, H. Olsson, K.J. Astrom, and P. Lischinsky. A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 40(3) :419–425, mar 1995.
- [CG03] C.R Carlson and J.C. Gerdes. Nonlinear estimation of longitudinal tire slip under several driving conditions. In *American Control Conference (ACC), Denver, U.S.A*, 2003.
- [Cla88] D.W. Clarke. Application of generalized predictive control to industrial processes. *IEEE Control Systems Magazine*, 8(2) :49–55, 1988.
- [CLTB09] C. Cariou, R. Lenain, B. Thuilot, and M. Berducat. Automatic guidance of a four-wheel-steering mobile robot for accurate field operations. *Journal of Field Robotics*, 26 (6-7) :504–518, 2009.
- [CMT87] D.W. Clarke, C. Mohtadi, and P.S. Tuffs. Generalized predictive control part I. the basic algorithm. *Automatica*, 23(2) :137–148, 1987.

- [Com13] Consumer Product Safety Commission. Annual report of all-terrain vehicle (ATV)-related deaths and injuries. Disponible sur Internet à l'adresse <http://www.cpsc.gov/en/Research-Statistics/Sports-Recreation/ATVs/Injury-Statistics/>, 1998-2013.
- [Cou00] Y. Couétard. *Caractérisation et étalonnage des dynamomètres à six composantes pour torseur associé à un système de forces*. PhD thesis, Université Sciences et Technologies - Bordeaux I, 2000.
- [CP99] B.C. Chen and H. Peng. Rollover warning of articulated vehicles based on a time-to-rollover metric. *ASME International Congress and Exposition on Dynamic Systems and Control Division*, 67 :247–254, 1999.
- [CP01] B.C. Chen and H. Peng. Differential-braking-based rollover prevention for sport utility vehicles with human-in-the-loop evaluations. *Vehicle System Dynamics*, 36(4-5) :359–389, 2001.
- [CR80] C.R. Cutler and B.L. Ramaker. Dynamic matrix control - a computer control algorithm. In *Proceedings of the joint automatic control conference*, volume 1, pages Wp5–B. American Automatic Control Council Piscataway, NJ, 1980.
- [CT00] J.A. Castellanos and J.D. Tardos. *Mobile robot localization and map building : A multisensor fusion approach*. Kluwer academic publishers, 2000.
- [Dah77] P.R. Dahl. Measurement of solid friction parameters of ball bearings. Technical report, DTIC Document, 1977.
- [Dah01] E. Dahlberg. *Commercial vehicle stability - focusing on rollover*. PhD thesis, Stockholm : KTH, 2001.
- [DAM96] C. Durieu, M. Aldon, and D. Meizel. La fusion de données multisensorielles pour la localisation en robotique mobile. *Traitement du signal*, 13(2) :143–165, 1996.
- [DBDC09] P. Delmas, N. Bouton, C. Debain, and R. Chapuis. Environment characterization and path optimization to ensure the integrity of a mobile robot. In *IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO)*, pages 92–97, 2009.
- [DFS70] H. Dugoff, P.S. Fancher, and L. Segel. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. *SAE paper*, 700377, 1970.
- [DGMS08] J. Dakhallah, S. Glaser, S. Mammam, and Y. Sebsadji. Tire-road forces estimation using extended Kalman filter and sideslip angle evaluation. In *American Control Conference*, pages 4597–4602, 2008.

- [DHAA02] P. Dupont, V. Hayward, B. Armstrong, and F. Altpeter. Single state elastoplastic friction models. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 47(5) :787–792, 2002.
- [dKC85] R.M.C. de Keyser and A.R. van Cauwenberghe. Extended prediction self-adaptive control. In *IFAC Symp. on Identification and System Parameter Estimation*, pages 1255–1260, 1985.
- [dKvD88] R.M.C. de Keyser, P.G.A. Velde van, and F.A.G. Dumortier. A comparative study of self-adaptive long-range predictive control methods. *Automatica*, 24(2) :149 – 163, 1988.
- [dL93] P. de Larminat. *Automatique : commande des systèmes linéaires*. Paris : Hermes, 1993.
- [DMN12] F. Djohor, N.K. M’Sirdi, and A. Naamane. Wheel-soil interaction model for all-terrain vehicles. In *2nd International Conference on Communications, Computing and Control Applications (CCCA)*, pages 1 –6, dec. 2012.
- [donr06] Wisconsin department of natural resources. All terrain vehicle enforcement and safety report 2006. Technical report, USA, 2006.
- [DTLB12] D. Denis, B. Thuilot, R. Lenain, and M. Berducat. Preserving stability of huge agriculture machines with internal mobilities : Application to a grape harvester. In *International Conference of Agricultural Engineering, CIGR-AgEng*, 2012.
- [DVCL11] M. Doumiati, A.C. Victorino, A. Charara, and D. Lechner. Onboard real-time estimation of vehicle lateral tire–road forces and sideslip angle. *IEEE Transactions on Mechatronics*, 16(4) :601–614, 2011.
- [DZ06] W. Deng and H. Zhang. RLS-based online estimation on vehicle linear sideslip. In *American Control Conference*, page 6, 2006.
- [EK03] R. Eger and U. Kiencke. Modeling of rollover sequences. *Control Engineering Practice*, 11(2) :209 – 216, 2003.
- [EKSD08] R. Eaton, J. Katupitiya, K.W. Siew, and K.S. Dang. Precision guidance of agricultural tractors for autonomous farming. In *2nd Annual IEEE Systems Conference*, pages 1–8, 2008.
- [Ell69] J.R. Ellis. *Vehicle dynamics*. Business Books London, 1969.
- [Fal03] B. Falah. *Comportement dynamique de véhicules tout-terrain (quad) en présence d’un second passager*. PhD thesis, Université du Québec, Rimouski : Québec, 2003.

- [Gaf97] M. Gafvert. Comparisons of two dynamic friction models. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications*, pages 386–391, 1997.
- [Gar92] W.R. Garrott. The variation of static rollover metrics with vehicle loading and between similar vehicles. Technical report, Society of Automotive Engineers (SAE), 1992.
- [GBPB05] C. Grand, F. Ben Amar, F. Plumet, and P. Bidaud. Evaluation des modes de déplacement d’un robot à locomotion hybride roue-patte évoluant en milieux naturels. *Mécanique et Industrie*, 6(3) :353–364, 2005.
- [Gen97] G. Genta. *Motor Vehicle Dynamics : Modeling and Simulation*. Singapore : World Scientific, 1997.
- [Gil92] T.D. Gillespie. Fundamentals of vehicle dynamics. *SAE International, March*, 1992.
- [GLR01] K. Guo, D. Lu, and L. Ren. A unified non-steady non-linear tyre model under complex wheel motion inputs including extreme operating conditions. *JSAE review*, 22(4) :395–402, 2001.
- [GN90a] G. Gim and P.E. Nikravesh. An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamics simulation - part 1 : Pure slips. *International Journal of Vehicle Design*, 11(6) :19–39, 1990.
- [GN90b] G. Gim and P.E. Nikravesh. An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamics simulation - part 2 : Combined slips. *International Journal of Vehicle Design*, 11(6) :19–39, 1990.
- [GS94] K. Guo and J. Sui. The effect of longitudinal force and vertical load distribution on tire slip properties. In *Vehicle Dynamics*, volume 2, 1994.
- [GSB05a] P. Gaspar, Z. Szabo, and J. Bokor. The design of an integrated control system in heavy vehicles based on an LPV method. In *44th IEEE Conf. on Decision and Control (CDC)*, pages 6722–6727, Seville, Spain, 2005.
- [GSB05b] P. Gaspar, I. Szaszi, and J. Bokor. Two strategies for reducing the rollover risk of heavy vehicles. *Transportation Engineering*, 33(1-2) :139–147, 2005.
- [Hal95] T. Halconruy. *Les liaisons au sol*. Paris : Editions Techniques pour l’Automobile et l’Industrie, 1995.
- [HBM04] A. Hac, T. Brown, and J. Martens. Detection of vehicle rollover. In *SAE World Congress*, Detroit : U.S.A, 2004.
- [HE13] Health and Safety Executive. Safe use of all-terrain vehicles (ATV) in agriculture and forestry, 2013. <http://www.hse.gov.uk/pubns/ais33.htm>.

- [HHJ<sup>+</sup>97] F. Hecker, S. Hummel, O. Jundt, K.D. Leimbach, I. Faye, and H. Schramm. Vehicle dynamics control for commercial vehicles. *SAE transactions*, 106(2) :693–700, 1997.
- [HTY01] S. Hirose, H. Tsukagoshi, and K. Yoneda. Normalized energy stability margin and its contour of walking vehicles on rough terrain. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation, ICRA*, volume 1, pages 181–186, 2001.
- [IRDS03] K. Iagnemma, A. Rzepniewski, S. Dubowsky, and P. Schenker. Control of robotic vehicles with actively articulated suspensions in rough terrain. *Autonomous Robots*, 14(1) :5–16, 2003.
- [JG04] B. Johansson and M. Gäfvert. Untripped SUV rollover detection and prevention. In *43rd IEEE Conference on Decision and Control*, Atlantis : Bahamas, 2004.
- [Kar04] D. Karnopp. *Vehicle stability*. New York : Marcel Dekker, 2004.
- [KB61] R. Kalman and R. Bucy. New results in linear filtering and prediction theory. *Journal of basic Engineering*, 83(3) :95–108, 1961.
- [KHUO10] K. Kawashima, Y. Hori, T. Uchida, and S. Oh. Robust bank angle estimation for rolling stability control on electric vehicle. In *11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control*, pages 448–453, 2010.
- [KJRA86] H. B Kuntze, A. Jacubasch, J. Richalet, and C. Arber. On the predictive functional control of an elastic industrial robot. In *25th IEEE Conference on Decision and Control*, volume 25, pages 1877–1881, 1986.
- [KK69] J.T. Kasselmann and T.W. Keranen. Adaptive steering. *Bendix Technical Journal*, 2(3), 1969.
- [KN05] U. Kiencke and L. Nielsen. *Automotive control systems : for engine, driveline, and vehicle*. Springer, 2005.
- [Kon02] D. Konik. Development of the dynamic drive for the new 7 series of the BMW group. *International journal of vehicle design*, 28(1) :131–149, 2002.
- [KS07] G. Klancar and I. Skrjanc. Tracking-error model - based predictive control for mobile robots in real time. *Robotics and Autonomous Systems*, 55(6) :460 – 469, 2007.
- [Kul02] N.A. Kulkarni. *An Investigation Into the Impact of Driver Motion on the Vehicle Dynamics of All Terrain Vehicles*. University of Toledo., 2002.
- [LBB10] S. Lapapong, A.A. Brown, and S.N. Brennan. Experimental validation of terrain-aware rollover prediction for ground vehicles using the zero-moment point method. *dynamics*, vol.17, 2010.

- [LCC96] R.C. Lin, D. Cebon, and D.J. Cole. Active roll control of articulated vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 26(1) :17–43, 1996.
- [LGW98] J.M. Lynch, M.J. Gardner, and J. Worsey. The continuing problem of all-terrain vehicle injuries in children. *Journal of pediatric surgery*, 33(2) :329–332, 1998.
- [Lin94] R.C. Lin. *An investigation of active roll control for heavy vehicle suspensions*. PhD thesis, University of Cambridge, 1994.
- [LLZW06] H. Liang, J. Lin, G. Zhai, and W. Wang. Method for identification of nonlinear parameters and its application to data analysis for aerospace relay reliability. *IEICE Transactions on Electronics*, Vol.E89-C No.8 :1173–1176, 2006.
- [LMSN04] E. Liebemann, K. Meder, J. Schuh, and G. Nenninger. Safety and performance enhancement : the Bosch Electronic Stability Control (ESP). *SAE Paper*, 20004 :21–0060, 2004.
- [LT12] R. Lenain and B. Thuilot. Mobile robot control on uneven and slippery ground : an adaptive approach based on a multi-model observer. In *IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pages 1141–1148, 2012.
- [LTCM06] R. Lenain, B. Thuilot, C. Cariou, and P. Martinet. Sideslip angles observer for vehicle guidance in sliding conditions : application to agricultural path tracking tasks. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation, ICRA*, pages 3183–3188, 2006.
- [LTCM07] R. Lenain, B. Thuilot, C. Cariou, and P. Martinet. Adaptive and predictive path tracking control for off-road mobile robots. *European Journal of Control*, 13(4) :419–439, 2007.
- [LTCM09] R. Lenain, B. Thuilot, C. Cariou, and P. Martinet. Multi-model based sideslip angle observer : Accurate control of high-speed mobile robots in off-road conditions. In *Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Saint Louis, U.S.A., 2009.
- [Ltd] Stability Dynamics Ltd. Lgalert rollover warning system. <http://www.stabilitydynamics.com/lgalert.html>.
- [LTK91] Q. Li, A. Takanishi, and I. Kato. A biped walking robot having a ZMP measurement system using universal force-moment sensors. In *In workshop "Intelligence for Mechanical Systems" at IEEE Intelligent Robots and Systems Conference (IROS)*, pages 1568–1573 vol.3, 1991.

- [Mad04] M.S. Madi. *Estimation des paramètres du modèle de frottement de Lugre par l'analyse d'intervalle*. PhD thesis, Ecole de technologie supérieure de Montreal, 2004.
- [MC02] A.J.P. Miège and D. Cebon. Design and implementation of an active roll control system for heavy vehicles. In *6th Int. symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, Hiroshima, Japon, 2002.
- [MDF<sup>+</sup>92] L.D. Metz, M. Dover, J. Fisher, V. McCleary, and E. Shavers. Comparison of linear roll dynamics properties for various vehicle configurations. *SAE Special Publications*, 909 :47–57, 1992.
- [Mei09] D. Meizel. *Commande de processus*. Cours de deuxième année d'école d'ingénieur, ENSIL, Limoges, 2009.
- [MFDC09] F. Malartre, T. Feraud, C. Debain, and R. Chapuis. Digital elevation map estimation by vision-lidar fusion. In *IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO)*, pages 523–528, 2009.
- [MMM95] W.F. Milliken, D.L. Milliken, and L.D. Metz. *Race car vehicle dynamics*. SAE International Warrendale, PA, 1995.
- [MRS<sup>+</sup>09] B. Morisset, R.B. Rusu, A. Sundaresan, K. Hauser, M. Agrawal, J.C. Latombe, and M. Beetz. Leaving flatland : toward real-time 3d navigation. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pages 3786–3793, 2009.
- [Nal89] A.G. Nalecz. Influence of vehicle and roadway factors on the dynamics of tripped rollover. *International Journal of Vehicle Design*, 10(3) :321–346, 1989.
- [NHTSAN05] U.S. department of transportation National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). Trends in static stability factor of passengers cars, light trucks and vans. Technical report, 2005.
- [NLE93] A.G. Nalecz, Z. Lu, and K.L. d'Entremont. An investigation into dynamic measures of vehicle rollover propensity. *SAE Paper No. 930831*, 1993.
- [NM<sup>+</sup>10] H. Nasser, N.K. M'Sirdi, et al. Decoupled models for vehicle dynamics and estimation of coupling terms. In *18th Mediterranean Conference on Control & Automation (MED)*, pages 1479–1484, 2010.
- [NPR<sup>+</sup>06] W. Nuninger, W. Perruquetti, J.P. Richard, et al. Bilan et enjeux des modèles de frottements : tribologie et contrôle au service de la sécurité des transports. In *5th European Conference on Braking (5e Journées Européennes du Freinage)*, 2006.

- [NRGOC99] J.E. Normey-Rico, J. Gamez-Ortega, and E.F. Camacho. A Smith-predictor-based generalised predictive controller for mobile robot path-tracking. *Control Engineering Practice*, 7(6) :729 – 740, 1999.
- [OA91] A. Ollero and O. Amidi. Predictive path tracking of mobile robots. application to the CMU Navlab. In *Proceedings of 5th International Conference on Advanced Robotics, Robots in Unstructured Environments, ICAR*, volume 91, pages 1081–1086, 1991.
- [oA03] Consumer Federation of America. All-terrain vehicle (ATV) safety crisis : America’s children still at risk. Technical report, 2003.
- [OBA99] D. Odenthal, T. Bunte, and J. Ackermann. Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance. In *European Control Conference (ECC), Karlsruhe : Allemagne*, 1999.
- [Pac81] H.B. Pacejka. Analysis of tire properties. *Mechanics of Pneumatic Tires*, 1981.
- [Pac02] H. B. Pacejka. *Tire and vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers, 2002.
- [PBN87] H.B. Pacejka, E. Bakker, and L. Nyborg. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. *SAE paper*, 870421, 1987.
- [Pet09] S.C. Peters. Stability measurement of high-speed vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 47(6) :701–720, 2009.
- [PFTV] W.H. Press, B.P. Flannery, S.A. Teukolsky, and W.T. Vetterling. Numerical recipes in C : The art of scientific computing. 1988. *Cambridge, MA : Press Syndicate University of Cambridge*.
- [PI06] S.C. Peters and K. Iagnemma. An analysis of rollover stability measurement for high-speed mobile robots. In *IEEE Conference on Robotics and Automation, ICRA*, pages 3711 –3716, May 2006.
- [Pla05] G. Planchon. Utilisation des quads en agriculture. Technical report, Ecole Supérieure d’Ingénieurs et Techniciens Pour l’Agriculture (ESITPA) de Rouen, 2005.
- [PR96] E.G. Papadopoulos and D.A. Rey. A new measure of tipover stability margin for mobile manipulators. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pages 3111–3116, Minneapolis, U.S.A., 1996.
- [PR00] E.G. Papadopoulos and D.A. Rey. The force-angle measure of tipover stability margin for mobile manipulators. *Vehicle System Dynamics*, 33(1) :29–48, 2000.



- [PRGL09] D. Piyabongkarn, R. Rajamani, J.A. Grogg, and J.Y. Lew. Development and experimental evaluation of a slip angle estimator for vehicle stability control. *IEEE Trans. Contr. Syst. Technol.*, 17(1) :78–88, 2009.
- [RAA<sup>+</sup>87] J. Richalet, E. Abu, C. Arber, H. Kuntze, A. Jacobasch, and W. Schill. Predictive functional control : application to fast and accurate robots. In *Proc. 10th IFAC Congress, Munich*, 1987.
- [RAF08] J. Ryu, S.K. Agrawal, and J. Franch. Motion planning and control of a tractor with a steerable trailer using differential flatness. *Journal of computational and nonlinear dynamics*, 3(3), 2008.
- [Ray97] L.R. Ray. Nonlinear tire force estimation and road friction identification : simulation and experiments. *Automatica*, 33(10) :1819–1833, 1997.
- [RH10] J. Ryde and H. Hu. 3D mapping with multi-resolution occupied voxel lists. *Autonomous Robots*, 28(2) :169–185, 2010.
- [Ric93a] J. Richalet. Industrial applications of model based predictive control. *Automatica*, 29(5) :1251–1274, 1993.
- [Ric93b] J. Richalet. *Pratique de la Commande Prédicative*. Paris : Hermès, 1993.
- [Ric03] J.P. Richard. Time-delay systems : an overview of some recent advances and open problems. *Automatica*, 39(10) :1667–1694, 2003.
- [RJ11] S. Ronnback and L. Johansson. Field tests of a roll-over prevention system for quad-bikes. In *IEEE International Conference on Mechatronics (ICM)*, pages 570–575, 2011.
- [RPL<sup>+</sup>10] R. Rajamani, D. Piyabongkarn, J.Y. Lew, Y. Kyongsu, and G. Phanomchoeng. Tire-road friction-coefficient estimation. *Control Systems, IEEE*, 30(4) :54–69, 2010.
- [RRG02] J. Ryu, E.J. Rossetter, and J.C. Gerdes. Vehicle sideslip and roll parameter estimation using GPS. In *6th International Symposium of Advanced Vehicle Control*, 2002.
- [SA01] D. Simon and M. Ahmadian. Vehicle evaluation of the performance of magneto rheological dampers for heavy truck suspensions. *Journal of vibration and acoustics*, 123(3) :365–375, 2001.
- [SASM05] X. Song, M. Ahmadian, S. Southward, and L.R. Miller. An adaptive semiactive control algorithm for magnetorheological suspension systems. *Journal of vibration and acoustics*, 127(5) :493–502, 2005.
- [SB04] P. Sardain and G. Bessonnet. Forces acting on a biped robot. center of pressure - zero moment point. *IEEE Transactions on systems, man, and cybernetics*, 34(5) :630–637, 2004.

- [SCM02] J. Stephant, A. Charara, and D. Meizel. Force model comparison on the wheel-ground contact for vehicle dynamics. In *Intelligent Vehicle Symposium*, volume 2, pages 589–593, june 2002.
- [SCM04] J. Stephant, A. Charara, and D. Meizel. Virtual sensor : application to vehicle sideslip angle and transversal forces. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 51(2) :278–289, 2004.
- [SCM07] J. Stephant, A. Charara, and D. Meizel. Evaluation of a sliding mode observer for vehicle sideslip angle. *Control engineering practice*, 15(7) :803–812, 2007.
- [SCS06] S. Solmaz, M. Corless, and R. Shorten. A methodology for the design of robust rollover prevention controller for automotive vehicles : Part 1 - differential braking. In *45th IEEE Conference on Decision and Control (CDC), San Diego, U.S.A*, 2006.
- [SCS07] S. Solmaz, M. Corless, and R. Shorten. A methodology for the design of robust rollover prevention controllers for automotive vehicles : Part 2 - active steering. In *American Control Conference, ACC*, pages 1606–1611, 2007.
- [SHR06] B. Schofield, T. Hagglund, and A. Rantzer. Vehicle dynamics control and controller allocation for rollover prevention. In *IEEE International Conference on Control Applications*, pages 149 –154, 2006.
- [Sle10] H. Sleiman. *Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnéto-rhéologique pour l'automobile*. PhD thesis, Arts et Métiers ParisTech, 2010.
- [SMC00] D.J.M. Sampson, G. McKeivitt, and D. Cebon. The development of an active roll control system for heavy vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 33 :704–715, 2000.
- [Smi58] O.J.M. Smith. *Feedback control systems*. New York : McGraw-Hill, 1958.
- [SMO97] K. Soraio, T. Murakami, and K. Ohnishi. A unified approach to ZMP and gravity center control in biped dynamic stable walking. In *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 1997.
- [SRMD06] L. Seddiki, A. Rabhi, N.K. M'Sirdi, and Y. Delanne. Analyse comparative des modèles de pneumatiques contact roue-sol. In *IEEE Conférence Internationale Francophone d'Automatique (Bordeaux, France)*, 2006.
- [SS94] S. Sankar and S. Surial. A sensitivity analysis approach for fast estimation of rollover stability of heavy articulated vehicles during steady state turning. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 1(3) :282–303, 1994.

- [Ste04] J. Stephant. *Contribution à l'étude et à la validation expérimentale d'observateurs appliqués à la dynamique du véhicule*. PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne (UTC), 2004.
- [SW94] S.V. Sreenivasan and B.H. Wilcox. Stability and traction control of an actively actuated micro-rover. *Journal of Robotic Systems*, 11(6) :487–502, 1994.
- [SZ03] J. Schmitt and A. Zobebe. Method and device for anti-slip control, in particular for traction control, in a motor vehicle, 2003. US Patent 6,618,662.
- [TFBD01] S. Thrun, D. Fox, W. Burgard, and F. Dellaert. Robust Monte Carlo localization for mobile robots. *Artificial intelligence*, 128(1) :99–141, 2001.
- [Thu06] B. Thuilot. *Commande des systèmes non-linéaires*. Cours de Master II recherche, Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand, 2006.
- [TL05] S. Thiery and P.R. Longchamp. Modélisation et compensation de frottements dans un moteur linéaire. *Mémoire de Master de Recherche, Lausanne*, 2005.
- [TMA+99] H.E. Tseng, D. Madau, B. Ashrafi, T. Brown, and D. Recker. Technical challenges in the development of vehicle stability control system. In *IEEE International Conference on Control Applications*, volume 2, pages 1660–1666, 1999.
- [TRVRI] TNO brochure. TNO Road-Vehicles Research Institute. Heavy vehicle rollover stability and safety.
- [Ven03] G. Venture. *Identification des paramètres dynamiques d'une voiture*. PhD thesis, Ecole centrale de Nantes - ECN, 2003.
- [VG80] M.K. Verma and T.D. Gillespie. Roll dynamics of commercial vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 9(1) :1–17, 1980.
- [VHKH04] N. Vandapel, D.F. Huber, A. Kapuria, and M. Hebert. Natural terrain classification using 3-d ladar data. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, volume 5, pages 5117–5122, 2004.
- [VM05] A. Vivas and V. Mosquera. Predictive functional control of a PUMA robot. In *Proc. of the first ICGST International Conference on Automatic Control and Systems Engineering (ACSE)*, pages 35–40, Cairo, Egypt, 2005.
- [VP05] A. Vivas and P. Pognet. Predictive functional control of a parallel robot. *Control Engineering Practice*, 13(7) :863–874, 2005.
- [WMBS01] D. Wollherr, J. Mareczek, M. Buss, and G. Schmidt. Rollover avoidance for steerable vehicles by invariance control. In *Proceedings of the European Control Conference*, pages 3522–3527, 2001.

- [WR05] T.P. Wenzel and M. Ross. The effects of vehicle model and driver behavior on risk. *Accident Analysis & Prevention*, 37(3) :479–494, 2005.
- [WTBF04] R. Whitehead, W. Travis, D.M. Bevely, and G. Flowers. A study of the effect of various vehicle properties on rollover propensity. *SAE International*, 2004.
- [WZ86] D.H. Weir and J.W. Zellner. *An introduction to the Operational Characteristics of All-terrain Vehicles*. Society of Automotive Engineers, 1986.
- [YTK93] J.I. Yamaguchi, A. Takanishi, and I. Kato. Development of a biped walking robot compensating for three-axis moment by trunk motion. In *Proceedings of the International Conference on Intelligent Robots and Systems, IROS*, volume 1, pages 561–566, 1993.
- [Zan00] A. van Zanten. Bosch ESP systems : 5 years of experience. *SAE transactions*, 109(7) :428–436, 2000.