HAL open science

Contributions au guidage d'un véhicule autonome en situations non conventionnelles de conduite

Mohamed Taha Boudali

To cite this version:

Mohamed Taha Boudali. Contributions au guidage d'un véhicule autonome en situations non conventionnelles de conduite. Automatique / Robotique. Université de Haute Alsace - Mulhouse, 2019. Français. NNT : 2019MULH1779 . tel-03684800

HAL Id: tel-03684800

https://theses.hal.science/tel-03684800v1

Submitted on 1 Jun 2022

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.

École doctorale 269 MSII

Contributions au guidage d'un véhicule autonome en situations non conventionnelles de conduite

THÈSE

présentée et soutenue publiquement le 25 Septembre 2019

pour l'obtention du

Doctorat de l'Université de Haute-Alsace

(Spécialité Automatique)

par

Mohamed Taha BOUDALI

Composition du jury

Rapporteurs :	Fawzi NASHASHIBI	HDR à l'INRIA Paris - Rocquencourt
	Saïd MAMMAR	Professeur à l'Université d'Evry Val d'Essonne
Examinateurs :	Thierry-Marie GUERRA	Professeur à l'Université Polytechnique Hauts-de-France
	Rachid ATTIA	Docteur Ingénieur chez Groupe PSA
Encadrants :	Michel BASSET	Professeur à l'Université de Haute-Alsace
	Rodolfo ORJUELA	Maître de conférences à l'Université de Haute-Alsace

Institut de Recherches en Informatique, Mathématiques, Automatique et Signal — EA 7499

Mis en page avec la classe thesul.

Dédié à

mes très chers parents, à mon épouse et à toute ma famille.

Remerciements

Avant tout, je voudrais présenter mon humble gratitude au Tout-Puissant qui m'a accordé le courage et la capacité d'aller aussi loin et d'accomplir des réalisations dans la noble cause de l'apprentissage et du service.

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été réalisés au sein de l'Institut de Recherche en Informatique, Mathématiques, Automatique et Signal (IRIMAS) au sein de l'équipe Modélisation et Identification en Automatique et Mécanique (MIAM) à l'Université de Haute-Alsace. Ces recherches ont bénéficié du soutien financier de la Région d'Alsace, Mulhouse Alsace Agglomération (m2A) et la fondation Alfred et Valentine WALLACH.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Monsieur BASSET Michel et Monsieur ORJUELA Rodolfo qui m'ont offert la possibilité d'intégrer leur équipe de recherche, dans un premier temps pour effectuer mon stage de Master puis pour réaliser ma thèse de Doctorat. Je les remercie pour leur appui scientifique, leurs conseils et leurs encouragements.

J'adresse mes remerciements à tous les membres du jury qui m'ont fait l'honneur d'examiner l'ensemble de ces recherches. Je remercie tout particulièrement Monsieur NASHASHIBI Fawzi et Monsieur MAMMAR Saïd pour le temps qu'ils ont accordé à la lecture de cette thèse et l'intérêt qu'ils ont porté à mes travaux. Un grand merci également à Monsieur GUERRA Thierry-Marie pour l'honneur qu'il m'a fait de présider mon jury de thèse et pour avoir accepté d'examiner ce travail. J'adresse également mes remerciements à Monsieur ATTIA Rachid pour son examen attentif du présent mémoire.

Je tiens à remercie le personnel du musée de l'automobile de Mulhouse qui m'ont permis de réaliser les essais expérimentaux sur leur piste fermée.

Je remercie également Monsieur LEDY Jonathan et Monsieur LAMBERT Joel qui m'ont accompagné et aidé tout au long de mes essais expérimentaux soit au musée de l'automobile soit au parking de l'ENSISA.

Mes remerciements s'adressent enfin à tous mes collègues du MIAM pour l'atmosphère de travail créative et inspirante au cours des dernières années, qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à ce travail.

Résumé

Le véhicule autonome ouvre des perspectives très intéressantes en matière de sécurité routière et de mobilité. Dans ce contexte, les travaux proposés visent à contribuer au guidage d'un véhicule autonome par la conception d'une architecture globale de commande en situations dites non conventionnelles de conduite. Ici, nous faisons face à deux types de situations non conventionnelles, à savoir, la limite de performance et la défaillance d'un actionneur. Dans un premier temps une architecture globale de commande pour le guidage latéral en situations classiques a été proposée. Cette architecture repose sur une commande par retour d'état robuste couplée à une action par feed-forward. Deux stratégies de commande ont été comparées l'une repose sur le calcul de l'erreur latérale par rapport au CoG et l'autre par rapport au CoP. Ces deux stratégies font l'objet d'une validation expérimentale à l'aide du véhicule d'essais du laboratoire et leurs performances sont discutées. L'architecture globale a été améliorée pour surmonter les limites de performances vis-à-vis de la discontinuité de la trajectoire de référence. L'amélioration proposée repose sur l'unification de l'approche géométrique avec l'approche dynamique. La limite de performance rencontrée lors de la perte de manœuvrabilité a été traitée en proposant un superviseur pour déclencher le système de sécurité qui combine les différents critères de stabilité. Le système de sécurité a été aussi amélioré par la technique d'allocation de commande permettant de mieux gérer le freinage différentiel. En utilisant la même technique, la défaillance du système de direction du véhicule a été étudiée en proposant une architecture globale de guidage d'urgence comportant les niveaux de génération de trajectoire et de commande afin d'assurer le guidage latéral et longitudinal du véhicule.

Mots clés : Dynamique de véhicule, guidage latéral, guidage d'urgence, discontinuité de la trajectoire de référence, allocation de commande, retour d'état robuste.

Abstract

The autonomous vehicle is considered as a promising way to improve road safety and mobility. In this context, the proposed work aims to contribute to the guidance of an autonomous vehicle by designing a global control architecture in so-called unconventional driving situations. Here, we face two types of unconventional situations, namely, performance limit and actuator failure. Firstly, a global control architecture for lateral guidance in classical situations was proposed. This architecture is based on a control by robust state feedback coupled with a feed-forward action. Two control strategies were compared, one based on the calculation of the lateral error with respect to the CoG and the other with respect to the CoP. These two strategies are the subject of experimental validation using the laboratory's test vehicle and their performance has been discussed. The overall architecture has been improved to overcome the performance limitations with respect to the discontinuity of the reference trajectory. The proposed improvement is based on the unification of the geometric approach with the dynamic approach. The performance limit encountered during the loss of maneuverability has been addressed by proposing a supervisor to trigger the safety system which combines the different stability criteria. The safety system has also been improved by the control allocation technique to better manage the differential braking. Using the same technique, the failure of the steering system of the vehicle was studied by proposing a global architecture of emergency guidance comprising the levels of trajectory generation and command in order to ensure the lateral and longitudinal guidance of the vehicle.

Keywords : Vehicle dynamics, lateral guidance, emergency guidance, discontinuous reference trajectory, control allocation, robust state feedback.

Sommaire

Introduction générale **3**

Chapitre 1
Généralités sur le véhicule autonome

1.1 Introduction 7
1.2 Architecture hiérarchisée de conduite automatisée 11
1.2.1 Le module de perception 12
1.2.2 Le module de génération de références 14
1.2.3 Le module de commande 15
1.3 Présentation du véhicule d'essais ARTEMIPS 17
1.3.1 Les capteurs embarqués dans ARTEMIPS 19
1.3.2 Les actionneurs dans ARTEMIPS 21
1.3.3 L'ordinateur industriel dans ARTEMIPS 23
1.3.4 La couche logicielle dans ARTEMPIS 23
1.4 Conclusion 25

Chapitre 2
Modélisation de la dynamique du véhicule

2.1 Introduction 28
2.2 Les systèmes de coordonnées pour le positionnement 32
2.2.1 Le système de coordonnées géodésique WGS84 32
2.2.2 Le système de coordonnées ECEF 33
2.2.3 Le système de coordonnées NED 33
2.3 Les équations générales pour la modélisation du véhicule 34
2.3.1 Bloc lié aux actionneurs 35
2.3.2 Bloc lié aux forces et aux moments 35
2.3.3 Bloc lié à la dynamique 36
2.4 Principales forces 38

2.4.1 Force de pesanteur 38
2.4.2 Force aérodynamique 39
2.4.3 Force de résistance au roulement 40
2.4.4 Force liée aux interactions entre l'interface pneu/sol 40
2.5 Modélisation de la dynamique du véhicule 48
2.5.1 Modèles de synthèse de la dynamique latérale 49
2.5.2 Modèle de validation 55
2.6 Validation expérimentale du modèle de synthèse et du modèle de simulation . . . 57
2.6.1 Paramétrage des modèles 58
2.6.2 Procédure de validation expérimentale des modèles 60
2.6.3 Premier test : Piste du musée de l'automobile de Mulhouse - régime établi 60
2.6.4 Deuxième test : Signal sinusoïdal - régime transitoire 62
2.7 Conclusion 64

Chapitre 3
Guidage latéral : de la conception à la validation expérimentale

3.1 Introduction 66
3.2 Rappels sur la synthèse par retour d'état 68
3.2.1 Conception de l'action feed-forward 69
3.2.2 Conception du retour d'état robuste 70
3.2.3 Outils LMI pour la synthèse d'une loi de commande 71
3.2.4 Extension des résultats aux modèles polytopiques 77
3.3 Formulation du problème de guidage latéral 80
3.3.1 Guidage latéral par rapport à une distance d'anticipation 83
3.3.2 Guidage latéral par rapport au centre de percussion (CoP) 84
3.3.3 Comparaison du comportement des deux modèles d'erreur 86
3.4 Synthèse des correcteurs de guidage latéral 87
3.4.1 Conception du correcteur du guidage latéral par rapport au CoG 88
3.4.2 Conception du correcteur du guidage par CoP 90
3.5 Mise en place de l'architecture de conduite automatisée dans le véhicule d'essais 92
3.6 Validation en simulation et en expérimentation 95
3.6.1 Résultats de simulation 95
3.6.2 Résultats expérimentaux 98
3.7 Conclusion 100

Chapitre 4
Guidage latéral en présence des discontinuités dans la trajectoire de référence

4.1 Introduction 104
4.2 Mise en lumière des limites de l'approche dynamique de guidage 106
4.2.1 Trajectoires de référence considérées 107
4.2.2 Correcteur du guidage latéral 108
4.2.3 Critères d'évaluation des performances du correcteur du guidage latéral . 109
4.2.4 Résultats des deux simulations 110
4.2.5 Discussion sur les résultats 113
4.3 Algorithme géométrique de guidage du Line-of-Sight (LOS) 113
4.4 Approche unifiée pour le guidage latéral 117
4.4.1 Formulation du problème pour un T_d fixe 118
4.4.2 Conception du correcteur pour un T_d fixe 120
4.4.3 Tests de simulation pour un T_d constant 121
4.5 Conception de l'approche unifiée de guidage pour un T_d variable 124
4.5.1 Loi d'adaptation de T_d 126
4.5.2 Validation de l'approche de guidage unifiée avec une loi d'adaptation T_d en ligne 127
4.5.3 Évaluation des performances du correcteur avec une trajectoire de référence continue 130
4.6 Conclusion 131

Chapitre 5
Guidage d'urgence et Stabilisation

5.1 Introduction 133
5.2 Généralités sur l'allocation de commande 135
5.2.1 Formulation du problème d'allocation de commande 136
5.2.2 Application au freinage différentiel d'un véhicule 139
5.3 Guidage d'urgence pour un véhicule autonome 140
5.3.1 Génération de la référence d'urgence 142
5.3.2 Correcteur du guidage d'urgence (CGU) 148
5.3.3 Validation en simulation 153
5.4 Détection de la perte de stabilité latérale par une combinaison multi-critères . . 155
5.4.1 Critères de stabilité latérale 156
5.4.2 Combinaison multi-critères 163
5.4.3 Conception du système de stabilisation actif 167
5.4.4 Validation en simulation 168

5.5 Conclusion 170

Conclusion Générale **173**

Bibliographie

Publications

Journal international

1. Boudali, M., Orjuela, R., Basset M., (2019). Unified dynamic and geometrical vehicle guidance strategy to cope with the discontinuous reference trajectory. Vehicle System Dynamics, pages 1-28.

Conférences internationales

1. M. Boudali, R. Orjuela, M. Basset. A comparison of two guidance strategies for autonomous vehicles. In IFAC 2017 World Congress, France.
2. J. Ledy, M. Boudali, J. Lambert, J-P Lauffenburger, T. Sproesser, A. Birouche, B. Mourllion, R. Orjuela, J. Pallamidessi, T. Thomas, G. Philipp, J. Heitzer, M. Muninger, N. Nickiel, A. Passadori, J. Wies, M. Basset. Solutions Innovantes pour la Mobilité individualisée et durable des séniors et Personnes présentant un HAndicap. Technical demonstration. In 12th ITS European Congress, 2017, France.
3. M. Boudali, R. Orjuela, M. Basset, R. Attia. Emergency Autonomous Vehicle Guidance Under Steering Loss. In 2018 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, China.
4. A. Gasmi, M. Boudali, R. Orjuela, M. Basset. Multi-criteria stability combination for yaw stability control of autonomous vehicles. In 9th IFAC International Symposium on Advances in Automotive Control, France.
5. H. Laghmara, M. Boudali, T. Laurain, J. Ledy, R. Orjuela, J-P. Lauffenburger, M. Basset. Obstacle Avoidance, Path Planning and Control for Autonomous Vehicles. In 2019 IEEE Intelligent Vehicles Symposium, France.

Colloques et conférences nationales

1. Présentation au Groupe de Travail Automatique et Automobile (GTAA) du GdR MACS du CNRS, 2017, Amiens, France.
2. J. Ledy, M. Boudali, J. Lambert, J-P Lauffenburger, T. Sproesser, A. Birouche, B. Mourllion, R. Orjuela, J. Pallamidessi, T. Thomas, G. Philipp, J. Heitzer, M. Muninger, N. Nickiel, A. Passadori, J. Wies, M. Basset. Solutions Innovantes pour la Mobilité individualisée et durable des séniors et Personnes présentant un HAndicap. In FUTURMOB'17, 2017, Montbeliard, France.

3. J. Ledy, M. Boudali, J. Lambert, J-P Lauffenburger, T. Sproesser, A. Birouche, B. Mourllion, R. Orjuela, J. Pallamidessi, T. Thomas, G. Philipp, J. Heitzer, M. Muninger, N. Nickiel, A. Passadori, J. Wies, M. Basset. Solutions Innovantes pour la Mobilité individualisée et durable des séniors et Personnes présentant un HAndicap. Upper Rhine Cluster for Sustainability Research, 2018, Strasbourg, France.

Introduction générale

Le véhicule à délégation de conduite, dit aussi autonome ou sans conducteur, est devenu une réalité et un nombre de plus en plus important de démonstrateurs est proposé par les principaux constructeurs automobiles. La mise en œuvre de cette nouvelle technologie ouvre des perspectives très intéressantes en matière de mobilité pour demain. En effet, le véhicule autonome est considéré à présent comme la forme la plus viable pour le transport intelligent avec une prévision d'utilisation de 75% d'ici 2040 [Idrac, 2018]. Cependant, un nombre important de défis scientifiques et technologiques doivent encore être relevés avant d'envisager une large démocratisation de cette nouvelle technologie.

Les travaux de thèse proposés dans ce manuscrit visent à apporter une contribution originale en matière de conception, d'analyse et de validation de stratégies de commande pour une conduite automatisée. Ces travaux s'inscrivent dans le cadre du projet SIMPHA (Solutions Innovantes pour la Mobilité individualisée et durable des séniors et Personnes présentant un Handicap) visant à développer des systèmes intelligents pour une mobilité durable. Ce projet financé par la fondation Alfred et Valentine WALLACH met en synergie l'IRIMAS pour les aspects scientifiques, une start-up alsacienne (SYNOVO) pour l'infrastructure logicielle, le Centre de Réadaptation de Mulhouse (CRM) pour son expertise dans ce type de pathologies et la ville de Mulhouse comme terrain d'expérimentation.

Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse portent principalement sur la conception de correcteurs pour le guidage latéral d'un véhicule autonome. La tâche principale du correcteur latéral est d'assurer le suivi de la trajectoire géométrique (position, orientation et courbure) en fournissant un angle de braquage approprié afin de réduire les erreurs de position latérale et d'orientation. Ces travaux de recherche se situent dans la continuité des travaux menés depuis plusieurs années au sein du département Automatique Signal-Image de l'IRIMAS et en particulier dans l'équipe MIAM (Modélisation et Identification en Automatique et Mécanique). Citons

en particulier les thèses de

— Alfonso PORCEL (2003). Contribution à la commande multivariable des systèmes complexes rapides, instables ou pseudostables. Application au contrôle de stabilité de véhicules par approche 12 forces [Porcel, 2003].

— Gaétan POULY (2009). Analysis and synthesis of advanced control laws for vehicle ground guidance [Pouly, 2009].

— Jérémie DANIEL (2010). Trajectory Generation and Data Fusion for Control-oriented Advanced Driver Assistance Systems [Daniel, 2010].

— Rachid ATTIA (2015). Coupled Longitudinal and Lateral Control for a Safe Automated Vehicle Guidance [Attia, 2015].

Les contributions proposées pour le guidage latéral d'un véhicule autonome portent principalement, sur le guidage en situations classiques et critiques de conduite. Deux problèmes sont traités en cas de situations critiques, d'une part le guidage latéral en considérant une discontinuité des trajectoires de référence et d'autre part, le guidage en situation d'urgence quand l'actionneur de la colonne de direction est défaillant. Les travaux de recherche proposés constituent un apport aussi bien sur un plan théorique qu'applicatif. En effet, une phase de validation expérimentale de certains résultats théoriques obtenus est effectuée à l'aide du véhicule d'essais instrumenté de l'IRIMAS.

Les solutions apportées aux différents problèmes posés par le guidage d'un véhicule autonome en situations de conduite conventionnelles et non conventionnelles constituent l'organisation générale du manuscrit.

Organisation du manuscrit

Une vue générale de l'architecture hiérarchisée de la conduite autonome est présentée au cours du Chapitre 1 complétée par une **description du véhicule d'essais utilisé** pour valider certaines solutions proposées. Ce véhicule d'essais constitue un démonstrateur des concepts proposés et offre à la région Grand Est une vitrine en matière d'innovation.

La phase de modélisation, incontournable pour mettre en place une architecture de commande, est abordée au cours du Chapitre 2. Le chapitre expose dans un premier temps le problème lié au choix du système de coordonnées pour positionner le véhicule. Différents systèmes de coordonnées et les transformations associées pour positionner le véhicule à l'aide de coordonnées cartésiennes sont exposés. Deux types de modèles, dits de validation et de synthèse,

décrivant la dynamique latérale du véhicule avec des degrés de complexité différents sont également introduits dans la deuxième partie du chapitre. Ces modèles sont utilisés tout au long des chapitres suivants afin de proposer les stratégies de commande visant à améliorer la dynamique latérale du véhicule. Pour conclure ce chapitre, une validation expérimentale de ces modèles à l'aide des mesures issues du véhicule d'essais est proposée afin d'évaluer leurs performances et leur adéquation à la réalité.

L'**architecture globale de commande** pour effectuer le guidage latéral d'un véhicule en situations normales de conduite est présentée au cours du Chapitre 3. Cette architecture repose fondamentalement sur l'utilisation d'une stratégie de commande par retour d'état. Le problème de commande pour le guidage latéral est formulé de deux façons différentes suivant la position utilisée sur le véhicule pour calculer l'erreur de position latérale du véhicule. Nous utiliserons ainsi deux formulations de l'erreur en utilisant le centre de gravité (CoG) ou le centre de percussion (CoP). Une contribution importante de ce chapitre porte sur l'implantation de cette architecture dans le véhicule d'essais du laboratoire et sur sa validation expérimentale.

Cependant, les signaux de commande fournis par le correcteur par retour d'état peuvent s'avérer sensibles aux changements brusques des signaux de référence. Ces changements brusques induisent de discontinuités au niveau de la trajectoire de référence dégradant inévitablement les performances de la boucle fermée. La **prise en compte de la discontinuité des trajectoires de référence** lors de la synthèse de la loi de commande est un problème intéressant relativement peu étudié dans la littérature et qui sera abordé au cours du Chapitre 4. Afin de faire face au problème posé par la discontinuité de la position dans la trajectoire de référence, une approche unifiée permettant d'intégrer un algorithme géométrique de guidage, l'algorithme du Line-of-Sight (LOS) [Sujit et al., 2014, Lekkas et Fossen, 2014], à l'approche dynamique de guidage développée est proposée. L'utilisation de l'algorithme du Line-of-Sight (LOS) permet d'introduire une *référence virtuelle* afin de réduire, voire d'éliminer, l'impact d'une erreur latérale importante obtenue issue de la discontinuité de la trajectoire de référence et éviter ainsi de sollicitations trop importants de l'angle de braquage.

Remarquons que l'actionneur (moteur électrique) de la colonne de direction permettant d'agir sur l'angle de braquage constitue un organe critique dans la stratégie de commande. Un défaut au niveau de cet actionneur peut générer une situation critique de conduite mettant en péril la sécurité des occupants du véhicule. Ce problème semble peu abordé dans la littérature et

mérite une attention particulière. Une solution originale pour faire face au **guidage lors d'une situation critique liée à la perte de cet actionneur** est proposée dans le Chapitre 5. La solution proposée consiste à effectuer un guidage d'urgence afin d'assurer deux objectifs, le guidage et l'arrêt du véhicule dans une bande d'arrêt d'urgence. Le guidage du véhicule vers la bande d'arrêt d'urgence est réalisé en agissant sur la dynamique latérale à l'aide des actionneurs disponibles. Parmi les actionneurs disponibles, les freins du véhicule sont utilisés afin de réaliser un freinage différentiel générant ainsi un moment de lacet pour le guidage. Quant à l'arrêt du véhicule, il est effectué en agissant sur la dynamique longitudinale en utilisant aussi les freins du véhicule. Une stratégie hiérarchisée de commande capable d'assurer le guidage d'urgence est proposée puis validée en simulation.

Une situation critique de conduite fréquemment rencontrée est la perte de la stabilité latérale du véhicule en particulier dans les virages serrés. Dans cette situation critique, le correcteur latéral n'est plus en mesure d'accomplir sa tâche de guidage et par conséquent le véhicule perd en stabilité et sort de sa trajectoire. Afin de faire face à ce type de situations, des systèmes de sécurité actifs de contrôle de la trajectoire tels que l'ESP sont devenus obligatoires depuis novembre 2014 pour tous les véhicules commercialisés en Europe. Ces systèmes agissent sur les freins du véhicule de façon à générer un moment de lacet stabilisant. Afin de déclencher leur action, l'instabilité du véhicule doit être détectée le plus rapidement possible à l'aide de critères de stabilité latérale du véhicule. Différents critères sont proposés dans littérature à partir des informations liées à la dynamique du véhicule. Selon le type d'information utilisée dans le critère, la détection de l'instabilité peut être alors plus ou moins précise, plus ou moins faisable et/ou plus ou moins sensible. Afin d'**améliorer la détection de l'instabilité du véhicule**, nous proposons de combiner plusieurs critères de stabilité latérale du véhicule de façon à améliorer le taux de détection d'une situation critique. Une **démarche originale permettant de combiner judicieusement les critères de stabilité latérale** est également présentée au cours du Chapitre 5. Le résultat issu de cette combinaison est utilisé comme superviseur dans une architecture hiérarchisée de stabilisation du véhicule. Des exemples de simulation montrent que l'utilisation de ce superviseur permet d'améliorer l'action du système de stabilisation latérale.

Chapitre 1

Généralités sur le véhicule autonome

Sommaire

1.1 Introduction **7**

1.2 Architecture hiérarchisée de conduite automatisée **11**

1.2.1 Le module de perception 12

1.2.2 Le module de génération de références 14

1.2.3 Le module de commande 15

1.3 Présentation du véhicule d'essais ARTEMIPS **17**

1.3.1 Les capteurs embarqués dans ARTEMIPS 19

1.3.2 Les actionneurs dans ARTEMIPS 21

1.3.3 L'ordinateur industriel dans ARTEMIPS 23

1.3.4 La couche logicielle dans ARTEMPIS 23

1.4 Conclusion **25**

1.1 Introduction

Le transport durable des personnes et des biens représente, pour les pouvoirs politiques, un enjeu majeur pour le développement des sociétés modernes. Dans ce contexte, la voiture individuelle constitue l'un des moyens de transport le plus largement utilisé dans le monde, en particulier, pour la mobilité dans les trajets péri-urbains [Eskandarian, 2012]. Des études récentes montrent que l'augmentation des véhicules va se renforcer et en particulier dans les pays dits émergeant. L'utilisation massive de ce moyen de transport a cependant un impact négatif très significatif sur l'environnement, la sécurité et l'infrastructure routière [Orjuela et al., 2018]. En effet, la pollution due aux transports des biens et des personnes ne cesse d'augmenter dans

le monde, plus de 30% d'augmentation a été constatée ces dernières années [1], et elle impacte principalement l'air atmosphérique par l'émission du CO_2. Une part important de cette pollution est attribuée à la voiture individuelle. Ce moyen de transport impacte aussi la sécurité routière comme le montrent chaque année les statistiques de mortalité routière. Les accidents de la route constituent l'une de principales causes de mortalité dans le monde avec $1,4$ million de décès en 2016 [2]. La principale cause des accidents survenus sur la route [3] est attribuée à l'erreur humaine provoquée par l'excès de vitesse, le refus de priorité, la consommation d'alcool, etc. Enfin, l'augmentation rapide du trafic routier, du nombre de véhicules et du nombre relativement constant de routes conduit inévitablement à une saturation du réseau routier. La congestion routière a des fortes conséquences sur l'économie, la société et l'environnement. Dans certaines grandes villes, par exemple, la mise en place de péages urbains est devenue la seule alternative pour limiter le nombre de véhicules de façon à décongestionner les centres-villes et diminuer aussi la pollution.

Toutefois, plusieurs moyens d'action peuvent être envisagés afin de faire face à ces problèmes. Ces moyens peuvent être classifiés selon trois catégories principales. La première catégorie concerne les mesures législatives qui peuvent être appliquées. Le cadre juridique devient de plus en plus ferme et des mesures comme la limitation de la vitesse ou la circulation alternée vont dans ce sens. La deuxième catégorie porte sur le plan pédagogique en faisant des campagnes de sensibilisation à la sécurité routière ou au co-voiturage par exemple. Les nouvelles réformes du code de la route en introduisant des notions sur la conduite écologique (éco-conduite) illustrent la volonté d'avoir une action conjointe sur les deux plans mentionnés précédemment. Enfin, les solutions technologiques constituent la dernière catégorie. L'objectif est d'intégrer de nouveaux systèmes embarqués de sécurité active et de conduite dans les voitures de nouvelle génération [Guzzella, 2009]. Nous nous intéressons par la suite à ce dernier moyen d'action.

En effet, plusieurs solutions technologiques ont été proposées depuis la fin des années 70 afin d'améliorer principalement la sécurité. Suivant leur moyen d'action, ces dispositifs de sécurité peuvent être soit des systèmes de sécurité passifs soit des systèmes de sécurité actifs [Watzenig et Horn, 2016]. Les systèmes de sécurité passifs, comme l'airbag ou la ceinture de sécurité, ont pour objectif de réduire les blessures graves et les décès lors d'un accident de la route sans prendre le contrôle du véhicule. Quant aux systèmes de sécurité actifs comme l'ABS (Anti-lock Braking System) ou l'ESP (Electronic Stability Program), ils visent à assister le conducteur

1. http ://www.avem.fr/index.php ?page=pollution (consulté en 2019).
2. https ://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/the-top-10-causes-of-death (consulté en 2019).
3. https ://www.nhtsa.gov/press-releases/usdot-releases-2016-fatal-traffic-crash-data (consulté en 2019).

pour améliorer le contrôle du véhicule et éviter ainsi les accidents de la route. Ces systèmes d'aide à la conduite, connus aussi comme les ADAS (Advanced Driver Assistence Systems), ont connu un grand développement grâce aux progrès technologiques dans les domaines de l'électronique, de l'informatique et des systèmes embarqués [Guzzella, 2009]. Au delà des objectifs de sécurité routière, les ADAS sont conçus de nos jours pour répondre aussi à d'autres objectifs liés au confort (régulateur de vitesse, etc.) ou à la réduction de la pollution (stop and start, etc.). Ces progrès et les impacts positifs constatés ont fait émerger l'idée de développer une "voiture intelligente" où plusieurs fonctionnalités de conduite sont déléguées à des systèmes automatiques.

Le véhicule à délégation de conduite, appelé aussi véhicule autonome ou véhicule automatisé, a connu un essor significatif ces dernières années. Depuis l'annonce du grand challenge lancé par la DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency) en 2002 pour la construction d'un véhicule complètement autonome capable de parcourir 228 km dans le désert de Mojave [Thrun et al., 2006] et la google car proposée en 2009, plusieurs constructeurs automobiles se sont lancés dans le développement de leurs propres prototypes de véhicule autonome. Cette volonté de développement est justifiée grâce à l'apport des véhicules autonomes à la société que certains chercheurs envisagent [Chan, 2017]. Ces apports peuvent avoir un impact positif à différents niveaux, à savoir : celui de l'utilisateur, de l'infrastructure et de la société. Citons à titre d'exemple, la diminution des collisions sur la route, une plus grande liberté de mobilité pour les personnes handicapées ou âgées, une réduction de la congestion du trafic grâce à la réduction des incidents et à une meilleure gestion des flux, la proposition des services de transport de plus en plus aptes à améliorer la sécurité, la fiabilité, la sécurité et la productivité, etc. Ces développements technologiques s'accompagnent aussi d'une évolution du cadre juridique existant afin de pouvoir effectuer des campagnes d'expérimentation sur le terrain. Dernièrement et après plusieurs réflexions sérieuses sur le cadre juridique pour la circulation des véhicules autonomes, certains pays ont donné l'autorisation à la circulation expérimentale des véhicules autonomes sur la voie publique. En 2018, la stratégie française pour le véhicule autonome a été publiée avec l'ambition de positionner la France à la pointe de l'expérimentation et de l'industrialisation du véhicule autonome [4].

Pour parvenir à un véhicule complètement autonome cinq niveaux d'automatisation sont envisagés par les constructeurs suivant le standard J3016 proposé par SAE (Society of Automotive Engineers)[On-Road Automated Driving committee, 2018] (voir la Figure 1.1). En effet, dans

4. Développement des Véhicules Autonomes. Orientations stratégiques pour l'action publique. Mai 2018.

le premier niveau d'automatisation, l'une des fonctionnalité du contrôle latéral ou du contrôle longitudinal du véhicule peut être utilisée (mais pas les deux simultanément), et les autres tâches sont réalisées par le conducteur. Dans le niveau supérieur, ces deux fonctionnalités peuvent être utilisées simultanément mais le conducteur doit toujours être engagé dans la tâche de conduite et la supervision de l'environnement. Dans le troisième niveau, toute la tâche de conduite et la gestion de l'environnement peuvent être confiées au système automatisé dans certaines conditions spécifiques mais le conducteur doit être prêt à récupérer la conduite. Le niveau d'automatisation devient plus élevé dans le niveau quatre où le système d'automation prend en charge sous certaines conditions la tâche de conduite ainsi que la supervision de l'environnement sans attendre qu'un utilisateur réponde à une demande d'intervention. Le plus haut niveau est le niveau cinq où la tâche de conduite et la supervision de l'environnement est réalisé par le système d'automatisation dans n'importe quelle conditions de conduite et par conséquent la conduite devient optionnelle. Ainsi, l'automatisation de la conduite (la délégation de la conduite) passe par la conception d'une architecture de conduite automatisée qui sera présentée dans la section suivante.

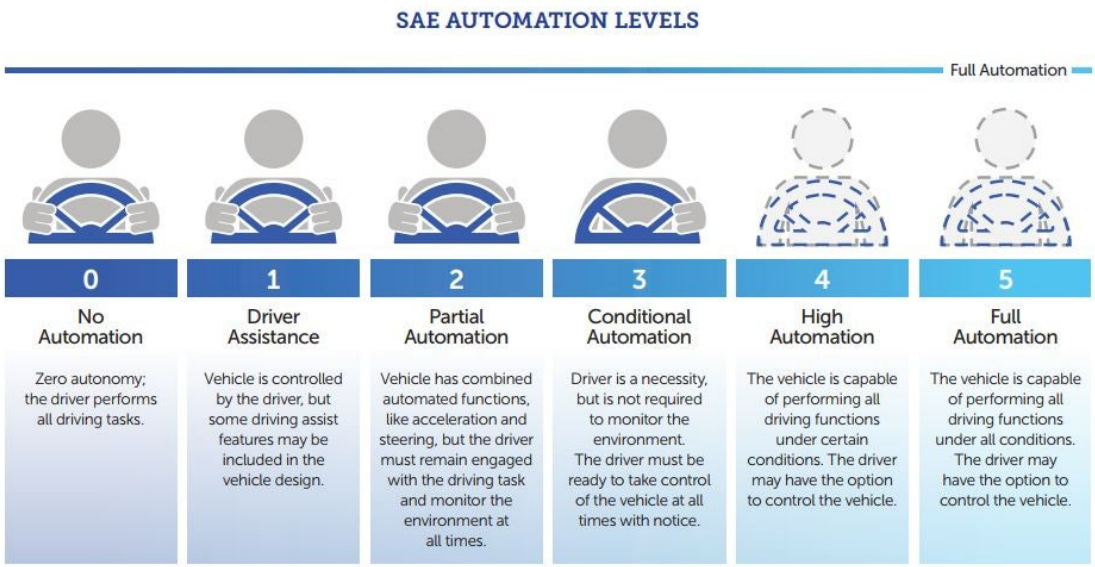

FIGURE 1.1 – Niveau d'automatisation de la conduite autonome [On-Road Automated Driving committee, 2018].

1.2 Architecture hiérarchisée de conduite automatisée

Il convient de prime abord de s'inspirer de la conduite humaine afin de proposer une architecture de conduite automatisée. Selon [Michon, 1985], la conduite humaine peut être modélisée à l'aide d'une structure hiérarchisée comportant trois niveaux, à savoir, le niveau stratégique, tactique et opérationnel. Le niveau stratégique consiste principalement à définir la destination et le chemin à suivre en considérant les contraintes liées à la consommation d'énergie (carburant, électricité, etc.), au type de route à emprunter (autoroute, nationale, départementale, etc.) et aux contraintes liées au temps de parcours. Le niveau stratégique peut s'assimiler à la planification globale du parcours effectuée hors ligne. Le niveau tactique vise à définir en temps réel la trajectoire géométrique locale autour du véhicule ainsi que le profil de vitesse à suivre selon l'état de la route (mouillée, verglas, etc.) et selon l'environnement proche du véhicule (obstacle, plaque de signalisation, etc.). Le niveau tactique permet d'adapter la trajectoire générée par le niveau stratégique en fonction de la situation de conduite rencontrée lors du parcours. Quant au niveau opérationnel, il génère les actions appropriées sur les organes de commande du véhicule (volant, pédale de frein ou d'accélérateur, etc.) de façon à ce que le véhicule suive au mieux les trajectoires générées par le niveau tactique. Il est alors intéressant de s'inspirer de cette modélisation de la conduite humaine pour envisager une conduite autonome.

L'automatisation de la conduite d'un véhicule passe par la mise en place d'une architecture hiérarchisée visant à reproduire les niveaux de conduite humaine précédemment exposés. Pour ce faire, l'architecture de conduite automatisée comporte trois modules principaux à savoir, le module de perception, de génération de référence et de commande [Attia et al., 2012, Attia, 2015, Pendleton et al., 2017]. Le module de perception traite les informations provenant des différents capteurs afin de localiser le véhicule et de lui permettre d'appréhender son environnement [Broggi et al., 2013]. Compte tenu de l'hétérogénéité des capteurs utilisés (Lidar, Caméra, GPS, IMU), une phase de traitement des données et de fusion des données multi-capteurs s'avèrent nécessaire de façon à extraire les informations pertinentes. Ces données sont ensuite fournies au module de génération de référence afin de générer la trajectoire géométrique locale à suivre et le profil de vitesse de référence [Katrakazas et al., 2015, Gonzalez et al., 2016]. Ces références sont générées à l'aide d'algorithmes d'optimisation sous contraintes prenant en compte la dynamique de véhicule (limitation des accélérations latérale et longitudinale, etc.), la consommation d'énergie (carburant, etc.), le respect de la limitation de vitesse, la présence d'obstacles et/ou d'autres utilisateurs de la route, etc. [Daniel et al., 2011]. Enfin, le module lié à la commande utilise les informations fournies par le module de génération de référence afin de calculer les

signaux de commande à appliquer aux actionneurs du véhicule. La génération de ces signaux de commande se fait à l'aide de boucles de commande agissant principalement sur la dynamique longitudinale et/ou latérale du véhicule. La Figure 1.2 illustre une vue schématisée de cette architecture de conduite automatisée dont une description plus détaillée est présentée dans les sections suivantes.

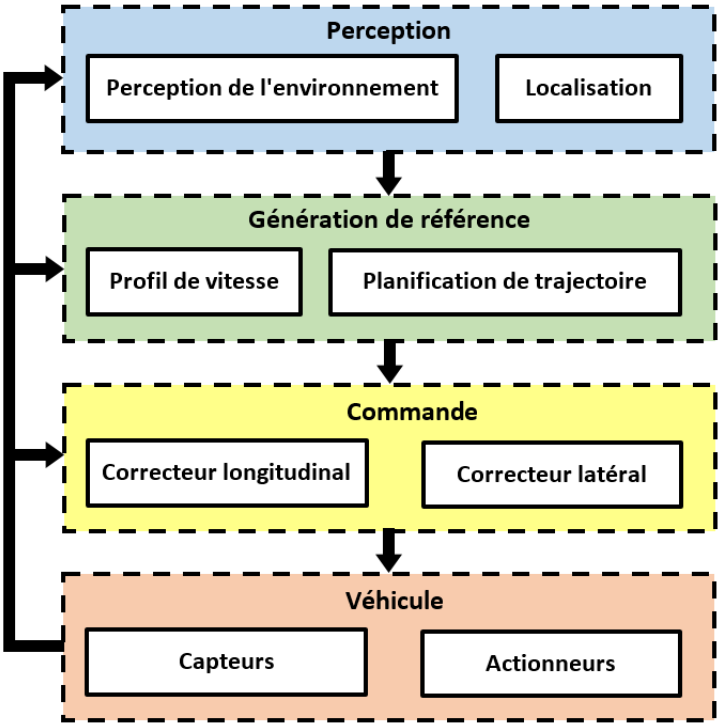

FIGURE 1.2 – Architecture hiérarchisée de conduite automatisée

1.2.1 Le module de perception

Ce module garantit deux tâches principales qui portent sur la localisation du véhicule et sur la modélisation de l'environnement [Merriaux, 2016]. La localisation du véhicule permet de positionner avec précision le véhicule dans son environnement en utilisant différentes sources d'informations de type proprioceptives (GPS, IMU, etc.) ou extéroceptives (Caméra, Lidar, etc.). Ainsi, suivant le type de source d'information disponible différentes stratégies de localisation (absolue et relative) peuvent être utilisées.

Une localisation absolue du véhicule peut être obtenue à l'aide d'un système de positionnement par satellite (GPS). Toutefois, la précision obtenue par ce type de système grand public est au mieux de l'ordre de quelques mètres et par conséquent insuffisante pour le type d'ap-

plication envisagé. Il est cependant possible d'améliorer cette précision à l'ordre centimétrique en effectuant une correction des données GPS [Lipecki, 2007]. Cette correction est bien souvent faite à l'aide de la technique dite RTK (Real Time Kinematic) qui utilise une base fixe, avec une position a priori connue, pour faire la correction en temps réel des mesures GPS. D'autre part, la localisation relative est fréquemment réalisée à partir des informations fournies par des systèmes de vision (Caméras) ou télémétrie laser (Lidar) [Wolcott et Eustice, 2014]. Ce type de localisation permet de positionner le véhicule en tenant compte des informations relatives à son environnement proche (local) et de localiser le véhicule d'une façon relative aux objets détectés sur la route.

Bien souvent, il est nécessaire de combiner ces deux types de localisation afin d'améliorer la résolution d'une part, et de garantir une redondance des sources d'information d'autre part. Ce dernier aspect est particulièrement important en raison des limites de chaque source d'information, par exemple, le GPS doit être utilisé dans un environnement dégagé (loin des bâtiments, tunnels, etc.) pour fournir une information cohérente et fiable. Un système de vision peut se révéler sensible aux changements de luminosité de l'environnement. Il devient alors nécessaire d'avoir une phase de fusion multi-capteurs afin de compenser les défaillances de chaque système et fournir une information correcte à chaque instant [Vu et al., 2014].

La modélisation de l'environnement consiste principalement à détecter tous les objets présents dans l'environnement du véhicule, par exemple, les usagers de la route (véhicules, piétons, etc.), les éléments de signalisation routière (marquage au sol, panneaux de signalisation, feux de circulation, etc.) et les obstacles (obstacles, bordures, nids de poule, etc.) [Watzenig et Horn, 2016]. Une technique classiquement utilisée pour la modélisation 2D ou 3D [5] de l'environnement proche du véhicule est appelée grilles d'occupation [Elfes, 1989]. Son principe consiste à effectuer une décomposition de l'espace proche du véhicule en un nombre de grilles de tailles variables. La présence d'un obstacle se traduit par un ensemble de grilles dites occupées. Les grilles libres représentent la modélisation de l'environnement navigable du véhicule. Dans la littérature, différents types de formalismes sont proposés pour définir l'occupation des grilles, le plus courant est le formalisme Bayesien (approche probabiliste) adopté initialement par [Elfes, 1989] et étendu par la suite sous la forme d'un filtre Bayesien d'occupation (Bayesian Occupancy Filter) [Coué et al., 2006]. D'autres approches fondées sur la théorie de Dempster-Shafer (approche évidentielle) [Dempster, 1968] sont également proposées dans la littérature. Ces approches constituent

5. Aussi la modélisation 2,5D en considérant une hauteur moyenne des obstacles

une généralisation de la théorie probabiliste fournissant une représentation appropriée des imperfections des données et des sources d'information.

Des travaux de recherche liés à la problématique posée par la fusion des données sont menés au sein de l'IRIMAS depuis plusieurs années à l'aide particulier de l'approche évidentielle de Dempster-Shafer [Daniel et al., 2009, Lauffenburger, 2015, Laghmara et al., 2019]. Récemment, par exemple, une grille d'occupation générée à partir d'une approche évidentielle a été proposée afin de détecter des obstacles dynamiques [Laghmara et al., 2019]. La problématique liée à la perception ne sera pas abordée dans le cadre de cette thèse qui porte sur les aspects liés au module de commande.

1.2.2 Le module de génération de références

Le rôle du module de génération de références est de fournir les informations liées à la géométrie de la trajectoire de référence à suivre ainsi que les informations relatives au profil de vitesse.

Les informations géométriques liées à la trajectoire de référence sont constituées principalement des coordonnées géométriques absolues, de l'orientation et de la courbure du chemin à suivre. Les coordonnées géométriques issues du système de navigation sont souvent fournies dans un système de coordonnées géodésique WGS84 (World Geodetic System) élaboré par le département de la défense des États-Unis en 1984. Ce système utilise une description de la terre à l'aide d'une ellipsoïde de révolution et la position d'un mobile est définie par la longitude et la latitude données en degrés, et l'altitude donnée en mètres. Toutefois, le guidage d'un véhicule nécessite une génération de référence de type cartésien. Il est donc nécessaire de procéder à un changement de système de coordonnées plus adapté au moyen de différents changements de repères qui seront présentés au cours du Chapitre 2. Grâce à l'obtention de ces coordonnées cartésiennes, il est possible de calculer l'orientation et la courbure de la trajectoire de référence.

En effet, l'orientation et la courbure de la trajectoire de référence sont calculées à partir de la première et de la seconde dérivée des coordonnées géométriques de la trajectoire géométrique [Barton, 2001]. Toutefois, une dérivation discrète à partir des points définissant la trajectoire de référence introduit une amplification du bruit de mesure. Afin de surmonter ce problème, il peut être judicieux de calculer tout d'abord une fonction mathématique continuement dérivable à partir de la trajectoire géométrique et procéder ensuite à sa dérivation afin d'obtenir

une orientation et une courbure de référence plus "lisses". Souvent, une fonction polynomiale de degré minimum trois est utilisée à cette fin [Heinrich, 2018]. Les coefficients associés à la fonction polynomiale peuvent être obtenus en effectuant une régression linéaire (algorithme des moindres carrés) en temps réel. Par ailleurs, la fonction mathématique ainsi obtenue peut être aussi utilisée afin de générer une trajectoire de référence optimale en tenant compte de l'accélération latérale acceptable, du rayon de courbure minimale, de la vitesse maximale, de la présence d'un obstacle, etc. comme suggéré dans [Daniel et al., 2011].

Les informations relatives au profil de vitesse sont obtenues en respectant les limitations de vitesse réglementaires et en prenant en compte la présence d'autres usagers de la route, l'état de la route (sèche, mouillée, verglacée, etc.) et la stabilité latérale du véhicule [Kiencke et Nielsen, 2005]. Il est également possible de générer ce profil de vitesse en considérant d'autres types de contraintes liées par exemple au confort des occupants ou/et à la réduction de la consommation d'énergie et l'émission de CO_2. Pour améliorer le confort, il convient en effet de limiter les fortes accélérations longitudinales et latérales en évitant les accélérations et/ou les freinages brusques. La réduction de la consommation d'énergie peut être aussi prise en compte en intégrant les notions liées à l'éco-conduite (éviter les changements brusques de vitesse, etc.) comme présenté dans [Barkenbus, 2010].

Les deux références ainsi générées sont transmises au module de commande afin de générer les actions appropriées.

1.2.3 Le module de commande

Le module de commande contient les correcteurs permettant de calculer les signaux de commande afin de suivre la trajectoire de référence et le profil de vitesse tout en assurant la sécurité du véhicule. Le suivi de la trajectoire géométrique de référence peut être assuré en agissant sur la dynamique latérale du véhicule à travers l'angle de braquage. Le suivi du profil de vitesse peut être assuré en agissant sur la dynamique longitudinale à travers l'accélérateur ou le frein du véhicule. En plus de garantir le suivi de la trajectoire de référence et du profil de vitesse, le module de commande doit aussi assurer la sécurité du véhicule et de ses occupants en garantissant la stabilité de la dynamique latérale du véhicule.

Le fort couplage entre les dynamiques latérales et longitudinales ainsi que le caractère non-linéaire des modèles mathématiques rendent la tâche de conception de ces stratégies de commande délicate. Afin de faire face à ces difficultés, deux types de démarches de conception de

ces correcteurs ont été développées. Dans la première, dite *unifiée*, un correcteur unique permettant de répondre à tous les objectifs de commande est conçu en s'appuyant sur la théorie multi-variable de commande [Yoon et al., 2010]. L'intérêt de cette approche est de garantir la stabilité globale de l'ensemble du système. Cependant, la synthèse se révèle délicate en raison de la complexité et des interactions des sous-systèmes à commander. Quant à la deuxième approche, dite *intégrée* ou *découplée*, elle consiste à effectuer une synthèse indépendante de chaque correcteur satisfaisant un objectif de commande [Hwang et al., 2008]. Il est supposé que l'intégration de l'ensemble des correcteurs assure la stabilité de l'ensemble des sous-systèmes. Cette démarche s'avère intéressante car elle apporte une réduction de la complexité de la synthèse de chaque correcteur. En revanche, la présence de conflits entre les différents objectifs peut conduire à l'instabilité globale du système. Dans le domaine de l'automobile, la flexibilité offerte par la démarche intégrée la rend plus attractive car elle permet aux différents équipementiers de fournir une solution (un système de commande) pour satisfaire chaque besoin exprimé par les constructeurs. Toutefois et afin d'éviter les potentiels conflits, une hiérarchisation entre les différents correcteurs est mise en place grâce à un superviseur. Ainsi, les systèmes de stabilité du véhicule ont toujours la priorité vis-à-vis d'autres systèmes de commande liés au confort par exemple. Dans le cadre de ces travaux de recherche, nous avons opté pour une démarche intégrée de conception des différents stratégies de commande pour améliorer la dynamique latérale du véhicule (guidage ou stabilisation).

Le correcteur latéral pour guidage assure le suivi de la trajectoire géométrique (position, orientation et courbure) en fournissant un angle de braquage approprié afin de réduire les erreurs de position latérale et d'orientation. Ces erreurs sont calculées à partir des références fournies par le module de génération de référence et compte tenu des mesures effectuées sur la dynamique du véhicule grâce au module de perception. Deux approches principales de commande latérale peuvent être trouvées dans la littérature, à savoir, l'approche géométrique [Park et al., 2015, Pouly, 2009] et l'approche dynamique [Rajamani, 2012, Attia et al., 2012].

Initialement développée pour des applications de robotique mobile [Morales et al., 2009], l'approche géométrique a été étendue par la suite au guidage du véhicule autonome [Park et al., 2015, Barton, 2001]. Cette approche est fondée sur l'utilisation simplifiée d'un modèle géométrique du véhicule. L'intérêt principal de cette approche réside dans le fait qu'elle utilise uniquement les informations géométriques (position, orientation) pour le suivi de la trajectoire de référence. Le correcteur utilisé est relativement simple et donc relativement facile à concevoir

et à intégrer dans l'architecture globale de commande. D'une façon générale, cette approche présente de bonnes performances à basses vitesses mais ses performances se dégradent à des vitesses plus élevées, la dynamique latérale du véhicule étant négligée lors de la synthèse [Pouly, 2009]. D'où l'idée d'utiliser une approche permettant de considérer la dynamique latérale du véhicule.

L'approche dynamique s'appuie sur l'utilisation d'un modèle mathématique décrivant la dynamique latérale du véhicule [Rajamani, 2012]. Souvent, un modèle simplifié à deux degrés de liberté appelé modèle bicyclette est utilisé et la synthèse du correcteur est réalisée à partir de ce modèle en utilisant les techniques de l'automatique moderne (PID, retour d'état, etc.). Par rapport à l'approche géométrique, l'approche dynamique offre de bien meilleures performances même à des vitesses relativement élevées. Pour cette raison cette approche est retenue dans le cadre de ces travaux de thèse.

Dans le cadre de cette thèse, on s'intéresse en particulier à la conception de correcteurs agissant sur la dynamique latérale du véhicule pour satisfaire les besoins en matière de guidage en situations normales ou/et en situations critiques de conduite. Le véhicule d'essais du laboratoire utilisé pour valider certains concepts théoriques proposés dans le cadre de ces travaux est présenté au cours de la section suivante.

1.3 Présentation du véhicule d'essais ARTEMIPS

ARTEMIPS (Autonomous Reel-Time Experimental platform of MIPS) est la plate-forme expérimentale de l'IRIMAS pour l'implémentation et la validation des algorithmes développés dans le cadre de cette thèse. Ce véhicule d'essais est de type Renault Scenic 3 embarquant l'instrumentation et les logiciels nécessaires à l'automatisation de la conduite. Dans le cadre du projet SIMPHA [6], ce véhicule a été adapté pour pouvoir accueillir à son bord une personne à mobilité réduite à l'aide d'un siège pivotant avec sortie et montée/descente électrique actionné par une télécommande. Le véhicule est aussi équipé d'un coffre de toit permettant de charger un fauteuil roulant pliable comme illustré sur la Figure 1.3. Dans cette section, nous nous intéressons particulièrement à la présentation succincte de la partie matérielle (instrumentation, etc.) et logicielle utilisées ici pour l'automatisation de la conduite.

6. Solutions Innovantes pour la Mobilité individualisée et durable des Seniors et Personnes présentant un HAndicap. Projet financé par la Fondation Alfred et Valentine Wallach

FIGURE 1.3 – Vue globale du véhicule d'essais ARTEMIPS

L'instrumentation utilisée pour l'automatisation de la conduite dans le véhicule ARTEMIPS peut être classée selon trois catégories, à savoir, les capteurs, les actionneurs et l'ordinateur embarqué pour la gestion de ces dispositifs. Une vue schématique de l'architecture globale de l'instrumentation du véhicule ARTEMIPS est présentée sur Figure 1.4. D'autre part, le principal logiciel utilisé pour l'acquisition et le traitement des données provenant de ces différents dispositifs est le logiciel RTMaps (Real Time, Multisensor applications). Une brève description des dispositifs embarqués ainsi que du logiciel RTMaps est présentée dans les sections suivantes.

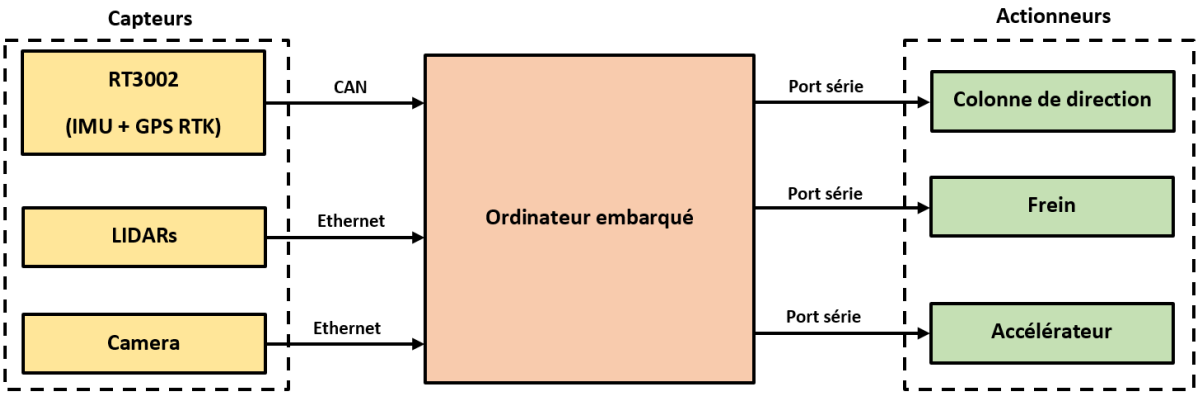

FIGURE 1.4 – Architecture globale de l'instrumentation de l'automatisation de la conduite dans ARTEMIPS

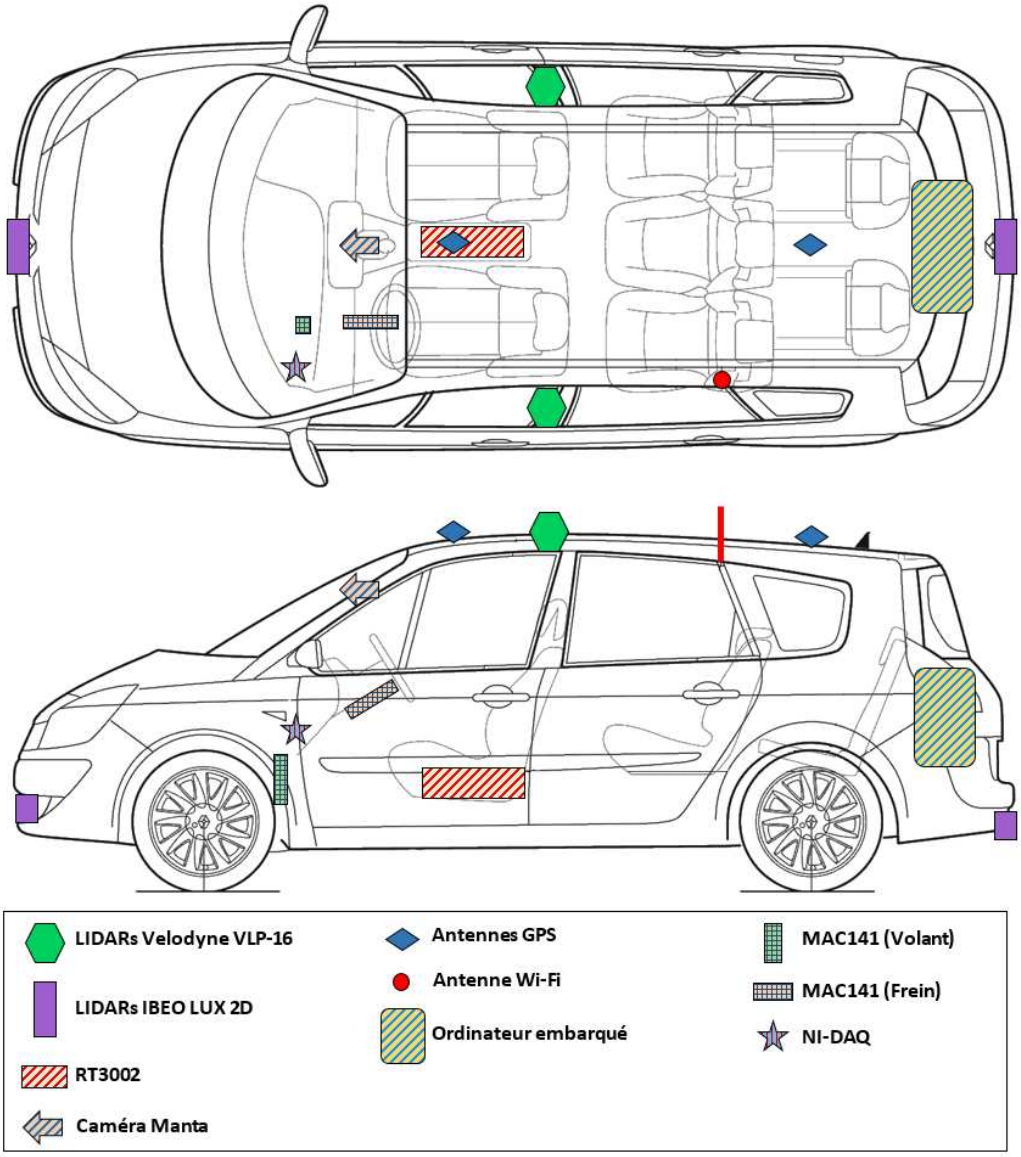

FIGURE 1.5 – Vue globale du positionnement des capteurs dans ARTEMIPS

1.3.1 Les capteurs embarqués dans ARTEMIPS

La conduite autonome nécessite des informations liées à l'environnement proche du véhicule, à sa dynamique ainsi qu'à sa position. Ces informations proviennent des capteurs embarqués dans le véhicule d'essais. Dans ARTEMIPS, les informations relatives à l'environnement du véhicule sont obtenues à partir d'une caméra industrielle et de quatre LIDARs (LIght Detection And Ranging) positionnés sur les côtés, à l'avant et sur le toit du véhicule. Quant aux informations liées à la dynamique du véhicule et à sa localisation, elles proviennent principalement de la RT3002 équipée d'une centrale inertielle haute précision (IMU) et de récepteurs GPS.

Une vue d'ensemble du positionnement des capteurs sur le véhicule est présentée sur la Figure 1.5. Une courte description des capteurs embarqués dans ARTEMIPS est présentée dans la suite.

— **Caméra :** le véhicule d'essai est équipé d'une caméra industrielle de type « Manta G-125C IRC ALLIED Vision Technologie ». Elle est conçue particulièrement pour des applications embarquées dans les véhicules en raison de sa petite taille, son poids léger et de l'adaptation en temps réel du contraste à l'aide de la technologie Auto exposure. La caméra fonctionne en monochrome et en couleur, et fournit 30 images par seconde avec une résolution de 1292 sur 964 pixels. Elle se situe à l'avant du véhicule, sous le rétroviseur intérieur, afin de détecter l'environnement proche du véhicule (les obstacles et la route).

— **LIDARs :** quatre LIDARs sont installés dans ARTEMIPS. Un LIDAR, appelé aussi un télémètre laser, est utilisé pour la perception de l'environnement proche du véhicule. Le capteur LIDAR utilise les propriétés lumineuses sous forme de laser pulsé afin de détecter un objet. Cette détection est fondée sur l'analyse des propriétés lumineuses de l'environnement qui sont envoyées vers un émetteur. Plusieurs types de LIDARs existent et peuvent être différentiés selon leur résolution, leur portée, et leur angle d'ouverture. Le véhicule d'essais est équipé de deux LIDARs de type IBEO LUX 2D à 4 nappes (placés à l'avant et l'arrière), complétés de deux autres LIDARs de type Velodyne VLP-16 placés des deux côtés du véhicule. Le capteur IBEO LUX 2D à 4 nappes a une ouverture d'angle de 3.2° en verticale et 110° en horizontale, une résolution angulaire de 0.8° en verticale et 0.25° en horizontale, et une portée de $50\,m$. Quant au capteur Velodyne VLP-16, il a une ouverture d'angle de 30° en verticale et 360° en horizontale, une résolution angulaire de 2° en verticale, 0.1° en horizontale et une portée de $100\,m$.

— **RT3002 :** il s'agit d'un système de navigation inertielle développé par Oxford Technical Solutions (OTS). Ce système combine plusieurs capteurs, à savoir, deux récepteurs GPS, trois gyromètres et trois accéléromètres, et contient un calculateur embarqué temps réel. Cette couche matérielle est complétée par une couche logicielle contenant des algorithmes mathématiques (filtre de Kalman et autres) dédiés au traitement des données afin d'obtenir des mesures de haute précision. La RT3002 fonctionne à une fréquence de $100\,Hz$ et fournit principalement les accélérations et les vitesses de translation et de rotation selon les trois axes, les angles de rotation et la position du véhicule. Pour cette raison, elle doit être placée aussi proche du centre de gravité du véhicule comme illustré sur la Figure 1.5. La précision des mesures concernant la vitesse et l'accélération est de 0.1°.

La précision centimètretrique de l'ordre de 2 cm de la position fournie par la RT3002 est obtenue grâce à la technique GPS RTK (Real Time Kinematic). Cette technique repose sur la correction des mesures GPS de la position du véhicule à partir d'une base fixe dont la position est supposée connue. La communication entre la base fixe et le récepteur GPS du véhicule s'effectue par une communication d'onde radio d'une portée de 200 m dans un environnement dégagé. Les mesures fournies par la RT3002 sont récupérées via une liaison de type série.

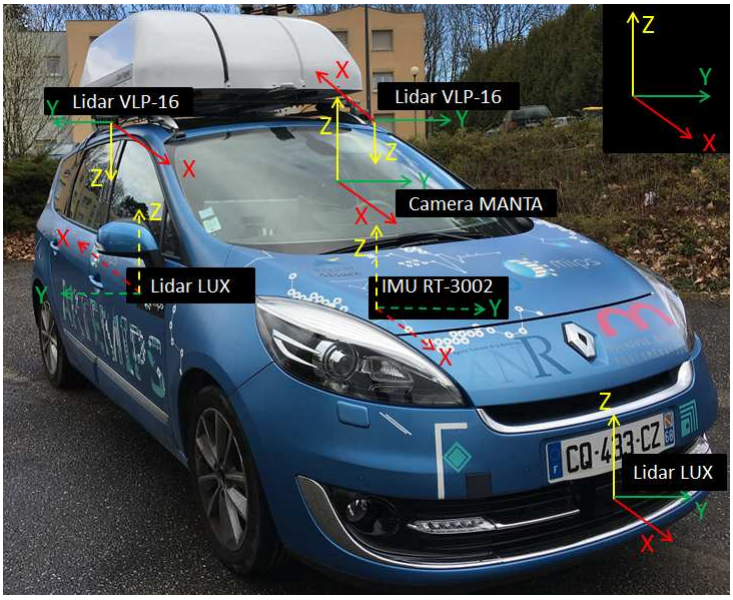

FIGURE 1.6 – Capteurs pour la perception dans ARTEMIPS

1.3.2 Les actionneurs dans ARTEMIPS

L'automatisation de la conduite d'un véhicule nécessite l'utilisation d'actionneurs permettant de traduire physiquement les signaux de commande fournis par le module de commande. Les actionneurs doivent contrôler les principaux organes du véhicule, à savoir, la colonne de direction, le frein et l'accélérateur. Le véhicule d'essai ARTEMIPS est équipé d'une boîte de vitesse automatique et par conséquent, aucun dispositif extérieur supplémentaire n'est utilisé pour la piloter. Une brève description des actionneurs utilisés est présentée par la suite.

— **Actionneur de la colonne de direction :** le contrôle du volant de direction se fait à l'aide d'un bloc composé d'un servomoteur intégré MAC141 associé à un réducteur de rapport 25. Un système mécanique utilisant une courroie a été réalisé afin de lier la colonne de direction au réducteur du servomoteur comme illustré sur la Figure 1.7. Ce

système mécanique permet aisément de coupler ou découpler la colonne de direction au bloc servomoteur-réducteur afin de passer d'un mode de conduite humaine à un mode de conduite autonome.

FIGURE 1.7 – Actionneur de la colonne de direction

Le dimensionnement de cet actionneur a été réalisé de façon à ce que le servomoteur puisse générer le couple nécessaire au braquage du le volant quand la voiture est à l'arrêt sur une chaussée goudronnée (adhérence maximale). Le suivi de la vitesse, du couple et/ou de la position désirés, ainsi que la stabilité autour de la consigne désirée sont assurés par un régulateur interne de type PID dont l'équation exacte n'est pas explicitée par le constructeur. Ce servomoteur MAC141 a une haute résolution par rapport à la position angulaire de 4096 pas par tour permettant d'obtenir une bonne précision de l'asservissement. Les performances du régulateur interne, c'est-à-dire sa rapidité de convergence, son dépassement, l'atténuation du bruit, etc., peuvent être modifiées à l'aide du logiciel MacTalk fourni par le constructeur.
Le servomoteur MAC141 peut être alimenté soit par une tension continue variant entre $12\,V$ et $48\,V$, soit par une tension alternative d'une tension comprise entre $90\,V$ et $240\,V$. Dans notre cas, le servomoteur est alimenté par une batterie de $24\,V$ permettant d'obtenir une vitesse de rotation maximale de $147\,rad/s$, une accélération de rotation maximale de $40000\,rad/s^2$ et un couple maximal de $1.59\,Nm$. Enfin, le pilotage de cet actionneur se fait avec le logiciel RTMaps en utilisant une communication de type série.

— **Actionneur de l'accélérateur :** le contrôle de l'accélérateur est effectué via une commande logicielle directement envoyée au calculateur du moteur du véhicule à travers le bus CAN (Controller Area Network). Afin de générer les trames CAN appropriées, un boîtier NI-DAQ proposé par Texas Instrument est employé. La communication entre le

logiciel RTMaps et ce boîtier est de type série.

— **Actionneur du frein :** le contrôle du frein est aussi effectué en utilisant un bloc composé d'un servomoteur MAC141 et d'un réducteur de rapport 25. Un câble fixé sur l'axe du servomoteur jusqu'à la pédale de frein par un système de poulies permet de contrôler la pédale de frein. Ainsi, l'activation du moteur permet en déplaçant la pédale de frein de recréer le geste du conducteur comme illustré sur la Figure 1.8.

FIGURE 1.8 – Actionneur du frein

1.3.3 L'ordinateur industriel dans ARTEMIPS

Le véhicule d'essais est équipé d'un ordinateur industriel afin de gérer les différents dispositifs embarqués dans le véhicule, d'exécuter les différents algorithmes développés et de s'occuper de la supervision via une interface Homme-Machine. Cet ordinateur est adapté aux contraintes de l'environnement des essais, à savoir, les vibrations, les chocs, l'humidité, la poussière, etc. L'ordinateur industriel fonctionne avec un processeur Intel Core i7 à une fréquence de 2.4 GH, avec une mémoire de 8 GB et sous le système d'exploitation Windows 7 Professionnel 64 bits.

1.3.4 La couche logicielle dans ARTEMPIS

RTMaps (Real Time, Multisensor applications), développé par Intempora, est le principal logiciel utilisé pour l'acquisition et le traitement des données dans ARTEMIPS. Ce logiciel s'avère bien adapté à l'acquisition des signaux hétérogènes et asynchrones, chaque capteurs et actionneurs ayant son propre protocole de communication et sa vitesse de transmission. Le développement en RTMaps se fait à l'aide des blocs RTMaps destinés à réaliser une tâche particulière

comme illustré sur la Figure 1.9. Un ensemble de blocs est fourni par défaut dans les librairies standards (image processing, communication, etc.) de RTMaps. Il est également possible de développer ses propres blocs RTMaps à l'aide de Visual Studio C++ couplé à RTMaps SDK fourni par Intempora.

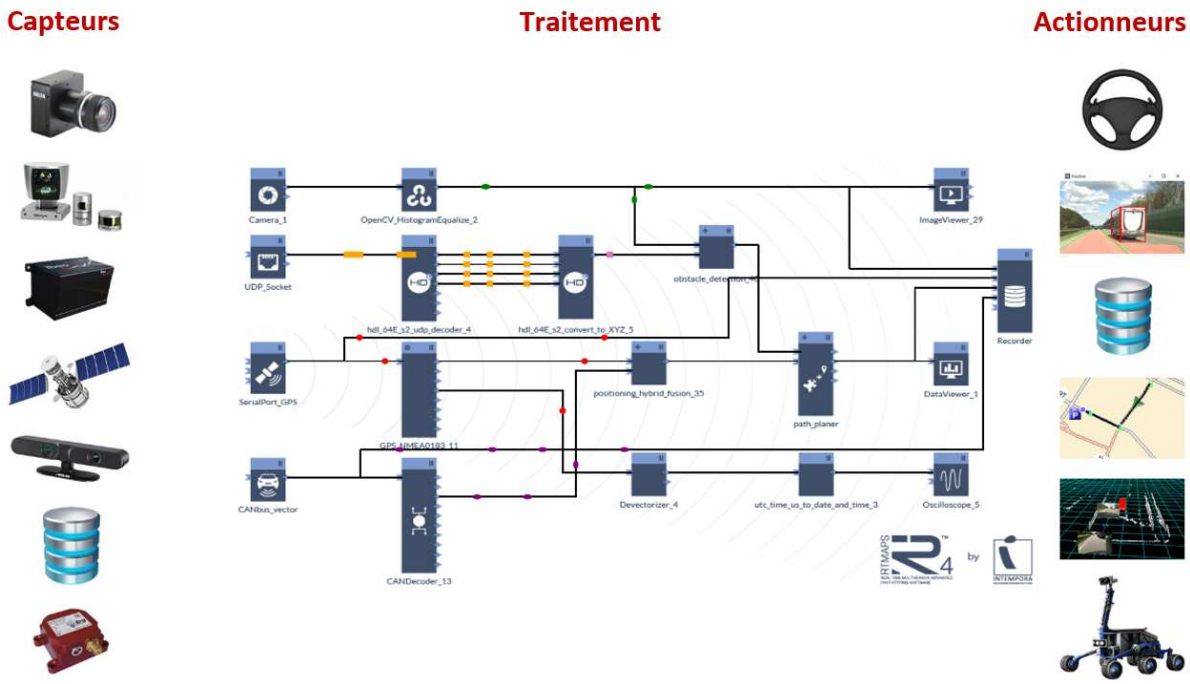

FIGURE 1.9 – Vue globale RTMaps [7]

L'architecture logicielle proposée pour assurer la conduite automatisée du véhicule ARTEMIPS est schématisée sur la Figure 1.10.

Cette architecture comporte principalement les blocs des pilotes de capteurs et d'actionneurs du véhicule fournis par Intempora, et les blocs des algorithmes de l'automatisation de la conduite développés dans le cadre de cette thèse à l'aide de Visual Studio C++ couplé à RTMaps SDK. La Figure 1.10 montre aussi l'interaction entre les capteurs et les niveaux de perception, de génération de références et de commande. Le bloc GIS (Geographic Information System) est constitué d'une base de données définissant la trajectoire globale de référence à travers un ensemble de coordonnées GPS. Le GIS est alors utilisé pour le positionnement absolu du véhicule sur la carte. Dans le bloc commande l'accent est mis sur la commande latérale pour améliorer le comportent du véhicule soit pour le guidage en situations normales ou non conventionnelles (situation critiques, d'urgence), soit pour la stabilisation du véhicule.

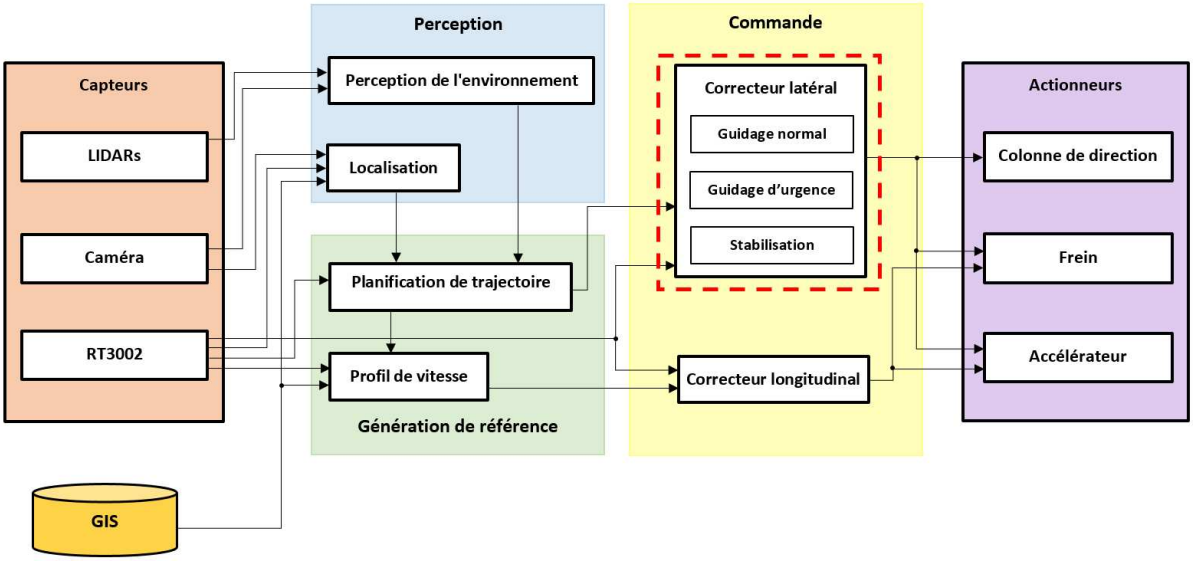

FIGURE 1.10 – Architecture logicielle proposée pour le guidage autonome

1.4 Conclusion

Beaucoup d'espoirs sont placés sur le véhicule autonome comme une nouvelle technologie pour faire face aux problèmes liés à la sécurité routière, la pollution et la saturation de l'infrastructure routière. Ce nouveau système de transport représente aussi une opportunité intéressante pour la mobilité en matière de mobilité tous en particulier pour les personnes en situation de handicap ou âgées.

Après avoir abordé quelques généralités sur le véhicule autonome, l'architecture hiérarchisée de commande pour la conduite autonome a été présentée. Cette architecture comporte trois modules principaux, le module de perception, de génération de références et de commande. L'accent a été mis sur ce dernier module qui constitue l'axe autour duquel les travaux de thèse présentés s'articulent.

Dans un second temps, la plate-forme expérimentale ARTEMIPS a fait l'objet d'une présentation. Les principales caractéristiques des capteurs et des actionneurs embarqués ont été exposées. Cette plate-forme est employée afin de valider expérimentalement certains résultats théoriques proposés dans ce manuscrit de thèse.

Chapitre 2

Modélisation de la dynamique du véhicule

Sommaire

2.1 Introduction **28**

2.2 Les systèmes de coordonnées pour le positionnement **32**

2.2.1 Le système de coordonnées géodésique WGS84 32

2.2.2 Le système de coordonnées ECEF 33

2.2.3 Le système de coordonnées NED 33

2.3 Les équations générales pour la modélisation du véhicule **34**

2.3.1 Bloc lié aux actionneurs 35

2.3.2 Bloc lié aux forces et aux moments 35

2.3.3 Bloc lié à la dynamique 36

2.4 Principales forces **38**

2.4.1 Force de pesanteur 38

2.4.2 Force aérodynamique 39

2.4.3 Force de résistance au roulement 40

2.4.4 Force liée aux interactions entre l'interface pneu/sol 40

2.5 Modélisation de la dynamique du véhicule **48**

2.5.1 Modèles de synthèse de la dynamique latérale 49

2.5.2 Modèle de validation 55

2.6 Validation expérimentale du modèle de synthèse et du modèle de simulation **57**

2.6.1 Paramétrage des modèles 58

2.6.2 Procédure de validation expérimentale des modèles 60

2.6.3 Premier test : Piste du musée de l'automobile de Mulhouse - régime établi 60
2.6.4 Deuxième test : Signal sinusoïdal - régime transitoire 62
2.7 Conclusion 64

2.1 Introduction

Dans un contexte lié à la commande de systèmes complexes, la modélisation mathématique d'un système physique permet de représenter son comportement à l'aide d'outils mathématiques afin de satisfaire quatre objectifs principaux, à savoir, concevoir, comprendre, prévoir et/ou synthétiser des lois de commande pour le système traité [Ljung, 1998, Walter et Pronzato, 1994].

La modélisation permet de concevoir de nouveaux systèmes ou des sous-systèmes afin d'améliorer le comportement du système global (p. ex un véhicule automobile), citons à titre d'exemple, la conception et le dimensionnement d'une suspension afin d'améliorer la dynamique verticale du véhicule. Les modèles mathématiques servent aussi à mieux appréhender les comportements du système dans des conditions extrêmes souvent difficiles à réaliser expérimentalement en raison de leur caractère dangereux et/ou de leur coût. Ainsi, les modèles mathématiques peuvent être utilisés pour réaliser des simulations numériques afin de tester le comportement du système dans des situations critiques, comme par exemple, la perte de contrôle d'un véhicule sur du verglas. La supervision d'un système à travers la comparaison entre le comportement réel du système et les prévisions fournies par le modèle permettent de détecter des comportements non nominaux du système, comme par exemple, la détection d'une situation critique de survirage du véhicule due à la saturation des pneus. La synthèse d'une loi de commande passe souvent par l'utilisation d'un modèle de synthèse définissant les relations mathématiques entre les entrées de commande et les sorties à commander. Ces modèles peuvent aussi prendre en compte les perturbations agissant sur le système afin de trouver une loi de commande visant à atténuer leur impact. Généralement, les modèles générés pour les besoins de la synthèse de la loi de commande sont des modèles simplifiés mais représentatifs du comportement étudié. Dans le domaine du véhicule, le modèle bicyclette à deux degrés de liberté caractérisant la dynamique latérale est largement utilisé pour la conception de stratégies de commande afin d'améliorer la dynamique latérale du véhicule [Rajamani, 2012, Jazar, 2014].

L'obtention d'un modèle mathématique d'un système physique repose sur trois étapes principales, à savoir, l'étape qualitative, l'étape quantitative et l'étape de validation [Walter et

Pronzato, 1994]. L'étape qualitative consiste à déterminer la structure du modèle et son degré de complexité. Le degré de complexité d'un modèle dépend du nombre de phénomènes pris en compte et par le niveau de précision souhaité. Ainsi, l'obtention de prédictions précises passe par la prise en compte d'un nombre élevé de phénomènes augmentant inévitablement le degré de complexité du modèle. Un modèle de degré de complexité très élevé est difficile à exploiter, en particulier, pour la synthèse d'une loi de commande. Afin d'obtenir un modèle simple, des hypothèses simplificatrices (linéarité, etc.) doivent être émises en retenant les phénomènes les plus importants intervenant dans le comportement du système réel. Ainsi, les prédictions fournies par le modèle ne sont valides que dans une plage de fonctionnement bien définie du systèmes dans laquelle les hypothèses simplificatrices sont vérifiées.

La structure mathématique du modèle est un élément qui intervient aussi dans le degré de complexité du modèle. La structure du modèle peut être définie à l'aide de méthodes dites analytiques (boîte blanche) fondées sur les équations bio-physico-chimiques, ou à l'aide de méthodes dites empiriques (boîte noire) nécessitant des mesures expérimentales. La combinaison de ces méthodes permet d'obtenir des modèles mixtes dits modèles boîte grise [Ljung, 1998, Walter et Pronzato, 1994]. Une fois la structure du modèle définie, l'étape quantitative visant à déterminer les valeurs numériques des paramètres du modèle peut être entamée. Dans certains cas, ces valeurs peuvent être directement mesurées, dans d'autres cas, il faut procéder à une phase d'estimation. Il est ainsi possible de mesurer la masse d'un véhicule à l'aide d'une balance alors que les coefficients de rigidité de dérive du pneu doivent être souvent déterminés à l'aide d'algorithmes d'identification, par exemple, l'algorithme des moindres carrés ou le filtre de Kalman [Lamy, 2010]. Enfin, l'étape de validation consiste à confronter les prédictions obtenues à partir du modèle aux observations expérimentales issues du comportement du système réel. Cette étape est très importante car elle permet de vérifier la zone de validité du modèle et ses erreurs résiduelles par rapport au comportement du système réel.

Dans le domaine de l'automobile, la modélisation mathématique prend de plus en plus d'importance en raison de la complexité des systèmes étudiés, des courts délais de conception, des impératifs de coûts, etc. Dans ce chapitre, on s'intéresse à la modélisation du comportement de la dynamique du véhicule qui a fait l'objet d'un grand nombre de travaux de recherche depuis plusieurs années [Thomas D. Gillespie, 1992, Milliken et Milliken, 1995, Kiencke et Nielsen, 2005, Rajamani, 2012, Jazar, 2014]. Différents modèles de degré de complexité variable ont été proposés afin de décrire les comportements liés à la dynamique latérale, longitudinale et verticale

du véhicule. Dans le cadre de cette thèse, on s'intéresse principalement au comportement latéral du véhicule pour concevoir une stratégie de guidage.

Nombre de DDL	Dynamique	Commentaires
2 DDL [Kiencke et Nielsen, 2005]	Latérale Lacet	Modèle simple Purement latéral
7 DDL [Rajamani, 2012]	Latérale Lacet Longitudinale Rotation de 4 roues	Il considère : Le couplage longi./lat. La dynamique des roues
8 DDL [Demerly et Youcef-Toumi, 2000]	Latérale Lacet Longitudinale Rotation des 4 roues Roulis	Il considère : Le couplage longi./lat. La dynamique des roues Le transfert de charge
14 DDL [Ghike et Shim, 2006]	Latérale Lacet Longitudinale Rotation des 4 roues Roulis Tangage Verticale	Il considère : Le couplage longi./lat./vert. La dynamique des roues Le transfert de charge
Plus que 90 DDL [Hegazy et al., 2000]	Modèle multi-corps du véhicule	Modèle très détaillé pour la validation

Table 2.1 – Récapitulatif des modèles de la dynamique latérale

Plusieurs modèles de degrés de liberté (DDL) variables représentant la dynamique latérale du véhicule sont proposés dans la littérature et résumés dans le Tableau 2.1. Ainsi, le modèle bicyclette à 2 degrés de liberté [Kiencke et Nielsen, 2005] est largement utilisé pour la synthèse des correcteurs pour le guidage latéral et la stabilisation latérale. Le modèle à 7 DDL [Rajamani, 2012] qui tient compte du couplage de la dynamique longitudinale/latérale est particulièrement utilisé pour la stabilisation latérale. Le modèle à 8 DDL [Demerly et Youcef-Toumi, 2000] est utilisé pour la stabilisation latérale en considérant le transfert de charge alors que le modèle à 14 DDL [Ghike et Shim, 2006] est employé pour la stabilisation latérale et verticale (contrôle global du châssis) en tenant compte du couplage longitudinal/latéral/vertical. Les techniques de contrôle global du châssis font appel à ces types de modèle. Enfin, des modèles de véhicule comportant un grand degré de complexité (plus de 90 DDL) sont obtenus à partir de la dynamique multi-corps et prennent en compte la dynamique du châssis, des actionneurs, etc. Ces dernier modèles sont principalement utilisés dans les simulateurs afin de valider dans des conditions très proches de la réalité les systèmes développés à partir de modèles plus simples [Hegazy et al.,

2000].

Dans le cadre de cette thèse, les modèles à 2 DDL et à 7 DDL sont utilisés pour la synthèse des correcteurs visant à améliorer le comportement latéral du véhicule. La validation numérique de ces correcteurs est réalisée à l'aide d'un modèle à degré de liberté élevé développé par IPG CarMaker [GmbH, 2013].

Après une présentation, au cours de la Section 2.2, les systèmes de coordonnées utilisés pour le positionnement du véhicule, la structure générale de la modélisation d'un véhicule à partir des équations générales du véhicule est exposée au cours de la Section 2.3. Les principales forces agissant sur la dynamique longitudinale et latérale du véhicule sont détaillées au cours de la Section 2.4. Nous nous intéressons à la description des comportements de la dynamique latérale à l'aide des modèles à 7 DDL et à 2 DDL. Des hypothèses simplificatrices seront adoptées dans la Section 2.5 afin d'obtenir des modèles de synthèse à faible degré de complexité de structure linéaire. Afin de vérifier les plages de validité de ces modèles, une validation expérimentale à partir des données issues des essais réalisés avec ARTEMIPS sur la piste du musée de l'automobile de Mulhouse est réalisée au cours de la Section 2.6.

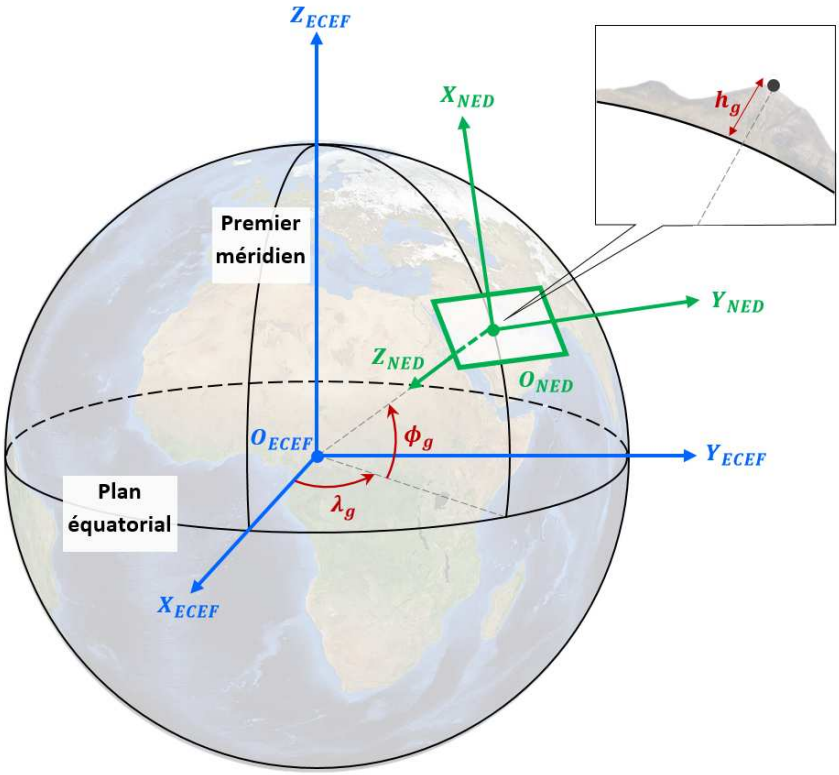

FIGURE 2.1 – Systèmes de coordonnées WGS84 (rouge), ECEF (bleu) et NED (vert)

2.2 Les systèmes de coordonnées pour le positionnement

Avant de présenter les principales équations dynamiques agissant sur le comportement latéral du véhicule, les systèmes de coordonnées permettant de situer le véhicule par rapport à un référentiel donné sont présentés. Différents systèmes de coordonnées peuvent être trouvés dans la littérature et peuvent se distinguer selon l'application et l'objectif auxquels ils doivent répondre [Cai et al., 2011].

Trois systèmes de coordonnées (WGS84, ECEF et NED) sont présentés dans cette section afin de transformer les données de positionnement issues de la RT3002 (GPS RTK) dans un système de coordonnées cartésien. La Figure 2.1 illustre d'une façon condensée les différents systèmes de coordonnées utilisés pour le positionnement du véhicule.

2.2.1 Le système de coordonnées géodésique WGS84

Le système mondial de positionnement par satellite (GPS) utilise le système de coordonnées géodésique WGS84 (World Geodetic System) élaboré par le département de la défense des États-Unis en 1984. Ce système utilise un modèle décrivant la terre comme une ellipsoïde de révolution dont la position d'un point est caractérisée par la longitude λ, la latitude ϕ et l'altitude h (voir Figure 2.1) :

$$P_g = \begin{bmatrix} \lambda_g & \phi_g & h_g \end{bmatrix}^T \tag{2.1}$$

La longitude λ_g est l'angle de rotation, variant de 180° à −180°, entre le premier méridien et le point mesuré. La latitude ϕ_g est l'angle de rotation, variant de 90° et −90°, formé entre le plan équatorial et le plan normal à l'ellipsoïde de référence qui passe par le point mesuré. Quant à l'altitude h_g, elle correspond à la distance verticale entre le point mesuré et l'ellipsoïde de référence. L'ellipsoïde de référence est définie par les paramètres et les constantes suivantes [Cai et al., 2011]

- Demi grand axe $R_{Ea} = 6378137.0\,m$,
- Coefficient d'aplatissement $f_a = 1/298.257$,
- Demi petit axe $R_{Eb} = R_{Ea}\,(1 - f_a)$,
- Première excentricité $e_a = \sqrt{R_{Ea}^2 - R_{Eb}^2}/R_{Ea}$,
- Premier rayon de courbure vertical $N_E = R_{Ea}/\sqrt{1 - e_a^2 \sin^2 \phi_g}$.

Il convient de noter que le système de coordonnées WGS84 permet de se positionner sur le

globe de la terre avec une précision de moins de 2 centimètres. Cependant, ce système de coordonnées n'est pas cartésien et par conséquent son utilisation pour la génération de trajectoires complexifie les calculs mathématiques. Pour cette raison, nous proposons de ramener les coordonnées du système WGS84 vers un système de coordonnées cartésien. Il est toutefois nécessaire d'introduire un système de coordonnées intermédiaire pour effectuer ce passage.

2.2.2 Le système de coordonnées ECEF

Le système de coordonnées ECEF (Earth-Centered, Earth-Fixed) fixé et centré sur la terre est un système de coordonnées cartésien qui tourne avec la terre autour de son axe de rotation comme présenté sur la Figure 2.1. Son origine est le centre de la terre, l'axe Z est orienté vers le pôle nord, l'axe X est orienté vers le point de 0° latitude et 0° longitude. Enfin, l'axe Y est obtenu par la règle de la main droite.

Les coordonnées d'un point P_g exprimées dans le système WGS84 peuvent être transformées dans le système ECEF par la transformation suivante [Cai et al., 2011] :

$$P_e = \begin{bmatrix} x_e \\ y_e \\ z_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (N_E + h_g)\cos\phi_g \cos\lambda_g \\ (N_E + h_g)\cos\phi_g \sin\lambda_g \\ [N_E(1 - e_a^2) + h_g]\sin\phi_g \end{bmatrix} \tag{2.2}$$

avec N_e et e_a les paramètres de l'ellipsoïde de référence précédemment présentés.

Il est possible de noter que le système ECEF permet de ramener les coordonnées WGS84 vers un système cartésien. Cependant, étant donné son point d'origine fixé au centre de la terre, le système ECEF est moins pratique pour la génération de références. Pour cela, il est nécessaire d'utiliser un système cartésien qui a son point d'origine sur la surface de la terre. Nous avons opté ici pour le système NED.

2.2.3 Le système de coordonnées NED

Le système de coordonnées NED (North-East-Down), présenté sur la Figure 2.1, est le système local souvent utilisé pour la navigation. Son point d'origine est choisi arbitrairement sur la surface de la terre, l'axe x pointe vers le nord, l'axe y pointe vers l'est et l'axe z pointe vers le bas, d'où sa dénomination.

Les coordonnées d'un point P_e dans le système ECEF peuvent être transformées vers le système NED par la relation suivante [Cai et al., 2011] :

$$P_n = R_{n/e}(P_e - P_{e,ref}) \tag{2.3}$$

avec $P_{e,ref}$ les coordonnées de l'origine du système NED dans le système ECEF, $R_{n/e}$ la matrice de rotation permettant le passage du système ECEF vers le système NED [Cai et al., 2011] :

$$R_{n/e} = \begin{bmatrix} -\sin\phi_{ref}\cos\lambda_{ref} & -\sin\phi_{ref}\sin\lambda_{ref} & \cos\phi_{ref} \\ -\sin\lambda_{ref} & \cos\lambda_{ref} & 0 \\ -\cos\phi_{ref}\cos\lambda_{ref} & -\cos\phi_{ref}\sin\lambda_{ref} & -\sin\phi_{ref} \end{bmatrix} \tag{2.4}$$

où λ_{ref} et ϕ_{ref} sont la longitude et la latitude de l'origine du système NED dans le système de coordonnées WGS84.

L'enchaînement de ces transformations permet de générer la cartographie du parcours à suivre et de positionner le véhicule dans un repère cartésien. Les coordonnées de la position du centre de gravité (CoG) et l'attitude du véhicule sont exprimées dans le système de coordonnées fixe NED comme présenté dans la section suivante.

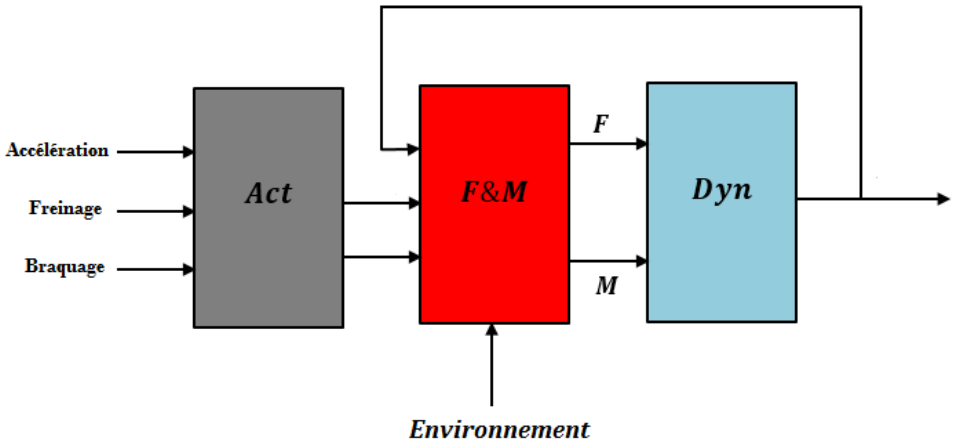

FIGURE 2.2 – Schéma bloc de la structure générale du modèle de véhicule

2.3 Les équations générales pour la modélisation du véhicule

D'une façon générale, le modèle de comportement du véhicule peut être découpé en trois blocs principaux [Kiencke et Nielsen, 2005, Roos, 2007, Rajamani, 2012, Brossard, 2006], comme

schématisé sur la Figure 2.2. Le bloc Actionneur (Act) modélise les réponses des différents actionneurs aux sollicitations du conducteur humain ou machine. Le bloc Forces et Moments ($F\&M$) comporte les principales forces et moments qui agissent sur le véhicule. Enfin, le bloc Dynamique (Dyn) contient les principales équations décrivant le mouvement du véhicule.

2.3.1 Bloc lié aux actionneurs

Le véhicule peut être contrôlé selon l'axe longitudinal et l'axe latéral, à travers le système de transmission, le système de freinage et le système de direction [Kiencke et Nielsen, 2005, Rajamani, 2012]. Le système de transmission permet de transmettre la puissance du moteur aux roues motrices afin de faire avancer le véhicule (ou le faire reculer par une marche arrière). Le système de freinage permet de ralentir le véhicule jusqu'à son arrêt en exerçant une pression de freinage sur les disques des freins entraînant un ralentissement des roues du véhicule. Le système de direction permet quant à lui d'orienter les roues directrices afin de pouvoir suivre une trajectoire désirée.

2.3.2 Bloc lié aux forces et aux moments

Les principales forces et moments agissant sur le véhicule sont dus à la pesanteur, aux effets aérodynamiques, à la force de résistance au roulement, et aux efforts liés aux interactions avec le sol (freinage, glissement, dérapage). L'ensemble des forces est donné par l'expression [Jazar, 2014] :

$$\sum F = F_g + F_a + F_{res} + F_{sol} \tag{2.5}$$

avec F_g la force normale liée au poids et à la charge du véhicule, F_a la force aérodynamique, F_{res} la force de résistance au roulement due à la déformation de la gomme du pneu et F_{sol} la force liée aux interactions entre interface pneu/sol.

L'ensemble de ces forces génère des moments appliqués au CoG du véhicule dont l'ensemble est donné par l'expression [Jazar, 2014] :

$$\sum M = M_a + M_{res} + M_{sol} \tag{2.6}$$

avec M_a le moment aérodynamique, M_{res} le moment résistant au roulement et M_{sol} le moment lié aux interactions avec le sol. L'ensemble de ces forces et moments sera détaillé dans la Section 2.4.

2.3.3 Bloc lié à la dynamique

Le bloc dynamique décrit le mouvement du châssis du véhicule dans l'espace. Il est totalement caractérisé par ses 12 degrés de liberté comme montré sur la Figure 2.3. Le mouvement du châssis peut être modélisé par les coordonnées de la position du CoG, l'attitude et ses vitesses de translation et de rotation.

Les coordonnées de la position du CoG et l'attitude du véhicule sont exprimées dans le système de coordonnées fixe NED. Les coordonnées de la position du CoG sont données par :

$$\Xi = \begin{bmatrix} X_{CoG} & Y_{CoG} & Z_{CoG} \end{bmatrix}^T \tag{2.7}$$

et celles de l'attitude du véhicule par :

$$\Psi = \begin{bmatrix} \phi & \theta & \psi \end{bmatrix}^T \tag{2.8}$$

avec ϕ l'angle de roulis, θ l'angle de tangage et ψ l'angle du lacet (cap).

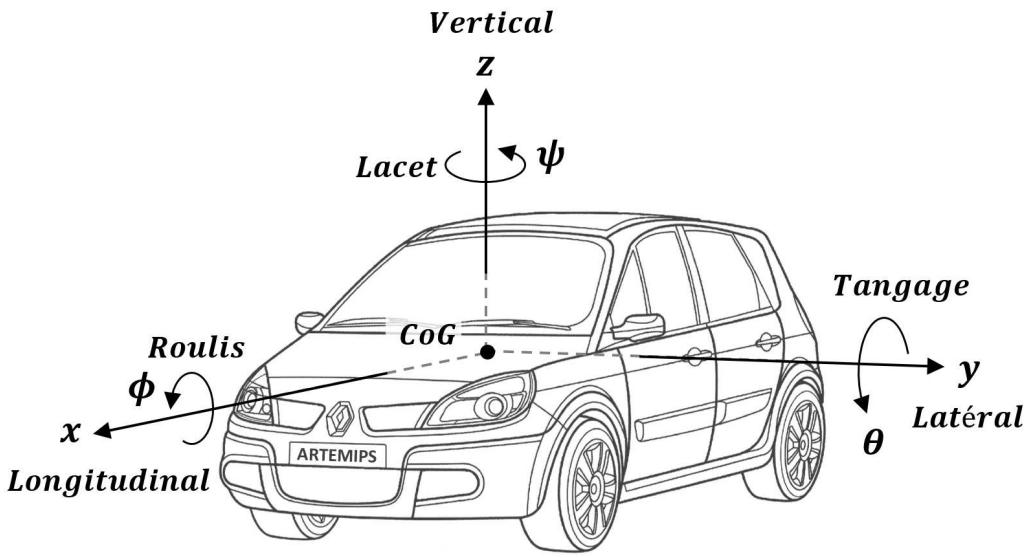

FIGURE 2.3 – Degrés de liberté (DDL) pour la modélisation du véhicule

Les vitesses de translation et de rotation sont exprimées dans le repère relatif lié au véhicule. Les vitesses de translation du CoG sont données par :

$$V = \begin{bmatrix} v_x & v_y & v_z \end{bmatrix}^T \tag{2.9}$$

avec v_x la vitesse longitudinale, v_y la vitesse latérale et v_z la vitesse verticale. Les vitesses de rotation sont :

$$\Omega = \begin{bmatrix} p & q & r \end{bmatrix}^T \tag{2.10}$$

avec p la vitesse de roulis, q la vitesse de tangage et r la vitesse de lacet.

Il convient de remarquer que les vecteurs V et Ω sont dans le repère relatif lié au véhicule alors que les vecteurs Ξ et Ψ sont dans le repère fixe NED (cf. Section 2.2.3). Afin de pouvoir passer du repère relatif du véhicule au repère fixe NED, les matrices de transformation T_Ξ et T_Ψ suivantes sont utilisées [Kiencke et Nielsen, 2005] :

$$T_\Xi = \begin{bmatrix} \cos\theta\cos\psi & \cos\psi\sin\theta\sin\phi - \sin\psi\cos\phi & \cos\psi\sin\theta\cos\phi + \sin\psi\sin\phi \\ \cos\theta\sin\psi & \sin\psi\sin\theta\sin\phi + \cos\psi\cos\phi & \sin\psi\sin\theta\cos\phi - \cos\psi\sin\phi \\ -\sin\psi & \cos\theta\sin\psi & \cos\theta\cos\psi \end{bmatrix} \tag{2.11}$$

$$T_\Psi = \begin{bmatrix} 1 & \sin\phi\tan\phi & \cos\phi\tan\phi \\ 0 & \cos\psi & -\sin\psi \\ 0 & \frac{\sin\phi}{\cos\theta} & \frac{\cos\phi}{\cos\theta} \end{bmatrix} \tag{2.12}$$

Finalement, la dynamique du comportement du véhicule peut s'écrire comme suit :

$$\begin{bmatrix} \dot{V} \\ \dot{\Omega} \\ \dot{\Xi} \\ \dot{\Psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F}{m} - \Omega \wedge V \\ I^{-1}(M - \Omega \wedge (I\Omega)) \\ T_\Xi V \\ T_\Psi \Omega \end{bmatrix} \tag{2.13}$$

où F correspond à la somme des forces (2.5), M à la somme des moments (2.6), m à la masse du véhicule et I à la matrice d'inertie du véhicule. Cette dernière est supposée diagonale et définie par [Jazar, 2014] :

$$I = \begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \tag{2.14}$$

L'ensemble d'équations présenté dans cette section permet de décrire le comportement général du véhicule dans l'espace. Ici, on s'intéresse principalement au comportement de la dynamique

latérale du véhicule.

Des hypothèses simplificatrices seront adoptées tout au long de ce chapitre afin d'obtenir un modèle de faible degré de complexité décrivant la dynamique latérale du véhicule.

2.4 Principales forces

Les principales forces agissant sur le véhicule sont dues à la force de la pesanteur, à la force de résistance au roulement, à la force aérodynamique et à la force liée aux interactions pneu/sol. Dans cette section, chaque force sera brièvement détaillée.

2.4.1 Force de pesanteur

La force de pesanteur est la force résultante due au poids du véhicule et à sa charge. Elle est appliquée au centre de gravité du véhicule suivant l'axe vertical du repère fixe NED comme illustré sur la Figure 2.4.

Hypothèse : La piste est supposée parfaitement plate.

En considérant cette hypothèse, la force de la pesanteur dans le repère relatif lié au véhicule est donnée par :

$$F_g = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -F_{g_z} \end{bmatrix}^T \tag{2.15}$$

où

$$F_{g_z} = mg \tag{2.16}$$

avec g est l'accélération de la pesanteur.

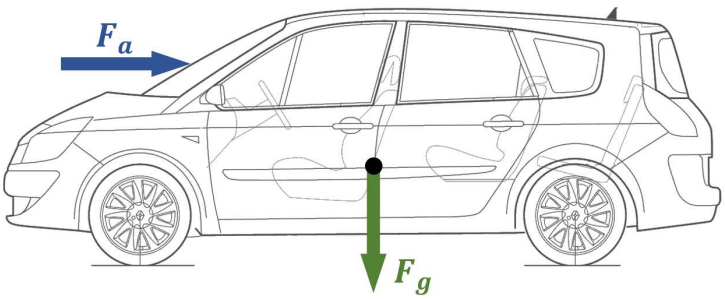

FIGURE 2.4 – Force de la pesanteur et aérodynamique

2.4.2 Force aérodynamique

Lors du roulement du véhicule, l'écoulement de l'air autour de sa carrosserie induit une force de traînée, force s'opposant à son sens de déplacement et une force de portance, perpendiculaire au sens du mouvement du véhicule [Milliken et Milliken, 1995]. Généralement les constructeurs automobiles cherchent à réduire, voire à annuler, la force de portance pour les voitures de tourisme afin d'obtenir une bonne tenue de route (bonne adhérence des pneumatiques sur le sol) [Thomas D. Gillespie, 1992].

Hypothèse : La vitesse du véhicule est supposée pas assez importante et par conséquent la force de portance peut être négligée.

En considérant cette hypothèse, la seule force considérée ici est la force de traînée comme présenté sur la Figure 2.4. La force de traînée dépend de la vitesse du véhicule, de la vitesse, de la densité de l'air écoulé et du coefficient de traînée. Ce dernier coefficient est lié à la forme de la surface face à l'air écoulé. Une méthode analytique conduit à l'obtention de la force aérodynamique agissant sur le véhicule donnée par [Rajamani, 2012] :

$$F_a = \begin{bmatrix} -F_{a_x} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \tag{2.17}$$

où

$$F_{a_x} = \frac{1}{2}\rho C_d A_F \left(v + v_{air}\right)^2 \tag{2.18}$$

avec ρ la masse volumique de l'air, C_d le coefficient de traînée aérodynamique, A_F la surface du véhicule frontale à l'écoulement de l'air, v et v_{air} respectivement la vitesse du véhicule et de l'air.

La surface frontale A_F est comprise entre 79% et 84% de la surface calculée à partir de la largeur et de la hauteur du véhicule pour les voitures de tourisme [Wong, 2008]. Pour ce type de véhicule, une méthode empirique de modélisation est utilisée pour relier la surface A_F à la masse du véhicule. Pour les voitures individuelles dont la masse $m \in [800, 2000]\ kg$, cette surface est donnée par [Wong, 2008] :

$$A_F = 1.6 + 0.00056\,(m - 765) \tag{2.19}$$

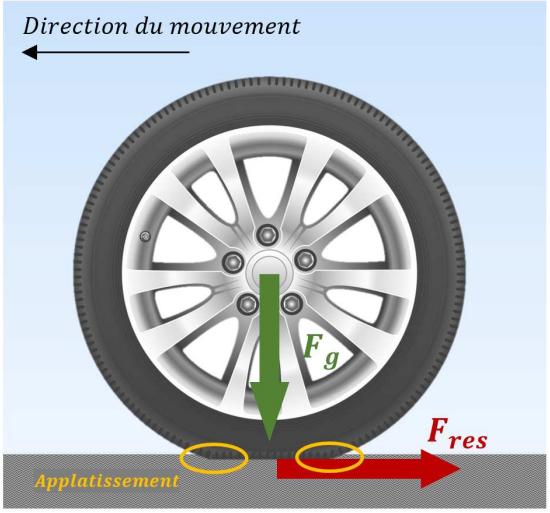

FIGURE 2.5 – Force résistante au roulement

2.4.3 Force de résistance au roulement

En raison du caractère visco-élastique de la gomme du pneu, la bande du pneu en contact avec le sol se déforme lors du roulement (voir la Figure 2.5). Cette déformation génère une force résistante au roulement induisant une dissipation d'énergie [Rajamani, 2012, Kiencke et Nielsen, 2005, Kiebré, 2010]. La force résistante au roulement se différentie de celle créée par le contact pneu/sol, par le fait que la force résistante est toujours en sens inverse du déplacement, contrairement à la force liée au contact pneu/sol qui est dans le même sens que l'intention du conducteur (freinage, accélération, braquage). La force résistante au roulement dépend principalement de la charge appliquée à la roue et peut être considérée comme étant proportionnelle à celle-ci [Rajamani, 2012] :

$$F_{res} = \begin{bmatrix} -F_{res_x} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \tag{2.20}$$

où

$$F_{res_x} = f_{res} F_{g_z} \tag{2.21}$$

avec $f_{res} \in [0.01, 0.04]$ le coefficient de résistance au roulement.

2.4.4 Force liée aux interactions entre l'interface pneu/sol

Les efforts liés aux interactions entre l'interface pneu/sol permettent de maintenir le véhicule sur sa trajectoire afin de compenser les forces qui ralentissent le véhicule (le vent, la pente, la résistance au roulement). Ces efforts interviennent essentiellement quand la vitesse du véhicule

change en accélérant ou en freinant, et/ou lorsque le véhicule entre dans un virage. Ces deux situations font intervenir les deux composantes de la force liées aux interactions pneu/sol, à savoir, la force latérale F_y et la force longitudinale F_x d'un pneu comme schématisé sur la Figure 2.6. Le vecteur de la force liée aux interactions entre l'interface pneu/sol dans le repère (x_{wl}, y_{wl}) est donné par :

$$F_{sol} = \begin{bmatrix} F_{sol_x} & F_{sol_y} & 0 \end{bmatrix}^T \tag{2.22}$$

avec

$$F_{sol_x} = F_x \cos\delta_{wl} - F_y \sin\delta_{wl} \tag{2.23}$$

et

$$F_{sol_y} = F_x \sin\delta_{wl} + F_y \cos\delta_{wl} \tag{2.24}$$

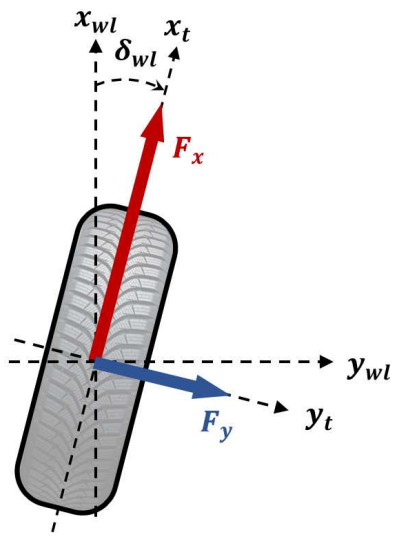

FIGURE 2.6 – Forces latérale et longitudinale du pneumatique

L'apparition de ces deux forces simultanément, par exemple, suite à un freinage dans un virage ou à une manœuvre pendant l'accélération, introduit un couplage entre les forces longitudinale et latérale du pneu. En effet, l'apparition de la force longitudinale dans un virage diminue la force latérale et vice-versa. Les forces du pneumatique dépendent de plusieurs paramètres tels que la vitesse du véhicule, la charge appliquée sur la roue, l'adhérence de la route, etc. Le comportement des pneumatiques est très complexe et fortement non linéaire en raison du caractère visco-élastique de la gomme [Michelin, 2001]. Dans le domaine automobile, la modélisation des forces générées par un pneu a fait l'objet d'un nombre important d'études et plusieurs modèles

mathématiques issus de méthodes empiriques ont été proposés dans la littérature [Kiebré, 2010]. Les plus connus sont les modèles dits de Pacejka [Pacejka, 2005], de Dugoff [Rajamani, 2012] et de Burckhardt [Kiencke et Nielsen, 2005]. Dans cette étude, on s'intéresse au modèle de Pacejka et à sa version linéaire.

2.4.4.1 Force latérale du pneu

Lors d'un mouvement de virage, une force centrifuge apparaît et pousse le véhicule à l'extérieur de sa trajectoire. Afin de s'y opposer, une force centripète appelée aussi force latérale est créée par le frottement entre les pneumatiques et la chaussée [Michelin, 2001]. Ce frottement induit une dérive (angle de dérive) entre le plan de la roue et son vecteur vitesse comme représenté sur la Figure 2.7.

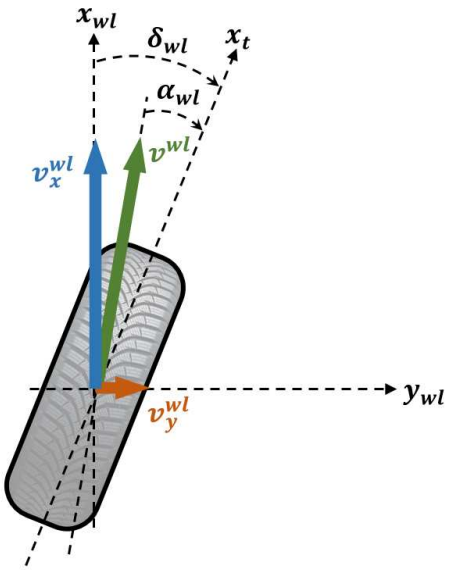

FIGURE 2.7 – Angle de dérive

Plus la vitesse du véhicule augmente et plus une grande dérive est nécessaire afin de générer une force latérale permettant de compenser la force centrifuge. La force latérale générée est limitée à la capacité du pneu à transmettre des efforts. Cette limite dépend de la vitesse du véhicule, de la charge verticale appliquée sur le pneu, du type de pneu, de l'état de la route, etc. En effet, lors d'une mise en virage à grande vitesse ou sur une chaussée mouillée, la force centripète générée par les pneus peut être saturée et ne compense pas la force centrifuge. Par conséquent, le véhicule peut partir dans une situation critique de dérapage.

La force latérale F_y est généralement modélisée comme une fonction non linéaire dépendant de l'angle de dérive à la roue [Pacejka, 2005, Rajamani, 2012]. L'angle de dérive α_{wl} est l'angle formé par le vecteur vitesse de la roue et l'axe longitudinal de celle-ci (voir Figure 2.7). Il est donné par :

$$\alpha_{wl} = \arctan\left(\delta_{wl} - \frac{v_y^{wl}}{v_x^{wl}}\right) \tag{2.25}$$

avec v_y^{wl} et v_x^{wl} respectivement la vitesse latérale et longitudinale de la roue, δ_{wl} l'angle de braquage de celle-ci.

Modèle de Pacejka (formule magique)

Le modèle de Pacejka [Pacejka, 2005], appelé aussi formule magique, est un modèle empirique largement utilisé par les constructeurs automobiles qui permet de modéliser les forces liées aux interactions entre l'interface pneu/sol.

La forme générale des équations employées est issue d'une démarche empirique de modélisation combinant des fonctions trigonométriques. Même si le modèle est empirique, ses paramètres conservent un sens physique et peuvent être calculés à l'aide d'une procédure d'identification à partir de mesures expérimentales [Lamy, 2010]. Les paramètres identifiés peuvent être adaptés afin d'être ajustés au mieux à la configuration du pneu (dérive, charge, carrossage, etc.). L'un des avantages du modèle de Pacejka est qu'il permet de représenter à la fois la force latérale et la force longitudinale d'un pneumatique à l'aide de la même structure mathématique et donc avec le même degré de complexité. Ce modèle permet aussi de représenter les différentes zones de fonctionnement du pneu (linéaire et saturé) sans aucune discontinuité.

La force latérale, pour une charge verticale et un angle de carrossage donnés, peut s'écrire sous la forme [Pacejka, 2005] :

$$f_y(\alpha_{wl}) = D_y \sin\left[C_y \arctan\{B_y\alpha_{wl} - E_y\left(B_y\alpha_{wl} - \arctan(B_y\alpha_{wl})\right)\}\right] \tag{2.26}$$

avec B_y le facteur de rigidité qui détermine la pente de la courbe à l'origine, C_y la constante déterminant la forme de la courbe, D_y la valeur maximale de la courbe et E_y le facteur de la courbure qui détermine la position horizontale de la valeur maximale comme illustré sur la Figure 2.8.

Il convient de noter que l'équation (2.26) permet de générer une courbe symétrique passant par l'origine (pour $\alpha_{wl} = 0$, $f_y = 0$). Or, dans la réalité, la force latérale est asymétrique à

cause des phénomènes de pseudo-dérive et de pseudo-carrossage qui peuvent apparaître même en roulant sur une ligne droite [Pacejka, 2005]. Pour cette raison, deux termes permettant de déterminer le décalage horizontal S_H^y et vertical S_V^y sont introduits dans le modèle (2.26). En tenant compte de ces deux paramètres, l'équation de la force latérale devient [Pacejka, 2005] :

$$F_y(\alpha_{wl}) = f_y(\alpha_{wl} + S_H^y) + S_V^y \tag{2.27}$$

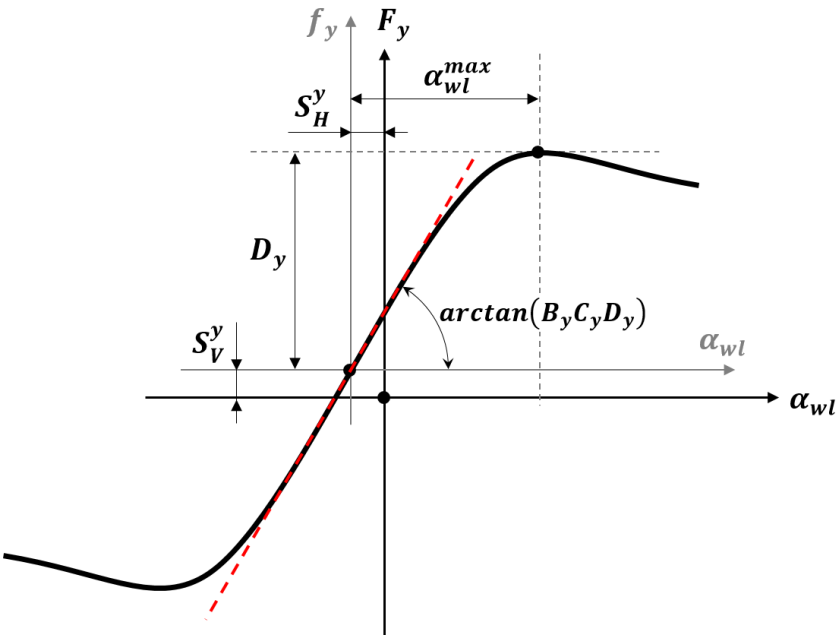

FIGURE 2.8 – Modèle de Pacejka

Bien que ce modèle de nature non-linéaire caractérise correctement la force latérale du pneumatique dans une large plage de fonctionnement, il est relativement compliqué à utiliser lors de la synthèse d'une loi de commande en raison de son degré de complexité important. Afin de réduire cette complexité, une structure linéaire peut être utilisée comme présenté par la suite.

Modélisation linéaire de la force latérale du pneu

Pour de faibles angles de dérives α_{wl}, la relation mathématique liant la force latérale à l'angle de dérive α_{wl} est de type linéaire. Il est alors possible de représenter la force latérale dans cette zone de fonctionnement par une fonction proportionnelle à α_{wl} comme présenté sur la Figure 2.8 en pointillés. La pente à l'origine de cette courbe, appelée rigidité de dérive, varie selon la charge appliquée sur le pneu. Pour une charge constante, la force latérale peut être exprimée de

la manière suivante [Rajamani, 2012] :

$$F_y(\alpha_{wl}) = C_{y_{wl}}\alpha_{wl} \tag{2.28}$$

où $C_{y_{wl}}$ est la rigidité de dérive latérale dépendant de l'adhérence de la route et de la charge verticale.

Dans la zone de fonctionnement linéaire, c'est-à-dire pour de faibles angles de dérive, le modèle linéaire et celui de Pacejka sont très proches et la correspondance entre le coefficient de rigidité de dérive du modèle linéaire et les paramètres de Pacejka peut être exprimée par l'expression [Pacejka, 2005] :

$$C_{y_{wl}} = B_y C_y D_y \tag{2.29}$$

Remarquons que le modèle (2.28) de faible degré de complexité ne permet pas de représenter le comportement physique lié à la saturation de la force du pneu et sa zone de fonctionnement n'est valide que pour de petits angles de dérive.

2.4.4.2 Force longitudinale du pneu

Lors de l'accélération ou du freinage, une force longitudinale apparaît au niveau du pneu. Cette force résulte du taux de glissement créé par la différence entre la vitesse de la roue au point de contact pneu/sol et la vitesse équivalente due à la vitesse de rotation de la roue comme montré sur la Figure 2.9. En effet, lorsqu'une roue est accélérée un effort longitudinal dirigé vers l'avant se développe permettant au véhicule d'avancer et il est dirigé vers l'arrière lorsque la roue est freinée.

La force longitudinale dépend du taux de glissement, de la charge verticale s'appliquant sur le pneumatique et du coefficient d'adhérence longitudinale. Le taux de glissement est donné [Rajamani, 2012] :

$$\lambda_{wl} = \frac{v_{Rw} - v_{wt}}{v_{Rw}} > 0, \qquad \text{durant l'accélération} \tag{2.30a}$$

$$\lambda_{wl} = \frac{v_{Rw} - v_{wt}v}{v_{wt}} < 0, \qquad \text{durant le freinage} \tag{2.30b}$$

avec

$$v_{Rw} = r_{eff}w \tag{2.31}$$

la vitesse équivalente liée à la vitesse de rotation. Le rayon et la vitesse de rotation de la roue sont respectivement r_{eff} et w, la vitesse de la roue au point de contact pneu/sol est donnée par v_{wt}.

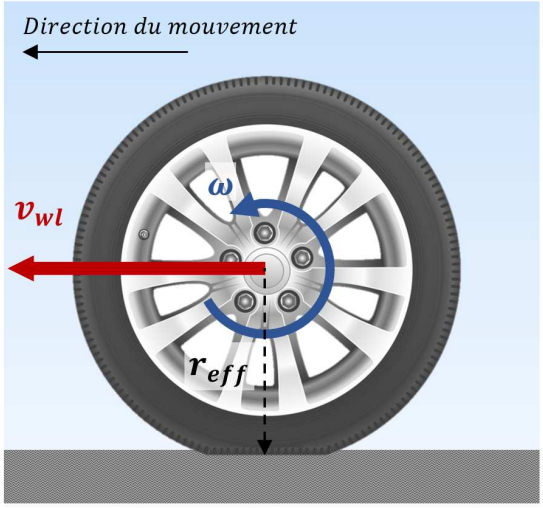

FIGURE 2.9 – Taux de glissement du pneu

Différents modèles existent pour modéliser la force longitudinale générée par le pneu comme proposé dans [Pacejka, 2005, Kiebré, 2010]. La structure mathématique de ces modèles est similaire à celle déjà utilisée pour modéliser la force latérale. Dans notre étude, on s'intéresse au modèle de Pacejka [Pacejka, 2005] et à sa version simplifiée linaire.

Modèle de Pacejka

La force longitudinale du pneu peut être modélisée à l'aide du modèle de Pacejka en utilisant la même structure mathématique que celle déjà utilisée pour décrire la force latérale du pneu [Pacejka, 2005]

$$f_x(\lambda_{wl}) = D_x \sin\left[C_x \arctan\{B_x\lambda_{wl} - E_x\left(B_x\lambda_{wl} - \arctan(B_x\lambda_{wl})\right)\}\right] \tag{2.32}$$

Les paramètres B_x, C_x, D_x et E_x sont similaires à ceux utilisés lors de la modélisation de la force latérale.

Les phénomènes de pseudo-dérive et de pseudo-carrossage introduisent une asymétrie de la force longitudinale du pneumatique. Cette dernière s'écrit, compte tenu de ces phénomènes, sous

la forme suivante [Pacejka, 2005] :

$$F_x(\lambda_{wl}) = f_x(\lambda_{wl} + S_H^x) + S_V^x \tag{2.33}$$

avec S_H^x et S_V^x le décalage horizontal et vertical. Sous certaines hypothèses, ce modèle peut être simplifié pour obtenir un modèle de structure linéaire.

Modélisation linéaire de la force longitudinale du pneu

Pour des taux de glissement λ_{wl} faibles, la force longitudinale peut être caractérisée par un modèle de structure linéaire proportionnel au taux de glissement. La pente à l'origine de cette fonction linéaire permet de définir le coefficient de rigidité de glissement $C_{x_{wl}}$. Ce dernier dépend de l'adhérence de la route et de la charge appliquée à la roue. En effet, le coefficient de rigidité de glissement est beaucoup plus grand dans sur route sèche que dans sur route verglacée. Pour cette raison, le freinage est beaucoup plus facile sur une route sèche. La force longitudinale peut être exprimée par la relation suivante [Rajamani, 2012] :

$$F_x(\lambda_{wl}) = C_{x_{wl}} \lambda_{wl} \tag{2.34}$$

où $C_{x_{wl}}$ est la rigidité de glissement longitudinale.

Il convient de noter que ce modèle de faible degré de complexité permet de représenter la force longitudinale dans la zone de fonctionnement linéaire du pneu et il reste proche du modèle de Pacejka pour de faibles taux de glissement. La correspondance entre les deux modèles peut être faite à l'aide de l'expression suivante [Pacejka, 2005] :

$$C_{x_{wl}} = B_x C_x D_x \tag{2.35}$$

2.4.4.3 Modélisation couplée des forces longitudinale et latérale du pneu

Les modèles de Pacejka présentés ci-dessus permettent de représenter les forces latérale et longitudinale pures d'un pneu sans tenir compte du couplage entre elles. Or, un pneu est souvent utilisé dans des conditions, telles que l'accélération en virage ou le freinage pendant le braquage des roues, qui font apparaître les forces longitudinale et latérale simultanément [Michelin, 2001]. En général, ces deux forces sont couplées et par conséquent l'apparition de la force longitudinale réduira la force latérale disponible pour un angle de dérive donné. Inversement, l'apparition de la force latérale réduira la force longitudinale disponible pour un taux de glissement donné. Afin

de tenir compte de ce couplage, une version améliorée du modèle de Pacejka peut être utilisée [Pacejka, 2005]. Dans cette version, la force longitudinale (latérale) est multipliée par une fonction de pondération ayant une forme de "colline" afin d'introduire l'effet du couplage.

La force longitudinale peut être décrite par le modèle de Pacejka amélioré par l'expression suivante [Pacejka, 2005] :

$$F_x^c(\alpha_{wl}, \lambda_{wl}) = F_x(\alpha_{wl})G_x(\alpha_{wl}, \lambda_{wl}) \tag{2.36}$$

avec F_x la force longitudinale donnée par le modèle de Pacejka sans tenir compte du couplage. G_x est la fonction de pondération permettant d'introduire le couplage entre la force latérale et longitudinale dépendant du taux de glissement et de l'angle de dérive.

De même, la force latérale peut être décrite par une expression légèrement différente de celle de la force longitudinale [Pacejka, 2005] :

$$F_y^c(\alpha_{wl}, \lambda_{wl}) = F_y(\lambda_{wl})G_y(\alpha_{wl}, \lambda_{wl}) + S_V^c \tag{2.37}$$

avec F_y la force latérale donnée par le modèle de Pacejka sans tenir compte du couplage, G_y la fonction de pondération et S_V^c le décalage vertical induit par le taux de glissement.
Remarquons que le modèle couplé du pneu sera utilisé par la suite dans l'environnement de simulation CarMaker afin de valider les stratégies de commande développées.

2.5 Modélisation de la dynamique du véhicule

Le mouvement du châssis décrit le comportement du véhicule dans l'espace soumis aux forces décrites précédemment. Plusieurs modèles décrivant le mouvement du châssis existent dans la littérature [Brossard, 2006, Kiencke et Nielsen, 2005, Rajamani, 2012]. Le degré de complexité de ces modèles varie en fonction de l'utilisation envisagée ou en fonction de la précision exigée.

Certains modèles sont utilisés pour la simulation numérique afin de valider les stratégies de commande développées. Généralement, ces simulations exigent une grande précision du modèle et par conséquent son degré de complexité est élevé. D'autres modèles sont nécessaires à la synthèse de lois de commande et sont souvent des modèles simplifiés en considérant certaines hypothèses permettant de négliger certaines forces, certains mouvements ou en effectuant une

linéarisation du modèle autour d'un point de fonctionnement.

Dans notre étude, deux modèles de synthèse de degré de complexité différent (2 DDL et 7 DDL) sont présentés. Le modèle de validation avec un degré de complexité élevé proposé dans l'environnement de simulation CarMaker est brièvement décrit. Enfin, les prédictions du modèle de synthèse à 2 DDL et de validation (CarMaker) sont confrontées aux mesures expérimentales obtenues à l'aide du véhicule d'essais ARTEMIPS présenté au cours du Chapitre 1 afin de déterminer leur validité.

2.5.1 Modèles de synthèse de la dynamique latérale

Dans cette partie, deux modèles de synthèse décrivant la dynamique latérale sont présentés. Le premier modèle considère les quatre roues du véhicule (7 DDL), quant au deuxième seulement deux roues sont considérées (2 DDL). Les deux modèles sont développés en considérant, en plus des hypothèses précédemment présentées, les hypothèses complémentaires suivantes :

— Seules les deux roues avant sont directrices,
— Le braquage des roues gauche et droite est identiques,
— Les quatre roues sont motrices.
— La position du centre de gravité sur l'axe vertical reste constante, par conséquent $v_z = 0$ et $\dot{v_z} = 0$.
— Le transfert de charge entre les différentes roues est négligé.
— Les vitesses de roulis et de tangage sont négligées, soit $\dot{p} = \dot{q} = 0$.
— Les angles de tangage et de roulis sont considérés nuls, soit $p = q = 0$.
— Les inerties liées au tangage et au roulis sont négligées, soit $I_{xx} = I_{yy} = 0$.

Les modèles de synthèse présentés dans cette Section sont obtenus à partir du modèle à 12 degrés de liberté défini par l'équation (2.13) présentée dans la Section 2.3. Rappelons que le vecteur de la dynamique du véhicule est :

$$\begin{bmatrix} V & \Omega & \Xi & \Psi \end{bmatrix}^T \tag{2.38}$$

et compte tenu des hypothèses simplificatrices, le vecteur de la dynamique du véhicule devient sous la forme :

$$\begin{bmatrix} v_x & v_y & r & X_{CoG} & Y_{CoG} & \psi \end{bmatrix}^T \tag{2.39}$$

2.5.1.1 Modèle de véhicule à quatre roues (7 DDL)

Le comportement de la dynamique latérale du véhicule peut être décrit à l'aide du modèle à 7 DDL suivant [Rajamani, 2012] :

$$\dot{v}_x = \frac{1}{m}\left[v_y r + \left(F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}\right)\cos\delta_f + F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}} - \left(F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}\right)\sin\delta_f - F_{a_x} - R_x\right] \tag{2.40a}$$

$$\dot{v}_y = \frac{1}{m}\left[F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}} + \left(F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}\right)\sin\delta_f + \left(F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}\right)\cos\delta_f\right] - v_x r \tag{2.40b}$$

$$\begin{aligned}\dot{r} &= \frac{L_f}{I_z}\left[\left(F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}\right)\sin\delta_f + \left(F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}\right)\cos\delta_f\right] - \frac{L_r}{I_z}\left(F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}\right) \\ &+ \frac{L_w}{2I_z}\left[\left(F_{x_{fr}} - F_{x_{fl}}\right)\cos\delta_f + \left(F_{x_{rr}} - F_{x_{rl}}\right) + \left(F_{y_{fl}} - F_{y_{fr}}\right)\sin\delta_f\right]\end{aligned} \tag{2.40c}$$

$$\dot{X}_{CoG} = v_x\cos\psi - v_y\sin\psi \tag{2.40d}$$

$$\dot{Y}_{CoG} = v_x\sin\psi + v_y\cos\psi \tag{2.40e}$$

$$\dot{\psi} = r \tag{2.40f}$$

où le terme R_x regroupe l'ensemble de force de résistance au roulement F_{res_x} pour les quatre roues. $I_z = I_{zz}$ est le moment d'inertie du véhicule selon l'axe z.

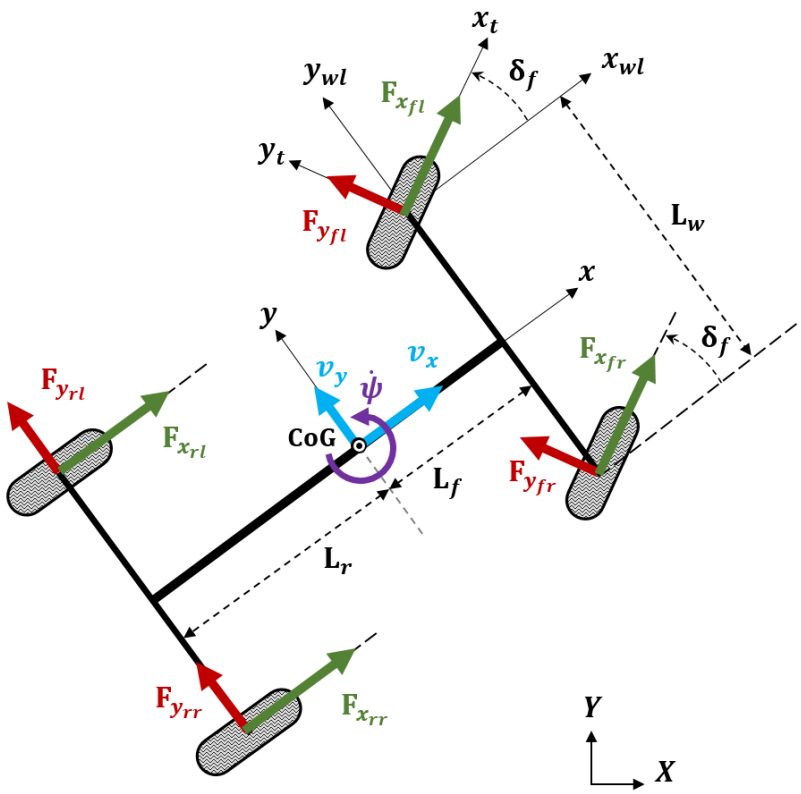

FIGURE 2.10 – Modèle du véhicule à quatre roues

Comme illustré sur la Figure 2.10, F_x et F_y représentent les forces longitudinales et latérales, les indices $i = \{fl, fr, rl, rr\}$ pour $\{avant, gauche\}$, $\{avant, droite\}$, $\{derriere, gauche\}$ et $\{derriere, droite\}$. Les distances entre le CoG (centre de gravité) du véhicule et la roue avant et arrière sont respectivement L_f et L_r. La voie ou distance entre les deux roues d'un même essieu est L_w et l'angle de braquage des roues avant est δ_f. Il convient de noter que dans ce modèle, les forces longitudinale et latérale pour chaque roue sont représentées séparément comme illustré sur la Figure 2.10.

Il est cependant possible de simplifier ce modèle en considérant que les forces générées par les roues de gauche et de droite sont identiques pour chaque essieu. La structure du modèle (2.40) peut être alors simplifiée de la façon suivante [Rajamani, 2012] :

$$\dot{v}_x = \frac{1}{m}\Big(v_y r + 2F_{x_f}\cos\delta_f + 2F_{x_r} - 2F_{y_f}\sin\delta_f - F_{a_x} - R_x\Big) \tag{2.41a}$$

$$\dot{v}_y = \frac{1}{m}\Big(2F_{y_r} + 2F_{x_f}\sin\delta_f + 2F_{y_f}\cos\delta_f\Big) - v_x r \tag{2.41b}$$

$$\dot{r} = \frac{2L_f}{I_z}F_{x_f}\sin\delta_f + \frac{2L_f}{I_z}F_{y_f}\cos\delta_f - \frac{2L_r}{I_z}F_{y_r} \tag{2.41c}$$

$$\dot{X}_{CoG} = v_x\cos\psi - v_y\sin\psi \tag{2.41d}$$

$$\dot{Y}_{CoG} = v_x\sin\psi + v_y\cos\psi \tag{2.41e}$$

$$\dot{\psi} = r \tag{2.41f}$$

Remarquons que la simplification du modèle à quatre roues permet de regrouper l'effet des forces des roues de gauche et de droite en une seule force multipliée par 2 diminuant ainsi le degré de complexité du modèle. Cette simplification entraîne cependant la disparition du terme lié à L_w dans l'équation (2.41c). Or, la contribution de ce dernier terme intervient dans l'équation de la somme des moments et celui-ci peut-être utilisé comme un moment supplémentaire afin d'agir sur la dynamique latérale du véhicule. Il est donc important de choisir correctement le modèle en fonction du problème de commande à traiter.

Par ailleurs, les équations des deux modèles présentés ci-dessus font apparaître un couplage entre les dynamiques longitudinale et latérale. Ainsi, dans les équations caractérisant la dynamique longitudinale, (2.40a) ou (2.41a), le terme lié à la vitesse latérale v_y apparaît. De la même façon, le terme lié à la vitesse longitudinale v_x apparaît dans les équations (2.40b) ou (2.41b) liées à la dynamique latérale. Ces couplages augmentent le degré de complexité de ces modèles et certaines simplifications s'avèrent nécessaires afin de réduire cette complexité tout en conservant la description de principaux phénomènes comme présenté par la suite.

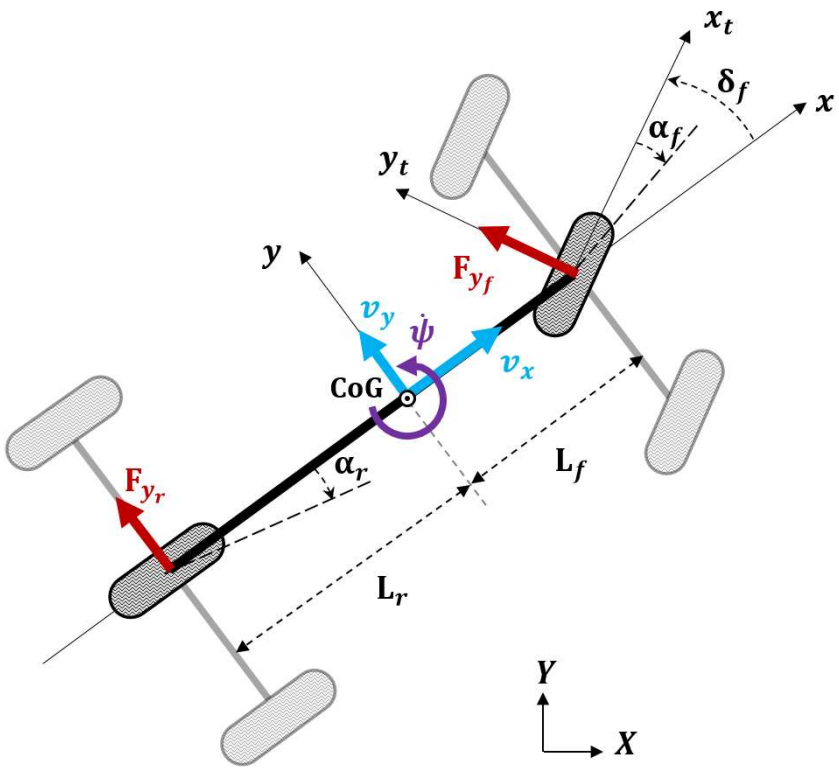

FIGURE 2.11 – Modèle bicyclette

2.5.1.2 Modèle de la dynamique latérale

La dynamique latérale du véhicule peut être décrite par le modèle dit de bicyclette, un modèle simplifié à deux degrés de liberté largement utilisé dans le domaine de l'automobile (voir Figure 2.11). Le modèle bicyclette est obtenu en considérant les hypothèses supplémentaires suivantes :

— la vitesse longitudinale reste constante et par conséquent la dynamique longitudinale peut être négligée,

— l'angle de braquage des roues avant est suffisamment faible afin de pouvoir faire l'approximation de petits angles.

Les équations décrivant le modèle bicyclette s'écrivent sous la forme [Rajamani, 2012] :

$$\dot{v}_y = \frac{1}{m}\left(2F_{y_r} + 2F_{y_f}\right) - v_x r \tag{2.42a}$$

$$\dot{r} = \frac{2L_f}{I_z}F_{y_f} - \frac{2L_r}{I_z}F_{y_r} + \frac{M_z}{I_z} \tag{2.42b}$$

$$\dot{X}_{CoG} = v_x \cos\psi - v_y \sin\psi \tag{2.42c}$$

$$\dot{Y}_{CoG} = v_x \sin\psi + v_y \cos\psi \tag{2.42d}$$

$$\dot{\psi} = r \tag{2.42e}$$

Le facteur 2 est lié à la somme des deux forces exercées sur chaque essieu. Le moment M_z provient de la somme des moments et celui-ci peut-être utilisé comme un moment supplémentaire afin d'agir sur la dynamique latérale du véhicule (cf. Chapitre 5).

En condition de fonctionnement linéaire du pneu, la force latérale peut être décrite par le modèle linéaire suivant [Kiencke et Nielsen, 2005] :

$$F_{y_i}(t) = C_i \alpha_i(t) \tag{2.43}$$

où $i = \{f, r\}$, f et r respectivement pour le pneu avant et arrière, C_i est le coefficient de rigidité de dérive et α_i l'angle de dérive approché par :

$$\alpha_f(t) = \delta_f(t) - \frac{v_y(t) + L_f \dot{\psi}(t)}{v_x} \tag{2.44a}$$

$$\alpha_r(t) = -\frac{v_y(t) - L_r \dot{\psi}(t)}{v_x} \tag{2.44b}$$

En utilisant les équations (2.42), (2.43) et (2.44), la représentation d'état linéaire du modèle bicyclette est finalement donnée par :

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} v_y \\ \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{a}{m v_x} & -v_x - \frac{b}{m v_x} \\ \\ -\frac{b}{I_z v_x} & -\frac{c}{I_z v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{m} \\ \\ \frac{2C_f L_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta_f + \begin{bmatrix} 0 \\ \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} M_z \tag{2.45}$$

avec

$$a = 2\left(C_f + C_r\right) \tag{2.46a}$$

$$b = 2\left(C_f L_f - C_r L_r\right) \tag{2.46b}$$

$$c = 2\left(C_f L_f^2 + C_r L_r^2\right) \tag{2.46c}$$

Il convient de noter que dans notre étude l'entrée de commande du modèle bicyclette (2.45) est l'angle de braquage à la roue δ_f et le moment correctif du lacet M_z. Le vecteur d'état est constitué de la vitesse latérale et de la vitesse de lacet. Ce modèle est utilisé dans les chapitres suivants comme point de départ pour réaliser la synthèse d'une régulateur de la dynamique latérale.

2.5.1.3 Modèle de la dynamique longitudinale

La dynamique longitudinale peut être décrite par un modèle simplifié en considérant que le mouvement du véhicule est parfaitement rectiligne et par conséquent la dynamique latérale peut être négligée. Le modèle peut s'exprimer sous la forme [Rajamani, 2012]

$$\dot{v}_x = \frac{1}{m}\Big(v_y r + 2F_{x_f} + 2F_{x_r} - F_{a_x} - R_x\Big) \tag{2.47a}$$

En condition de fonctionnement linéaire du pneu, la force longitudinale du pneu peut être décrite par :

$$F_{x_i}(t) = C_{\lambda_i}\lambda_i(t) \tag{2.48}$$

où $i = \{f, r\}$, f et r respectivement pour le pneu avant et arrière, C_{λ_i} le coefficient de rigidité de glissement longitudinal et λ_i le taux de glissement donné par l'expression (2.30). Le taux de glissement λ_i est dû à la différence entre la vitesse de la roue au point de contact pneu/sol et la vitesse équivalente due à la vitesse de rotation de la roue.

La dynamique de la vitesse de rotation de la roue peut être alors modélisée par [Rajamani, 2012] :

$$I_w\dot{w}_i = -r_{eff}F_{x_i} + T_{p_i} + T_{b_i} \tag{2.49}$$

avec I_w le moment d'inertie de la roue, r_{eff} le rayon efficace de la roue, T_{p_i} et T_{b_i} respectivement les couples de traction et de freinage de la roue. La vitesse de rotation de la roue dépend directement de l'effort donné par le système de propulsion, le système de freinage et celui du roulement comme montré dans la Figure 2.12.

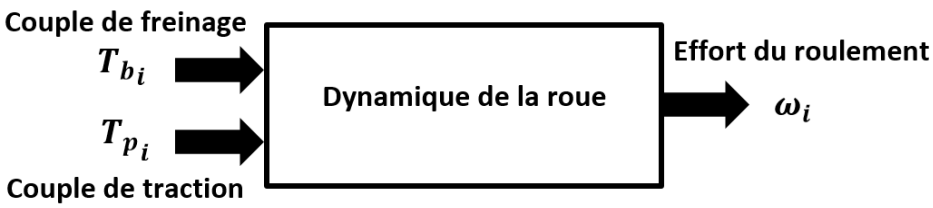

FIGURE 2.12 – Dynamique de la roue

2.5.2 Modèle de validation

La simulation numérique est un outil d'analyse et d'étude de plus en plus utilisé dans de nombreux secteurs d'activités. Elle permet de réaliser l'étude virtuelle du comportement physique d'un système. Son intérêt est de pouvoir prédire le comportement du système étudié en épargnant la réalisation d'essais réels coûteux et difficiles à mettre en œuvre.

L'environnement de simulation CarMaker développé par IPG Automotive permet de simuler la dynamique du véhicule avec un modèle complexe très proche de la réalité. Le modèle utilisé dans CarMaker est un système multi-corps caractérisé par différents corps comme montré sur la Figure 2.13.

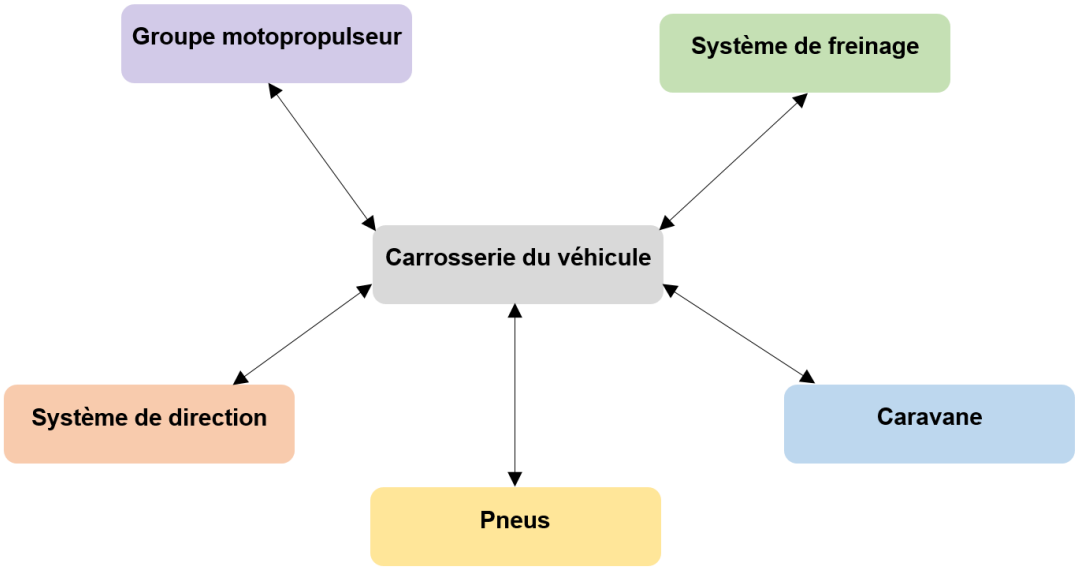

FIGURE 2.13 – Interfaces de CarMaker

La carrosserie du véhicule est le corps principal qui s'interface avec les différents modules : le groupe motopropulseur, le système de freinage, le système de direction, la caravane tractée et les pneus. CarMaker offre la possibilité de configurer chaque module par différents modèles proposés selon l'objectif de la simulation. Par ailleurs, CarMaker permet aussi de modéliser la route sur laquelle le véhicule va rouler (modification de l'adhérence, etc.).

Dans notre étude, la simulation à l'aide de CarMaker est utilisée afin de valider les stratégies de commande synthétisées pour le guidage latéral, le guidage latéral d'urgence et la stabilisation. Pour cette raison, le système de direction, le système de freinage et les pneus doivent être bien

configurés.

En CarMaker, le système de direction peut être configuré par deux types de modèles suivant le type du signal d'entrée utilisé. Le premier type prend en entrée l'angle de braquage au volant et il ne considère pas la dynamique de la colonne de direction. Le deuxième type prend en entrée le couple appliqué au volant en considérant la dynamique de la colonne de direction. Dans notre étude, la dynamique de la colonne de direction est négligée et par conséquent le système de direction est configuré par le modèle du premier type. Pour ce type de modèle, un rapport de réduction entre l'angle de braquage au volant et l'angle de braquage à la roue doit être ajouté. Le rapport de réduction peut être spécifié soit par une fonction proportionnel ou par une fonction non linéaire. Ici un rapport de réduction proportionnelle obtenue expérimentalement est considéré.

Le système de freinage peut être configuré à l'aide de deux modèles, soit un modèle simple approprié aux applications où le but principal ne porte pas sur le système de freinage, soit par un modèle de haute résolution permettant de représenter le plus fidèlement possible le système de freinage réel en combinaison avec les contraintes de calcul en temps réel. Comme l'objectif de notre étude ne porte pas sur les systèmes de freinage, le modèle simple est retenu pour la validation. Ce modèle considère comme entrée : la pression de la pédale de freinage, la pression de freinage utilisée par le maître-cylindre ou le couple de freinage appliqué directement à la roue. Ici, le système de freinage avec un couple de freinage appliqué directement à la roue est utilisé afin de générer le moment correctif pour assurer le guidage d'urgence et la stabilisation (voir Chapitre 5).

Enfin, la qualité de la simulation dynamique d'un véhicule est fortement influencée par les capacités du modèle de pneu utilisé. En effet, plusieurs modèles sont proposés par CarMaker décrivant le comportement du pneumatique dans le régime statique (le modèle de Pacejka) ou dans le régime dynamique (le modèle "Tame Tire" développé par Michelin). Ici, on se limite au comportement statique décrit par le modèle de Pacejka. Des données proposées dans la littérature [Pacejka, 2005] sont utilisées afin de fixer les paramètres du modèle de Pacejka. Ces paramètres peuvent être modifiés à l'aide de facteurs d'échelle non dimensionnels de CarMaker variant de 0 à 1 afin d'ajuster le modèle du pneu.

Plusieurs modèles de carrosserie sont aussi prédéfinis dans l'environnement CarMaker par

exemple le modèle de carrosserie d'Opel Zafira 1999. Il est aussi possible de créer son propre modèle de carrosserie en spécifiant la masse du véhicule, la position du centre de gravité, l'empattement, etc. Ici, un modèle de carrosserie est créé en utilisant les données du véhicule d'essais ARTEMIPS.

2.6 Validation expérimentale du modèle de synthèse et du modèle de simulation

La validation du modèle du véhicule est une étape incontournable pour obtenir des simulations cohérentes à la réalité mais aussi pour effectuer des synthèses de correcteurs avec un modèle caractérisant les principaux phénomènes d'intérêt. La validation consiste à comparer les sorties du modèle généré aux sorties du système réel en utilisant les mêmes signaux d'entrée. La validation du modèle permet de vérifier les étapes d'élaboration du modèle, à savoir, l'émission des hypothèses simplificatrices, la mise en équation et le paramétrage du modèle. Les hypothèses simplificatrices sont valides pour une plage de fonctionnement donnée et elles commencent à perdre leur validité progressivement au fur et à mesure que le système s'éloigne de cette plage de fonctionnement. Par exemple, le transfert de charge entre les roues peut être négligé pour des faibles vitesses et de petits angles de braquage. Ce phénomène devient de plus en plus important au fur et à mesure que la vitesse et l'angle de braquage augmentent et par conséquent le transfert de charge ne peut plus être négligé. Ainsi dans la plage de fonctionnement du modèle, son paramétrage détermine aussi sa cohérence au système réel. Le degré d'exactitude des paramètres du modèle peut être vérifié à l'aide de la validation du modèle.

L'objectif principal de ces travaux de thèse porte sur l'amélioration du guidage latéral du véhicule et dans cette perspective, la validation expérimentale du modèle de synthèse et du modèle de simulation se limite au comportement latéral du véhicule. Il convient de remarquer que le véhicule ARTEMIPS est utilisé pour la première fois pour la validation expérimentale des stratégies de commande. Il n'existait pas par conséquent des modèles de ce véhicule validés disponibles dans le laboratoire, d'où une contribution expérimentale des travaux réalisés dans le cadre de cette thèse.

2.6.1 Paramétrage des modèles

Avant de passer à la validation des deux modèles, le paramétrage de ces derniers est requis. Le paramétrage d'un modèle peut être effectué soit à partir de mesures directes, comme par exemple la détermination de la masse m à l'aide d'une balance, soit à partir d'une estimation à l'aide des d'algorithmes d'identification comme par exemple pour l'estimation du coefficient de rigidité de dérive du pneu C_f.

Le paramétrage du modèle bicyclette nécessite la détermination de la masse m, du moment d'inertie I_z du véhicule, de la distance entre le CoG du véhicule et les roues avant et arrière (L_f et L_r), et des coefficients de rigidité de dérive du pneu (C_f et C_r). Certaines de ces valeurs peuvent être mesurées directement sur le véhicule ARTEMIPS, les valeurs numériques obtenues sont présentées dans le Tableau 2.2.

Table 2.2 – Paramètres nominaux mesurés du véhicule ARTEMIPS

Symbole	Valeur	Unité
m	1800	$[kg]$
L_f	1.20	$[m]$
L_r	1.53	$[m]$

Concernant les paramètres estimés pour un véhicule, plusieurs travaux de recherche visant à les estimer ont été proposés [Pouly, 2009, Guillet, 2011]. Dans les travaux de [Pouly, 2009], l'estimation du moment d'inertie I_z et des coefficients de rigidité de dérive du pneu C_f et C_r a été faite en minimisant une fonction de coût quadratique J à l'aide d'une procédure d'identification et de l'algorithme d'optimisation de Levenberg-Marquardt [Ljung, 1998]. Cette fonction est définie par les erreurs entre les sorties v_y et $\dot{\psi}$ obtenues par le modèle bicyclette et les sorties des données expérimentales. L'estimation a été effectuée pour un intervalle de vitesse longitudinale v_x variable de $5m/s$ à $15m/s$ et un angle de braquage δ_f d'amplitude sinusoïdale et de fréquence variable afin d'exciter la dynamique latérale.

Une analyse de sensibilité du moment d'inertie I_z sur la dynamique latérale a été réalisée dans le cadre de la thèse de [Pouly, 2009]. Cette étude a montré qu'une variation de $\pm 25\%$ de la valeur du moment d'inertie nominale n'a pas une influence importante sur la dynamique latérale du modèle bicyclette. Par conséquent, l'identification de I_z n'est pas nécessaire réduisant ainsi le nombre de paramètres à identifier. Nous proposons alors de procéder à une mesurer indirecte

de I_z à partir de la formule empirique proposée dans [Brossard, 2006] :

$$I_z = 2.71m - 1450 \tag{2.50}$$

Quant à la détermination des coefficients de rigidité de dérive du pneu (C_f et C_r), elle ne peut pas se faire par une mesure directe. Une procédure d'identification est nécessaire à partir des algorithmes d'identification proposés par exemple dans [Pouly, 2009, Guillet, 2011, Hamza, 2015]. Il convient de remarquer que ces travaux montrent que les paramètres de rigidité de dérive sont très sensibles à plusieurs facteurs internes tels que la vitesse ou le poids du véhicule et externes tels que les conditions météorologiques (l'adhérence). Par conséquent, la détermination des valeurs numériques de ces coefficients reste délicate en raison du nombre de facteurs entrant en jeu. L'influence des coefficients de rigidité de dérive du pneu sur la dynamique latérale du modèle bicyclette a été étudiée dans [Hamza, 2015]. Cette étude a montré que l'influence de ces coefficients est très faible par rapport à celle des paramètres liés à la géométrie et au poids du véhicule (L_f, L_r et m). Pour tout ce qui vient d'être mentionné, et en se basant sur les travaux précédents, un jeu de valeurs initiales de C_f et C_r issu des travaux cités précédemment a été ajusté afin de caractériser au mieux les résultats expérimentaux. Les valeurs des coefficients de rigidité de dérive du pneu utilisés dans cette thèse sont donnés dans le tableau 2.3.

Table 2.3 – Valeurs numériques des coefficients de rigidité de dérive du pneu avant et arrière

Symbole	Valeur	Unité
C_f	93750	$[N/rad]$
C_r	75000	$[N/rad]$

Enfin le rapport de réduction du système de direction doit être aussi calculé. Il permet d'obtenir le rapport entre l'angle au volant δ_w et l'angle à la roue δ_f soit :

$$\delta_w = R_w \, \delta_f \tag{2.51}$$

Il a été mesuré sur le véhicule d'essais ARTEMIPS en calculant la moyenne entre plusieurs angles de braquage au volant et à la roue. Le rapport de démultiplication estimé est $R_w = 19$ pour le véhicule d'essais.

En ce qui concerne le paramétrage du modèle de simulation/validation CarMaker, le jeu de données lié au modèle de Pacejka a été adapté en changeant légèrement les facteurs d'échelle

non dimensionnels de CarMaker. Pour la carrosserie du véhicule, seulement les paramètres influençant le plus la dynamique latérale ont été spécifiés en choisissant parmi les modèles de carrosserie disponibles dans CarMaker, celui qui présente les caractéristiques les plus proches d'ARTEMIPS.

2.6.2 Procédure de validation expérimentale des modèles

La validation des deux modèles (synthèse et simulation) est effectuée en analysant la dynamique du véhicule dans le régime établi aussi bien que dans le régime transitoire. En effet, le régime établi permet de montrer l'écart en régime stationnaire entre les sorties des deux modèles et celles mesurées sur le système réel (ARTEMIPS). Quant au régime transitoire, il permet de montrer les limites de ces deux modèles suite à une manœuvre de sollicitation importante.

Afin de valider ces deux aspects, deux tests ont été effectués. Le test en régime statique consiste à suivre une trajectoire réelle qui sera utilisée par la suite pour valider les correcteurs du guidage latéral. Le test en régime dynamique consiste à solliciter la dynamique latérale du véhicule en appliquant un angle de braquage au volant sinusoïdale de fréquence variable. Les deux tests sont effectués à une vitesse constante de $10\,m/s$. Cette vitesse est considérée comme une vitesse moyenne pour tester la dynamique latérale du véhicule. Les deux tests ont été réalisés sur la piste du musée de l'automobile de Mulhouse.

2.6.3 Premier test : Piste du musée de l'automobile de Mulhouse - régime établi

Les Figures 2.14 et 2.15 montrent la trajectoire du musée de l'automobile, la vitesse longitudinale et l'angle de braquage au volant δ_w.

Il est possible de remarquer que l'angle de braquage est presque nul dans les lignes droites pour les intervalles de temps : de $0\,s$ à $12s$ et de $25\,s$ à $32\,s$. Il devient presque constant (régime transitoire), $-100°$, dans les grands virages pour les intervalles de temps : de $15\,s$ à $24\,s$, de $33\,s$ à $42\,s$ et de $50\,s$ à $59\,s$. Enfin, dans la succession de deux virages serrés, l'angle de braquage au volant change très rapidement (régime pseudo-transitoire) de $-100°$ à $200°$ dans l'intervalle de temps compris entre $43\,s$ et $50\,s$.

La Figure 2.16 montre la vitesse de lacet, la vitesse latérale et l'accélération latérale expérimentales (vert uni), issues du modèle de bicyclette de synthèse (bleu tiret) et de celui de

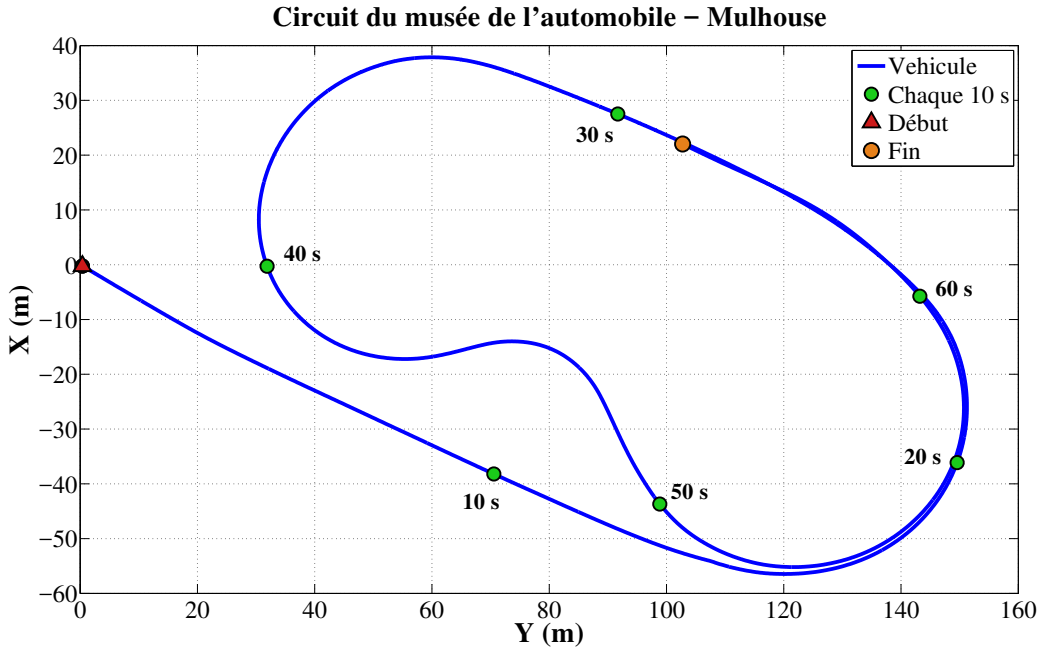

FIGURE 2.14 – Trajectoire du musée de l'automobile - premier test

simulation CarMaker (rouge tiret-point). Il est possible d'observer que les deux modèles caractérisent bien le comportement réel de la dynamique latérale du véhicule d'essais ARTEMIPS.

Afin de vérifier les hypothèses simplificatrices concernant le roulis et le transfert de charge, la vitesse du roulis mesurée expérimentalement et celle fournie par le modèle de simulation sont tracées sur la Figure 2.16. On peut observer que le phénomène de roulis est faible ($|p| < 5\,°/s$) et par conséquent les hypothèses simplificatrices restent valides.

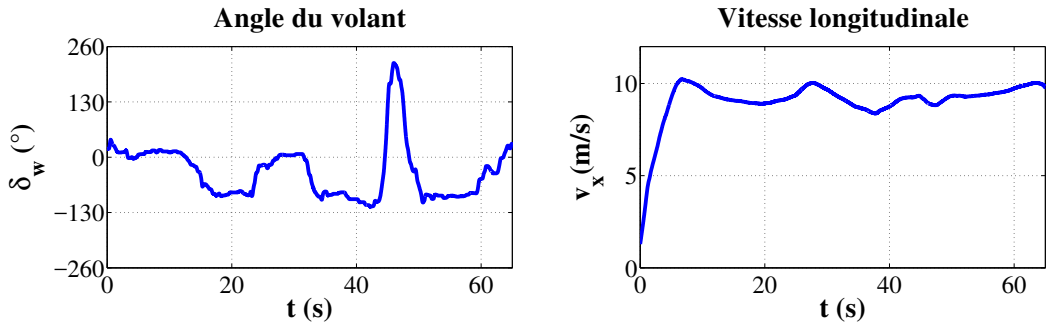

FIGURE 2.15 – Angle du volant δ_w et vitesse longitudinale pour la validation du modèle - premier test

Le tableau 2.4 présente les coefficients de corrélation obtenus entre les deux modèles et les mesures expérimentales d'ARTEMIPS. Les coefficients de corrélation obtenus montrent bien

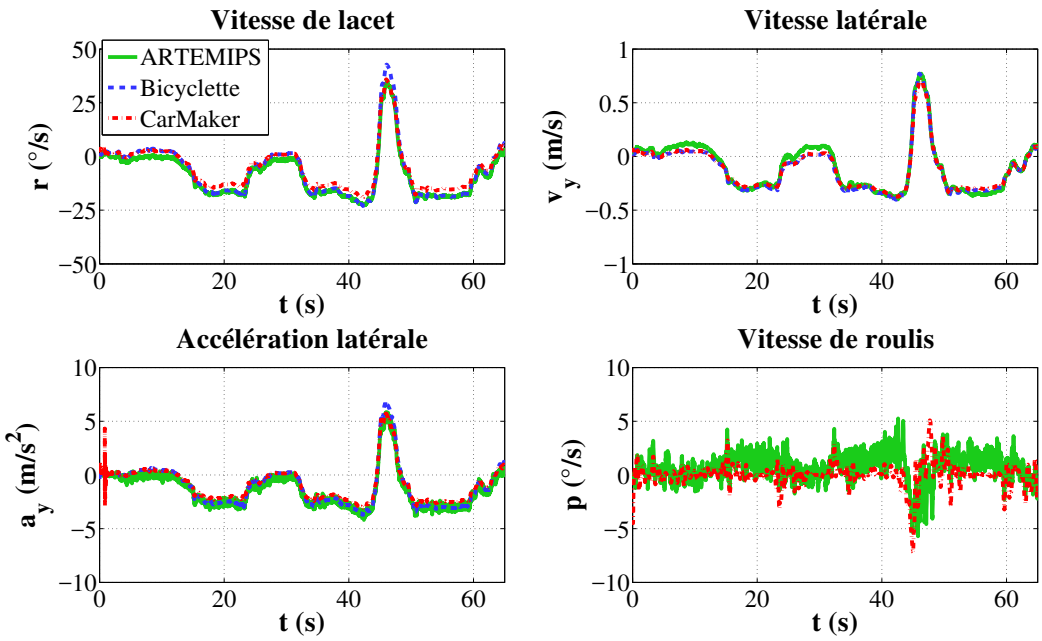

FIGURE 2.16 – Résultats de la validation du modèle - premier test

l'adéquation entre les modèles et la réalité. Ils sont jugés satisfaisants pour les besoins de ces travaux de thèse.

	Modèle de simulation	Modèle de synthèse
Vitesse de lacet	0.9991	0.9991
Vitesse latérale	0.9923	0.9915
Accélération latérale	0.9923	0.9920

TABLE 2.4 – Coefficients de corrélation pour comparer l'adéquation entre les modèles et les données expérimentales en régime établi

2.6.4 Deuxième test : Signal sinusoïdal - régime transitoire

Le deuxième test vise à montrer les limites du modèle de synthèse et de simulation dans le régime transitoire. La dynamique latérale est sollicitée en appliquant un angle de braquage δ_w d'amplitude sinusoïdale comprise entre 80° et 130° et d'une fréquence variable entre $0.5\,Hz$ et $2\,Hz$ comme montré sur la Figure 2.17.

Il est possible de constater que la vitesse de lacet, la vitesse latérale et l'accélération latérale obtenues par le modèle de synthèse et le modèle de simulation CarMaker sont très proches de celles obtenues expérimentalement à basses fréquences comme le montre la Figure 2.18. Pour

les hautes fréquences (à partir de 1.5 Hz), les sorties fournies par le modèle de synthèse, particulièrement la vitesse latérale, deviennent très différentes des données expérimentales et de celles obtenues par le modèle de simulation. Ceci peut-être s'expliquer par le fait qu'à hautes fréquences, la vitesse du roulis devient importante induisant un transfert de charge et les hypothèses simplificatrices ne restent plus valides. Par conséquent, le modèle de synthèse ne permet plus de représenter le comportement latéral du véhicule dans cette plage de fonctionnement. Le tableau 2.5 présente les coefficients de corrélation obtenus pour ce test.

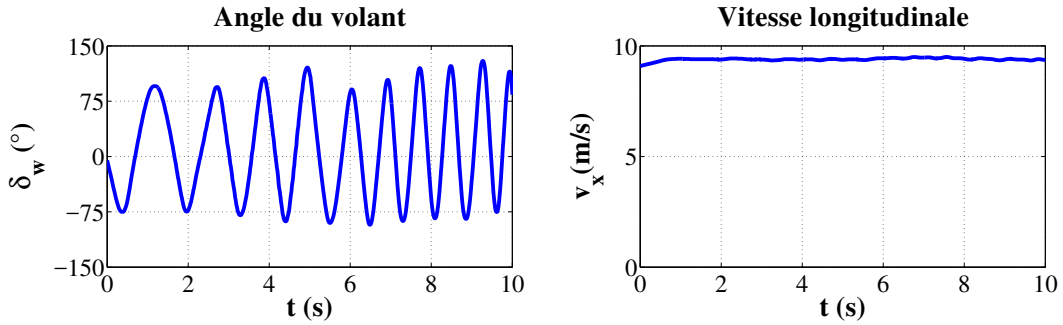

FIGURE 2.17 – Angle du volant δ_w et vitesse longitudinale pour la validation du modèle - deuxième test

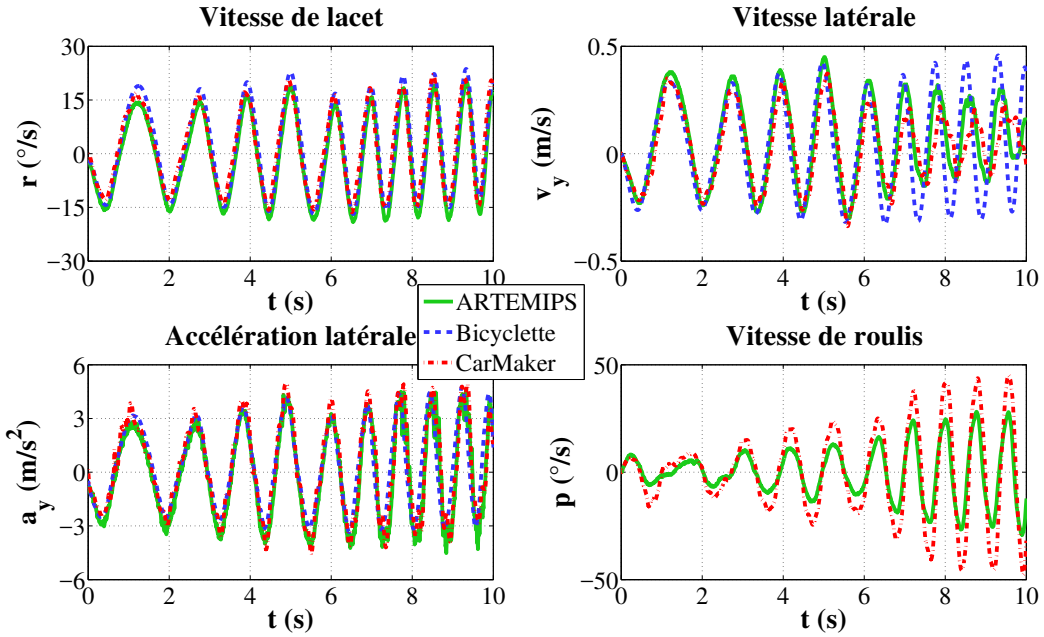

FIGURE 2.18 – Résultats de la validation expérimentale - deuxième test

	Modèle de simulation	Modèle de synthèse
Vitesse de lacet	0.9807	0.9959
Vitesse latérale	0.9018	0.8808
Accélération latérale	0.9707	0.9350

TABLE 2.5 – Coefficients de corrélation pour comparer l'adéquation entre les modèles et les données expérimentales en régime transitoire

2.7 Conclusion

La modélisation de la dynamique latérale du véhicule est une phase incontournable dans le cadre de cette thèse. Elle permet d'obtenir des modèles pour la validation et pour la synthèse de stratégies de guidage. Différents modèles décrivant la dynamique latérale du véhicule ont été discutés et différentes hypothèses visant à obtenir des modèles de degré de complexité faible et de structure linéaire ont également été présentées. Les modèles ainsi obtenus sont utilisés pour la synthèse des stratégies de guidage latéral. La validation en simulation est effectuée à partir du modèle de la dynamique du véhicule et de la route proposé par l'environnement de simulation CarMaker.

La phase de validation expérimentale abordée à la fin du chapitre a permis de valider l'adéquation entre les modèles proposés et les mesures effectuées sur le véhicule d'essais. Ce véhicule est utilisé pour la première fois pour la validation expérimentale des stratégies de commande. Par conséquent des modèles validés sur ce véhicule n'étaient pas auparavant dans le laboratoire, d'où un résultat expérimental intéressant des travaux présentés dans ce chapitre.

Ces modèles constituent le point de départ des développements proposés au cours des chapitres suivants.

Chapitre 3

Guidage latéral : de la conception à la validation expérimentale

Sommaire

3.1 Introduction **66**

3.2 Rappels sur la synthèse par retour d'état **68**

3.2.1 Conception de l'action feed-forward 69

3.2.2 Conception du retour d'état robuste 70

3.2.3 Outils LMI pour la synthèse d'une loi de commande 71

3.2.4 Extension des résultats aux modèles polytopiques 77

3.3 Formulation du problème de guidage latéral **80**

3.3.1 Guidage latéral par rapport à une distance d'anticipation 83

3.3.2 Guidage latéral par rapport au centre de percussion (CoP) 84

3.3.3 Comparaison du comportement des deux modèles d'erreur 86

3.4 Synthèse des correcteurs de guidage latéral **87**

3.4.1 Conception du correcteur du guidage latéral par rapport au CoG 88

3.4.2 Conception du correcteur du guidage par CoP 90

3.5 Mise en place de l'architecture de conduite automatisée dans le véhicule d'essais **92**

3.6 Validation en simulation et en expérimentation **95**

3.6.1 Résultats de simulation 95

3.6.2 Résultats expérimentaux 98

3.7 Conclusion **100**

3.1 Introduction

Le guidage latéral d'un véhicule autonome vise à fournir l'angle de braquage approprié au suivi d'une trajectoire de référence donnée. Plusieurs stratégies de guidage latéral ont été proposées dans la littérature et peuvent être classées en deux approches principales, à savoir, l'approche géométrique et l'approche dynamique [Watzenig et Horn, 2016, Pendleton et al., 2017]. Les algorithmes utilisés dans l'approche géométrique n'utilisent que les informations géométriques liées à la trajectoire de référence alors que les algorithmes de l'approche dynamique considèrent les informations liées à la dynamique latérale du véhicule en plus des informations géométriques relatives à la trajectoire de référence [Watzenig et Horn, 2016].

L'approche géométrique vise à suivre des points cibles définis sur la trajectoire de référence qui se trouvent à une distance, dite de look-ahead, l_d par rapport au centre de gravité (CoG) du véhicule. Le chemin reliant le CoG du véhicule au point cible dépend de l'algorithme utilisé, par exemple, une ligne droite reliant ces deux points est utilisée dans l'algorithme *Follow the carrot* (FC) [Barton, 2001] alors qu'un arc de cercle est utilisé dans l'algorithme *Pure Pursuit* (PP) [Coulter, 1992]. Parmi les avantages de l'approche géométrique, nous pouvons citer un réglage relativement simple souvent à travers la valeur l_d sans avoir besoin d'utiliser un modèle de la dynamique de véhicule. Cependant, les performances de l'approche géométrique se dégradent pour des vitesses élevées et un comportement oscillatoire au niveau de la dynamique latérale du véhicule peut être constaté [Pouly, 2009].

L'approche dynamique vise à réduire l'écart latéral entre le véhicule et la trajectoire de référence et utilise souvent un modèle mathématique décrivant la dynamique du véhicule pour la synthèse [Rajamani, 2012]. Généralement, cet écart latéral est calculé entre le CoG du véhicule et la trajectoire de référence. Des correcteurs utilisant l'écart latéral pour générer le signal de commande ont été proposés depuis une vingtaine d'années [Guldner et al., 1996]. Cependant, les performances de ces correcteurs peuvent s'avérer limitées du fait que la seule information utilisée pour effectuer le suivi de la trajectoire est l'écart latéral [Mouri et Furusho, 1997]. Ainsi, l'utilisation de l'erreur d'orientation définie entre l'axe longitudinal du véhicule et la trajectoire de référence en complément à l'écart latéral a montré une amélioration significative des performances des correcteurs basés sur l'approche dynamique [Mouri et Furusho, 1997]. Grâce à l'utilisation d'un modèle mathématique, il est possible de faire appel aux techniques classiques et/ou avancées de synthèse des lois de commande [Guzzella, 2009]. Ainsi, d'autres stratégies de guidage utilisant les deux types d'erreurs peuvent être trouvées dans la littérature, par exemple,

une commande prédictive (MPC) a été proposée dans [Falcone et al., 2007] pour réaliser une manœuvre de double changement de voie sur une route glissante. Un correcteur fondé sur une commande prédictive non linéaire (NLMPC) robuste à la variation de la vitesse et utilisant un modèle de pneus non linéaire a été proposé dans [Attia et al., 2012, Attia et al., 2014, Attia, 2015]. Un correcteur fondé sur une approche par modes glissants d'ordre supérieur visant à assurer le guidage latéral à grande vitesse est proposé dans [Tagne et al., 2013]. Il existe bien d'autres approches proposées dans la littérature [Eskandarian, 2012]. Toutefois, plus qu'à la technique de commande utilisée, nous nous focalisons ici sur le type d'erreur utilisée pour formuler les problèmes de guidage.

Il est en effet possible de définir d'autres erreurs en fonction de la trajectoire de référence et d'un point géométrique le long de l'axe longitudinal du véhicule [Marino et al., 2011, Kritayakirana et Gerdes, 2012b]. L'idée principale est d'anticiper l'erreur latérale devant le véhicule et d'améliorer ainsi son guidage. Parmi les points géométriques possibles, le centre de percussion (CoP) a été récemment utilisé dans [Hiraoka et al., 2009, Peters et al., 2011]. En utilisant le CoP, la complexité des équations de la dynamique latérale est réduite car la force latérale du pneu arrière n'influence pas le mouvement du CoP comme illustré par [Kritayakirana et Gerdes, 2012b] (voir Section 3.3). Sur la base du CoP, des stratégies de guidage latéral sont proposées. Une approche originale de synthèse par modes glissants en utilisant deux CoP définis par rapport aux roues avant et arrière du véhicule a été proposée dans [Hiraoka et al., 2009] pour assurer le suivi des trajectoires des véhicules à quatre roues directrices. Il est intéressant de remarquer qu'un modèle bicyclette non linéaire peut être également formulé à partir du CoP. Ce modèle peut ainsi servir à réaliser la synthèse du régulateur par exemple à l'aide d'un retour d'état pour assurer le suivi de trajectoire [Peters et al., 2011]. Ce modèle est aussi employé dans [Gao et al., 2014] lors de la synthèse d'un correcteur à l'aide d'une commande prédictive non-linéaire robuste (RNMPC) pour aider le conducteur à contrôler le véhicule afin d'éviter les obstacles et suivre l'axe de la route. Une commande par feed-forward pour une voiture de course autonome est proposée dans [Kapania et Gerdes, 2015]. Elle vise à assurer la stabilité en lacet même lorsque les pneus arrière sont fortement saturés.

Dans ce chapitre, une architecture globale de commande pour effectuer le guidage latéral d'un véhicule en situations normales de conduite est proposée. Cette architecture repose sur l'approche dynamique en utilisant une commande par retour d'état robuste couplée à une action par feed-forward. La formulation du problème du guidage latéral est effectuée initialement

à partir de l'erreur latérale de position calculée en considérant le CoG. Cette formulation est ensuite étendue au CoP pour calculer l'écart latéral du véhicule. Ces deux stratégies font l'objet d'une validation expérimentale à l'aide du véhicule d'essais du laboratoire. Les performances obtenues par chaque stratégie de guidage sont ensuite discutées. Ainsi, l'une des contributions de ce chapitre, outre les aspects théoriques abordés, est la mise en oeuvre dans le véhicule de l'architecture logicielle pour une conduite automatisée. Cette architecture de commande constitue l'épine dorsale des développements proposés dans les chapitres suivants.

Après une courte introduction sur les outils mathématiques nécessaires à la synthèse d'un correcteur par retour d'état robuste couplé à une action par feed-forward, la formulation des deux stratégies de guidage latéral fondées sur le CoG et le CoP est présentée. La démarche de synthèse de commande puis les résultats de validation en simulation en utilisant l'environnement de simulation CarMaker sont présentés au cours de la Section 3.4. Enfin, l'architecture logicielle mise en place pour la validation expérimentale est exposée dans la Section 3.6. Cette section présente aussi les résultats de validation expérimentale accompagnés d'une discussion sur les performances obtenues.

3.2 Rappels sur la synthèse par retour d'état

Les architectures de commande proposées dans le cadre de ces travaux de recherche reposent principalement sur une synthèse par retour d'état. En effet, cette approche s'avère bien adaptée aux problèmes abordés et permet une extension relativement aisée aux systèmes à paramètres variants dans le temps tout en donnant la possibilité de régler les performances en boucle fermée compte tenu du degré de robustesse souhaité.

Bien que ces techniques de commande soient relativement connues, une courte présentation des outils théoriques pour la synthèse robuste utilisant des Inégalités Linéaires Matricielles (LMI) est proposée dans cette section.

D'une façon générale, le modèle considéré pour caractériser le comportement d'un système linéaire est de la forme :

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \tag{3.1}$$

avec $x \in \mathbb{R}^n$ le vecteur d'état, $u \in \mathbb{R}^p$ l'entrée de commande. Les matrices A et B sont de

dimensions appropriées et tous les états du système sont considérés accessibles à la mesure. Le problème de commande consiste à faire converger le vecteur x vers une référence x_r. Il s'agit donc d'un problème de poursuite de référence qui peut être transformé en un problème de régulation en considérant les erreurs de suivi définies par :

$$\xi(t) = x(t) - x_r(t) \tag{3.2}$$

D'une façon générale, un modèle d'erreur de la forme

$$\dot{\xi}(t) = A\xi(t) + Bu(t) + Dw_{ref}(t) \tag{3.3}$$

est obtenu en considérant la dérivée de (3.2) et compte tenu de (3.1) avec $\xi \in \mathbb{R}^n$ le vecteur d'erreur, $u \in \mathbb{R}^p$ l'entrée de commande et $w_{ref} \in \mathbb{R}^q$ un signal agissant comme une perturbation. Compte tenu des développements réalisés par la suite, on ne s'intéresse ici qu'aux modèles comportant une seule entrée (p. ex. l'angle de braquage) et un vecteur de perturbation de la forme $w_{ref} = [x_r,\ \dot{x}_r]^T$ avec x_r le signal de référence. Par conséquent, les dimensions des matrices sont $B \in \mathbb{R}^n$ et $D \in \mathbb{R}^{n\times 2}$.

Le but étant de faire converger le vecteur d'erreur ξ vers zéro, il s'agit d'un problème classique de régulation. Toutefois, la dynamique du système (3.3) étant affectée par le vecteur de perturbation w_{ref}, il n'est pas toujours possible d'atteindre cet objectif. Il est alors nécessaire de réduire l'impact de w_{ref} sur la dynamique du système tout en améliorant les performances dynamiques du système en boucle fermée. Pour ce faire, une commande par retour d'état robuste associée à une action feed-forward de la forme suivante est utilisée :

$$u(t) = u_{FF}(t) + u_{FB}(t) \tag{3.4}$$

avec u_{FF} l'action du feed-forward et u_{FB} l'action de retour d'état robuste.

La démarche de synthèse des actions du feed-forward et du retour d'état robuste sera brièvement présentée au cours des sections suivantes.

3.2.1 Conception de l'action feed-forward

La variation de la référence affecte la dynamique du système (3.3) et cette influence se traduit par l'apparition du vecteur w_{ref} dans le modèle d'erreur (3.3). Pour cette raison, l'action

du feed-forward vise à anticiper la variation de la référence et à éliminer son impact sur le vecteur d'erreur ξ. Cependant, cet objectif ne peut pas être complètement atteint en raison de la structure du système (3.3). En effet, le vecteur w_{ref} influence plusieurs éléments du vecteur ξ, et cette influence ne peut pas être totalement éliminée en utilisant uniquement la seule entrée de commande disponible $u(t)$. Par conséquent, l'influence de w_{ref} n'est que partiellement éliminée par l'action du feed-forward.

En appliquant l'entrée de commande (3.4), l'action de feed-forward permet d'éliminer seulement une partie de l'impact de w_{ref} sur le vecteur ξ. Le modèle d'erreur (3.3) devient :

$$\dot{\xi}(t) = A\xi(t) + Bu_{FB}(t) + D'w_{ref}(t) \tag{3.5}$$

avec $D' \in \mathbb{R}^{n\times 2}$ la nouvelle matrice liée au vecteur w_{ref}. Il convient de remarquer que l'action du feed-forward a permis d'éliminer l'impact du w_{ref} seulement sur une partie du vecteur d'erreur ξ et cela se traduit par l'apparition d'une nouvelle matrice D' dans le système (3.5). Faute de pouvoir éliminer complètement l'impact de w_{ref}, on cherche à réduire son impact à l'aide d'un retour d'état robuste.

3.2.2 Conception du retour d'état robuste

Le retour d'état robuste vise à stabiliser le système (3.5) et à atténuer l'impact de w_{ref} sur le vecteur d'erreur ξ. Afin d'y parvenir, la loi de commande suivante est proposée :

$$u_{FB}(t) = -K\xi(t) \tag{3.6}$$

où $K \in \mathbb{R}^{1\times n}$ est le gain du retour d'état. En considérant (3.6), le système (3.5) devient :

$$\dot{\xi}(t) = A_{BF}\xi(t) + D'w_{ref}(t) \tag{3.7}$$

avec $A_{BF} = A - BK$ la matrice dynamique en boule fermée.

La stabilisation du système (3.7) peut être effectuée en calculant le gain K de telle sorte que les valeurs propres de la matrice A_{BF} soient placées dans la partie gauche du plan complexe. Toutefois, afin d'améliorer certaines performances dynamiques (p. ex. rapidité, amortissement, etc.) du système en boucle fermée, les valeurs propres de la matrice A_{BF} peuvent être aussi placées dans certaines régions spécifiques du plan complexe. La robustesse de la loi de commande

est obtenue en cherchant à atténuer l'impact de w_{ref} sur le vecteur d'état ξ. Ceci peut être effectué en minimisant, par exemple, un critère énergétique liant w_{ref} à une partie du vecteur d'état ξ. Il s'agit alors de résoudre un problème d'optimisation et des outils mathématiques adaptés sont nécessaires à la résolution de ce type de problèmes d'optimisation avec un objectif linéaire et des contraintes.

Les Inégalités Linéaires Matricielles (LMI) [Boyd et al., 1994] sont un outil mathématique bien adapté à ce type de problème. En effet, grâce aux LMIs, il est possible de faire un placement des valeurs propres d'une matrice dans une région du plan complexe donné tout en quantifiant le degré de robustesse de la loi de commande. Les LMI permettent par ailleurs l'extension de certains résultats obtenus pour les systèmes linéaires à une classe particulière de systèmes dits systèmes linéaires à paramètres variants (LPV) qui seront abordés par la suite.

3.2.3 Outils LMI pour la synthèse d'une loi de commande

Avant de présenter la formulation LMI servant au placement des valeurs propres (des pôles) ainsi que l'atténuation de l'impact w_{ref}, les définitions d'une contrainte LMI et du complément de Schur seront présentées.

Une contrainte LMI affine en un vecteur $x \in \mathbb{R}^m$ peut s'écrire [Boyd et al., 1994] :

$$F(x) = F_0 + \sum_{i=1}^{m} x_i F_i \geq 0, \tag{3.8}$$

avec $F_i = F_i^T \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $i = 0, ..., m$, des matrices symétriques données.

Le Complément de Schur propose une équivalence entre trois inégalités matricielles en considérant trois matrices $R(x) = R^T(x), Q(x) = Q^T(x)$ et $S(x)$ affines par rapport à la variable x. Ainsi, les trois inégalités matricielles suivantes sont équivalentes [Boyd et al., 1994] :

1.
$$\begin{bmatrix} Q(x) & S(x) \\ S^T(x) & R(x) \end{bmatrix} > 0 \tag{3.9}$$

2.
$$R(x) > 0,\ Q(x) - S(x)R^{-1}(x)S^T(x) > 0 \tag{3.10}$$

3.

$$Q(x) > 0,\ R(x) - S^T(x)Q^{-1}(x)S(x) > 0 \tag{3.11}$$

3.2.3.1 Définition des régions pour le placement des valeurs propres

Dans un premier temps, le système en boucle fermée (3.7) avec $w_{ref}(t) = 0$ est considéré, c'est-à-dire,

$$\dot{\xi}(t) = A_{BF}\xi(t) \tag{3.12}$$

avec $A_{BF} = A - BK$.

Le placement des valeurs propres de la matrice A_{BF} dans des régions spécifiques du plan complexe permet d'améliorer les performances dynamiques de la boucle fermée. Ainsi, le placement des valeurs propres de la matrice A_{BF} dans la partie gauche du plan complexe permet de garantir la stabilité du système en boucle fermée (3.12). Les performances dynamiques liées à la rapidité du transitoire, au degré d'amortissement, à la pulsation propre, etc. peuvent être aussi spécifiées à l'aide d'un placement des valeurs propres de la matrice A_{BF} dans des régions bien spécifiques du plan complexe [Chilali et Gahinet, 1996, Furuya et Irisawa, 2005] comme illustré sur la Figure 3.1.

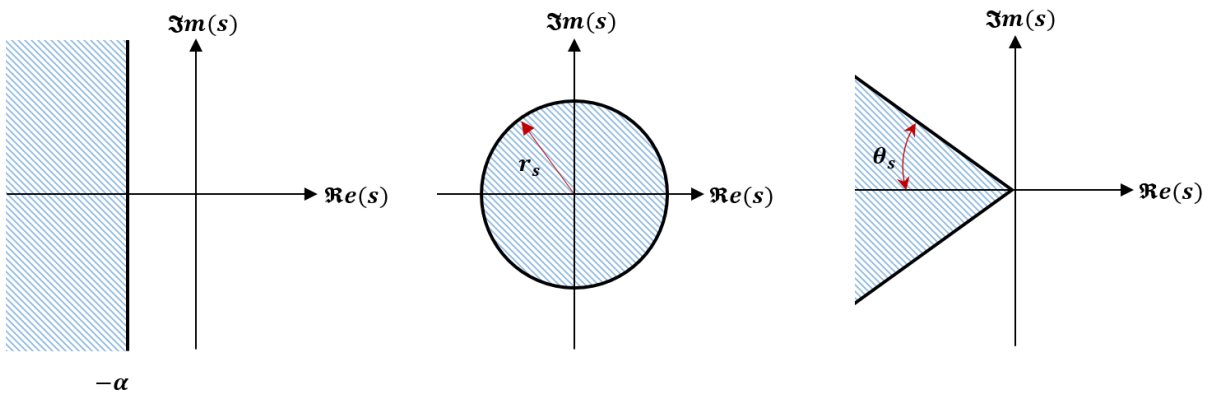

FIGURE 3.1 – Régions du plan complexe, α-plan complexe, disque et cône.

La région la plus répandue permettant de spécifier la rapidité du transitoire est celle qui consiste à positionner les valeurs propres de la matrice A_{BF} dans la partie gauche de α du plan complexe comme montré sur la Figure 3.1. Ce placement peut être spécifié durant la synthèse du vecteur de retour d'état K par la condition suivante [Boyd et al., 1994] :

$$\exists \alpha > 0 : \quad \dot{V}_\xi(t) + 2\alpha V_\xi(t) < 0 \tag{3.13}$$

avec la fonction de Lypunov

$$V_\xi(t) = \xi^T(t)P\xi(t) \qquad P = P^T, \quad P > 0 \tag{3.14}$$

où $\alpha > 0$ est le taux de décroissance assurant la convergence exponentielle du vecteur ξ vers zéro.

En utilisant (3.12) et (3.14), la condition (3.13) peut être formulée sous la forme suivante [Boyd et al., 1994] :

$$(A - BK)^T P + P(A - BK) + 2\alpha P < 0 \tag{3.15}$$

La condition (3.15) ainsi obtenue permet de garantir la borne minimale de la rapidité du transitoire du système en boucle fermée à condition de trouver une matrice $P = P^T > 0$ pour un α donné. Cependant, aucune borne maximale n'est donnée et par conséquent il existe un risque de saturer l'actionneur à cause de sollicitations trop importantes fournies par l'action de retour d'état.

Un placement des valeurs propres de A_{BF} dans le disque centré à l'origine et de rayon r_s, comme montré sur la Figure 3.1, permet de limiter la rapidité maximale du transitoire et par conséquent de limiter les sollicitations de l'actionneur. Le placement des valeurs propres dans cette région est donné par l'inégalité matricielle suivante [Furuya et Irisawa, 2005] :

$$\begin{bmatrix} -r_s P & (A - BK)P \\ P(A - BK)^T & -r_s P \end{bmatrix} < 0 \tag{3.16}$$

avec K et $P = P^T > 0$ à trouver pour un r_s donné. Le placement dans cette région permet aussi de garantir une borne maximale de la pulsation naturelle non amortie ω_n de la réponse du système en boucle fermée.

Enfin, le degré d'amortissement ξ_s de la réponse du système en boucle fermée peut être spécifié en plaçant les valeurs propres de la matrice A_{BF} dans la région du plan complexe délimitée par le cône de l'angle θ_s comme montré dans la Figure 3.1. Ce placement peut être réalisé en respectant l'inégalité matricielle suivante [Furuya et Irisawa, 2005] :

$$\begin{bmatrix} \sin(\theta_s)\left((A - BK)P + P(A - BK)^T\right) & \cos(\theta_s)\left((A - BK)P - P(A - BK)^T\right) \\ \cos(\theta_s)\left(P(A - BK)^T - (A - BK)P\right) & \sin(\theta_s)\left(P(A - BK)^T + (A - BK)P\right) \end{bmatrix} < 0 \tag{3.17}$$

avec K et $P = P^T > 0$ à trouver pour un θ_s donné. Le placement des pôles de A_{BF} dans cette région garantit un amortissement de taux $\xi_s = \cos(\theta_s)$ de la réponse du modèle d'erreur en boucle fermée (3.12).

Il convient de remarquer que les inégalités (3.15), (3.16) et (3.17) ne se présentent pas sous une forme LMI à cause du produit entre les deux matrices inconnues P et K. Il est toutefois possible d'obtenir une LMI en appliquant un changement de variable comme présenté au cours de la Section 3.2.3.3.

3.2.3.2 Atténuation de l'impact de w_{ref}

La prise en compte des performances dynamiques par un placement des valeurs propres a été abordée au cours de la section précédente quand la perturbation w_{ref} est égale à zéro. Cette perturbation affecte cependant la dynamique des erreurs et son impact doit être atténué. Pour se faire, les aspects liés à la robustesse de la loi de commande doivent être aussi pris en considération. On s'intéresse ici au système (3.5) en boucle fermée, soit

$$\dot{\xi}(t) = (A - BK)\xi(t) + D' w_{ref}(t) \tag{3.18}$$

L'atténuation de l'impact de w_{ref} peut être effectuée en minimisant le transfert d'énergie entre la perturbation w_{ref} et la totalité ou une partie du vecteur d'état ξ. Ceci peut être réalisé en minimisant la norme énergétique H_2 entre w_{ref} et un signal intermédiaire z défini par

$$z(t) = H\xi(t) \tag{3.19}$$

où $H \in \mathbb{R}^{n_z \times n}$ est une matrice de pondération à choisir permettant de spécifier la partie du vecteur d'état ξ à prendre en compte. Il est ainsi possible d'atténuer l'impact des perturbations sur une partie ou sur la totalité des composantes du vecteur d'erreur ξ lors de la synthèse de la loi de commande.

Ainsi, la notion de robustesse lors de la synthèse est traitée en réduisant l'impact de w_{ref} sur le signal cible z. Ceci peut être formulé à partir de la condition suivante [Boyd et al., 1994] :

$$||z||_2^2 < \gamma ||w_{ref}||_2^2 \tag{3.20}$$

avec $\gamma > 0$ le taux d'atténuation et $||f||_2^2$ la norme $\mathcal{L}_2$ du signal f. Cette norme est définie par

$||f||_2^2 = \int_0^t f^T(t)f(t)dt$ qui est une image de l'énergie du signal f.

Il est possible de combiner les spécifications liées aux performances dynamiques désirées aux performances en matière de robustesse lors de la synthèse du gain de retour d'état. Par exemple, la condition de robustesse (3.20) peut être couplée à la condition pour la convergence exponentielle (3.13) de la façon suivante [Boyd et al., 1994] :

$$\dot{V}_\xi(t) + 2\alpha V_\xi(t) + z^T(t)z(t) - \gamma w_{ref}^T(t)w_{ref}(t) < 0 \tag{3.21}$$

Il est ainsi possible de garantir simultanément la convergence exponentielle et l'atténuation de l'impact de w_{ref}. Compte tenu de (3.14) et (3.18), l'inégalité (3.21) peut s'écrire sous la forme suivante [Boyd et al., 1994] :

$$\begin{bmatrix} (A-BK)^T P + P(A-BK) + 2\alpha P + H^T H & PD' \\ (PD')^T & -\gamma \mathrm{I} \end{bmatrix} < 0 \tag{3.22}$$

avec $P = P^T > 0$, $\gamma > 0$, $\alpha > 0$ et I la matrice d'identité de dimension appropriée. Cette expression ne se présente pas sous une forme LMI à cause du produit entre les grandeurs inconnues P et K. Il est toutefois possible d'obtenir une LMI en appliquant le changement de variable proposé au cours de la section suivante.

3.2.3.3 Obtention des conditions LMI par changement de variable

La synthèse par retour d'état garantissant les performances précédemment présentées consiste à trouver un gain K et une matrice $P = P^T > 0$ satisfaisant simultanément les inégalités matricielles (3.16), (3.17) et (3.22). Cette résolution est réalisée par le biais d'algorithmes d'optimisation (point intérieur, etc.) intégrés dans un solver. Il existe actuellement un nombre varié de solvers permettant de résoudre efficacement des problèmes sous une forme LMI tels que LIPSOL (Linear-programming Interior-Point SOLvers) [Zhang, 1999] ou SeDuMi [Sturm, 1999].

Cependant, les inégalités matricielles précédemment obtenues se présentent sous une forme bilinéaire en raison de la multiplication entre P et K. Bien que des algorithmes soient proposés pour aborder ce type de problème, il peut être plus intéressant de chercher un moyen d'obtenir des LMIs. Afin de résoudre ce problème, des manipulations mathématiques en utilisant le complément de Schur et des changements de variable peuvent être effectuées.

Nous proposons d'illustrer cette démarche et les manipulations mathématiques à effectuer

pour obtenir des LMIs en choisissant comme exemple l'inégalité matricielle (3.22). En appliquant le complément de Schur, l'inégalité matricielle (3.22) devient de la forme

$$(A - BK)^T P + P(A - BK) + 2\alpha P + H^T H + PD'D'^T P/\gamma < 0 \tag{3.23}$$

en multipliant les deux côtés de l'inégalité (3.23) par P^{-1} et en effectuant le changement de variables $Q = P^{-1}$ et $M = KP^{-1}$, l'inégalité (3.23) devient :

$$AQ + QA^T - BM - M^T B^T + 2\alpha Q + D'D'^T/\gamma + QH^T HQ < 0 \tag{3.24}$$

Cette dernière expression peut être réécrite sous la forme LMI en appliquant encore une fois le complément de Schur :

$$\begin{bmatrix} AQ + QA^T - BM - M^T B^T + 2\alpha Q + D'\ D'^T/\gamma & (HQ)^T \\ HQ & -\mathrm{I} \end{bmatrix} < 0 \tag{3.25}$$

en considérant comme variables inconnues $Q = Q^T > 0$ et M pour un $1 > \gamma > 0$ et un α donné. Enfin, le gain de retour d'état robuste est donné par :

$$K = MQ^{-1} \tag{3.26}$$

Il convient de remarquer qu'un taux de décroissance α élevé améliore le taux de convergence (rapidité) alors que $\gamma < 1$ réduit l'impact de la perturbation sur le signal cible z. Cependant, un taux de convergence élevé peut conduire à des fortes valeurs du gain K dégradant la robustesse du système en boucle fermée. Pour cette raison, un compromis entre les différents paramètres doit être effectué.

En effectuant des manipulations mathématiques similaires, les inégalités matricielles (3.17) et (3.16) deviennent :

$$\begin{bmatrix} \sin(\theta_s)\left(AQ - BM + QA^T - M^T B^T\right) & \cos(\theta_s)\left(AQ - BM - QA^T + M^T B^T\right) \\ \cos(\theta_s)\left(QA^T + M^T B^T - AQ - BM\right) & \sin(\theta_s)\left(AQ - BM + QA^T - M^T B^T\right) \end{bmatrix} < 0 \tag{3.27}$$

et

$$\begin{bmatrix} -r_s Q & AQ - BM \\ QA^T - M^T B^T & -r_s Q \end{bmatrix} < 0 \tag{3.28}$$

La synthèse de la loi de commande par retour d'état est réalisée en effectuant une résolution simultanée des LMIs (3.25), (3.27) et (3.28) pour un $\alpha > 0$, $0 < \gamma < 1$, θ_s et r_s donnés. Le calcul de gain K est alors obtenu à partir des matrices $Q = Q^T > 0$ et M en évaluant (3.26). Un compromis doit être trouvé entre les différents paramètres $\alpha > 0$, $0 < \gamma < 1$, θ_s et r_s afin de trouver une solution satisfaisant aux objectifs de commande.

3.2.4 Extension des résultats aux modèles polytopiques

Les résultats présentés ci-dessus peuvent être étendus à une classe plus large de systèmes dits polytopiques. Ces modèles représentent une classe particulière de systèmes à paramètres variants au cours du temps (LPV).

On considère ici un système linéaire à paramètres variants dans le temps avec une seule entrée de la forme :

$$\dot{\xi}(t) = A(\rho(t))\xi(t) + B(\rho(t))u(t) + D(\rho(t))w_{ref}(t) \tag{3.29}$$

avec $\xi \in \mathbb{R}^n$ le vecteur d'état, u l'entrée de commande, $w_{ref} = [w_1, w_2]^T$ le vecteur contenant la référence et sa dérivée respectivement w_1 et w_2, $A \in \mathbb{R}^{n\times n}$, $B \in \mathbb{R}^n$ et $D \in \mathbb{R}^{n\times 2}$ les matrices d'état à paramètres variant au cours du temps, $\rho(t) = [\rho_1(t), \rho_2(t), \ldots, \rho_l(t)] \in \mathbb{R}^l$ le vecteur contenant l'ensemble des paramètres variant au cours du temps.

3.2.4.1 Obtention d'un modèle polytopique

Le système à paramètres variants au cours du temps (3.29) peut être réécrit sous une forme polytopique en utilisant la transformation convexe [Morère, 2000, Orjuela et al., 2019]. Afin d'y parvenir, chaque élément du vecteur des paramètres variant au cours du temps $\rho(t)$ est considéré borné dans un intervalle $\rho_i(t) \in \left[\underline{\rho}_i, \overline{\rho}_i\right]$ et peut être écrit sous la forme suivante :

$$\rho_i(t) = \overline{F}_i(t)\overline{\rho}_i + \underline{F}_i(t)\underline{\rho}_i \quad \forall t \geq 0 \tag{3.30}$$

avec

$$\overline{F}_i(t) = \frac{\rho_i(t) - \underline{\rho}_i}{\overline{\rho}_i - \underline{\rho}_i} \tag{3.31a}$$

$$\underline{F}_i(t) = \frac{\overline{\rho}_i - \rho_i(t)}{\overline{\rho}_i - \underline{\rho}_i} \tag{3.31b}$$

et

$$\overline{\rho}_i = \max(\rho_i(t)) \tag{3.32a}$$

$$\underline{\rho}_i = \min(\rho_i(t)) \tag{3.32b}$$

Il convient de noter que les fonctions $\overline{F}_i(t)$ et $\underline{F}_i(t)$ respectent les contraintes de somme convexe telles que :

$$\forall t \geq 0 \quad \overline{F}_i(t) + \underline{F}_i(t) = 1 \tag{3.33}$$

avec $\overline{F}_i(t), \underline{F}_i(t) \in [0, 1]$.

En utilisant la transformation polytopique (3.31), le système (3.29) peut être réécrit sous la forme équivalente suivante :

$$\dot{\xi}(t) = \sum_{i=1}^{N=2^l} \mu_i((t)) \left[A_i\xi(t) + B_i u(t) + D_i w_{ref}(t)\right] \tag{3.34}$$

avec les fonctions de pondération $\mu_i(\rho(t))$:

$$\begin{aligned} \mu_1(\rho(t)) &= \overline{F}_1(t)\overline{F}_2(t)\ldots\overline{F}_l(t) \\ \mu_2(\rho(t)) &= \overline{F}_1(t)\overline{F}_2(t)\ldots\underline{F}_l(t) \\ &\vdots \\ \mu_N(\rho(t)) &= \underline{F}_1(t)\underline{F}_2(t)\ldots\underline{F}_l(t) \end{aligned} \tag{3.35}$$

respectant les propriétés de somme convexe telles que :

$$\sum_{i=1}^{N=2^l} \mu_i(\rho(t)) = 1 \quad \forall t \tag{3.36}$$

et

$$0 \leq \mu_i(\rho(t)) \leq 1 \quad \forall t, \quad i = 1 \ldots 2^l \tag{3.37}$$

Les matrices A_i, B_i, D_i sont données par :

$$\begin{aligned} A_1 &= A(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}, \ldots, \overline{\rho_l}), \quad A_2 = A(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}, \ldots, \underline{\rho_l}), \ldots, A_N = A(\underline{\rho_1}, \underline{\rho_2}, \ldots, \underline{\rho_l}), \\ B_1 &= B(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}, \ldots, \overline{\rho_l}), \quad B_2 = B(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}, \ldots, \underline{\rho_l}), \ldots, B_N = B(\underline{\rho_1}, \underline{\rho_2}, \ldots, \underline{\rho_l}), \\ D_1 &= D(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}, \ldots, \overline{\rho_l}), \quad D_2 = D(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}, \ldots, \underline{\rho_l}), \ldots, D_N = D(\underline{\rho_1}, \underline{\rho_2}, \ldots, \underline{\rho_l}). \end{aligned}$$

3.2.4.2 Obtention d'un modèle polytopique à partir du modèle bicyclette

Afin d'illustrer par un exemple la démarche d'obtention du modèle polytopique, nous proposons d'utiliser le modèle de bicyclette présenté au cours du Chapitre 2 en considérant une vitesse longitudinale v_x variable.

Le modèle bicyclette (2.45) peut être transformé en une forme polytopique en considérant les deux non-linéarités :

$$\rho_1(v_x) = 1/v_x \in [\underline{\rho}_1, \overline{\rho}_1] \tag{3.38a}$$

$$\rho_2(v_x) = v_x \in [\underline{\rho}_2, \overline{\rho}_2] \tag{3.38b}$$

A l'aide des fonctions de pondération (3.35) respectant les propriétés de somme convexe (3.36) et (3.37), le modèle suivant est alors obtenu :

$$\dot{x} = \sum_{i=1}^{4} \mu_i(v_x)(A_i x + B_i \delta_f + D_i M_{z_c}) \tag{3.39}$$

où $x(t) = [v_y \quad \dot{\psi}]^T$ est le vecteur d'état, $A_i \in \mathbb{R}^{2\times 2}$, $B_i \in \mathbb{R}^2$ et $D_i \in \mathbb{R}^2$ sont données par

$$\begin{aligned}
A_1 &= \begin{bmatrix} -a/m\overline{\rho}_1 & -\overline{\rho}_2 - b/m\overline{\rho}_1 \\ -b/I_z\overline{\rho}_1 & -c/I_z\overline{\rho}_1 \end{bmatrix}, \quad A_2 = \begin{bmatrix} -a/m\overline{\rho}_1 & -\underline{\rho}_2 - b/m\overline{\rho}_1 \\ -b/I_z\overline{\rho}_1 & -c/I_z\overline{\rho}_1 \end{bmatrix} \\
A_3 &= \begin{bmatrix} -a/m\underline{\rho}_1 & -\overline{\rho}_2 - b/m\underline{\rho}_1 \\ -b/I_z\underline{\rho}_1 & -c/I_z\underline{\rho}_1 \end{bmatrix}, \quad A_4 = \begin{bmatrix} -a/m\underline{\rho}_1 & -\underline{\rho}_2 - b/m\underline{\rho}_1 \\ -b/I_z\underline{\rho}_1 & -c/I_z\underline{\rho}_1 \end{bmatrix} \\
B_1 &= B_2 = B_3 = B4 = \begin{bmatrix} 2C_f/m & 2C_f L_f/I_z \end{bmatrix}^T, \\
D_1 &= D_2 = D_3 = D_4 = \begin{bmatrix} 0 & 1/I_z \end{bmatrix}^T
\end{aligned}$$

Les coefficients a, b et c ont été définis à l'aide de l'équation (2.46).

Les fonctions de pondération $\mu_i(v_x)$ dans (3.39) sont données par :

$$\mu_1(v_x) = \overline{F}_1(v_x)\overline{F}_2(v_x), \quad \mu_2(v_x) = \overline{F}_1(v_x)\underline{F}_2(v_x), \tag{3.41a}$$

$$\mu_3(v_x) = \underline{F}_1(v_x)\overline{F}_2(v_x), \quad \mu_4(v_x) = \underline{F}_1(v_x)\underline{F}_2(v_x) \tag{3.41b}$$

avec :

$$\underline{F}_1(v_x) = \frac{\overline{\rho}_1 - \rho_1(v_x)}{\overline{\rho}_1 - \underline{\rho}_1}, \quad \overline{F}_1(v_x) = \frac{\rho_1(v_x) - \underline{\rho}_1}{\overline{\rho}_1 - \underline{\rho}_1} \tag{3.42a}$$

$$\underline{F}_2(v_x) = \frac{\overline{\rho}_2 - \rho_2(v_x)}{\overline{\rho}_2 - \underline{\rho}_2}, \quad \overline{F}_2(v_x) = \frac{\rho_2(v_x) - \underline{\rho}_2}{\overline{\rho}_2 - \underline{\rho}_2} \tag{3.42b}$$

3.2.4.3 Extension des résultats à un modèle polytopique

Les résultats de commande précédemment présentés peuvent être étendus aisément aux système polytopiques (3.34).

La loi de commande utilisée est de la même forme que celle déjà utilisée et donnée par (3.4). La synthèse de l'action feed-forward est faite de la même façon que celle présentée au cours des sections précédentes.

En appliquant l'action du feed-forward, le système (3.34) devient

$$\dot{\xi}(t) = \sum_{i=1}^{N=2^l} \mu_i((t)) \left[A_i\xi(t) + B_i u_{FB}(t) + D_i' w_{ref}(t)\right] \tag{3.43}$$

avec D_i' les nouvelles matrices liées au vecteur w_{ref}.

Quant à l'action du retour d'état robuste, le calcul du gain du retour d'état K doit être effectué en résolvant les LMIs (3.25), (3.27) et (3.28) pour l'ensemble des matrices A_i, B_i et D_i' et pour un $\alpha > 0$, $0 < \gamma < 1$, θ_s et r_s donnés. Le calcul du gain de retour d'état unique est obtenu de la même façon à partir des matrices Q et M solutions de l'ensemble des LMI et en évaluant (3.26). Il convient de remarquer que trouver une matrice unique K est une source de conservatisme de la loi de commande proposée. Il existe des travaux [Tanaka et al., 1998] permettant de relaxer ces conditions lors de la synthèse en remplaçant la recherche d'un gain K unique par un ensemble de matrice K_i [Tanaka et al., 1998]. Ces démarches ne seront pas abordées ici.

3.3 Formulation du problème de guidage latéral

Le guidage latéral du véhicule vise à réduire l'écart latéral entre le véhicule et la trajectoire de référence. La synthèse de la loi de commande est réalisée en considérant le modèle bicyclette

(2.45) introduit au cours du Chapitre 2. Grâce à ce modèle, il est possible d'obtenir un modèle d'erreur en considérant l'erreur de position latérale e_y et l'erreur d'orientation e_ψ. Ce modèle d'erreur est le point de départ de la synthèse des lois de commande.

L'erreur e_y est définie entre la position du CoG du véhicule et le point de référence de la trajectoire de référence. Quant à l'erreur d'orientation e_ψ, elle est définie entre l'axe longitudinal du véhicule et la tangente à la trajectoire de référence au point de référence comme illustré sur la Figure 3.2.

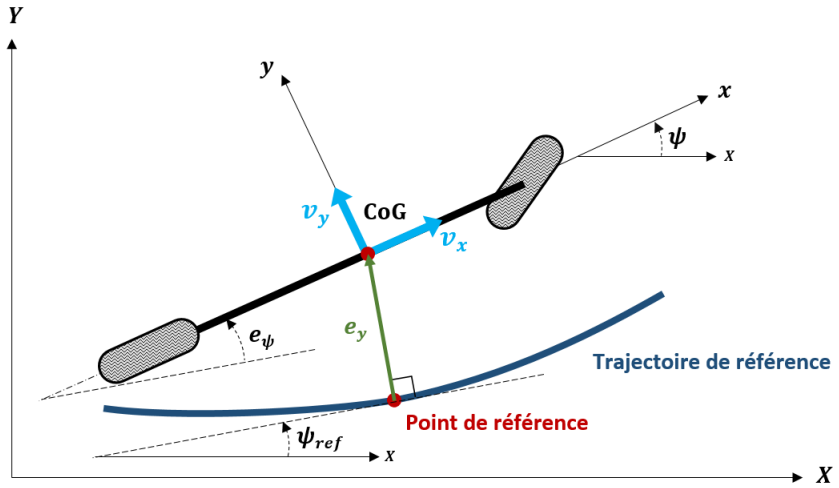

FIGURE 3.2 – Erreurs de position et d'orientation pour le guidage latéral

La projection d'erreur latérale est donnée par [Guo et al., 2014, Amer et al., 2017] :

$$e_y = (Y_{CoG} - Y_{ref})\cos(\psi_{ref}) - (X_{CoG} - X_{ref})\sin(\psi_{ref}) \tag{3.44}$$

où $[X_{ref}, Y_{ref}]$ et $[X_{CoG}, Y_{CoG}]$ sont respectivement les coordonnées de la position du point de référence et du CoG du véhicule dans le repère absolu. L'angle d'orientation désiré au point de référence est représenté par ψ_{ref}.

L'erreur d'orientation entre l'axe longitudinal du véhicule et la tangente à la trajectoire de référence au point de référence est donnée par :

$$e_\psi = \psi - \psi_{ref} \tag{3.45}$$

Afin de calculer le modèle global d'erreur en considérant l'erreur latérale et l'erreur d'orientation, le calcul des dérivées premières et secondes des équations (3.44) et (3.45) est nécessaire.

Toutefois, le calcul analytique de la dérivée de (3.44) se révèle délicat en raison de la présence des fonctions trigonométriques et de l'impossibilité d'utiliser des approximations de petit angle simplificatrices sur l'angle d'orientation désiré ψ_{ref}. Toutefois, la dérivée première de l'erreur latérale peut être exprimée sous la forme

$$\dot{e}_y = v_y + v_x e_\psi \tag{3.46}$$

à partir de l'erreur d'orientation e_ψ en faisant l'approximation des petits angles sur e_ψ comme proposé dans [Rajamani, 2012]. Afin de calculer $\dot{e}_\psi$, il est supposé que l'angle d'orientation désiré ψ_{ref} est connu. Dans la pratique, il peut être calculé à partir de la courbure désirée ρ_{ref} et la vitesse longitudinale par l'expression [Rajamani, 2012] :

$$\dot{\psi}_{ref} = \rho_{ref} v_x \tag{3.47}$$

En utilisant les équations (3.44), (3.45), (3.46) et le modèle bicyclette (2.45) présenté au cours du Chapitre 2, le modèle d'erreur calculé par rapport au CoG (nommé modèle d'erreur CoGM) est donné par la représentation d'état [Rajamani, 2012] :

$$\dot{\xi}_{CoG}(t) = A_{CoG}\xi_{CoG}(t) + B_{CoG}\delta_f(t) + D_{CoG}w_{ref}(t) \tag{3.48}$$

avec $\xi_{CoG} = [e_y, \dot{e}_y, e_\psi, \dot{e}_\psi]^T$ le vecteur d'erreur et les matrices A_{CoG}, B_{CoG} et D_{CoG} définies par :

$$A_{CoG} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-a}{mv_x} & \frac{a}{m} & \frac{-b}{mv_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{-b}{I_z v_x} & \frac{b}{I_z} & \frac{-c}{I_z v_x} \end{bmatrix}, B_{CoG} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2C_f}{m} \\ 0 \\ \frac{2C_f L_f}{I_z} \end{bmatrix} \text{ et } D_{CoG} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{-b}{mv_x} - v_x & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c}{Izv_x} & -1 \end{bmatrix} \tag{3.49}$$

avec $w_{ref}(t) = \left[\dot{\psi}_{ref}(t),\, \ddot{\psi}_{ref}(t)\right]^T$ le vecteur contenant la vitesse du lacet désirée $\dot{\psi}_{ref}$ et l'accélération du lacet désirée $\ddot{\psi}_{ref}$. Les coefficients a, b et c ont été définis à l'aide de l'équation (2.46) et sont rappelés ici :

$$a = 2\left(C_f + C_r\right) \tag{3.50a}$$

$$b = 2\left(C_f L_f - C_r L_r\right) \tag{3.50b}$$

$$c = 2\left(C_f L_f^2 + C_r L_r^2\right) \tag{3.50c}$$

Il convient de noter que la dynamique du modèle d'erreur CoGM (3.48) se présente sous la forme d'état générique (3.3) précédemment étudiée au cours de la Section 3.2.

3.3.1 Guidage latéral par rapport à une distance d'anticipation

D'autres modèles d'erreur peuvent être développés pour traiter le problème du guidage latéral. Ces modèles sont généralement développés à partir du modèle d'erreur CoGM présenté dans la section précédente. En effet, l'erreur latérale peut être calculée à une distance d'anticipation, dite aussi de look ahead, l_d devant le CoG du véhicule [Netto et al., 2004, Marino et al., 2011]. Cette nouvelle définition permet d'amplifier l'erreur de position et d'anticiper sa variation. L'angle de braquage sera par conséquent plus doux.

L'erreur de position e_y^p (voir Figure 3.3) a été définie à une distance l_d du CoG par l'expression suivante [Rajamani, 2012] :

$$e_y^p = e_y + l_d e_\psi \tag{3.51}$$

avec l_d la distance devant le CoG du véhicule dite look ahead.

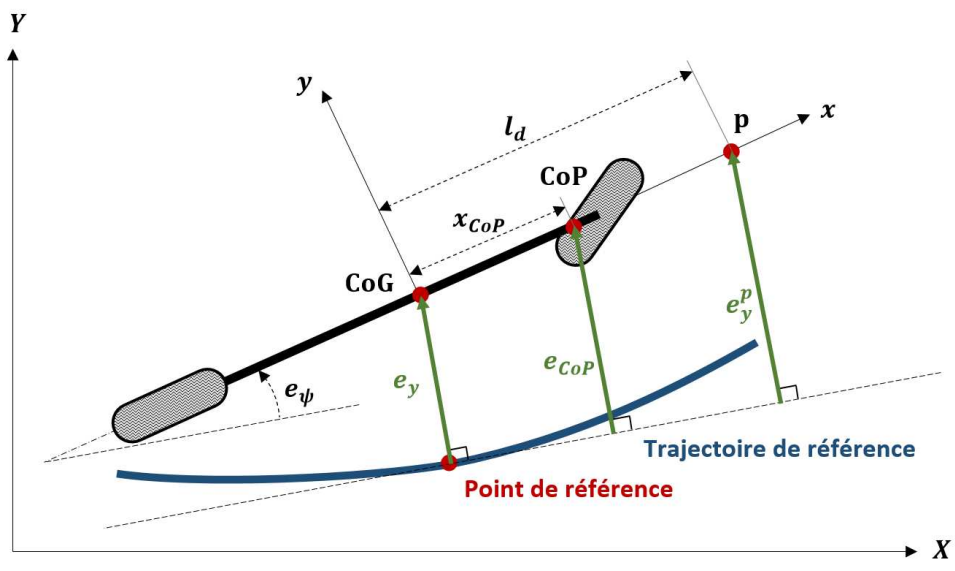

FIGURE 3.3 – Erreur latérale à une distance d'anticipation

Dans [Rajamani, 2012], l'influence de la distance l_d sur la dynamique du modèle d'erreur a été étudiée. Il est montré que plus la distance l_d est grande et plus l'angle de braquage généré sera lisse. Cependant, une distance l_d très grande peut créer un écart latéral important entre le

CoG du véhicule et la trajectoire de référence [Guldner et al., 1996]. En effet, pour une erreur de position e_y^p réduite à zéro, l'erreur latérale e_y n'est pas absolument nulle et sa valeur peut devenir importante pour une distance l_d très grande. Le choix de la distance l_d a donc fait l'objet de plusieurs études. Par exemple, une distance fixe a été utilisée dans [Marino et al., 2011], une distance adaptative proportionnelle à la vitesse du véhicule a été utilisée dans [Shin et Joo, 2010].

Plus récemment, dans [Kritayakirana et Gerdes, 2012b], cette distance a été choisie comme la distance entre le CoG du véhicule et le centre de percussion (CoP), un point géométrique qui se trouve devant le CoG du véhicule. Le calcul de l'erreur à l'aide de ce point présente des propriétés intéressantes et pour cette raison il est intéressant de l'étudier. La définition ainsi que la démarche pour obtenir le modèle d'erreur par rapport au CoP seront présentées par la suite.

3.3.2 Guidage latéral par rapport au centre de percussion (CoP)

D'une façon générale, le centre de percussion (CoP) est défini comme étant le point de pivot fixe auquel les mouvements de rotation et de translation d'un objet de masse m et d'inertie I, soumis à une force F s'annulent [Cross, 2004]. Afin de mieux expliquer cette définition, une illustration par un exemple d'une batte de base-ball soumise seulement à une force F est donnée (voir Figure 3.4).

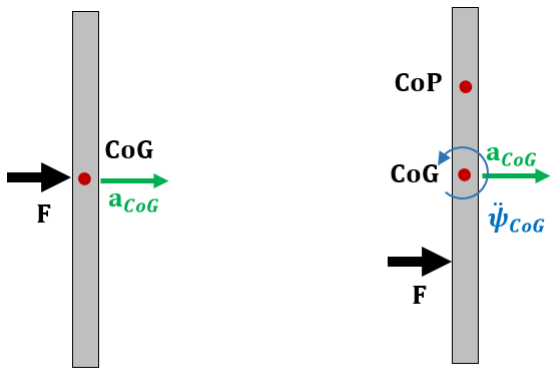

FIGURE 3.4 – Représentation du centre de percussion (CoP)

Si la force F est appliquée au centre de gravité alors la batte avance par un mouvement de translation dans la direction de la force. Cependant, si cette force F est appliquée au dessous ou au dessus du centre de gravité de la batte alors un mouvement de translation et un autre de rotation sont créés. La rotation de la batte se fait autour d'un axe qui se trouve dans le côté

opposé du point d'application de la force F par rapport au CoG. L'axe de rotation traverse l'axe qui passe par la batte dans un point appelé centre de percussion (CoP). Sa position dépend de la géométrie de la batte ainsi que de la position du point d'application de la force F par rapport au CoG.

Plus le point d'application est proche du CoG, plus la position du centre de percussion se déplace vers l'extrémité opposée du point d'application de la force. Quand le point d'application de la force F coïncide avec le CoG, l'axe de rotation tend vers l'infini et aucun mouvement de rotation ne sera créé. La force F produit une accélération de translation a_{CoG} et une accélération de rotation au centre de gravité $\ddot{\psi}_{CoG}$. Le mouvement du centre de percussion peut être décrit à partir de l'expression de son accélération [Cross, 2004] :

$$a_{CoP} = a_{CoG} - x_{CoP}\ddot{\psi}_{CoG} \tag{3.52}$$

avec $a_{CoG} = \frac{F}{m}$ l'accélération du CoG, $\ddot{\psi}_{CoG} = \frac{LF}{I}$ l'accélération de rotation au CoG du véhicule, L la distance entre le point d'application de la force F et le CoG, x_{CoP} la distance entre le CoP et le CoG de telle sorte que les mouvements de translation et de rotation créés par la force F s'annulent. Cette distance x_{CoP} est donnée par :

$$x_{CoP} = \frac{I}{Lm} \tag{3.53}$$

Le modèle d'erreur au centre de percussion (CoPM) est fondé sur l'erreur latérale ramenée au CoP qui est située le long de l'axe longitudinal du véhicule à l'avant du centre de gravité, comme le montre la Figure 3.3. Cette erreur est donnée par [Kritayakirana et Gerdes, 2012b] :

$$e_{CoP}(t) = e_y(t) + x_{CoP}e_\psi(t) \tag{3.54}$$

L'erreur latérale au CoP e_{CoP} est donc égale à l'erreur latérale e_y au CoG plus un terme dépendant de l'erreur d'orientation e_ψ et de la distance x_{CoP} entre le CoG et le CoP. Cette distance x_{CoP} est définie par :

$$x_{CoP} = \frac{I_z}{L_r m} \tag{3.55}$$

En utilisant les équations (3.48), (3.54) et (3.55), le modèle d'erreur calculé en utilisant le centre de percussion (CoPM) est donné par la représentation d'état :

$$\dot{\xi}_{CoP}(t) \quad = \quad A_{CoP}\xi_{CoP}(t) + B_{CoP}\delta_f(t) + D_{CoP}w_{ref}(t) \tag{3.56}$$

avec $\xi_{CoP}(t) = \left[\ e_{CoP}(t), \dot{e}_{CoP}(t), e_\psi(t), \dot{e}_\psi(t)\ \right]^T$ le vecteur d'état et le vecteur $w_{ref}(t)$ est le même que celui du modèle CoGM (3.48). Les matrices d'état A_{CoP}, B_{CoP} et D_{CoP} sont données par :

$$A_{CoP} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -2R_l\frac{C_f}{mv_x} & 2R_l\frac{C_f}{m} & -2R_l\frac{C_fL_f}{mv_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{b}{I_zv_x} & \frac{b}{I_z} & -\frac{c}{I_zv_x} \end{bmatrix} + x_{CoP}\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2R_l\frac{C_f}{mv_x} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{b}{I_zv_x} \end{bmatrix} \tag{3.57a}$$

$$B_{CoP} = \begin{bmatrix} 0 \\ 2R_l\frac{C_f}{m} \\ 0 \\ \frac{2C_fL_f}{I_z} \end{bmatrix} = B_{CoG} + \begin{bmatrix} 0 \\ 2\frac{L_f}{L_r}\frac{C_f}{m} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3.57b}$$

$$D_{CoP} = -\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 2R_l\frac{C_fL_f}{mv_x} + v_x & x_{CoP} \\ 0 & 0 \\ \frac{c}{Izv_x} & 1 \end{bmatrix} \tag{3.57c}$$

où $R_l = \frac{L_f+L_r}{L_r}$ et les coefficients a, b et c ont été définis à l'aide de l'équation (2.46).

Remarquons que, comme indiqué dans [Kapania et Gerdes, 2015], l'erreur latérale e_{CoP} par rapport au CoP n'est pas affectée par la force latérale du pneu arrière F_y^r. En fait, la force latérale du pneu arrière crée deux effets sur la dynamique latérale du véhicule : une accélération latérale constante a_y^r sur la carrosserie du véhicule et une accélération angulaire $\ddot{\psi}^r$ autour du CoG. Au CoP, ces deux effets s'annulent.

A partir de (3.57b), il est possible de noter que la contribution de la commande sera plus importante dans le cas du CoP que dans le cas du CoG en raison du terme supplémentaire.

3.3.3 Comparaison du comportement des deux modèles d'erreur

Les comportements des deux modèles d'erreur CoGM et CoPM sont comparés en considérant une situation de sortie de voie. Afin d'éviter l'estimation du vecteur w_{ref}, une trajectoire rectiligne est utilisée comme trajectoire de référence. Le test est effectué en donnant un angle de braquage à la roue constant $\delta_f = 5°$ à une vitesse constante $v_x = 15m/s$. Le véhicule va

ainsi s'écarter de la trajectoire souhaitée permettant de faire par ce biais une comparaison entre l'erreur latérale au CoG et au CoP.

La Figure 3.5 illustre les résultats de la comparaison entre les deux modèles d'erreur obtenus avec le CoG et le CoP. On peut observer que les erreurs d'orientation sont les mêmes dans les deux cas, alors que les erreurs latérales sont différentes. Cependant, plus l'erreur d'orientation est importante, plus l'erreur latérale calculée au CoP devient supérieure à celle du CoG. Une explication à ce comportement peut être aisément donnée à l'aide de l'équation (3.54). En effet, l'erreur CoP dépend de l'erreur CoG ainsi que de l'erreur d'orientation. Par conséquent, l'erreur calculée au CoP peut être interprétée comme étant une prédiction de l'erreur latérale compte tenu de e_ψ. Cette prédiction peut améliorer les performances du guidage latéral.

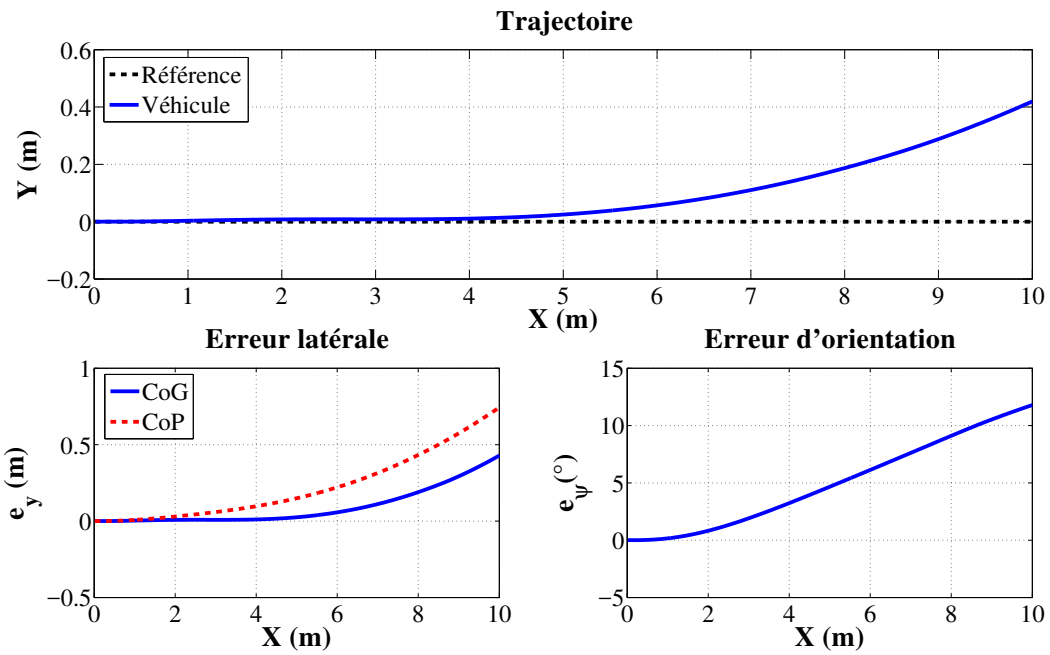

FIGURE 3.5 – En haut, trajectoire du véhicule . En bas, comparaison entre l'erreur latérale et l'erreur d'orientation du modèle CoGM (traits pleins) et CoPM (en pointillés)

3.4 Synthèse des correcteurs de guidage latéral

Le correcteur de guidage latéral vise à calculer l'angle de braquage approprié afin de suivre la trajectoire de référence. Il est composé ici d'un retour d'état robuste couplé à une action feed-forward.

Le retour d'état robuste utilise les informations liées à la dynamique de véhicule et à la trajectoire de référence afin de compenser tout écart par rapport à cette dernière. Plusieurs types d'écart peuvent être utilisés à cette fin, à savoir, l'écart de position, l'écart d'orientation, l'écart de la vitesse de lacet, etc. En définissant un modèle d'erreur fondé sur ces écarts, le retour d'état robuste vise à stabiliser cette erreur et à contrôler son comportement transitoire en spécifiant une certaine vitesse de convergence, un taux de dépassement, etc. En outre, les effets indésirables des erreurs de modélisation, des perturbations et des bruits de mesure peuvent être aussi réduits grâce à l'action du retour d'état robuste. Il convient de remarquer que l'action du retour d'état robuste agit uniquement après que des écarts de suivi de trajectoire se soient produits et, par conséquent, un retard est cumulé entre l'action du retour d'état et la réponse du système. Afin d'anticiper ce retard, l'action du feed-forward est couplée à celle du retour d'état robuste. En effet, l'action du feed-forward permet d'anticiper la variation de la courbure de la trajectoire de référence sans avoir besoin des informations relatives à la dynamique du véhicule. Son utilisation conjointe à l'action du retour d'état permet d'obtenir un bon compromis entre la stabilité du système en boucle fermée et le suivi de trajectoire, sans avoir besoin d'utiliser des gains importants pour le retour d'état robuste [Watzenig et Horn, 2016].

3.4.1 Conception du correcteur du guidage latéral par rapport au CoG

Le correcteur du guidage latéral par rapport au CoG a pour objectif de fournir un angle de braquage approprié afin de stabiliser la dynamique du modèle d'erreur CoGM (3.48) et d'assurer la convergence vers zéro du vecteur d'erreur ξ_{CoG}. De plus, comme la dynamique du modèle d'erreur CoGM est affectée par le vecteur w_{ref}, le correcteur doit également assurer un niveau d'atténuation de celui-ci.

Le correcteur proposé ici a la même structure que celle du correcteur (3.4), c'est-à-dire, une action feed-forward couplée à un retour d'état robuste. L'angle de braquage total calculé par le correcteur est donné par :

$$\delta_f(t) = u_{FF_{CoG}}(t) + u_{FB_{CoG}}(t) \tag{3.58}$$

où $u_{FF_{CoG}}$ est l'action du feed-forward et $u_{FB_{CoG}}$ l'action de retour d'état robuste.

3.4.1.1 Conception du feed-forward

Le but principal du feed-forward est d'éliminer l'impact de w_{ref} sur le vecteur d'erreur d'état ξ_{CoG}. Cependant, cet objectif ne peut être atteint en raison de la structure du modèle d'erreur CoGM (3.48). En effet, le vecteur d'erreur d'état ξ_{CoG} est affecté par la vitesse du lacet de référence $\dot{\psi}_{ref}$ et par l'accélération du lacet de référence $\ddot{\psi}_{ref}$. Ces dernières ne peuvent pas être totalement éliminées en utilisant uniquement l'angle de braquage δ_f. Par conséquent, leur influence n'est que partiellement éliminée par l'action du feed-forward. Nous proposons ici d'éliminer l'impact de w_{ref} sur la dynamique de l'erreur latérale e_y car l'action du feed-forward permettant d'y parvenir nécessite seulement la connaissance de la vitesse du lacet désirée $\dot{\psi}_{ref}$ fournie directement par le module de génération de référence.

En appliquant l'angle de braquage (3.58), l'expression de la dynamique de l'erreur latérale devient :

$$\begin{aligned} \ddot{e}_y(t) &= \frac{-a}{mv_x}\dot{e}_y(t) + \frac{a}{m}e_\psi(t) + \frac{-b}{mv_x}\dot{e}_\psi(t) + \frac{2C_f}{m}u_{FB_{CoG}}(t) + \frac{2C_f}{m}u_{FF_{CoG}}(t) \\ &- \left(\frac{b}{mv_x} + v_x\right)\dot{\psi}_{ref}(t) \end{aligned} \tag{3.59}$$

Afin d'éliminer l'influence de la vitesse du lacet désirée $\dot{\psi}_{ref}$ sur la dynamique de l'erreur latérale (3.59), l'action du feed-forward est donc donnée par :

$$u_{FF_{CoG}}(t) = \frac{m}{2C_f}\left(\frac{b}{mv_x} + v_x\right)\dot{\psi}_{ref}(t) \tag{3.60}$$

et en appliquant l'angle de braquage (3.58) et l'action du feed-forward (3.60), le modèle d'erreur CoGM (3.48) s'écrit :

$$\dot{\xi}_{CoG}(t) = A_{CoG}\xi_{CoG}(t) + B_{CoG}u_{FB_{CoG}}(t) + D'_{CoG}w_{ref}(t) \tag{3.61}$$

avec

$$D'_{CoG} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{bL_f + mv_x^2 L_f - c}{Izv_x} & -1 \end{bmatrix} \tag{3.62}$$

A partir de (3.61), il est possible d'observer que l'action de feed-forward permet d'éliminer

l'influence du vecteur w_{ref} sur la dynamique de l'erreur latérale e_y. Cependant, la dynamique de l'erreur d'orientation reste toujours affectée et une réduction de cette influence au moyen du retour d'état robuste devient nécessaire.

3.4.1.2 Conception du retour d'état robuste

Le retour d'état robuste vise à stabiliser le modèle d'erreur CoGM (3.61) et à garantir certaines performances dynamiques liées à la vitesse de convergence, au taux d'amortissement et à la pulsation naturelle non amortie. Ces performances peuvent être garanties en plaçant les valeurs propres de la matrice dynamique en boucle fermée associée au modèle d'erreur CoGM dans certaines régions spécifiques présentées au cours de la Section 3.2. L'action du retour d'état robuste est donnée par :

$$u_{FB_{CoG}} = -K_{CoG}\,\xi_{CoG} \tag{3.63}$$

où $K_{CoG} \in \mathbb{R}^{1\times 4}$ est le retour d'état à trouver qui doit aussi garantir l'atténuation de l'impact de w_{ref}. La synthèse du vecteur K_{CoG} est donc finalement réalisée par une combinaison des diverses LMI proposées au cours de la Section 3.2. Il convient de remarquer que pour effectuer la synthèse robuste, le signal intermédiaire z dans (3.19) doit être défini. Ici, la dynamique de l'erreur d'orientation e_ψ est choisi ici comme étant le signal intermédiaire z de façon à atténuer l'impact du vecteur w_{ref}.

e_y. Cependant, la dynamique de l'erreur d'orientation reste toujours affectée et une réduction de cette influence au moyen du retour d'état robuste devient nécessaire.

3.4.2 Conception du correcteur du guidage par CoP

Le correcteur du guidage latéral par CoP a les mêmes objectifs que celui qui vient d'être présenté, c'est-à-dire stabiliser la dynamique du modèle d'erreur CoPM (3.56), assurer la convergence vers zéro du vecteur d'erreur ξ_{CoP} et atténuer l'impact du vecteur w_{ref} sur le vecteur d'erreur. Le correcteur proposé a la même structure :

$$\delta_f(t) = u_{FF_{CoP}}(t) + u_{FB_{CoP}}(t) \tag{3.64}$$

où $u_{FF_{CoP}}$ et $u_{FB_{CoP}}$ sont l'action du feed-forward et l'action du retour d'état robuste.

3.4.2.1 Conception du feed-forward

De la même façon que pour le CoG, l'action du feed-forward vise à éliminer l'impact de w_{ref} sur le vecteur ξ_{CoP}. En raison de la structure du modèle CoPM, l'impact de de w_{ref} est

réduit partiellement en choisissant la dynamique de l'erreur de position latérale calculée au CoP.

En appliquant l'angle de braquage (3.64), l'expression de la dynamique de l'erreur de position latérale calculée au CoP devient :

$$\begin{aligned}\ddot{e}_{CoP}(t) &= \frac{-2R_lC_f}{mv_x}\dot{e}_{CoP}(t) + \frac{2R_lC_f}{m}e_\psi(t) - \frac{2R_lC_fL_f}{mv_x}\dot{e}_\psi(t) + \frac{2R_lC_f}{m}u_{FF_{CoP}}(t) \\ &+ \frac{2R_lC_f}{m}u_{FB_{CoP}}(t) - \left(\frac{2R_lC_fL_f}{mv_x} + v_x\right)\dot{\psi}_{ref}(t) - x_{CoP}\ddot{\psi}_{ref}(t) \end{aligned} \tag{3.65}$$

Afin d'éliminer l'influence de la vitesse du lacet désirée $\dot{\psi}_{ref}$ et de l'accélération du lacet désirée $\ddot{\psi}_{ref}$ sur la dynamique de l'erreur de position latérale calculée au CoP (3.65), l'action du feed-forward est donnée par :

$$u_{FF_{cop}} = \frac{m}{2R_lC_f}\left(\frac{2R_lC_fL_f}{mv_x} + v_x\right)\dot{\psi}_{ref} + \frac{m}{2R_lC_f}x_{CoP}\ddot{\psi}_{ref} \tag{3.66}$$

En appliquant l'angle de braquage (3.64) et l'action du feed-forward (3.66), le modèle d'erreur CoGM (3.56) devient :

$$\dot{\xi}_{CoP}(t) = A_{CoP}\xi_{CoP}(t) + B_{CoP}u_{FB_{CoP}}(t) + D'_{CoP}w_{ref}(t) \tag{3.67}$$

avec

$$D'_{CoP} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c}{Izv_x} + \frac{L_fm}{R_lI_z}\left(\frac{2R_lC_fL_f}{mv_x} + v_x\right) & -1 + \frac{mL_f}{R_lI_z}x_{CoP} \end{bmatrix} \tag{3.68}$$

Notons que l'action du feed-forward (3.66) du CoPM ne nécessite pas la connaissance de la rigidité de dérive du pneu arrière C_r. Elle nécessite cependant l'estimation de la vitesse de lacet désirée $\dot{\psi}_{ref}$ et de l'accélération de lacet désirée $\ddot{\psi}_{ref}$. Rappelons que l'action du feed-forward (3.60) du CoGM nécessite seulement l'estimation de $\dot{\psi}_{ref}$ mais fait intervenir la rigidité de dérive du pneu avant et arrière (C_f et C_r). Il convient de souligner qu'estimer le coefficient de rigidité de dérive s'avère plus compliqué que l'estimation de l'accélération du lacet désirée, d'où un aspect intéressant lors de l'utilisation du CoP qui ne fait pas intervenir le terme C_r.

3.4.2.2 Conception du retour d'état robuste

La démarche de synthèse du retour d'état est la même que celle déjà exposée pour le CoG mais en considérant le modèle d'erreur (3.67). La loi de commande proposée est de la forme

$$u_{FB_{CoP}}(t) = -K_{CoP}\xi_{CoP}(t) \tag{3.69}$$

où $K_{CoP} \in \mathbb{R}^{1\times 4}$ est le gain du retour d'état.

En considérant (3.67) et (3.69), le modèle d'erreur CoPM en boucle fermée devient :

$$\dot{\xi}_{CoP}(t) = (A_{CoP} - B_{CoP}K_{CoP})\,\xi_{CoP}(t) + D'_{CoP}w(t) \tag{3.70}$$

et l'obtention du gain de retour d'état K_{CoP} se fait à l'aide des LMIs déjà présentées. Le l même signal intermédiaire z choisi précédemment est considéré ici.

3.5 Mise en place de l'architecture de conduite automatisée dans le véhicule d'essais

L'architecture de conduite automatisée globale a été présentée au cours du Chapitre 1 sur la Figure 1.10. Dans cette section, la mise en place de cette architecture sur le véhicule d'essai se limite à certaines fonctionnalités, à savoir, la localisation, la planification de trajectoire et le correcteur latéral pour assurer le guidage en situations normales de conduite. La schématisation de cette architecture est présentée sur la Figure 3.6. La mise en oeuvre pratique dans le véhicule est réalisée à partir d'une programmation en langage C++ dans RT-Maps.

Le positionnement du véhicule sur la carte GIS (Geographic Information System), constituée d'une base de données définissant la trajectoire de référence à travers un ensemble de coordonnées GPS, est réalisé à l'aide d'un bloc de localisation dans le module de perception. Ce bloc utilise les coordonnées GPS de la position du CoG du véhicule fournies par la RT3002 à chaque instant d'échantillonage afin de trouver les coordonnées du point le plus proche au CoG sur la carte. Pour ce faire, un algorithme de positionnement fondé sur la recherche de la distance la plus courte entre le CoG et l'ensemble des points de la carte GIS a été développé. En effet, la trajectoire issue du GIS n'est pas continue mais se présente sous la forme d'un ensemble de points géométriques distribués à différentes distances. Afin de ne pas alourdir les calculs en

parcourant tous les points de la carte à chaque instant d'échantillonage, une fenêtre glissante permettant de sélectionner seulement une partie des points de la carte est utilisée. La taille de cette fenêtre doit être adaptée en fonction de la vitesse, de la distance entre les points, etc. Dans ces travaux, la taille de la fenêtre varie entre 20 et 40 points, une valeur typiquement choisie a été de 25 points. Puisque les coordonnées de la position GPS et celles des points de la carte sont exprimées dans le repère WGS84, un changement de repère vers le repère cartésien fixe NED est effectué à partir des transformations présentées au cours du Chapitre 2.

Le résultat issu du bloc de localisation est fourni au module de génération de référence et en particulier au bloc effectuant la planification de la trajectoire afin de calculer les références à fournir au module de commande. Les références requises sont les coordonnées de la position de référence $[X_{ref}, Y_{ref}]$, l'angle d'orientation désiré ψ_{ref} et la courbure désirée ρ_{ref}. La vitesse de lacet désirée $\dot{\psi}_{ref}$ est calculée à partir de la courbure désirée ρ_{ref} et la vitesse longitudinale par l'expression [Rajamani, 2012] :

$$\dot{\psi}_{ref} = \rho_{ref} v_x \tag{3.71}$$

Souvent ces références peuvent être fournies directement par la carte GIS. Cependant, les informations de la carte sont discrétisées et par conséquent ces références ne peuvent pas être utilisées directement par le module de commande. En effet, le module de commande nécessite des références continues définies à chaque instant.

Afin de résoudre ce problème, une régression polynomiale est mise en place à partir des points situés dans une fenêtre glissante afin d'obtenir l'équation de la courbe qui permet de minimiser l'erreur au carré entre les points et la courbe. Nous avons opté ici pour un polynôme d'ordre trois qui est calculé à chaque période d'échantillonage. Grâce à cette équation, il est possible de calculer les trajectoires nécessaires entre deux points sur la carte. Cette démarche permet aussi de limiter l'apparition d'un bruit lors de l'obtention de ces références. Il existe d'autres algorithmes permettant d'obtenir des références continues, par exemple, un algorithme d'interpolation par spline cubique est utilisé dans [Daniel et al., 2011].

Les références ainsi générées sont fournies au module de commande afin de reconstruire le vecteur d'erreur nécessaire au calcul de l'action du retour d'état robuste. Le vecteur d'erreur composé de l'erreur latérale de position e_y ou e_{CoP}, et sa dérivée $\dot{e}_y$ ou $\dot{e}_{CoP}$, l'erreur d'orien-

tation e_ψ et l'erreur de la vitesse de lacet $\dot{e}_\psi$, nécessite les mesures fournies par la RT3002. Les mesures fournies par celle-ci sont les coordonnées de la position du CoG $[X, Y]$, l'angle d'orientation ψ, la vitesse du lacet $\dot{\psi}$, les vitesses longitudinale v_x et latérale v_y du véhicule.

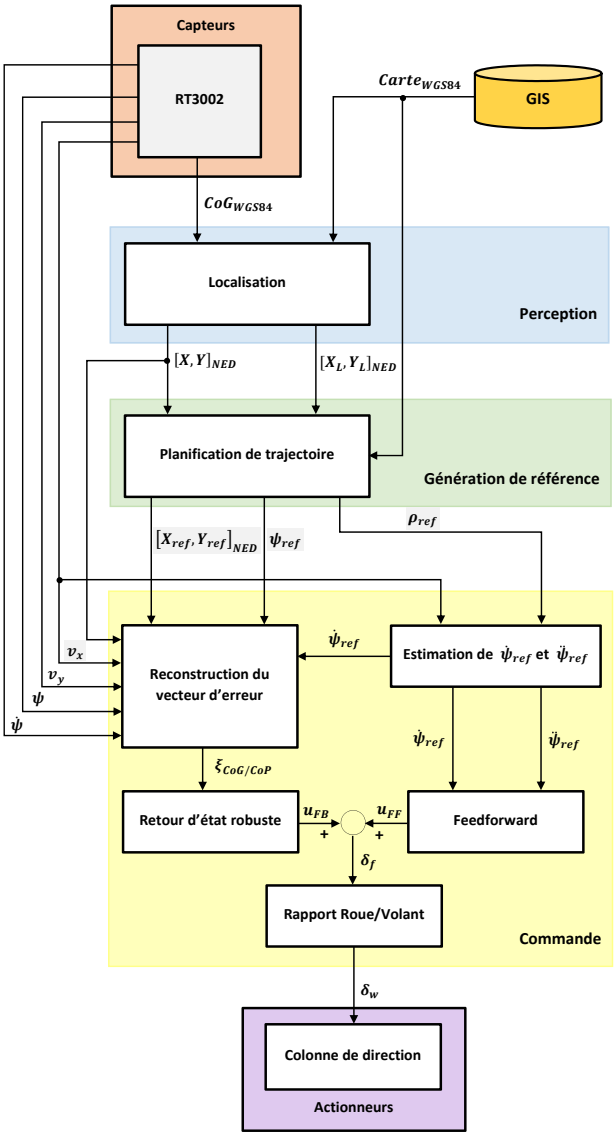

FIGURE 3.6 – Mise en place de l'architecture de conduite automatisée

Une fois le vecteur d'erreur calculé, l'action du retour d'état est associée à celle du feedforward. Cette dernière action est calculée à partir de la vitesse de lacet désirée $\dot{\psi}_{ref}$ pour les deux stratégies CoG et CoP et l'accélération de lacet désirée $\ddot{\psi}_{ref}$ estimée à partir de $\dot{\psi}_{ref}$, pour fournir l'angle de braquage total à la roue δ_f. Ce dernier est converti en angle au volant δ_w en

le multipliant par le rapport de démultiplication estimé à $R_w = 19$ pour le véhicule d'essais. Enfin, l'angle au volant δ_w est fourni comme signal de consigne à l'actionneur de la colonne de direction pour générer l'angle de braquage à la roue δ_f souhaité.

3.6 Validation en simulation et en expérimentation

La validation en simulation puis expérimentale des deux stratégies de guidage est présentée dans cette section à l'aide de l'architecture de conduite automatisée mise en place sur le véhicule d'essai du laboratoire.

3.6.1 Résultats de simulation

La comparaison entre les deux stratégies de guidage est effectuée à travers un test en simulation à l'aide de l'environnement CarMaker. Les données de la trajectoire ont été obtenues expérimentalement en cartographiant avec un GPS-RTK (voir Chapitre 1) la piste d'essais du musée de l'automobile à Mulhouse. Le parcours à suivre comporte une variété très intéressante de situations de conduite, à savoir, une ligne droite, un demi-grand cercle et d'un demi-huit (voir Figure 3.7). Le parcours a une largeur de $5\,m$ et donc pour un véhicule d'essais de $2\,m$ de large, l'erreur latérale maximale tolérée des deux cotés est de $1.5\,m$ pour éviter une sortie de piste.

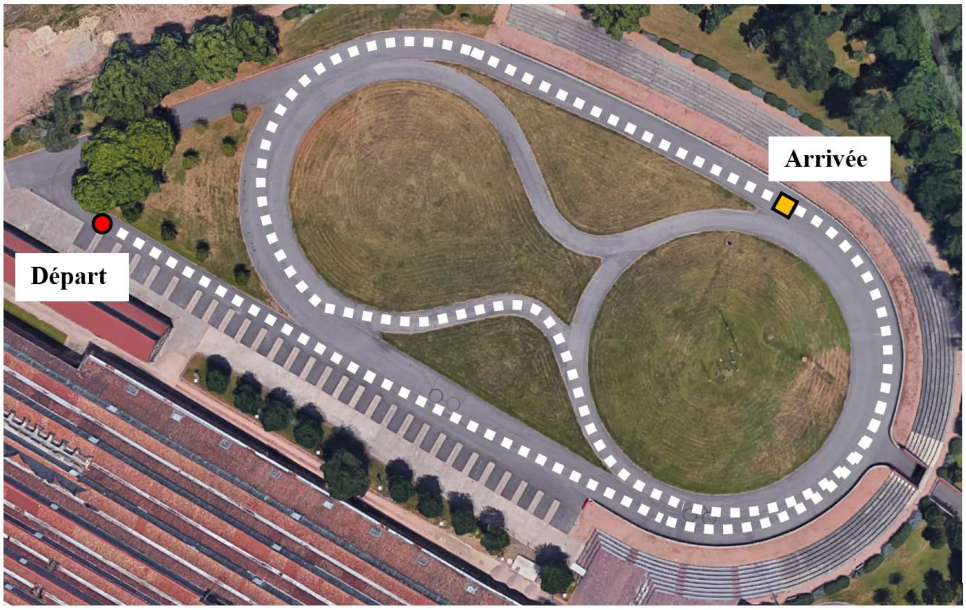

FIGURE 3.7 – Trajectoire du musée de l'automobile

L'objectif est d'assurer le suivi de trajectoire à une vitesse variant entre $30\,km/h\,(8.33\,m/s)$ et $40\,km/h\,(11.11\,m/s)$. Cette vitesse est relativement élevée pour effectuer ce parcours compte

tenu de la topologie du circuit. L'idée est de pouvoir tester ainsi les limites de l'approche de guidage proposée.

Afin de calculer les gains de retour d'état K_{CoG} et K_{CoP}, les modèles d'erreurs (3.61) et (3.67) ont été transformés sous la forme d'un système polytopique suivant la même démarche que celle illustrée au cours de la Section 3.2.4 pour l'intervalle de vitesse $v_x \in [30, 40]$ km/h ($v_x \in [8.33, 11.11]$ m/s).

Les gains du retour d'état robuste sont finalement obtenus en résolvant l'ensemble des LMIs présenté dans la Section 3.2.3 en plaçant les pôles des modèles d'erreur transformés sous la forme polytopique dans la région ayant les caractéristiques $r_s = 25$, $\alpha = 0.3$ et $\xi = 0.7$. La résolution de l'ensemble des LMIs est effectuée à l'aide de l'interface Yalmip [Lofberg, 2004] couplée au solver SeDuMi [Sturm, 1999].

La solution de l'ensemble des LMIs pour calculer le gain du retour d'état robuste K_{CoG} pour le centre de gravité est

$$Q = \begin{bmatrix} 27.2687 & -15.7316 & -1.6039 & 1.0303 \\ -15.7316 & 58.7815 & 1.2505 & -6.2384 \\ -1.6039 & 1.2505 & 0.3499 & -0.8190 \\ 1.0303 & -6.2384 & -0.8190 & 19.1653 \end{bmatrix} \tag{3.72}$$

et

$$K_{CoG} = [0.0426 \quad -0.0670 \quad 1.4440 \quad 0.0865] \tag{3.73}$$

pour un facteur d'atténuation $\gamma = 0.8$.

La solution de l'ensemble des LMIs pour calculer le gain K_{CoP} de retour d'état robuste à partir du CoP est

$$Q = \begin{bmatrix} 2.6519 & -1.6605 & -0.1674 & 0.0342 \\ -1.6605 & 3.5928 & 0.1842 & -0.4647 \\ -0.1674 & 0.1842 & 0.2551 & -0.6349 \\ 0.0342 & -0.4647 & -0.6349 & 6.0888 \end{bmatrix} \tag{3.74}$$

et

$$K_{CoP} = [0.0417 \quad -0.0352 \quad 0.9971 \quad 0.0408] \tag{3.75}$$

en utilisant les mêmes valeurs de r_s, α, ξ et γ afin d'imposer les mêmes contraintes dynamiques et de robustesse. Il convient de noter que les valeurs du gain K_{CoP} obtenues par la stratégie CoP sont plus faibles que celles obtenues par la stratégie CoG.

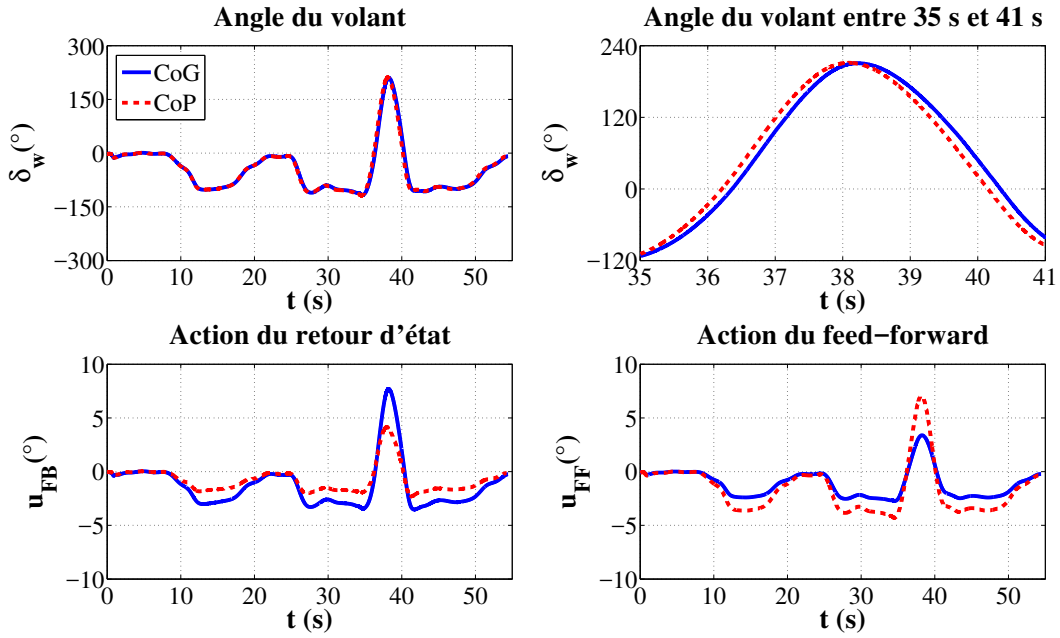

FIGURE 3.8 – Comparaison entre les actions de commande générées par les deux stratégies de guidage (CoG en trait plein et CoP en pointillés)

Sur les Figures 3.9 et 3.8 sont tracés les résultats obtenus avec les deux stratégies de guidage. Il est possible de remarquer que les deux stratégies garantissent le suivi de la trajectoire de référence avec de bonnes performances pour la vitesse relativement élevée prise en considération.

L'erreur latérale e_y et l'erreur d'orientation e_ψ restent admissibles ($e_y < e_y^{max} = 1.5\,m$ et $e_\psi \leq 5°$) pour les deux stratégies. Un angle de braquage au volant δ_w de valeur de $-100°$ est généré entre $11\,s$ et $18\,s$, entre $28\,s$ et $35\,s$, et entre $41\,s$ et $48\,s$ afin de suivre le grand cercle avec une accélération latérale de $-4\,m/s^2$ et une vitesse de lacet de $-25°/s$. Dans la partie du parcours comportant le huit, un angle de braquage variant entre $-100°$ et $200°$ est généré avec une accélération latérale de $6\,m/s^2$ et une vitesse de lacet de $40°/s$.

Il convient de remarquer que la stratégie par CoP permet de garantir des erreurs de guidage plus faibles que celles obtenues avec la stratégie de CoG. Sur la Figure 3.8, on peut observer clairement que le signal de commande global au volant δ_w généré par les deux stratégies de commande est très proche. La différence provient de la façon dont ce signal est généré à travers l'action conjointe de feed-forward et de retour d'état. En effet, la stratégie par CoP permet de mieux anticiper les erreurs de guidage en fournissant une action de feed-forward plus importante que celle fournie avec le CoG. Cette anticipation permet ainsi de diminuer l'action fournie par le retour d'état afin de stabiliser le système en boucle fermée.

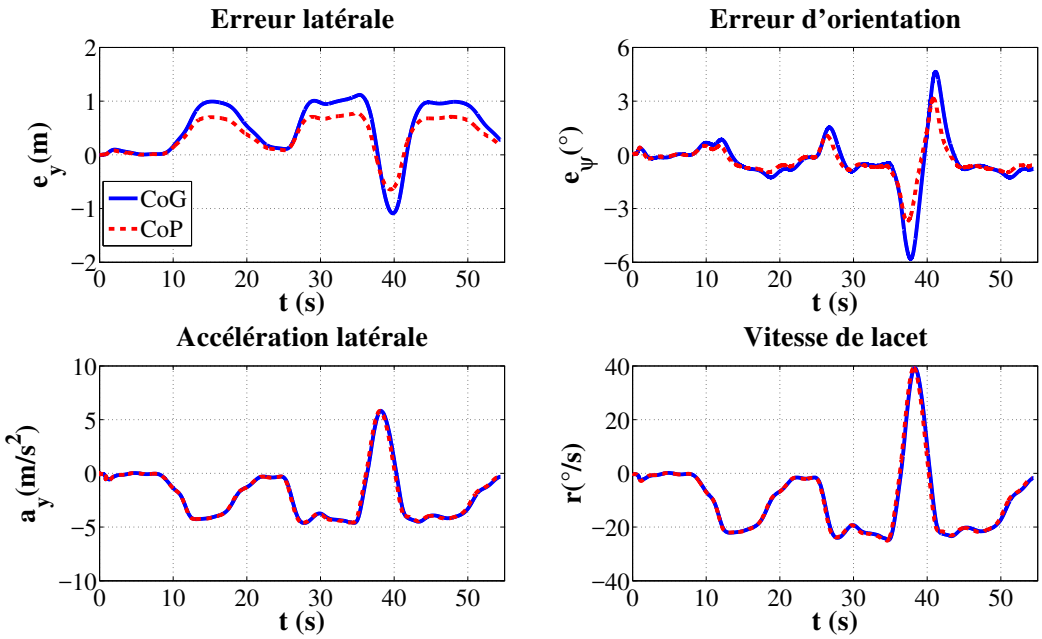

FIGURE 3.9 – Résultats de simulation des deux stratégies de guidage (CoG en trait plein et CoP en pointillés)

3.6.2 Résultats expérimentaux

La validation de l'architecture de conduite automatisée ainsi que la comparaison des deux stratégies de guidage sont effectuées à travers le même test présenté dans la section précédente avec une vitesse variable $v_x \in [30, 40]\ km/h$ ($v_x \in [8.33, 11.11]\ m/s$). Les mêmes gains du retour d'état robuste (3.73) et (3.75) sont utilisés. Les résultats de la validation expérimentale sont présentés sur les Figures 3.10 et 3.11.

Il est possible de remarquer que l'architecture de conduite automatisée ainsi que les deux

stratégies de guidages utilisées permettent de garantir le suivi de trajectoire de référence. En effet, l'erreur de position latérale reste faible par rapport à sa valeur maximale avec des pics entre $40\,s$ et $50\,s$, ce qui correspond au moment de passage par le virage en forme de huit. L'erreur d'orientation reste aussi faible avec des pics aussi entre $40\,s$ et $50\,s$.

Il est possible d'observer que la stratégie avec CoP permet de garantir des erreurs de guidage plus faibles avec une convergence plus rapide. Ceci est dû à l'action conjointe :

— d'anticipation du feed-forward qui est plus importante que celle obtenue par la stratégie du CoG,

— d'amplification de l'erreur de position latérale fournie par le CoP.

Il est intéressant de remarquer aussi sur cette figure la bonne convergence de la loi de commande en présence des conditions initiales non nulles pour les deux tests.

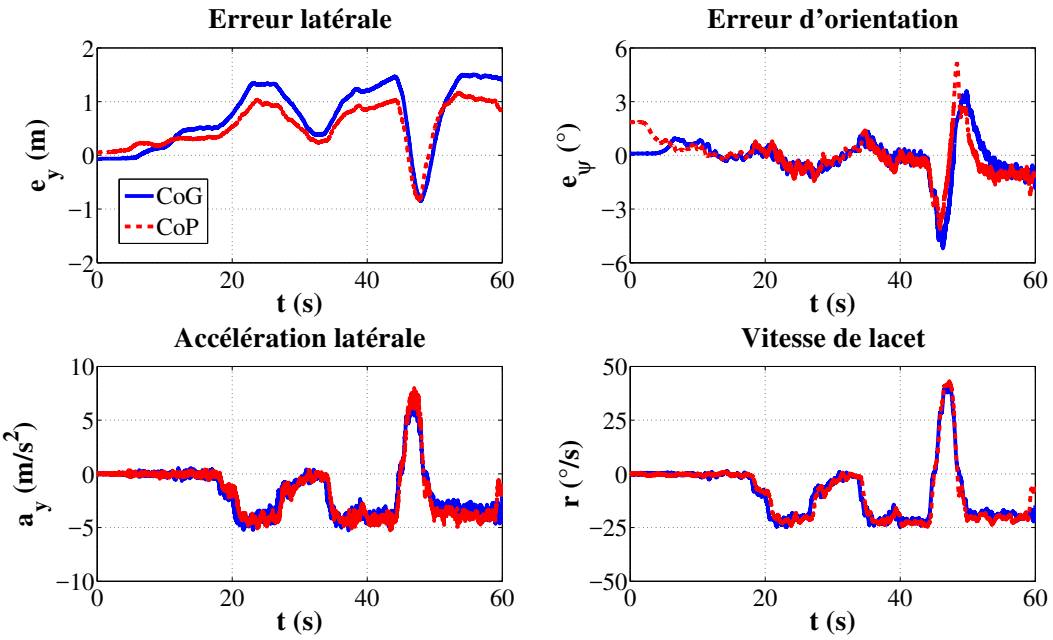

FIGURE 3.10 – Résultats expérimentaux pour les deux stratégies de guidage (CoG en trait plein et CoP en pointillés)

Comme l'illustre la Figure 3.11, l'amplitude générée par l'action de feed-forward avec le CoP est plus grande que celle obtenue avec le CoG. Par conséquent, le signal de retour d'état généré reste plus faible que celui obtenu avec le CoG. La différence entre les signaux de commande générés à l'instant zéro provient de la présence des conditions initiales non nulles liées au positionnement du véhicule. Il est intéressant de remarquer aussi sur cette figure la bonne convergence des stratégies de commande quand les conditions initiales sont non nulles.

Remarquons enfin la bonne adéquation entre les résultats de simulation et les résultats expérimentaux obtenus. Ceci montre clairement la pertinence du modèle de synthèse et des paramètres utilisés. L'utilisation de CarMaker permet d'obtenir des résultats très proches de la réalité.

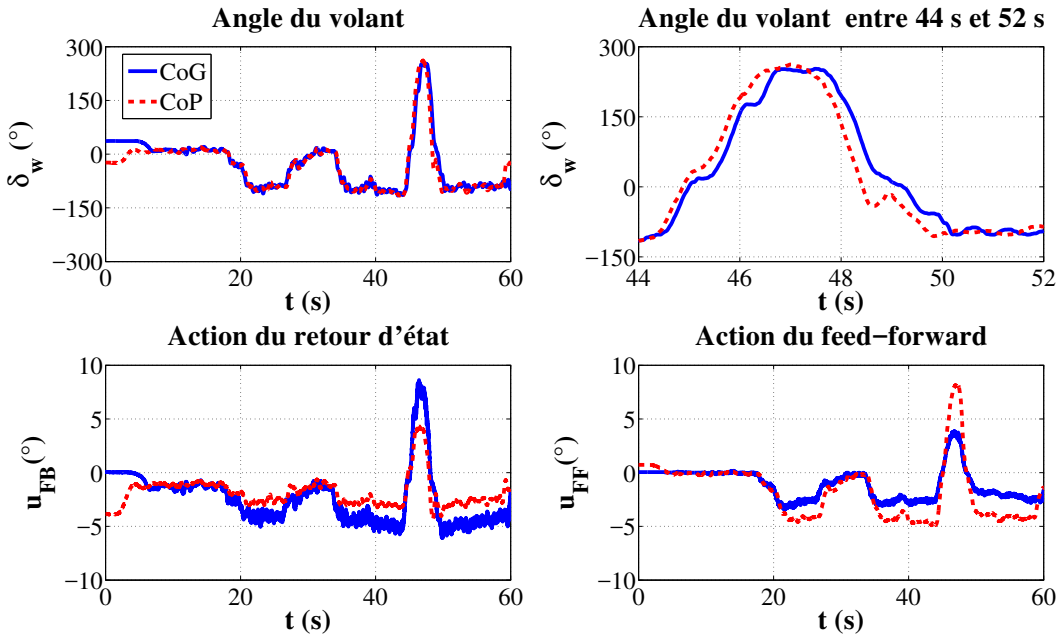

FIGURE 3.11 – Action de commande générée par chaque stratégie de guidage (CoG en trait plein et CoP en pointillés)

3.7 Conclusion

Dans ce chapitre, une architecture de commande globale pour le guidage latéral et sa mise en oeuvre dans le véhicule d'essais ont été présentées. L'architecture de commande est principalement composée d'un retour d'état robuste couplé à une action feed-forward. Cette approche permet en effet une extension vers une classe particulière des systèmes dits polytopiques à partir d'un formalisme LMI.

Après avoir rappelé les notions théoriques liées à ce type de synthèse, deux stratégies de commande pour le guidage latéral d'un véhicule autonome ont été proposées. Le point original apporté dans ce chapitre consiste à utiliser une erreur latérale calculée à partir du centre de percussion. La synthèse de la stratégie de commande ainsi proposée présente des propriétés in-

téressantes par rapport à celle d'une stratégie classique utilisant le CoG. En effet, le calcul de l'erreur à l'aide du CoP introduit naturellement une prédiction de l'erreur latérale mesurée au CoG améliorant ainsi les performances dynamiques de suivi de trajectoire. Aussi, l'utilisation du CoP épargne la connaissance de la rigidité de dérive du pneu arrière lors de la synthèse de l'action feed-forward. Des simulations à l'aide d'un modèle d'une grande complexité issu de CarMaker ont permis de valider l'architecture de commande proposée.

Une contribution importante de ce chapitre, outre les aspects théoriques, porte sur la validation expérimentale à l'aide du véhicule d'essais. En effet, l'architecture de commande a été complètement mise en oeuvre sur le véhicule dans le cadre de ces travaux de thèse. La mise en ouvre pratique sur le véhicule est réalisée à partir d'une programmation en langage C++ dans RT-Maps. Tous les blocs RT-Maps ont été complètement développés dans le cadre de ces recherches.

Les résultats obtenus lors de la validation expérimentale montrent bien la cohérence de la démarche de synthèse proposée qui va de la conception jusqu'à l'implantation sur un système complexe, en passant bien sûr par la phase de modélisation, etc. Il est intéressant de remarquer que l'architecture de commande proposée est suffisamment générique pour permettre sa modification et l'intégration d'autres modules tout en gardant son homogénéité. Cette même architecture servira donc de base à l'élaboration des stratégies de commande proposées au cours des chapitres suivants.

Chapitre 4

Guidage latéral en présence des discontinuités dans la trajectoire de référence

Sommaire

4.1 Introduction 104

4.2 Mise en lumière des limites de l'approche dynamique de guidage . 106

4.2.1 Trajectoires de référence considérées 107

4.2.2 Correcteur du guidage latéral 108

4.2.3 Critères d'évaluation des performances du correcteur du guidage latéral 109

4.2.4 Résultats des deux simulations 110

4.2.5 Discussion sur les résultats 113

4.3 Algorithme géométrique de guidage du Line-of-Sight (LOS) 113

4.4 Approche unifiée pour le guidage latéral 117

4.4.1 Formulation du problème pour un T_d fixe 118

4.4.2 Conception du correcteur pour un T_d fixe 120

4.4.3 Tests de simulation pour un T_d constant 121

4.5 Conception de l'approche unifiée de guidage pour un T_d variable . . 124

4.5.1 Loi d'adaptation de T_d 126

4.5.2 Validation de l'approche de guidage unifiée avec une loi d'adaptation T_d en ligne 127

4.5.3 Évaluation des performances du correcteur avec une trajectoire de référence continue 130

4.6 Conclusion 131

4.1 Introduction

Deux stratégies de guidage latéral fondées sur l'approche dynamique ont été proposées au cours du Chapitre 3 afin d'aborder le le problème posé par le guidage d'un véhicule autonome en conditions normales de conduite. La différence principale entre ces deux approches provient de la façon employée pour calculer l'erreur latérale entre le véhicule et la trajectoire, en utilisant, soit le centre de gravité (CoG), soit le centre de percussion (CoP). Les résultats proposés aussi bien en simulation qu'en pratique montrent les bonnes performances dynamiques pour le suivi des trajectoires aussi bien à basses vitesses qu'à vitesses élevées.

Il convient de remarquer toutefois que certaines conditions liées à la continuité et à la différentiablité de la trajectoire de référence doivent être satisfaites lors de l'utilisation d'une stratégie dynamique de guidage comme mentionné dans [Kiencke et Nielsen, 2005]. Or, dans certaines situations de conduite fréquemment rencontrées, telles qu'un évitement d'obstacle, la trajectoire de référence générée peut présenter certaines singularités géométriques et par conséquent les performances obtenues lors du guidage peuvent être fortement dégradées [Zakaria et al., 2014]. D'une façon générale, ces singularités géométriques apparaissent sous la forme d'un saut ou d'un changement brusque au niveau de la position, de l'orientation ou de la courbure de la trajectoire de référence [Li et al., 2014, Elbanhawi et al., 2015b, Pereira et al., 2017]. La présence de cette discontinuité génère souvent des erreurs de guidage trop importantes dégradant les performances dynamiques et affectant la dynamique latérale du véhicule [Elbanhawi et al., 2015a]. La problématique liée à la prise en compte de certaines singularités géométriques dans les trajectoires de référence semble peu abordée dans la littérature. Dans ce chapitre, on s'intéresse à ce problème et en particulier à la discontinuité au niveau de la position.

Le problème posé par le guidage latéral en présence d'une discontinuité au niveau de la position peut être abordé de plusieurs façons. Si le problème est abordé à partir du module de génération de trajectoire, des algorithmes d'interpolation fournissant une trajectoire de référence continue peuvent être utilisés afin de faire face aux singularités géométriques de la position comme proposé dans [Daniel et al., 2011, Elbanhawi et al., 2015a]. Toutefois, cette phase d'interpolation peut être coûteuse en temps de calcul ou tout simplement délicate, voire impossible, à réaliser particulièrement dans des situations non conventionnelles ou critiques telles que l'évitement d'urgence d'un obstacle.

Une alternative récente pour traiter ce problème consiste à l'aborder directement à partir

du module de commande. Par exemple, un correcteur fondé sur une commande prédictive à paramètres variants dans le temps (LTV-MPC) permettant de générer une courbure et un angle d'orientation de référence à la place d'un angle de braquage est proposé dans [Pereira et al., 2017]. Le signal de commande généré est ensuite transformé en angle de braquage à l'aide de la géométrie de direction d'Ackermann. Grâce à cette transformation géométrique, le correcteur proposé fournit un angle de braquage plus lisse en présence d'une discontinuité de la trajectoire de référence. Cependant, ses performances ne peuvent pas être garanties à grande vitesse en raison de limites intrinsèques de l'approche géométrique de guidage utilisée. D'une manière générale, les performances des stratégies de guidage de l'approche géométrique se détériorent à grande vitesse, comme indiqué dans [Pouly, 2009]. Il semble donc important d'améliorer les stratégies de guidage fondées sur l'approche dynamique en présence d'une discontinuité de la position, ce qui constitue la principale contribution de ce chapitre.

Dans le cadre de ces travaux de recherche, le problème posé par la discontinuité de la position dans la trajectoire de référence est abordé à partir du module de commande et ce afin d'améliorer les performances de l'approche dynamique de guidage. En effet, ce type de discontinuité génère une erreur latérale de position trop importante et par conséquent, l'angle de braquage fourni comme signal de commande peut être trop important introduisant une saturation de l'actionneur. Afin de faire face à ce problème, une approche unifiée permettant d'intégrer un algorithme géométrique de guidage, l'algorithme du Line-of-Sight (LOS) [Sujit et al., 2014, Lekkas et Fossen, 2014], à l'approche dynamique de guidage précédemment exposée au cours du Chapitre 3 est proposée.

L'idée de l'approche unifiée proposée consiste à introduire une *référence virtuelle* afin de réduire, voire d'éliminer, l'impact d'une erreur latérale importante obtenue issue de la discontinuité de la trajectoire de référence. Cette référence virtuelle est inspirée de l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ de l'algorithme du LOS qui sera présenté au cours de la Section 4.3. Dans l'approche LOS, cet angle d'orientation relatif est proportionnel à l'erreur latérale e_y et inversement proportionnel à une distance d'anticipation d_{LOS}. Cet angle d'orientation relatif apporte une amplification et une anticipation de l'erreur d'orientation du véhicule afin de réduire l'écart latéral entre le véhicule et la trajectoire de référence.

Dans notre cas, l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ est utilisé afin d'obtenir un effet inverse permettant de réduire l'effet d'une grande erreur latérale due à la discontinuité de la trajectoire de

référence. L'idée est alors d'intégrer cet angle $\Delta\psi$ dans la formulation de la synthèse du retour d'état robuste permettant de généraliser ainsi l'approche dynamique présentée au cours du Chapitre 3. En effet, selon la distance d'anticipation d_{LOS} choisie, l'impact de la référence virtuelle $\Delta\psi$ peut être plus ou moins important et par conséquent l'approche unifiée devient équivalente à l'approche dynamique. Afin d'améliorer les performances de suivi de trajectoire, une adaptation en ligne de la distance d_{LOS} en fonction du positionnement du véhicule est également proposée. Toutefois, cette adaptation de la distance d_{LOS} introduit un paramètre variant dans le temps dans le modèle de synthèse. Afin de garantir la stabilité de l'approche unifiée en considérant la variation de la distance d_{LOS}, des conditions sous la forme d'inégalités matricielles linéaires (LMI) sont proposées.

Dans ce chapitre, les limites de l'approche dynamique de guidage en présence d'une trajectoire discontinue sont tout d'abord mises en évidence à travers un exemple de simulation dans la Section 4.2. Ensuite, l'algorithme du Line-of-Sight (LOS) et le comportement de l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ sont étudiés en présence de singularités de la position dans la trajectoire de référence au cours de la Section 4.3. La méthodologie de conception de l'approche unifiée permettant d'améliorer les performances de l'approche dynamique est présentée au cours des Sections 4.4 et 4.5. Tout au long de ce chapitre, les performances de l'approche développée sont évaluées au fur et à mesure à travers des tests en simulation sur l'environnement CarMaker.

4.2 Mise en lumière des limites de l'approche dynamique de guidage

Les stratégies de guidage latéral par une approche dynamique utilisent comme informations liées à la référence les coordonnées de la position de référence $[X_{ref}, Y_{ref}]$, l'angle d'orientation désiré ψ_{ref} et la courbure désirée ρ_{ref}. Ces informations sont considérées implicitement comme étant continues est dérivables. Ainsi, l'approche dynamique offre de bonnes performances en présence d'une trajectoire de référence continue mais ses performances se dégradent en présence de singularités géométriques dans la trajectoire de référence [Zakaria et al., 2014].

Afin de mettre en lumière l'impact négatif d'une discontinuité de la trajectoire de référence sur le guidage latéral, deux tests en simulation sont proposés dans cette section. Les deux tests portent sur un double changement de voie en utilisant tout d'abord une trajectoire de référence continue puis une une trajectoire présentant une discontinuité. Le guidage latéral est assuré dans

les deux cas à l'aide de la même architecture de commande proposée au cours du Chapitre 3.

4.2.1 Trajectoires de référence considérées

Deux trajectoires de référence modélisées mathématiquement sont considérées dans les tests de simulation proposés. La première est une trajectoire de référence continue et la seconde est une trajectoire de référence présentant des singularités géométriques (sauts).

La trajectoire de référence continue est définie par les équations suivantes [Falcone et al., 2007] :

$$\psi_{ref}(X) = \arctan\left(d_{y_1}\left(\frac{1}{\cosh(z_1)}\right)^2\left(\frac{1.2}{d_{x_1}}\right) - d_{y_2}\left(\frac{1}{\cosh(z_2)}\right)^2\left(\frac{1.2}{d_{x_2}}\right)\right) \tag{4.1a}$$

$$Y_{ref}(X) = \frac{d_{y_1}}{2}\left(1+\tanh(z_1)\right) - \frac{d_{y_2}}{2}\left(1+\tanh(z_2)\right) \tag{4.1b}$$

avec $z_1 = (2.4/25)\,(X - 27.19) - 1.2$, $z_2 = (2.4/21.95)\,(X - 56.46) - 1.2$, $d_{x_1} = 25$, $d_{x_2} = 21.95$, $d_{y_1} = 4.05$, et $d_{y_2} = 5.7$. Cette Trajectoire modélise une manoeuvre de changement de voie ou d'évitement d'un obstacle et est illustrée sur la Figure 4.1.

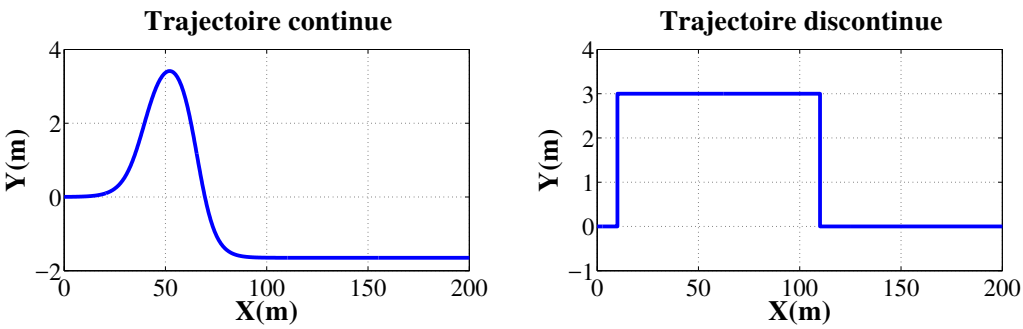

FIGURE 4.1 – Trajectoires de référence continue à gauche et avec singularités à droite

La trajectoire de référence présentant une discontinuité de la position est constituée d'un ensemble de lignes droites ayant le même angle d'orientation comme illustré sur la Figure 4.1. Elle est définie par :

$$\psi_{ref}(X) = 0^\circ \quad \forall X \in [0; 210]\,(m) \tag{4.2a}$$

$$Y_{ref}(X) = \begin{cases} 0\,m; & 0\,m \leq X < 10\,m \\ 3\,m; & 10\,m \leq X < 110m \\ 0\,m; & 110\,m \leq X \leq 210\,m \end{cases} \tag{4.2b}$$

Cette trajectoire modélise une situation de conduite fréquemment rencontrée lors d'un double changement de voie sur une route droite, par exemple, une manoeuvre de dépassement sur une auto-route. Dans ce genre de situations de conduite, l'angle d'orientation désiré de la trajectoire de référence est continu et constant alors qu'un écart latéral (une discontinuité) doit être pris en compte. Pour cette raison, l'angle d'orientation désiré de la trajectoire de référence discontinue est égal à zéro et seule une discontinuité dans la position est prise en considération.

4.2.2 Correcteur du guidage latéral

Le guidage latéral autonome utilisé dans cette section est réalisé à l'aide de la stratégie de commande proposée au cours du Chapitre 3 constituée d'une action feed-forward couplée à un retour d'état robuste

$$\delta_f(t) = u_{FF}(t) + u_{FB}(t) \tag{4.3}$$

où u_{FF} est l'action du feed-forward et u_{FB} l'action de retour d'état robuste. Afin d'effectuer une étude générique pouvant être étendue par la suite, la conception de la stratégie du guidage latéral est effectuée en considérant les erreurs au niveau du CoG du véhicule. Par conséquent, l'action du feed-forward

$$u_{FF}(t) = \frac{m}{2C_f}\left(\frac{b}{mv_x} + v_x\right)\dot{\psi}_{ref}(t) \tag{4.4}$$

et l'action du retour d'état robuste

$$u_{FB}(t) = -K\,\xi_{CoG}(t) \tag{4.5}$$

avec le gain par retour d'état $K = [k_1, k_2, k_3, k_4] \in \mathbb{R}^{1\times 4}$, présentées au cours du Chapitre 3 sont considérées. Afin de simplifier notre étude et de la focaliser seulement sur les effets de la discontinuité sur les performances de l'approche dynamique, une vitesse constante est considérée lors de la conception des stratégies de guidage latéral dans la suite du chapitre.

Le gain du retour d'état est obtenu en plaçant les pôles du modèle d'erreur CoGM (3.48) dans la région du plan complexe ayant un taux de convergence $\alpha = 2.5$, un rayon $r_s = 25$, un taux d'amortissement $\xi_s = 0.7$ et un niveau d'atténuation $\gamma = 0.7$. Ce placement des pôles est effectué en résolvant l'ensemble des LMIs présenté au cours du Chapitre 3 pour une vitesse constante $v_x = 54\,km/h\,(15\,m/s)$. Finalement, le gain K obtenu est donné par

$$K = [0.3585, \quad 0.0181, \quad 2.0360, \quad 0.0909] \tag{4.6}$$

avec

$$Q = \begin{bmatrix} 0.0176 & -0.0493 & -0.0040 & 0.0139 \\ -0.0493 & 0.2600 & 0.0090 & -0.0568 \\ -0.0040 & 0.0090 & 0.0019 & -0.0095 \\ 0.0139 & -0.0568 & -0.0095 & 0.1050 \end{bmatrix} \tag{4.7}$$

Avant de présenter les résultats de simulation pour les deux tests, il peut être intéressant de disposer des critères permettant d'évaluer les performances du correcteur dans les deux situations de conduite. Une courte présentation des critères souvent utilisés est réalisée dans la section suivante.

4.2.3 Critères d'évaluation des performances du correcteur du guidage latéral

Les performances du correcteur sont évaluées à travers des indicateurs de manoeuvrabilité du véhicule proposés dans la littérature [Kiencke et Nielsen, 2005, Kritayakirana et Gerdes, 2012a, Kritayakirana et Gerdes, 2012b]. Ces critères sont fondés sur une comparaison entre les variables de la dynamique latérale du véhicule et les valeurs maximales qu'elles peuvent atteindre. Les principales variables utilisées à cette fin sont l'accélération latérale, la vitesse du lacet et l'angle de dérive au CoG du véhicule.

Une brève présentation de trois critères fréquemment utilisés est proposée. Une présentation détaillée de plusieurs critères de manoeuvrabilité et de stabilité latérale sera effectuée dans le Chapitre 5.

Critère 1. L'accélération latérale a_y est limitée par [Kiencke et Nielsen, 2005] :

$$||a_y|| \leq a_y^{max} = \mu_y 8\, m/s^2 \tag{4.8}$$

où μ_y est le coefficient d'adhérence de la route dans la direction latérale du véhicule. Pour une route sèche, $\mu_y = 1$ comme mentionnée dans [Kiencke et Nielsen, 2005].

Critère 2. La vitesse du lacet $r = \dot{\psi}$ est limitée par [Kiencke et Nielsen, 2005] :

$$||\dot{\psi}|| \leq \dot{\psi}_{max} = \frac{0.85\mu_y g}{v_x} \tag{4.9}$$

où g est l'accélération de la gravité.

Critère 3. L'angle de dérive au CoG du véhicule β est limité par [Kiencke et Nielsen, 2005] :

$$||\beta|| \leq \beta_{max} = 10^\circ - 7^\circ \frac{v^2}{(40\,m/s)^2} \tag{4.10}$$

où $\beta = v_y/v_x$ et $v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}$ la vitesse totale au CoG du véhicule.

Il convient de souligner que ces critères sont utilisés uniquement comme indicateurs pour évaluer les performances du correcteur et ils ne sont pas pris en compte sous la forme des contraintes lors de la synthèse de la loi de commande.

4.2.4 Résultats des deux simulations

Les deux tests proposés en simulation sont effectués dans l'environnement CarMaker afin d'évaluer les performances du correcteur du guidage latéral en présence de singularités géométriques au niveau de la position de la trajectoire de référence. Les deux tests consistent à effectuer un double changement de voie à une vitesse constante en utilisant, dans le premier test, la trajectoire de référence continue et dans le second, la trajectoire discontinue. Le but est de mettre en lumière les limites d'un guidage latéral par une approche dynamique en présence de discontinuités dans la trajectoire de référence.

Test 1. Trajectoire de référence continue. Ce premier test vise à montrer les performances du correcteur à une vitesse constante $v_x = 54km/h\,(15\,m/s)$ en utilisant la trajectoire de référence continue (4.1).

Les Figures 4.2 et 4.3 montrent les résultats de simulation de ce test. Il est possible de remarquer sur la Figure 4.2 que le correcteur du guidage latéral offre de bonnes performances de suivi de trajectoire générant de faibles erreurs de suivi (e_y inférieure à $15\,cm$ et e_ψ inférieure à 3°). Les critères présentés dans la Section 4.2.3 sont utilisés afin d'évaluer la zone de manoeuvrabilité du véhicule comme indiqué sur la Figure 4.3. Cette figure montre que la vitesse du lacet et l'angle de dérive au CoG du véhicule restent admissibles, c'est-à-dire :

— $||\beta|| \leq 1^\circ$ et $||\dot{\psi}|| \leq 25^\circ/s$,

— $||a_y||_y^{max} = 0.9\,g$, l'accélération latérale est inférieure à l'accélération latérale maximale.

Par conséquent, le véhicule reste dans la zone de manoeuvrabilité durant ce test.

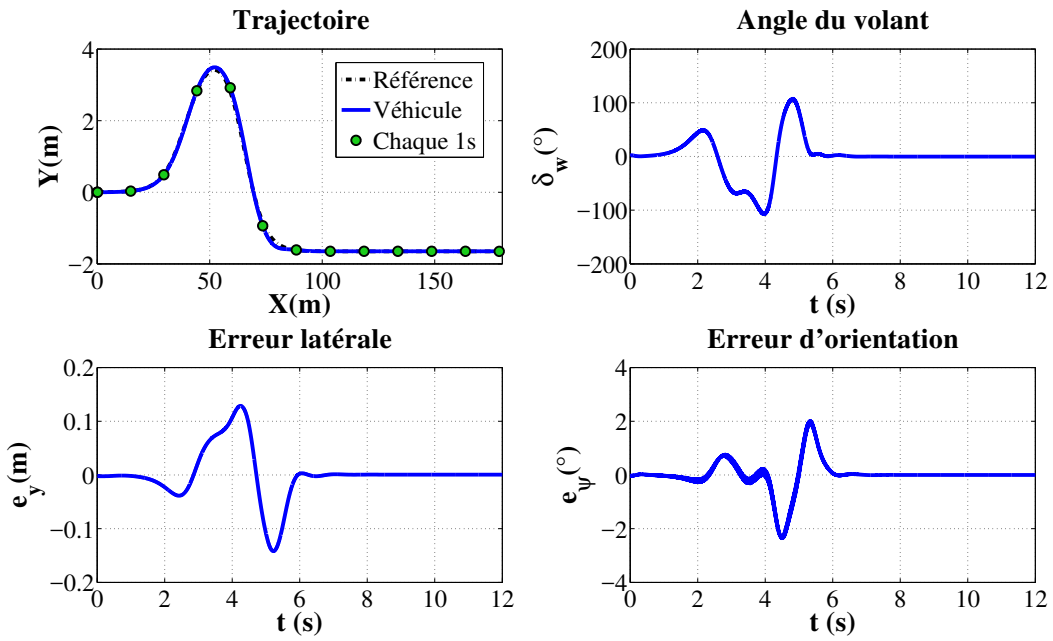

FIGURE 4.2 – Résultats du guidage avec une trajectoire continue

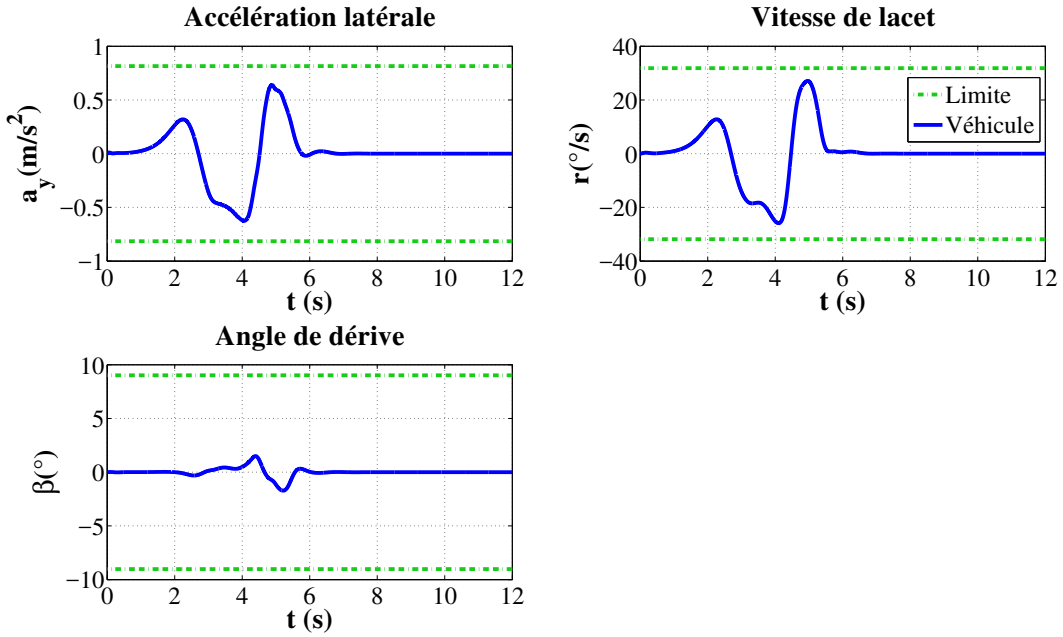

FIGURE 4.3 – Indicateurs de manoeuvrabilité obtenus avec une trajectoire continue

Test 2. Trajectoire de référence discontinue. Ce test consiste à effectuer une manœuvre de double changement de voie avec le même correcteur mais en considérant la trajectoire de référence discontinue (4.2). Ce test vise à montrer les limites de l'approche dynamique avec une

trajectoire de référence discontinue. Les résultats sont illustrés sur les Figures 4.4 et 4.5.

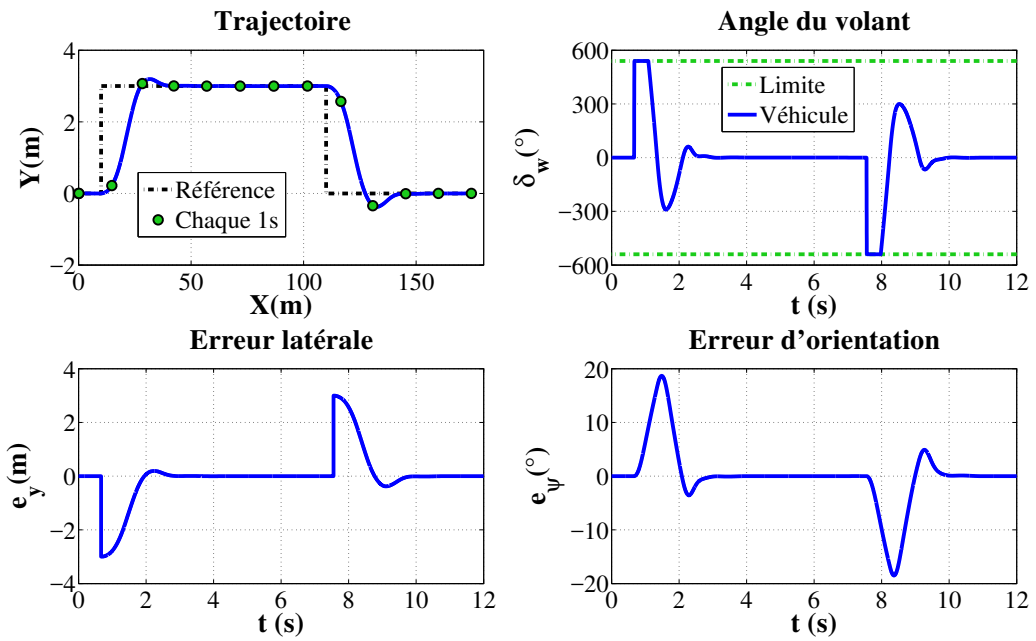

FIGURE 4.4 – Résultats du guidage avec une trajectoire discontinue

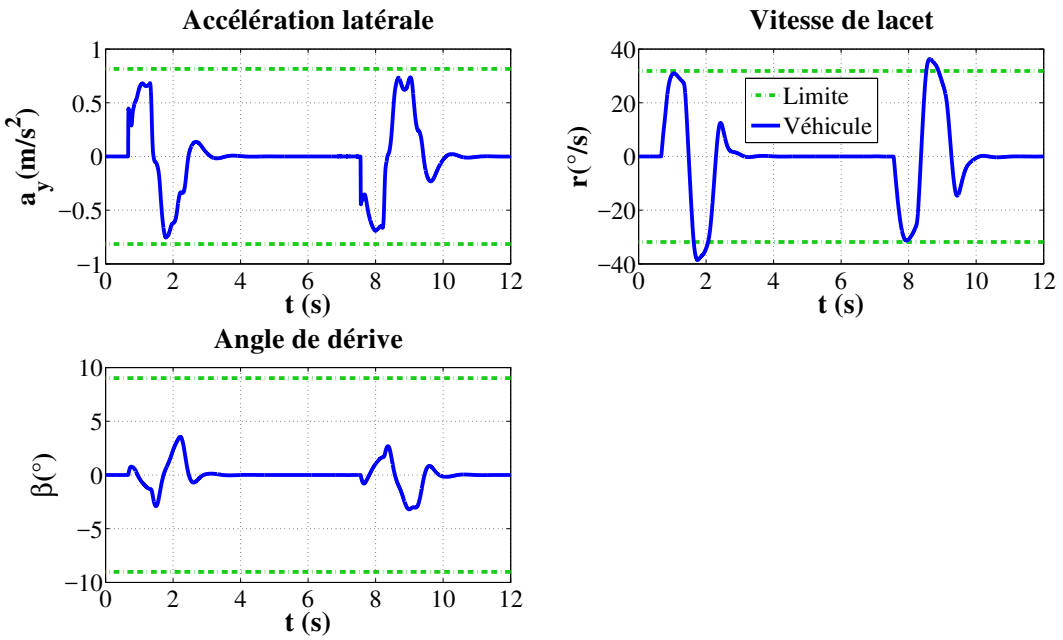

FIGURE 4.5 – Indicateurs de manoeuvrabilité obtenus avec une trajectoire discontinue

Bien que ce correcteur garantisse la convergence vers zéro des erreurs de guidage comme

montré sur la Figure 4.4, l'angle de braquage généré est relativement important et sa valeur arrive jusqu'à la saturation de l'actionneur. Ceci est dû à la grande erreur latérale générée par la discontinuité de la trajectoire de référence. La saturation de l'angle de braquage dégrade la dynamique latérale du véhicule, comme illustré par les indicateurs de manoeuvrabilité tracés sur la Figure 4.5. En effet, la vitesse du lacet dépasse sa limite admissible, l'accélération latérale est proche de sa limite et l'angle de dérive au CoG du véhicule devient grand indiquant une potentielle perte de stabilité du comportement latéral du véhicule (dérapage du véhicule).

4.2.5 Discussion sur les résultats

Les résultats des deux tests ont permis de montrer les effets indésirables de la discontinuité de la position sur la stratégie dynamique de guidage latéral. En effet, la discontinuité de la trajectoire donne lieu à une grande erreur latérale e_y qui se traduit par la génération d'un angle de volant important en raison du terme $k_1 e_y(t)$ de l'action du retour d'état robuste u_{FB} ayant comme équation

$$u_{FB}(t) = -\left(k_1 e_y(t) + k_2 \dot{e}_y(t) + k_3 e_\psi(t) + k_4 \dot{e}_\psi(t)\right) \tag{4.11}$$

Dans cette situation, le terme $k_1 e_y(t)$ génère un angle de volant important (un coup de volant brusque) détériorant directement le comportement dynamique latéral du véhicule. Pour faire face à ce problème, le correcteur de guidage latéral doit pouvoir atténuer l'effet d'une erreur latérale grande due à la discontinuité sur l'angle de volant généré. Afin d'y parvenir, nous proposons de combiner l'approche dynamique à l'algorithme LOS (approche géométrique) qui sera présenté par la suite.

4.3 Algorithme géométrique de guidage du Line-of-Sight (LOS)

L'algorithme du Line-of-Sight (LOS) fait partie des algorithmes géométriques de guidage [Sujit et al., 2014]. Il vise à suivre des points cibles de la trajectoire de référence en générant un angle d'orientation relatif $\Delta\psi$, appelé aussi angle du LOS [Lekkas et Fossen, 2014]. L'angle du LOS est généré en fonction de l'erreur latérale entre le véhicule et la trajectoire de référence, et la distance dite de look-ahead entre le CoG et le point cible.

Cet algorithme est souvent utilisé dans des applications maritimes et aéronautiques comme discuté dans [Lekkas et al., 2013]. Ainsi, l'algorithme du LOS a été couplé à une loi de commande par backstepping afin d'assurer le suivi de la trajectoire d'un navire maritime [Fossen et al., 2003]

ou associé à un PID pour assurer le suivi de la trajectoire d'un d'avion sans pilote [Rysdyk, 2003].

Il est proposé dans [Lekkas et Fossen, 2012] de calculer l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ généré par l'algorithme du LOS de la façon suivante :

$$\Delta\psi = \arctan\left(-\frac{e_y}{d}\right) \tag{4.12}$$

où e_y, déjà définie dans (3.44), est l'erreur latérale entre le véhicule et la trajectoire de référence et $d > 0$ la distance de look-ahead entre le CoG et le point cible. Il est possible de remarquer que l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ est inversement proportionnel à la distance d considérée. Ainsi, pour une erreur latérale e_y donnée, l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ devient plus important en considérant une petite valeur de d.

Le suivi de trajectoire à l'aide de l'algorithme du LOS consiste à assurer la convergence de l'angle d'orientation du véhicule ψ vers l'angle d'orientation [Lekkas et Fossen, 2012]

$$\psi_{ref}^{LOS} = \psi_{ref} + \Delta\psi \tag{4.13}$$

avec ψ_{ref} l'angle d'orientation désiré généré à partir de la trajectoire de référence. L'angle ψ_{ref}^{LOS} est alors utilisé pour définir l'erreur d'orientation du LOS donnée par

$$e_\psi^{LOS} = \psi - \psi_{ref}^{LOS} = e_\psi - \Delta\psi \tag{4.14}$$

Il convient de remarquer que l'équation (4.12) peut être simplifiée en utilisant un développement en série de Taylor tronquée à l'ordre un de la fonction arc tangente

$$\Delta\psi = -\frac{e_y}{d} \tag{4.15}$$

En utilisant cette simplification, l'équation (4.14) peut être réécrite sous la forme suivante

$$e_\psi^{LOS} = e_\psi + \frac{1}{d}e_y \tag{4.16}$$

Il est intéressant de remarquer la similitude entre l'équation (4.16) et l'équation (3.54) utilisée pour calculer l'erreur dans l'approche CoP :

$$e_{CoP} = e_y + x_{CoP}e_\psi \tag{4.17}$$

Dans ces deux équations, les erreurs de position et d'orientation sont combinées et une pondération à l'aide du terme $1/d$ ou x_{CoP} est introduite. Il peut être alors possible d'attendre par analogie un effet similaire d'amplification de l'erreur d'orientation et d'anticipation de sa variation dans l'équation (4.16).

Une démarche simple pour mettre en place une stratégie de commande par LOS, consiste à assurer la convergence de l'erreur e_ψ^{LOS} à l'aide d'un correcteur de type proportionnel de la forme :

$$\delta_f(t) = -k_{LOS}\, e_\psi^{LOS}(t) \tag{4.18}$$

avec k_{LOS} le gain du correcteur à trouver. Il convient de remarquer que l'utilisation de l'erreur d'orientation du LOS e_ψ^{LOS} dans la loi de commande permet de garantir simultanément la réduction de l'erreur de position e_y et l'erreur d'orientation e_ψ.

Les performances de l'algorithme du LOS ainsi que les effets de l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ vis-à-vis de la discontinuité de la trajectoire sont étudiés à travers deux tests en simulation sur l'environnement CarMaker. Les deux tests sont effectués à une vitesse constante $v_x = 15\,m/s$ pour deux distances d'anticipation différentes, $d_{LOS} = 25\,m$ et $d_{LOS} = 15\,m$, et en utilisant une trajectoire de référence discontinue afin de réaliser un double changement de voie. Le gain k_{LOS} a été réglé empiriquement de façon à obtenir tout d'abord de bonnes performances de suivi de trajectoire pour une vitesse $v_x = 15\,m/s$ en utilisant une trajectoire de référence continue.

Les résultats des tests sont présentés sur les Figures 4.6 et 4.7. Pour les deux distances d_{LOS}, la position du véhicule converge vers la référence sans aucune saturation au niveau du signal de commande, c.-à-d. l'angle au volant δ_w. Suivant la distance d_{LOS} choisie, l'angle d'orientation relatif est plus ou moins important impactant ainsi directement la vitesse de convergence du véhicule vers la trajectoire de référence et par conséquent la dynamique latérale du véhicule.

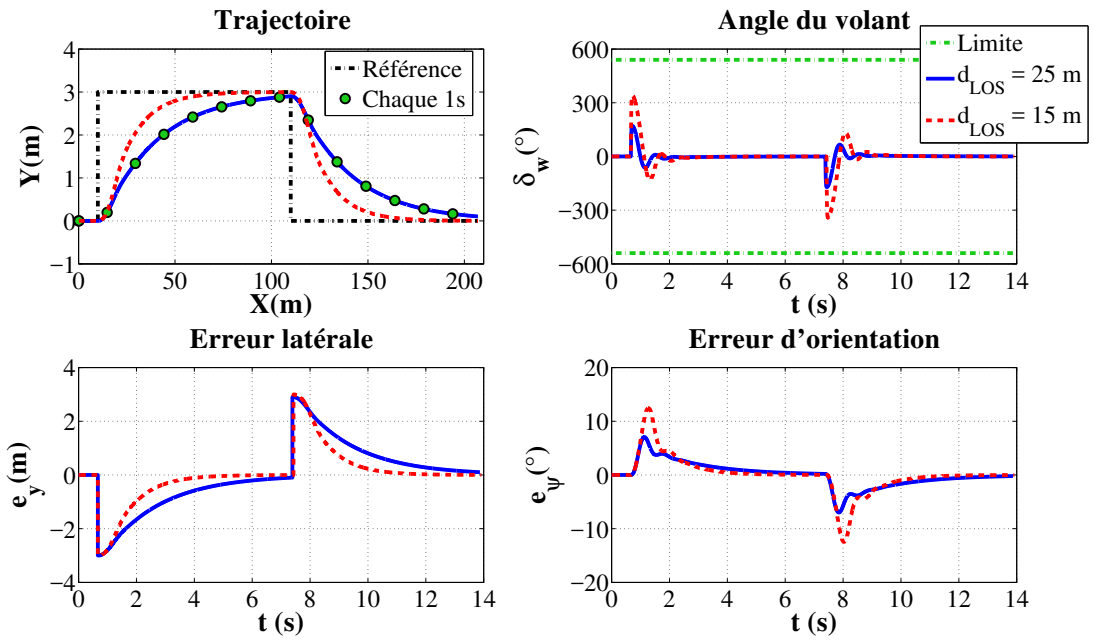

FIGURE 4.6 – Résultats du guidage à l'aide de l'algorithme LOS avec une trajectoire discontinue

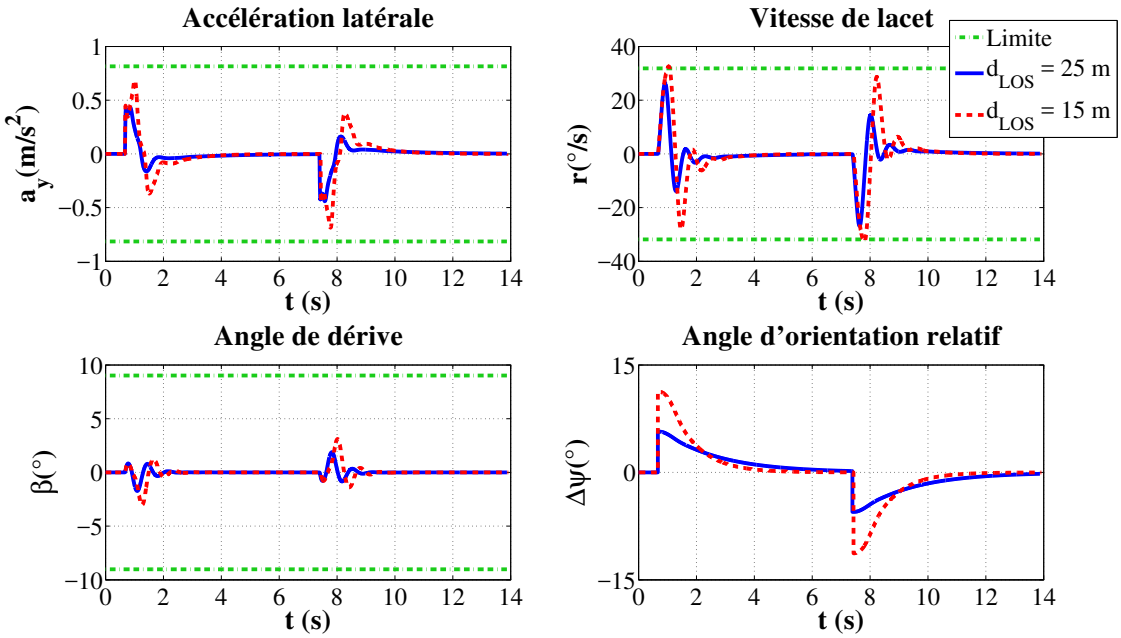

FIGURE 4.7 – Indicateurs de manoeuvrabilité obtenus à l'aide de l'algorithme LOS avec une trajectoire discontinue

De ces deux tests, on peut conclure que l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ présente un grand avantage car il permet de limiter l'impact d'une grande erreur latérale due à la discontinuité

de la trajectoire de référence. Ces tests montrent aussi qu'il est possible de moduler l'impact de cette erreur grâce à la distance d_{LOS}. Dans la section suivante, l'approche unifiée combinant l'approche dynamique à l'algorithme géométrique par LOS est présentée.

4.4 Approche unifiée pour le guidage latéral

Afin d'améliorer les performances de l'approche dynamique vis-à-vis de la discontinuité de la trajectoire de référence, une stratégie de guidage unifiée combinant l'approche dynamique à une approche géométrique (algorithme du LOS) est proposée. L'idée principale de cette approche consiste à utiliser l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ comme *référence virtuelle* pour réduire l'effet de la discontinuité de la trajectoire de référence. En effet, l'angle $\Delta\psi$ dépend de l'erreur latérale e_y et par conséquent il peut être utilisé afin de compenser la grande erreur latérale due à la discontinuité de la trajectoire de référence.

Nous proposons d'intégrer l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$ dans le vecteur d'erreur et de modifier l'erreur d'orientation comme suit

$$e'_\psi = e_\psi + \Delta\psi \tag{4.19}$$

avec $e_\psi = \psi - \psi_{ref}$.

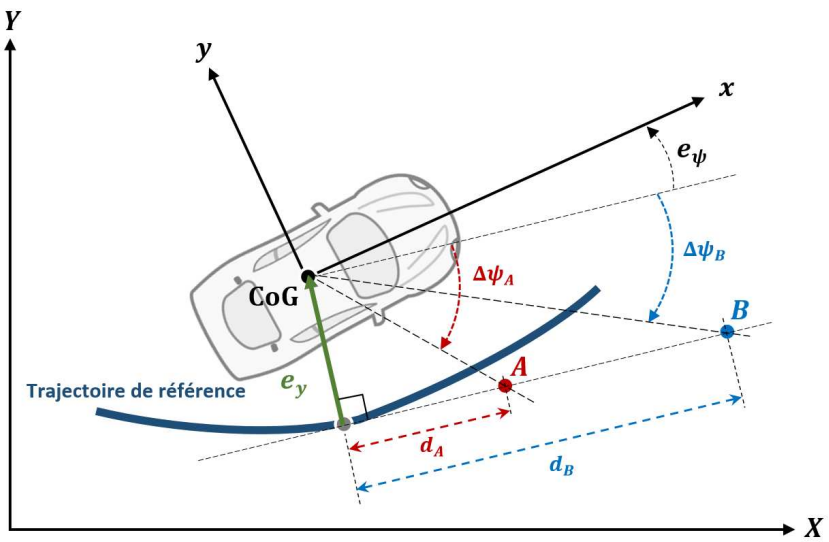

FIGURE 4.8 – Influence de la distance d_{LOS} sur l'angle d'orientation relatif $\Delta\psi$

Il convient de remarquer que, dans l'équation (4.19), l'angle $\Delta\psi$ est ajouté à l'erreur d'orientation e_ψ alors qu'il est soustrait dans l'équation (4.14). Cette différence de signe est due au fait que le rôle de l'angle $\Delta\psi$ dans la nouvelle erreur d'orientation e'_ψ est de compenser l'erreur latérale due à la discontinuité de la trajectoire de référence. Cette compensation peut être adaptée grâce à la distance d_{LOS}. En effet, selon la valeur de cette distance, $\Delta\psi$ peut être plus ou moins significatif comme montré sur la Figure 4.8. Pour une distance d_A où $d_A < d_B$, l'angle $\Delta\psi_A$ est plus grand que l'angle généré $\Delta\psi_B$ pour une distance d_B. Pour cette raison, l'intégration de l'angle $\Delta\psi$ dans le vecteur d'erreur offre un degré de liberté supplémentaire qui sera mis à profit par la suite.

4.4.1 Formulation du problème pour un T_d fixe

Afin d'améliorer les performances du correcteur de guidage latéral fondé sur l'approche dynamique, la référence virtuelle $\Delta\psi$ est introduite dans les équations du modèle d'erreur. À cette fin, il est nécessaire de reformuler la représentation d'état du modèle d'erreur (3.48) en introduisant la version simplifiée (4.15) de l'angle $\Delta\psi$:

$$\Delta\psi = -\frac{e_y}{d} \tag{4.20}$$

Afin d'assurer une adaptation de l'angle $\Delta\psi$ en fonction de la vitesse longitudinale v_x, la distance d'anticipation d est exprimée comme suit :

$$d = v_x T_d \tag{4.21}$$

où $T_d > 0$ est un paramètre lié au temps servant à adapter la distance d. Par conséquent, l'angle $\Delta\psi$ devient :

$$\Delta\psi = -\frac{1}{T_d}\frac{e_y}{v_x} \tag{4.22}$$

En remplaçant e'_ψ par e_ψ dans l'expression de $\dot{e}_y$ (3.46), en utilisant (4.19), (4.22) et le modèle bicyclette (2.45), la représentation d'état du nouveau modèle d'erreur est donnée par :

$$\dot{\xi}'(t) = A'\left(T_d, T_d^2\right)\xi'(t) + B'\left(T_d, T_d^2\right)\delta_f(t) + D'\left(T_d, T_d^2\right)w_{ref}(t) \tag{4.23}$$

avec

$$A'\left(T_d, T_d^2\right) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-a}{mv_x} & \frac{a}{m} & \frac{-b}{mv_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{-b}{I_z v_x} & \frac{b}{I_z} & \frac{-c}{I_z v_x} \end{bmatrix} + \frac{1}{T_d} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\left(1+\frac{b}{mv_x^2}\right) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \left(\frac{a}{mv_x^2} - \frac{c}{I_z v_x^2}\right) & \frac{-a}{mv_x} & \frac{b}{mv_x^2} \end{bmatrix}$$

$$+ \frac{1}{T_d^2} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \left(\frac{1}{v_x} + \frac{b}{mv_x^3}\right) & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B'\left(T_d, T_d^2\right) = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2C_f}{m} \\ 0 \\ \frac{2C_f L_f}{I_z} \end{bmatrix} + \frac{1}{T_d} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{-2C_f}{mv_x} \end{bmatrix}$$

$$D'\left(T_d, T_d^2\right) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{-b}{mv_x} - v_x & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c}{Izv_x} & -1 \end{bmatrix} + \frac{1}{T_d} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1+\frac{b}{mv_x^2} & 0 \end{bmatrix}$$

et $\xi' = \left[e_y, \dot{e}_y, e'_\psi, \dot{e}'_\psi\right]^T$ le vecteur d'état.

Remarquons que par rapport au modèle d'erreur fondé sur l'approche dynamique (3.48), la dynamique du nouveau modèle d'erreur (4.23) contient un terme supplémentaire dépendant du paramètre T_d. La contribution du terme supplémentaire sur la dynamique du nouveau modèle d'erreur peut être pondérée suivant la valeur de T_d. En effet, pour de petites valeurs de T_d, la contribution devient plus importante alors que pour des valeurs assez importantes de T_d, la dynamique du nouveau modèle d'erreur devient équivalente à la dynamique du modèle d'erreur fondé sur l'approche dynamique. La formulation proposée permet donc de généraliser l'approche dynamique.

4.4.2 Conception du correcteur pour un T_d fixe

Le correcteur a pour objectif de stabiliser la dynamique du modèle d'erreur (4.23) afin d'assurer la convergence vers zéro du vecteur d'état ξ' pour un T_d donné. Cependant, comme la dynamique du modèle d'erreur est affectée par w, le correcteur doit également garantir un niveau d'atténuation de w. L'angle de braquage à la roue généré par le correcteur a la même structure que celui du chapitre précédent, à savoir

$$\delta_f(t) = u_{FF}(t) + u_{FB}(t) \tag{4.24}$$

L'action du feed-forward u_{FF} ne dépend pas de T_d et est donc la même que celle donnée par l'équation (4.4) à savoir

$$u_{FF_{CoG}}(t) = \frac{m}{2C_f}\left(\frac{b}{mv_x} + v_x\right)\dot{\psi}_{ref}(t) \tag{4.25}$$

Quant à l'action du retour d'état u_{FB}, elle est donnée par :

$$u_{FB}(t) = -K'\xi'(t) \tag{4.26}$$

avec $K' = [k'_1, k'_2, k'_3, k'_4] \in \mathbb{R}^{1\times 4}$. Le gain du retour d'état est obtenu en résolvant l'ensemble des LMIs (3.25), (3.27), (3.28) pour faire le placement des pôles et assurer un degré de robustesse donné mais en considérant cette fois les nouvelles matrices A', B' et D' pour un T_d donné.

Afin de montrer comment intervient la référence virtuelle $\Delta\psi$, le nouveau gain du retour d'état robuste K' peut être écrit en utilisant (4.19) et (4.22) comme suit :

$$u_{FB}(t) = \left(k'_1 - k_1^{\Delta\psi}\right)e_y(t) + \left(k'_2 - k_2^{\Delta\psi}\right)\dot{e}_y(t) + k'_3 e_\psi(t) + k'_4\dot{e}_\psi(t) \tag{4.27}$$

où $k_1^{\Delta\psi} = k'_3/(v_x T_d)$ et $k_2^{\Delta\psi} = k'_4/(v_x T_d)$. On observe à partir de cette équation que la référence virtuelle $\Delta\psi$ apparaît dans l'action de retour d'état à travers les termes $k_1^{\Delta\psi}$ et $k_2^{\Delta\psi}$. Au moyen de ces deux termes, le gain de retour d'état peut être adapté pour éviter la génération d'un grand angle de braquage dû à la discontinuité de la trajectoire de référence. En effet, en présence d'une grande erreur latérale, les termes $k_1^{\Delta\psi}$ et $k_2^{\Delta\psi}$ diminuent la valeur des termes totaux $k'_1 - k_1^{\Delta\psi}$ et $k'_2 - k_2^{\Delta\psi}$ liés à l'erreur latérale et à sa dynamique. Par conséquent, l'angle de braquage généré peut être alors modifié de cette manière.

Il est toutefois important d'analyser la contribution des termes $k_1^{\Delta\psi}$ et $k_2^{\Delta\psi}$ afin d'éviter un

changement de signe dans les termes totaux $k_1' - k_1^{\Delta\psi}$ et $k_2' - k_2^{\Delta\psi}$. En effet, un changement des signes génère un phénomène indésirable de changement dans le sens de rotation du véhicule. Remarquons que la contribution des termes $k_1^{\Delta\psi}$ et $k_2^{\Delta\psi}$ dépend de la valeur de la référence virtuelle $\Delta\psi$ à travers la valeur de T_d. Nous proposons alors d'utiliser les valeurs de gains k_1, k_2, k_3 et k_4 issus d'une synthèse classique du correcteur par une approche dynamique (4.5) comme point de départ. A partir des gains du retour d'état robuste de l'approche dynamique (4.5), il devient alors possible de quantifier les valeurs de T_d évitant un changement de signe dans les termes totaux $k_1' - k_1^{\Delta\psi}$ et $k_2' - k_2^{\Delta\psi}$ à partir de $k_1^{\Delta\psi}$ et $k_2^{\Delta\psi}$. Ainsi, une contribution significative de $\Delta\psi$ est donnée par

$$T_d^{min} = \max\left(\frac{|k_3|}{v_x|k_1|}, \frac{|k_4|}{v_x|k_2|}\right) \tag{4.28}$$

et une contribution négligeable est donnée pour

$$T_d^{max} = 10\, T_d^{min} \tag{4.29}$$

4.4.3 Tests de simulation pour un T_d constant

Afin de montrer l'influence de T_d sur les performances du correcteur proposé, deux correcteurs sont conçus pour deux valeurs différentes de T_d à une vitesse constante $v_x = 54\,km/h\,(15\,m/s)$. Le premier correcteur est conçu pour une grande valeur T_d^{max} tandis que le second est conçu pour une petite valeur T_d^{min}. La comparaison des performances obtenues par chaque correcteur est effectuée à travers des tests de simulation. Pour les deux valeurs T_d, l'action du feed-forward $u_{FF}(t)$ est donnée par l'équation (4.4). Un retour d'état robuste est calculé pour chaque valeur de T_d afin de placer les pôles en boucle fermée du modèle d'erreur (4.23) dans la même région déjà utilisée dans la Section 4.2.

Au moyen des équations (4.28), (4.29) et des coefficients déjà calculés du gain du correcteur issue de l'approche dynamique (4.6), les valeurs de T_d obtenues sont :

$$T_d^{min} = 0.4\,s \tag{4.30a}$$

$$T_d^{max} = 4\,s \tag{4.30b}$$

En considérant la grande valeur $T_d^{max} = 4\,s$, le gain de retour d'état obtenu est :

$$K' = [0.3614, \quad 0.0170, \quad 2.0276, \quad 0.0921] \tag{4.31}$$

avec

$$Q = \begin{bmatrix} 0.0176 & -0.0495 & -0.0041 & 0.0140 \\ -0.0495 & 0.2615 & 0.0093 & -0.0585 \\ -0.0041 & 0.0093 & 0.0020 & -0.0095 \\ 0.0140 & -0.0585 & -0.0095 & 0.1048 \end{bmatrix} \tag{4.32}$$

Comme attendu, pour une grande valeur T_d^{max}, le gain du retour d'état obtenu (4.31) est similaire au gain du retour d'état robuste obtenu par l'approche dynamique (4.6).

Pour la petite valeur $T_d^{min} = 0.4\,s$, le gain du retour d'état robuste obtenu est :

$$K' = [0.4269, \quad 0.0173, \quad 2.0820, \quad 0.1258] \tag{4.33}$$

avec

$$Q = \begin{bmatrix} 0.1969 & -0.5581 & -0.0499 & 0.1692 \\ -0.5581 & 3.2375 & 0.1238 & -0.8857 \\ -0.0499 & 0.1238 & 0.0233 & -0.1051 \\ 0.1692 & -0.8857 & -0.1051 & 1.2547 \end{bmatrix} \tag{4.34}$$

Il est possible de remarquer que le gain du retour d'état (4.33) est différent de celui de (4.31) modifiant ainsi les performances dynamiques du système en boucle fermée.

Afin d'évaluer leurs performances dynamiques, deux tests pour $T_d^{max} = 4\,s$ et $T_d^{min} = 0.4\,s$ effectués à vitesse constante avec une trajectoire de référence discontinue sont proposés ci-après. L'objectif des tests est de montrer d'une part comment l'approche proposée fait face à la discontinuité de la trajectoire de référence et de montrer d'autre part l'influence de T_d sur les performances du correcteur. Les Figures 4.9 et 4.10 montrent les résultats de la simulation en utilisant T_d^{max} et T_d^{min}.

Il convient de remarquer que les résultats obtenus par le correcteur conçu pour $T_d^{max} = 4\,s$ sont similaires à ceux obtenus par l'approche dynamique (voir les Figures précédentes 4.4, 4.5). En effet, comme le montre la figure 4.10, la référence virtuelle calculée $\Delta\psi$ est faible comparativement à l'erreur d'orientation et n'a pratiquement aucun effet sur la dynamique du modèle d'erreur. D'autre part, l'angle $\Delta\psi$ calculé pour $T_d^{min} = 0.4\,s$ est significatif et compense la grande

erreur latérale. Par conséquent, l'angle au volant généré est moins grand et reste dans la plage normale de fonctionnement (c'est-à-dire sans saturer l'actionneur).

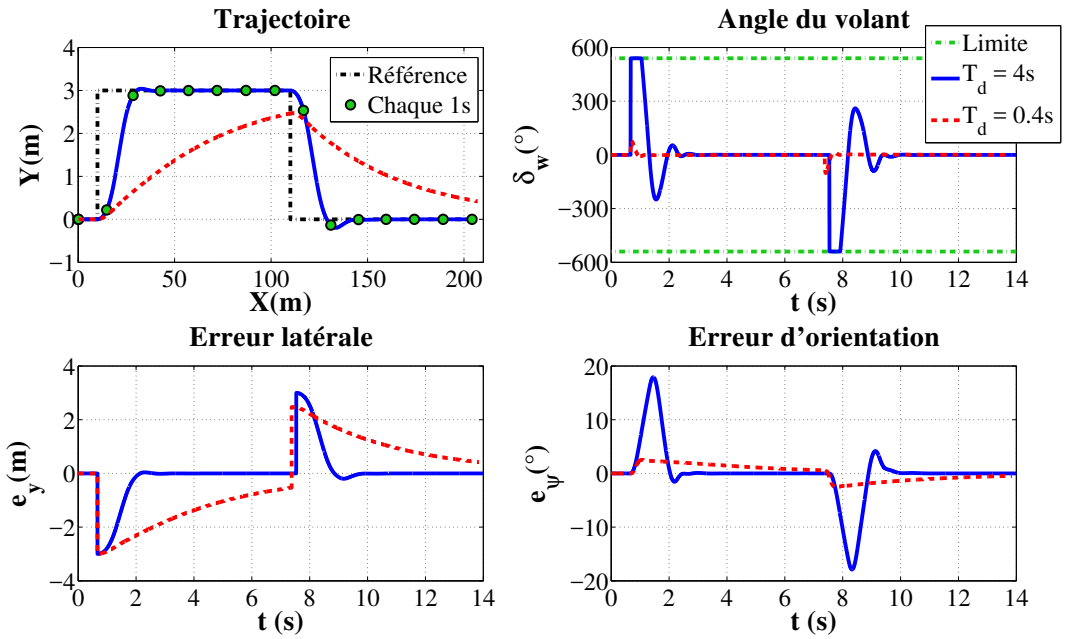

FIGURE 4.9 – Résultats des tests pour $T_d = 4\,s$ et $T_d = 0.4\,s$

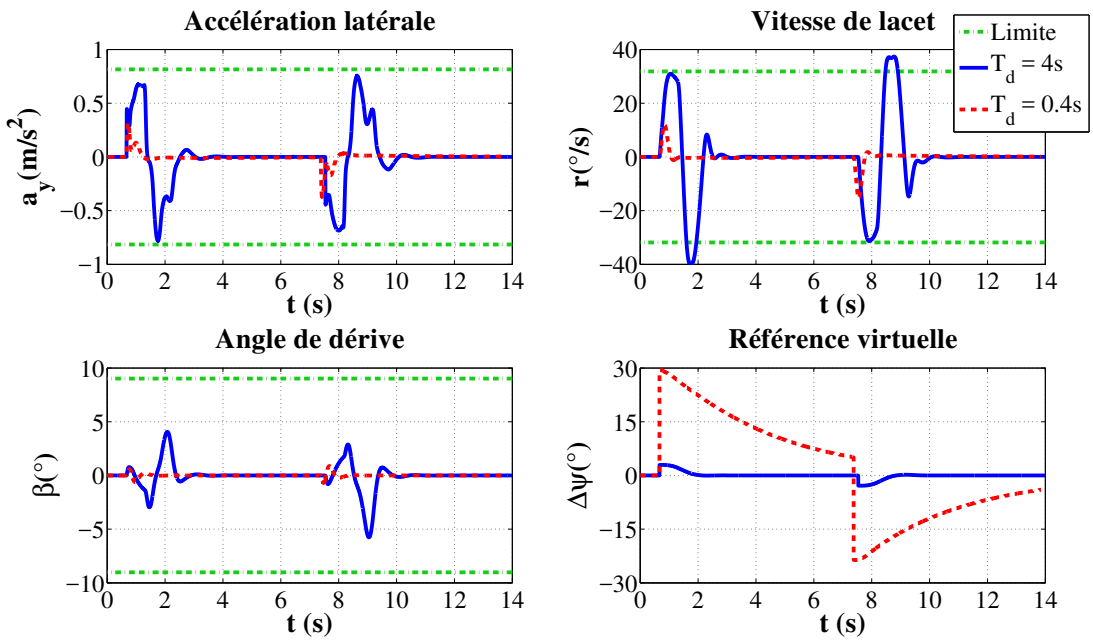

FIGURE 4.10 – Variations des variables dynamiques du véhicule et du LOS pour $T_d = 4\,s$ et $T_d = 0.4\,s$

La vitesse du lacet, l'angle de dérive du véhicule et l'accélération latérale sont assez faibles et restent admissibles ($|\dot{\psi}| \leq 12°/s$, $|\beta| \leq 1°$ et $|a_y| \leq 0.3g$) assurant la manœuvrabilité du véhicule. Néanmoins, en raison de la grande valeur de la référence virtuelle, les erreurs de suivi de trajectoire convergent plus lentement.

En conclusion de ces tests, le paramètre T_d peut être utilisé comme degré de liberté pour combiner l'approche dynamique avec l'algorithme géométrique LOS. Suivant la valeur de T_d, la référence virtuelle peut modifier les performances dynamique du guidage latéral. Pour une grande valeur T_d^{max}, l'approche de guidage proposée offre les mêmes performances que celles obtenues par l'approche dynamique. D'un autre côté, pour une petite valeur T_d^{min}, la référence virtuelle compense bien l'effet de la trajectoire de référence discontinue mais la convergence des erreurs de suivi devient plus lente. Afin de réduire l'effet de la discontinuité de la trajectoire de référence et tout en améliorant la convergence des erreurs de suivi, une loi d'adaptation T_d en ligne est proposée dans la section suivante.

4.5 Conception de l'approche unifiée de guidage pour un T_d variable

L'intérêt de la référence virtuelle Δ_ψ à travers T_d a été mis en lumière au cours de la section précédente. Il peut être néanmoins nécessaire de proposer un mécanisme visant à modifier la valeur de T_d en temps réel tout en garantissant la stabilité de la boucle fermée. L'objectif de cette section est donc de réaliser la conception de la loi de commande unifiée en prenant en compte l'adaptation de T_d dans un intervalle $[T_d^{min}, T_d^{max}]$ dont les bornes sont définies par les équations (4.28) et (4.29).

La synthèse est effectuée à partir du modèle d'erreur (4.23) mais en considérant T_d comme un paramètre variant. Dans le modèle d'erreur de suivi de trajectoire (4.23), deux paramètres faisant intervenir la variation de T_d de manière affine :

$$\rho_1(t) = \frac{1}{T_d} \in \left[\underline{\rho}_1, \overline{\rho}_1\right] \tag{4.35a}$$

$$\rho_2(t) = \frac{1}{T_d^2} \in \left[\underline{\rho}_2, \overline{\rho}_2\right] \tag{4.35b}$$

doivent être maintenant pris en compte.

L'idée consiste à transformer le modèle initial (4.23) en une forme polytopique de la forme :

$$\dot{\xi}'(t) = \sum_{i=1}^{N=4} \mu_i(\rho(t)) \left[A'_i \xi'(t) + B'_i u_{FB}(t) + D'_i w_{ref}(t)\right] \tag{4.36}$$

à l'aide de la transformation convexe déjà exposée au cours du Chapitre 3. Dans le modèle polytopique (4.36), les termes μ_i représentent les fonctions de pondération respectant les contraintes de somme convexe (3.36) et (3.37) avec $\rho(t) = [\rho_1(t), \rho_2(t)]$ le vecteur contenant les paramètres variants dans le temps (4.35).

Après certaines manipulations mathématiques, les matrices A'_i, B'_i et D'_i obtenues sont données par :

$$\begin{aligned}
A'_1 &= A'(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}), \quad A'_2 = A'(\overline{\rho_1}, \underline{\rho_2}), \quad A'_3 = A'(\underline{\rho_1}, \overline{\rho_2}), \quad A'_4 = A'(\underline{\rho_1}, \underline{\rho_2}) \\
B'_1 &= B'(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}), \quad B'_2 = B'(\overline{\rho_1}, \underline{\rho_2}), \quad B'_3 = B'(\underline{\rho_1}, \overline{\rho_2}), \quad B_4 = B(\underline{\rho_1}, \underline{\rho_2}) \\
D'_1 &= D'(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}), \quad D'_2 = D'(\overline{\rho_1}, \underline{\rho_2}), \quad D'_3 = D'(\underline{\rho_1}, \overline{\rho_2}), \quad D'_4 = D'(\underline{\rho_1}, \underline{\rho_2})
\end{aligned}$$

La stratégie de guidage est globalement la même que celle déjà utilisée, à savoir, un régulateur de la forme :

$$\delta_f(t) = u_{FF}(t) + u_{FB}(t) \tag{4.37}$$

L'action du feed-forward u_{FF} est indépendante du paramètre T_d et est utilisée afin d'éliminer l'impact de la vitesse du lacet désirée sur la dynamique des erreurs latérales $\dot{e}_y$. Elle est la même que celle déjà proposée par l'équation (4.4).

Compte tenu de l'action de feed-forward, le modèle polytopique (4.36) devient :

$$\dot{\xi}'(t) = \sum_{i=1}^{N=4} \mu_i(\rho(t)) \left[A'_i \xi'(t) + B'_i u_{FB}(t) + D''_i w_{ref}(t)\right] \tag{4.38}$$

avec

$$D''_1 = D''(\overline{\rho_1}, \overline{\rho_2}), \quad D''_2 = D''(\overline{\rho_1}, \underline{\rho_2}), \quad D''_3 = D''(\underline{\rho_1}, \overline{\rho_2}), \quad D''_4 = D''(\underline{\rho_1}, \underline{\rho_2})$$

et D'' donné par :

$$D''(T_d, T_d^2) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c}{I_z v_x} + \frac{L_f m}{I_z}\left(\frac{b}{m v_x} + v_x\right) & -1 \end{bmatrix} + \frac{1}{T_d} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 + \frac{b}{m v_x^2} & 0 \end{bmatrix}$$

Le retour d'état robuste vise à garantir une convergence exponentielle du vecteur d'état ξ' vers zéro et à assurer un niveau d'atténuation du vecteur w_{ref}. L'action du retour d'état robuste est la même que celle définie dans (4.5). En appliquant ce dernier, le modèle polytopique (4.38) en boucle fermée devient :

$$\dot{\xi}'(t) = \sum_{i=1}^{N=4} \mu_i(\rho(t)) \left[\left(A_i' - B_i' K\right) \xi'(t) + D_i'' w_{ref}(t) \right] \tag{4.39}$$

Le correcteur garantissant un taux de convergence de décroissance α et un niveau d'atténuation γ est conçu à l'aide des mêmes outils LMI déjà présentés en considérant cette fois-ci les quatre sous-modèles (A_i', B_i', D_i'') et les mêmes régions utilisées dans la Section ssc chap 4 Correcteur du guidage latéral. Il est ainsi possible d'assurer la stabilité du modèle polytopique (4.39) en boucle fermée pour toute valeur de $T_d \in \left[T_d^{min}, T_d^{max}\right]$.

4.5.1 Loi d'adaptation de T_d

Les performances du guidage dynamique peuvent être modifiées en fonction de la référence virtuelle $\Delta\psi$ à travers le terme T_d. En effet, pour une petite valeur de T_d, la référence virtuelle $\Delta\psi$ est significative et permet d'atténuer l'impact de la discontinuité de la trajectoire de référence, mais au détriment de la vitesse de convergence des erreurs de suivi. En revanche, pour une grande valeur de T_d, la convergence des erreurs de suivi est améliorée, mais au détriment des performances latérales du véhicule à cause de l'angle de braquage important généré (coup de volant).

Afin de fournir une référence virtuelle adaptée diminuant l'impact de la discontinuité de la trajectoire de référence et améliorant la convergence des erreurs de suivi, la loi d'adaptation de T_d en ligne est proposée :

$$T_d = \begin{cases} -\alpha_t |e_y| + \overline{T_d} & \text{si} \quad |e_y| \leq e_y^{max}, \\ \\ \underline{T_d} & \text{sinon} \end{cases} \tag{4.40}$$

où α_t est la pente d'adaptation donnée par :

$$\alpha_t = \frac{\overline{T_d} - \underline{T_d}}{e_y^{max}} \tag{4.41}$$

avec e_y^{max} la valeur maximale admissible de l'erreur latérale générée par la discontinuité et, $\overline{T_d}$ et $\underline{T_d} \in [T_d^{min}, T_d^{max}]$ tels que $\overline{T_d} > \underline{T_d}$. L'allure de cette loi d'adaptation est présentée sur la Figure 4.11 pour deux valeurs de $\overline{T_d}$.

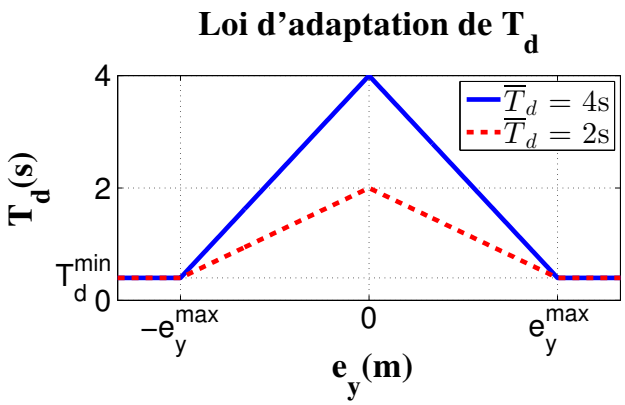

FIGURE 4.11 – Loi d'adaptation de T_d en fonction de e_y

La fonction d'adaptation (4.40) assure une variation de T_d toujours comprise dans l'intervalle $[T_d^{min}, T_d^{max}]$ pour n'importe quelle valeur de e_y. De cette façon, les paramètres variants dans le temps (4.35) sont toujours bornés et l'hypothèse de somme convexe (3.36) est toujours respectée.

Il convient de remarquer par ailleurs que la pente d'adaptation α_t peut être modifiée via $\overline{T_d}$ et $\underline{T_d}$ permettant de cette façon d'adapter la référence virtuelle $\Delta\psi$. En effet, une petite valeur de $\underline{T_d}$ garantit une bonne compensation de la discontinuité de la trajectoire, tandis qu'une grande valeur de $\overline{T_d}$ garantit une bonne convergence des erreurs de suivi. Dans cette étude, la compensation d'une erreur latérale importante est favorisée en définissant $\underline{T_d} = T_d^{min}$ et la convergence des erreurs de suivi est adaptée via $\overline{T_d}$, comme montré sur la Figure 4.11.

4.5.2 Validation de l'approche de guidage unifiée avec une loi d'adaptation T_d en ligne

Différents tests de simulation sont effectués pour évaluer les performances de l'approche de guidage latéral unifiée en considérant la loi de variation de T_d.

4.5.2.1 Évaluation des performances du correcteur par rapport à la pente d'adaptation avec une trajectoire de référence discontinue

Afin d'évaluer les performances du correcteur proposé par rapport à la pente d'adaptation α_t, deux simulations sont effectuées à vitesse constante $v_x = 15m/s$ en considérant deux pentes d'adaptation. Pour les deux pentes d'adaptation, $\underline{T_d}$ est identique ($\underline{T_d} = T_d^{min} = 0.4s$) et $\overline{T_d}$ est modifié en choisissant $\overline{T_d} = T_d^{max} = 4s$ pour le premier test et $\overline{T_d} = T_d^{max}/2$ pour le second. La même trajectoire de référence discontinue (4.2) précédemment présentée est utilisée ici.

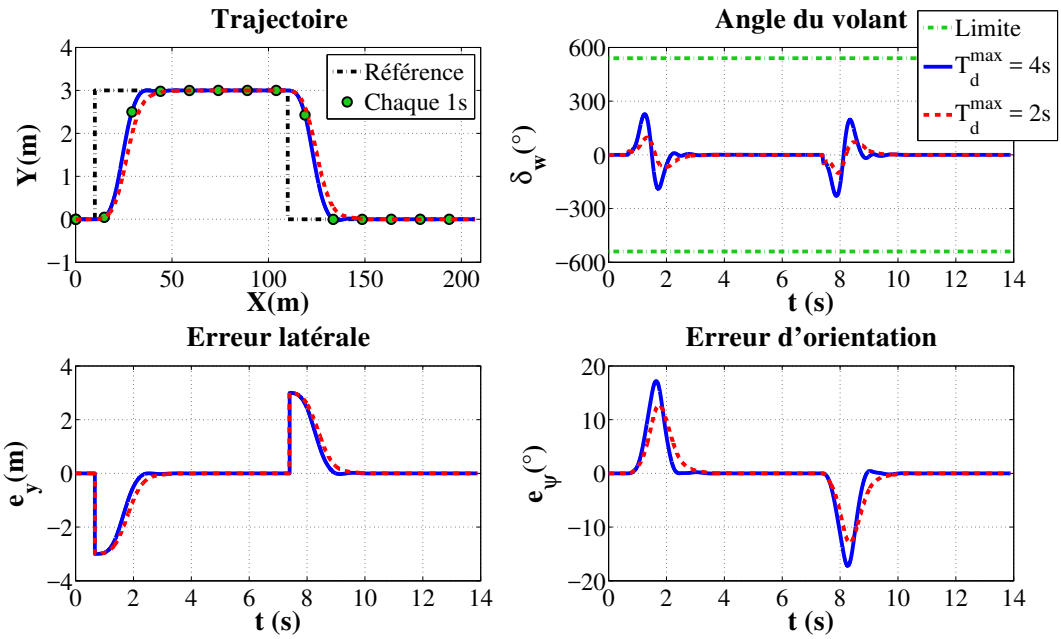

FIGURE 4.12 – Résultats de l'approche de guidage unifiée avec la loi d'adaptation de T_d en ligne

L'action du feed-forward $u_{FF}(t)$ reste inchangée et le retour d'état robuste est calculé pour $T_d \in [T_d^{min}, T_d^{max}]$ en considérant la même région du plan complexe présentée dans la section précédente. La synthèse du gain du retour d'état est effectuée en considérant l'intervalle le plus grand de variation de T_d soit $[0.4, 4]$. Le gain obtenu est donné par :

$$K' = [0.4840, \quad 0.0315, \quad 2.3436, \quad 0.1356] \tag{4.42}$$

avec

$$Q = \begin{bmatrix} 0.1713 & -0.5151 & -0.0418 & 0.1630 \\ -0.5151 & 3.2449 & 0.0859 & -0.7360 \\ -0.0418 & 0.0859 & 0.0207 & -0.1001 \\ 0.1630 & -0.7360 & -0.1001 & 1.3017 \end{bmatrix} \tag{4.43}$$

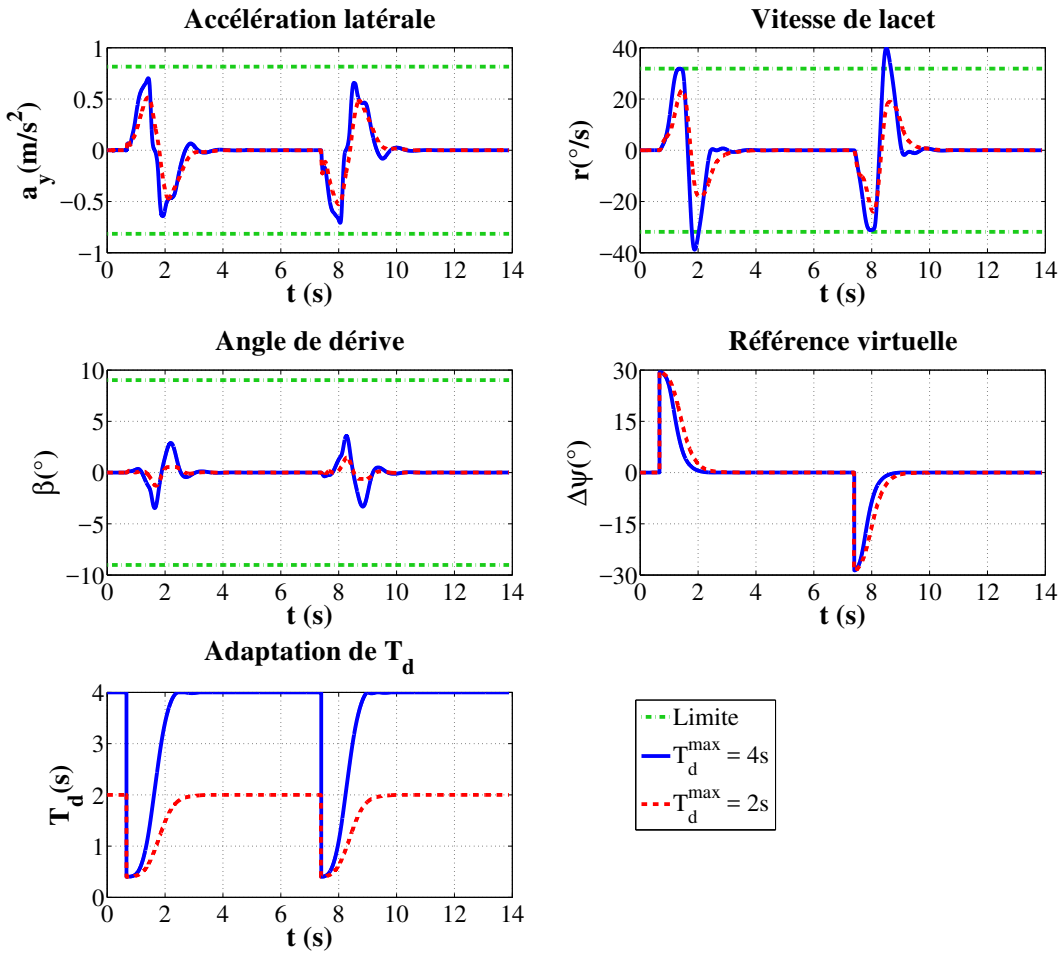

FIGURE 4.13 – Variations des variables dynamique du véhicule avec la loi d'adaptation de T_d en ligne

Il convient de souligner que ce gain garantit la stabilité du système en boucle fermée quelle que soit la variation de T_d à condition quelle reste dans l'intervalle choisi. Ainsi, pour les deux pentes d'adaptation, un seul correcteur est conçu pour $T_d \in [T_d^{min}, T_d^{max}]$ sans avoir besoin donc de synthétiser un correcteur pour chaque pente d'adaptation. Ceci offre un degré de liberté pour

adapter les performances du correcteur en fonction de la situation rencontrée et de considérer d'autres lois d'adaptation.

Les Figures 4.12 et 4.13 montrent les résultats de la simulation obtenus avec les deux pentes d'adaptation. Il est possible d'observer que l'angle du volant δ_w généré reste dans la plage linéaire de fonctionnement (c'est-à-dire sans saturer l'actionneur) pour les deux pentes d'adaptation. En effet, une référence virtuelle est générée pour les deux pentes d'adaptation afin de limiter l'impact de la discontinuité de la trajectoire de référence. De plus, la référence virtuelle est bien adaptée en améliorant la convergence des erreurs de suivi. Dans le cas de la pente d'adaptation calculée pour $\overline{T_d} = 2\,s$, la vitesse du lacet, l'accélération latérale et l'angle de dérive du véhicule restent admissibles conformément aux indicateurs de manoeuvrabilité. Toutefois, dans le cas de $\overline{T_d} = 4\,s$, l'accélération latérale et l'angle de dérive du véhicule restent admissibles, mais la vitesse du lacet dépasse la limite.

En conclusion de ces deux tests, une référence virtuelle adaptée est générée afin de compenser la discontinuité de la trajectoire de référence et d'éviter une saturation de l'angle au volant. Selon la pente d'adaptation, la convergence des erreurs de suivi peut être plus ou moins rapide mais au détriment de la dynamique latérale du véhicule.

4.5.3 Évaluation des performances du correcteur avec une trajectoire de référence continue

Afin d'évaluer les performances du correcteur proposé en considérant une trajectoire de référence continue (situation conventionnelle de conduite), un test en simulation est effectué à vitesse constante $v_x = 15\,m/s$ avec une pente d'adaptation pour $\overline{T_d} = 2\,s$.

Les Figures 4.14 et 4.15 montrent les résultats de la simulation du test. Il est possible d'observer que pour une trajectoire de référence continue, la valeur de T_d reste constante et égale à $\overline{T_d}$. Par conséquent, l'angle $\Delta\psi$ généré est relativement petit et n'a aucun effet sur la dynamique du modèle d'erreur. Le correcteur fournit ainsi les mêmes performances que celles obtenues par le correcteur de l'approche dynamique en matière de suivi.

En conclusion, nous pouvons constater que l'approche de guidage unifiée est en mesure de suivre des trajectoires continues aussi bien que des trajectoires comportant une discontinuité dans la position.

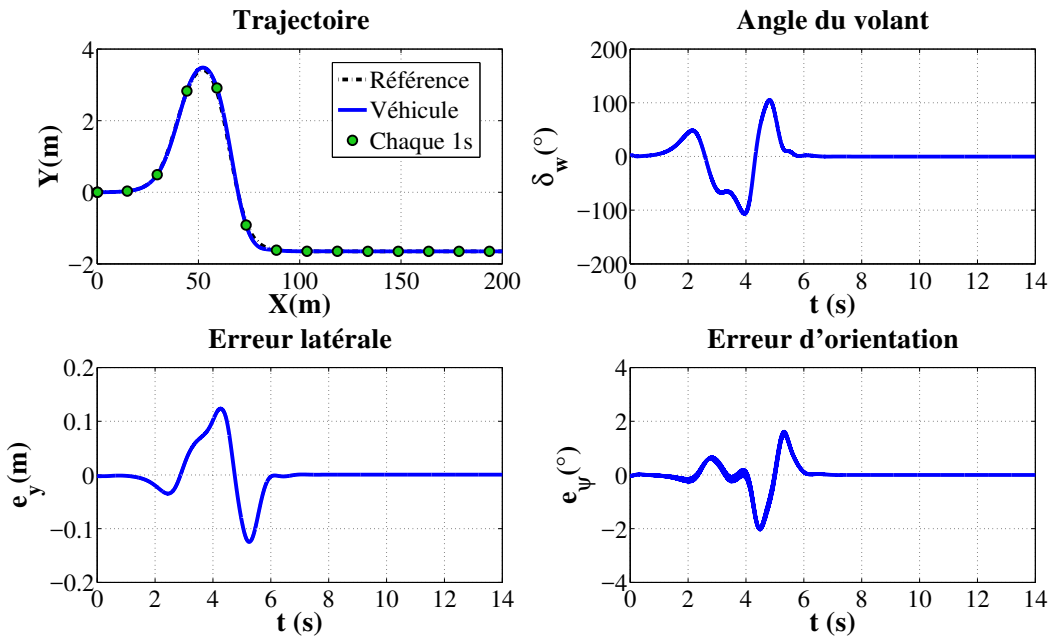

FIGURE 4.14 – Résultats de l'approche de guidage unifiée avec la loi d'adaptation de T_d en ligne avec trajectoire continue

4.6 Conclusion

La prise en compte de la discontinuité de la trajectoire de référence constitue un défi majeur pour le guidage latéral autonome. En effet, les performances du correcteur du guidage latéral peuvent se dégrader en présence d'une discontinuité dans la trajectoire de référence. Plusieurs types de discontinuités peuvent apparaître dans la trajectoire de référence et peuvent être catégorisés comme une discontinuité dans la position, l'orientation et/ou la courbure.

Dans ce chapitre, l'étude s'est restreinte à une discontinuité dans la position en considérant un angle d'orientation désiré constant. Bien que limité, ce type de discontinuité peut être fréquemment rencontré dans des situations non conventionnelles de conduite, en particulier lors d'un double changement de voie sur une route droite ou l'évitement d'un obstacle. Afin de proposer une solution à ce problème, une approche unifiée de guidage a été proposée. Cette approche prend comme point de départ la stratégie dynamique de guidage mais intègre dans sa formulation une approche géométrique (l'algorithme LOS). L'approche est dite unifiée dans la mesure où la valeur du terme T_d permet de retrouver les caractéristiques d'une approche de guidage dynamique classique. Des exemples de simulation montrent comment cette approche unifiée permet d'atténuer l'impact de la discontinuité de la trajectoire.

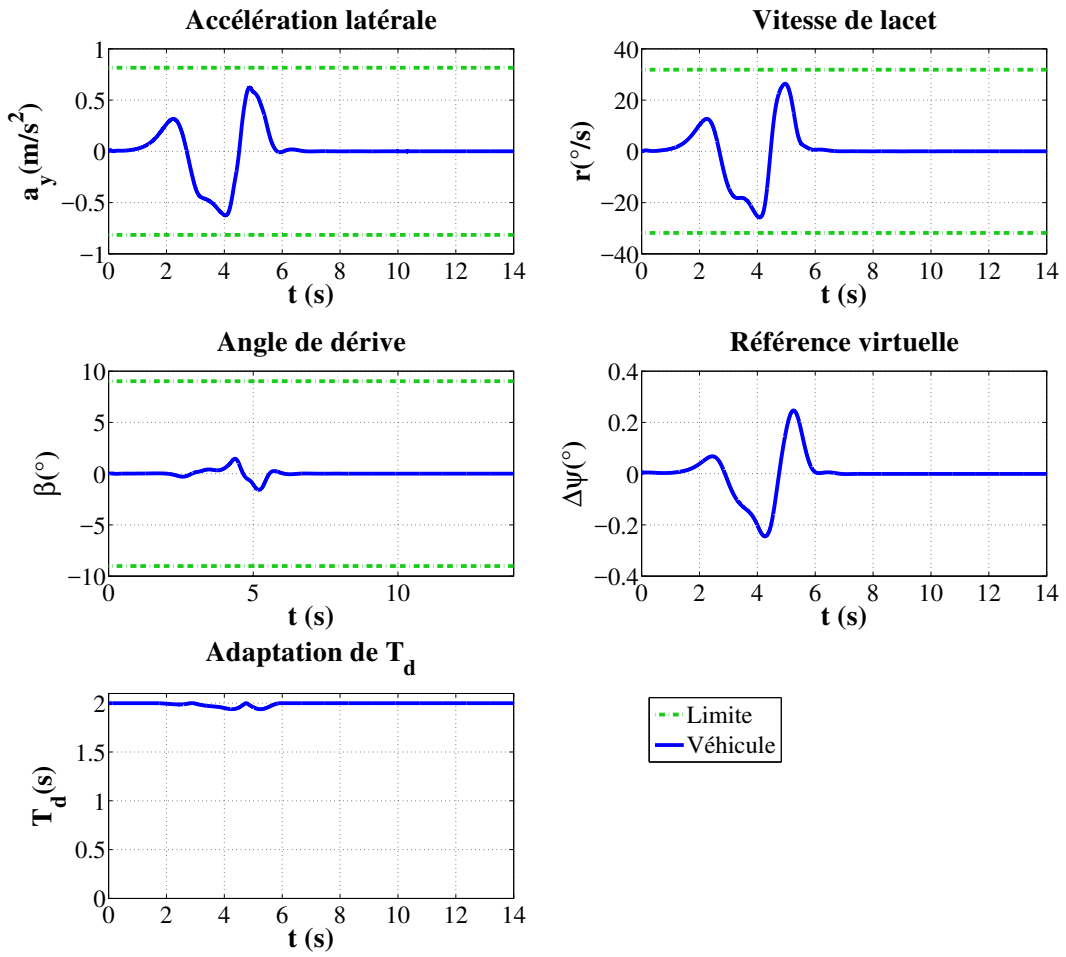

FIGURE 4.15 – Variations des variables dynamique du véhicule avec la loi d'adaptation de T_d en ligne avec une trajectoire continue

L'approche unifiée proposée offre des perspectives intéressantes pour le guidage d'un véhicule autonome et en particulier à la prise en compte de la présence d'autres types de discontinuités (orientation et/ou courbure) de façon à améliorer ses performances globales de guidage. Une extension possible pour élargir le domaine de fonctionnement consiste à considérer la vitesse comme un paramètre variant dans le temps. Cette extension peut être réalisée aussi grâce à l'approche polytopique employée.

Chapitre 5

Guidage d'urgence et Stabilisation

Sommaire

5.1 Introduction 133

5.2 Généralités sur l'allocation de commande 135

5.2.1 Formulation du problème d'allocation de commande 136

5.2.2 Application au freinage différentiel d'un véhicule 139

5.3 Guidage d'urgence pour un véhicule autonome 140

5.3.1 Génération de la référence d'urgence 142

5.3.2 Correcteur du guidage d'urgence (CGU) 148

5.3.3 Validation en simulation 153

5.4 Détection de la perte de stabilité latérale par une combinaison multi-critères 155

5.4.1 Critères de stabilité latérale 156

5.4.2 Combinaison multi-critères 163

5.4.3 Conception du système de stabilisation actif 167

5.4.4 Validation en simulation 168

5.5 Conclusion 170

5.1 Introduction

Dans ce dernier chapitre, deux problèmes liés à la conduite en situations non conventionnelles sont abordés. Il s'agit du problème lié au guidage d'urgence quand l'actionneur de la colonne de direction est défaillant et et celui lié à la stabilisation latérale du véhicule lors d'une situation critique de conduite.

Le problème de guidage d'urgence constitue un défi à relever pour garantir la sécurité des occupants du véhicule en cas de défaillance de l'organe principal de commande. Ce problème semble peu traité dans la littérature. Un arrêt du véhicule, en particulier sur auto-route, peut générer une situation dangereuse pour les autres usagers de la route. L'idée est alors d'effectuer une manoeuvre de guidage sur quelques mètres de façon à positionner le véhicule dans une zone sûre par exemple sur la bande d'arrêt d'urgence. Pour ce faire, nous proposons d'utiliser comme actionneurs les freins du véhicule qui sont en mesure de générer un moment de lacet au CoG par une gestion adéquate de leur capacité de freinage. L'objectif est alors de concevoir une architecture globale de guidage d'urgence comportant les niveaux de génération de trajectoire et de commande afin de guider (commande latérale) et arrêter (commande longitudinale) le véhicule. L'une des difficultés pour concevoir une telle stratégie de commande provient de l'utilisation des mêmes actionneurs pour remplir les deux objectifs de commande, à savoir, le guidage latéral et la commande longitudinale pour arrêter le véhicule. Il devient alors nécessaire de s'intéresser au niveau lié à la génération de trajectoire de façon à générer sans conflit la trajectoire à suivre et le profil de vitesse approprié. Un mécanisme de gestion de ces conflits doit être aussi développé.

La deuxième partie du chapitre est consacrée à l'analyse des critères de stabilité latérale d'un véhicule. Ce sujet est particulièrement intéressant dans un contexte de conduite autonome dans une situation non conventionnelle de conduite. En effet, dans certaines situations le véhicule peut perdre sa stabilité latérale, déraper et sortir de sa trajectoire. Afin de faire face à ce type de situations, des systèmes de sécurité actifs de contrôle de la trajectoire (ESP (Electronic Stability Program), VDC (Vehicle Dynamic Control), VSA (Vehicle Stability Assist), etc.) sont devenus obligatoires depuis novembre 2014 pour tous les véhicules commercialisés en Europe. Toutefois, l'action de ces systèmes doit être déclenchée au bon moment à l'aide d'un mécanisme de supervision. Or, ce déclenchement dépend fortement du type de critère utilisé par le superviseur afin de prendre une décision. Il existe un grand nombre de critères, généralement utilisés d'une façon individuelle, permettant d'évaluer la perte de stabilité latérale d'un véhicule [Kiencke et Nielsen, 2005, Porcel, 2003, Rajamani, 2012]. Ainsi, le but de cette deuxième partie du chapitre est de présenter une démarche permettant de classer ces critères à partir de leurs performances afin de leur attribuer une notation [Gasmi, 2018]. Cette notation est ensuite exploitée afin de mettre en place un mécanisme combinant judicieusement ces critères. Le but recherché est d'améliorer la décision prise par le superviseur pour déclencher le système de sécurité.

Le dénominateur commun aux solutions proposées est l'utilisation d'un moment de lacet

stabilisant capable de satisfaire les deux objectifs de commande (guidage ou stabilisation). Ce moment de lacet est généré dans les deux situations traitées à l'aide d'un freinage différentiel. Dans les deux cas, une architecture de commande hiérarchisée est développée. Cette architecture de commande comporte les niveaux de perception, de génération de référence et de commande. Un niveau supplémentaire dit d'allocation de commande est cependant introduit dans le module de commande de façon à gérer le freinage différentiel. En effet, le moment de lacet stabilisant désiré pour le guidage ou la stabilisation du véhicule peut être généré physiquement à partir d'une multitude de combinaisons possibles des actions individuelles des freins disponibles. Le même effet global de commande, le moment de lacet, peut être alors obtenu à travers différentes combinaisons des actionneurs. L'objectif de l'allocation de commande est de trouver une combinaison optimale prenant en compte différentes contraintes [Alberding et al., 2009, Johansen et Fossen, 2013].

Après une courte introduction sur les techniques d'allocation de commande au cours de la Section 5.2, un exemple d'application au freinage différentiel d'un véhicule est présenté. Cette formulation d'allocation de commande est ensuite utilisée pour traiter deux situations non conventionnelles de conduite. La première porte sur le guidage d'urgence quand l'actionneur de la colonne est défaillant dans la Section 5.3. La seconde concerne la stabilisation latérale à l'aide d'un système de sécurité actif en utilisant comme mécanisme déclencheur une combinaison de différents critères dans la Section 5.4. Des exemples de simulation sont proposés dans chaque section et une conclusion globale est proposée à la fin du chapitre.

5.2 Généralités sur l'allocation de commande

Les systèmes sur-actionnés sont largement rencontrés dans les applications industrielles telles que l'aéronautique, la marine, l'automobile, etc. Ces systèmes sont caractérisés principalement par le fait qu'ils sont pourvus de plusieurs actionneurs pour réaliser une action globale de commande désirée.

L'utilisation de plusieurs actionneurs introduit la notion de redondance permettant une reconfiguration des actionneurs en cas de défaillance de façon à toujours générer l'action globale de commande désirée. Cependant, la conception d'une stratégie de commande pour ce type de systèmes sur-actionnés peut être très délicate à réaliser car la contribution de chaque actionneur doit être prise en considération pour accomplir la tâche globale. Il convient aussi de remarquer

qu'il peut exister une multitude de combinaisons pour prendre en compte la contribution de chaque actionneur.

La mise en place d'une architecture de commande hiérarchisée constitue un moyen intéressant afin de surmonter ce problème. Cette architecture comporte d'une façon générale deux niveaux de commande permettant de séparer la tâche de commande de la tâche de distribution de l'effort calculé par le correcteur. Cette hiérarchisation permet ainsi de réduire la complexité du problème lié à la synthèse de la loi de commande.

Le commande haut niveau permet de générer l'action de commande globale désirée (p. ex. un moment de lacet à appliquer au CoG du véhicule). Cette action globale est ensuite distribuée, par la commande bas niveau, sur l'ensemble des actionneurs disponibles de façon à accomplir l'objectif de commande. La distribution de l'action de commande est réalisée à l'aide d'un niveau intermédiaire dit d'allocation de commande [Alberding et al., 2009, Johansen et Fossen, 2013]. Une courte introduction au problème d'allocation de commande est proposée dans la première partie de cette section. La deuxième partie illustre, à travers un exemple concret, l'application de ces principes dans le domaine du véhicule.

5.2.1 Formulation du problème d'allocation de commande

Soit le système linéaire multi-variable de la forme :

$$\dot{x} = Ax + B_u u \tag{5.1a}$$

$$y = Cx \tag{5.1b}$$

avec $A \in \mathbb{R}^n$, $B_u \in \mathbb{R}^{n\times m}$, $C \in \mathbb{R}^{p\times n}$, $x \in \mathbb{R}^n$ le vecteur d'état, $y \in \mathbb{R}^p$ le vecteur de sortie et $u \in \mathbb{R}^m$ l'entrée de commande du système.

Le système multi-variable (5.1) est dit sur-actionné quand le nombre d'entrée m est supérieur au nombre de sortie ($m > p$). Il existe donc un nombre supérieur de signaux d'entrées permettant d'effectuer la commande des signaux de sorties. Pour ce type de système, les techniques de commande multi-variable classiques peuvent fournir un grand nombre, voire une infinité, de solutions possibles de commande suivant comment les signaux d'entrée sont combinés. Le problème de synthèse de la loi de commande devient alors délicat pour obtenir l'effet global désiré.

Afin de trouver une solution optimale parmi les solutions possibles, le problème de commande du système (5.1) peut être formulé sous la forme d'un problème d'allocation de commande. Cette formulation vise à séparer le calcul de l'effet global désiré (commande virtuelle) de la façon dont cet effort est obtenu (distribué) à l'aide des actionneurs du système (commande réelle). L'idée est alors de décomposer la matrice B_u sous la forme

$$B_u = B_v B \tag{5.2}$$

avec $B_v \in \mathbb{R}^{n\times p}$ et $B \in \mathbb{R}^{p\times m}$ de façon à introduire une entrée de commande $v \in \mathbb{R}^p$, dite entrée de commande virtuelle, définie par

$$v = Bu \tag{5.3}$$

dans le système (5.1), comme suit

$$\dot{x} = Ax + B_v v \tag{5.4a}$$

$$y = Cx \tag{5.4b}$$

avec $v \in \mathbb{R}^p$ l'entrée de commande virtuelle et la matrice $B \in \mathbb{R}^{p\times m}$ dite matrice d'efficacité.

Ainsi, la décomposition matricielle de la matrice B_u à l'aide de l'équation (5.2) permet de réduire le nombre d'entrées utilisées lors de la synthèse et de diminuer ainsi la complexité du problème. En effet, le système d'origine (5.1) comporte m entrées alors que le nouveau système (5.4) comporte p entrées virtuelles. L'objectif recherché est de pouvoir effectuer la synthèse de la loi de commande à l'aide du nouveau système (5.4) qui comporte un nombre réduit d'entrées. Remarquons cependant que la stratégie de commande ainsi conçue permet de générer l'entrée de commande virtuelle v. Cette commande virtuelle v doit être toutefois transformée en une commande réelle u physiquement applicable à l'aide des actionneurs disponibles sur le système. Le problème d'allocation de commande consiste alors à obtenir le signal de commande u à appliquer physiquement au système à partir de l'entrée de commande virtuelle v, soit :

$$u = B^* v \tag{5.5}$$

avec $B^* \in \mathbb{R}^{m\times p}$. La transformation de la commande virtuelle vers une commande réelle nécessite donc la connaissance de la matrice B^*. Dans certains cas très particuliers, cette matrice peut être obtenue directement à partir de (5.3) en effectuant le calcul de l'inverse de la matrice B.

Cette matrice n'est cependant pas toujours inversible et la solution exacte ne peut pas toujours être calculée.

Afin de surmonter ce problème, le calcul de l'entrée de commande u peut être reformulé sous la forme d'un problème d'optimisation :

$$u = \arg\min_{u \in \mathbb{U}} ||v - Bu||_Q \tag{5.6a}$$

$$\text{et } v = Bu \tag{5.6b}$$

avec $||.||$ une norme donnée, $\mathbb{U} \subset \mathbb{R}^m$ l'ensemble des commandes réelles et Q une matrice de pondération. Quand la matrice d'efficacité B est de plein rang, la solution optimale du problème (5.6) est donnée à l'aide de la matrice pseudo-inverse de B, c'est-à-dire

$$u = B^T(BB^T)^{-1}v \tag{5.7}$$

La solution (5.7) du problème d'optimisation (5.6) permet de trouver une solution optimale mais les contraintes liées aux limites physiques des actionneurs du système ne sont pas cependant prises en compte.

Afin de tenir compte de ces contraintes, un algorithme d'optimisation en ligne peut être utilisé de façon à obtenir une solution au problème sous contraintes :

$$u = \arg\min_{u \in \mathbb{U}} ||v - Bu||_Q \tag{5.8a}$$

$$\text{et } v = Bu \tag{5.8b}$$

$$\text{sous } \underline{u} \leq u \leq \overline{u} \tag{5.8c}$$

avec $\underline{u}$ et $\overline{u}$ les valeurs des bornes maximale et minimale de u. Il convient de noter que la résolution de ce système peut conduire à une situation où la commande virtuelle v est différente de la commande réelle saturée u.

Le problème d'optimisation sous contraintes peut être résolu à l'aide d'algorithmes numériques appropriés. Parmi les algorithmes d'optimisation disponibles, un algorithme de point intérieur développé par [Härkegård et Glad, 2005] est utilisé au cours des sections suivantes.

5.2.2 Application au freinage différentiel d'un véhicule

Afin de stabiliser ou guider un véhicule lors d'une situation critique de conduite (dérapage, etc.) une architecture hiérarchisée de commande permettant de générer un moment de lacet M_z peut être mise en place.

Ainsi, le moment de lacet M_z calculé par le correcteur haut niveau représente l'effort global qui doit être appliqué au véhicule afin d'agir sur la dynamique latérale. Le moment de lacet M_z ne pouvant pas être appliqué directement sur le véhicule, il est physiquement généré à l'aide d'un freinage différentiel. Il s'agit alors d'un problème d'allocation de commande dans le sens où le moment de lacet M_z peut être généré de diverses façons selon l'action générée par chaque frein équipant le véhicule.

La distribution du moment M_z sur l'ensemble des actionneurs (freins) disponibles est réalisé à l'aide de l'allocation de commande optimale (5.8). Cette dernière permet de calculer les forces de freinage qui doivent être appliquées sur chaque roue en minimisant une fonction objectif soumise à des contraintes liées aux limites physiques des freins. Le problème d'optimisation est formulé en considérant un freinage individuel de chaque roue. Le vecteur des forces de freinage F_b

$$F_b = \begin{bmatrix} F_{x_{fl}} & F_{x_{fr}} & F_{x_{rl}} & F_{x_{rr}} \end{bmatrix}^T \in \mathbb{R}^4 \tag{5.9}$$

avec F_x les forces longitudinales pour chaque pneu(cf. Chapitre 2), est calculé en résolvant le problème d'optimisation sous contraintes suivant :

$$F_b^* = \arg\min_{F_b} \mid\mid M_z - B_{ef} F_b \mid\mid \tag{5.10a}$$

$$\text{et } M_z = B_{ef} F_b \tag{5.10b}$$

$$\text{sous } -F_{b_{max}} \leq F_b \leq 0 \tag{5.10c}$$

avec les contraintes physiques :

1. $F_b \leq 0$: les forces de freinage sont négatives.
2. $-F_{b_{max}} \leq F_b$: les forces de freinage maximales ($F_{b_{max}} > 0$) dépendent de la charge verticale et satisfont le cercle de frottement [Kritayakirana et Gerdes, 2012a].

La matrice d'efficacité B_{ef} dans (5.10) est obtenue à partir du modèle du véhicule à 7DDL (2.40) comportant quatre roues. Il est possible en effet à partir de cette équation de calculer

l'équation associée au moment généré par les forces longitudinales de chaque pneu. La matrice d'efficacité B_{ef} ainsi obtenue est finalement donnée par :

$$B_{ef} = \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & L_w & -L_w \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{1\times 4} \tag{5.11}$$

où $b_1 = L_f \sin\delta_f + L_w \cos\delta_f$, $b_2 = L_f \sin\delta_f - L_w \cos\delta_f$.

5.3 Guidage d'urgence pour un véhicule autonome

Le guidage autonome d'un véhicule nécessite des actionneurs permettant de piloter les différents organes de contrôle du véhicule. En effet, le contrôle de la dynamique latérale du véhicule peut être réalisé à l'aide de l'actionneur du système de direction. Quant à la dynamique longitudinale, elle peut être contrôlée à l'aide des actionneurs du système d'accélération et de freinage. Or, la présence d'une défaillance sur l'un de ces actionneurs peut conduire le véhicule à une situation dangereuse mettant en péril la sécurité de ses occupants. Dans cette section, nous nous intéressons au problème de guidage quand une défaillance de l'actionneur du système de direction est considérée.

Une architecture hiérarchisée de guidage d'urgence est proposée afin de faire face au problème posé par le guidage d'un véhicule autonome en cas de défaillance de l'actionneur du système de direction. Elle vise à guider et à arrêter le véhicule dans une zone sûre (une bande d'arrêt d'urgence par exemple) lorsqu'une défaillance de l'actionneur est détectée. Le principe de la stratégie de guidage d'urgence dans cette situation non conventionnelle de conduite est illustré sur la Figure 5.1.

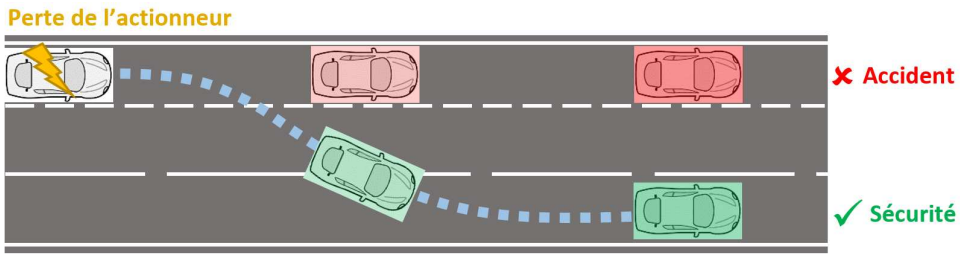

FIGURE 5.1 – Stratégie de guidage d'urgence

L'idée proposée ici pour effectuer le guidage d'urgence lors de la détection de la défaillance est d'utiliser les autres actionneurs disponibles sur le véhicule, à savoir, les freins. Il est en effet

possible d'espérer que l'action d'un freinage différentiel correctement piloté puisse générer un moment de lacet afin de modifier la dynamique latérale du véhicule et d'assurer ainsi le guidage d'urgence jusqu'à la bande d'arrêt d'urgence. Il convient de remarquer que les freins du véhicule sont également utilisés pour garantir l'arrêt du véhicule. Ainsi, le correcteur de guidage d'urgence (CGU) doit gérer simultanément les dynamiques latérale et longitudinale du véhicule à l'aide des mêmes actionneurs (freins). Toutefois, l'utilisation des mêmes actionneurs peut conduire à un conflit entre les deux objectifs de commande (guidage et arrêt) qui doit être pris en considération.

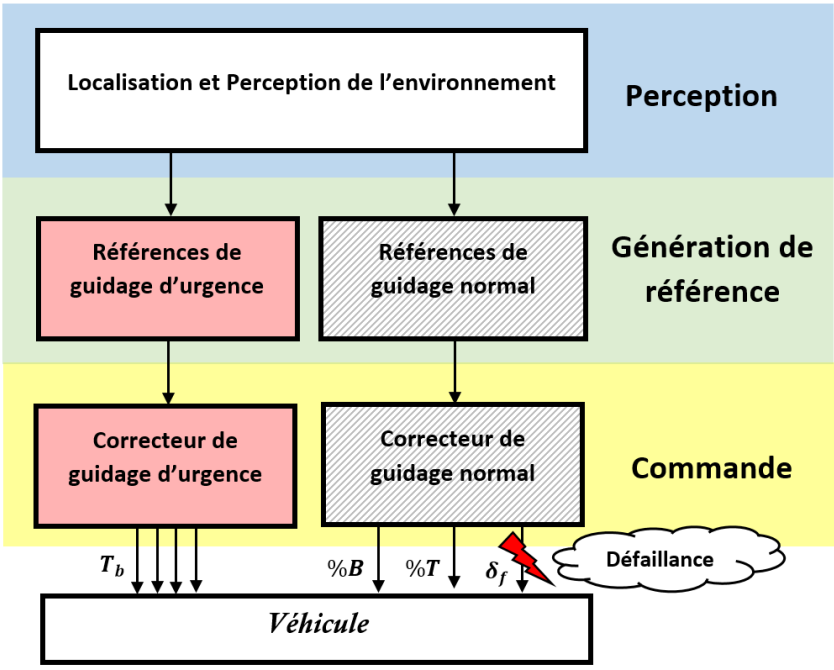

FIGURE 5.2 – Architecture globale pour le guidage d'urgence d'un véhicule autonome

L'architecture de guidage d'urgence proposée doit être intégrée dans l'architecture globale de conduite automatisée déjà développée au cours des chapitres précédents, comme indiqué sur la Figure 5.2. Ainsi, lors d'une situation normale de conduite la stratégie de guidage classique fournit un taux d'accélération (%T) et de freinage (%B) pour agir sur la dynamique longitudinale et l'angle de volant (δ_f) pour agir sur la dynamique latérale. Quand une défaillance du système de direction est détectée par le superviseur lié à la détection et à l'isolation des défauts (FDI), le correcteur de guidage d'urgence (CGU) est activé. Un freinage différentiel est alors généré à travers les couples de freinage (T_b).

Plusieurs travaux ont été consacrés au développement du bloc FDI pour les systèmes de direction en utilisant par exemple des observateurs à modes glissants [Im et al., 2009] ou des bonds

graphs hybrides [Arogeti et al., 2012]. La conception du bloc FDI sort du cadre de cette thèse et par conséquent on suppose ici que le superviseur est déjà conçu. Par conséquent, l'information sur la présence d'un défaut est supposée disponible et fournie par le superviseur lié au bloc FDI.

Remarquons que l'architecture de guidage d'urgence proposée contient les mêmes niveaux de hiérarchisation (perception, génération de références, etc.) que l'architecture de conduite automatisée décrite dans le Chapitre 1 (voir Figure 1.2). En effet, elle utilise les informations provenant du niveau de perception afin de fournir les références d'urgence qui sont utilisées par le CGU. Il est donc nécessaire de générer les références liées à la trajectoire de référence et au profil de vitesse nécessaires au guidage du véhicule. Ceci sera abordé au cours de la Section 5.3.1. La synthèse du CGU reposant sur un retour d'état robuste couplé à une action feed-forward est présentée au cours de la Section 5.3.2. Ce correcteur est chargé de générer le moment de lacet nécessaire à la tâche de guidage latéral. Ce moment de lacet est physiquement généré sur le véhicule à l'aide du système de freinage en appliquant un couple de freinage différentiel. Enfin, la distribution du freinage sur les quatre actionneurs disponibles est réalisée à l'aide d'une procédure d'allocation de commande déjà décrite dans la Section 5.2.1. Il convient de remarquer par ailleurs qu'un mécanisme de gestion permettant d'éviter tout conflit lors de l'utilisation des freins pour satisfaire les deux objectifs de commande (guidage et arrêt) est également proposé. La dernière partie de cette section est consacrée à la validation de l'approche proposée en simulation à l'aide de CarMaker.

5.3.1 Génération de la référence d'urgence

La génération de la référence d'urgence vise à fournir les informations liées à la trajectoire de référence d'urgence ainsi qu'au profil de vitesse d'urgence afin de guider et d'arrêter le véhicule dans une zone sûre. Ces deux aspects seront abordés par la suite.

5.3.1.1 Trajectoire de référence d'urgence

La trajectoire de référence est générée afin d'effectuer un changement de voie vers la zone sûre. D'une façon générale, la génération de trajectoire pour un changement de voie a déjà été traitée dans la littérature en utilisant différentes fonctions mathématiques. Citons par exemple, l'utilisation d'un spline cubique paramétrique dans [Daniel et al., 2009], de clothoïdes soumises à des contraintes de frottement [Funke et Gerdes, 2016] ou d'une fonction sigmoïde dans [Ben Messaoud et al., 2018]. Le but visé dans ces approches est d'obtenir une trajectoire qui soit continue de façon à éviter la présence de discontinuités (cf. Chapitre 4). Toutefois, la plupart des mé-

thodes de génération de trajectoire font appel à une procédure d'optimisation qui permet de déterminer les paramètres associés à la fonction mathématique utilisée. Cette procédure d'optimisation peut s'avérer coûteuse en temps de calcul et difficile à réaliser lors d'une situation non conventionnelle de conduite liée à une manoeuvre de guidage d'urgence.

Dans notre étude, nous proposons de réaliser la génération de trajectoire de référence à l'aide d'une fonction tangente hyperbolique. Cette fonction présente plusieurs avantages tels que la continuité et le calcul analytique aisé de la dérivée de la fonction. Ces deux caractéristiques sont essentielles au calcul des références $(X_{ref}, Y_{ref}, \psi_{ref}, \dot{\psi}_{ref})$ à fournir au module de commande.

L'objectif visé des développements qui suivent est de trouver un moyen permettant d'ajuster la trajectoire à l'aide de seulement trois paramètres. Les paramètres utilisés sont l'écart latéral d_{Lat} entre la position du véhicule quand le défaut est détecté et la bande d'arrêt d'urgence, l'écart longitudinal d_{Long} entre la position du véhicule quand le défaut est détecté et la distance souhaitée d'arrêt du véhicule, et la courbure maximale ρ_{max} de la trajectoire.

Le point de départ des développements est la formulation des coordonnées cartésiennes de la trajectoire de référence données dans un repère lié au véhicule qui se présentent sous la forme :

$$x_u(x) = x + a_u \tag{5.12a}$$

$$y_u(x) = b_u \left(\tanh\left(c_u x\right) + 1\right) \tag{5.12b}$$

La fonction tangente hyperbolique étant symétrique, il est nécessaire d'effectuer une translation longitudinale et latérale afin que l'origine de la trajectoire corresponde à l'origine du repère local de la trajectoire d'urgence. L'origine de ce repère est considéré comme étant la position du véhicule quand le défaut est détecté et une variable intermédiaire $x \in [-a_u, a_u]$ est nécessaire pour générer cette trajectoire de référence. Ainsi, les paramètres $a_u = d_{Long}/2$ et $b_u = d_{Lat}/2$ permettent d'effectuer les deux translations mentionnées. Quant à la forme de la trajectoire de référence (sa courbure), elle peut être modifiée à l'aide du paramètre c_u.

Le but est alors d'obtenir une relation permettant de relier le paramètre c_u à la courbure de la trajectoire de façon à pouvoir en déduire ψ_{ref} puis $\dot{\psi}_{ref}$ grâce à l'équation (3.71). Comme

mentionné dans [Barton, 2001], l'angle d'orientation et la courbure de référence peuvent être calculés à partir des coordonnées cartésiennes (5.12) de la façon suivante :

$$\psi_u(x) = \arctan\left(\frac{dy_u(x)}{dx_u(x)}\right) \tag{5.13a}$$

$$\rho_u(x) = \frac{d\psi_u(x)}{ds(x)} \tag{5.13b}$$

avec $ds(x) = \sqrt{dx_u(x)^2 + dy_u(x)^2}$.

Il convient de noter que la trajectoire de référence d'urgence doit être suivie en utilisant l'effort généré par les seuls actionneurs disponibles (les freins). Pour cette raison, l'angle d'orientation et la courbure de référence doivent être relativement faibles afin de pouvoir générer l'effort nécessaire (le moment de lacet) au suivi de la trajectoire de référence. De plus, on considère que la variation selon l'axe des ordonnées $dy_u(x)$ est assez faible devant la variation selon l'axe des abscisses dx_u, c'est-à-dire, $dy_u(x) << dx_u(x)$ et que la variation $ds(x)$ peut être approchée par

$$ds(x) \approx dx_u(x) \tag{5.14}$$

En considérant ces hypothèses, l'angle d'orientation et la courbure de référence (5.13) peuvent s'écrire sous la forme

$$\psi_u(x) \approx \frac{dy_u(x)}{dx_u(x)} \tag{5.15a}$$

$$\rho_u(x) \approx \frac{d\psi_u(x)}{dx_u(x)} \approx \frac{d^2y_u(x)}{dx_u^2(x)} \tag{5.15b}$$

Enfin, en utilisant les équations (5.12) et (5.15), l'angle d'orientation et la courbure de référence sont donnés par

$$\psi_u(x) = \frac{b_u c_u}{\cosh^2(c_u x)} \tag{5.16a}$$

$$\rho_u(x) = \frac{-2b_u c_u^2 \sinh(c_u x)}{\cosh^3(c_u x)} \tag{5.16b}$$

Il est possible de remarquer, à partir des équations (5.12) et (5.16), que la forme de la trajectoire de référence peut être ajustée à l'aide du paramètre c_u. Nous proposons alors de calculer le paramètre c_u permettant de générer une trajectoire de référence qui ne dépasse pas une courbure maximale ρ_{max} donnée. Afin d'y parvenir, le maximum de la fonction $\rho_u(x)$ doit

être calculé. Il correspond en effet à la courbure maximale ρ_{max} soit

$$\frac{d\rho_u(x^*)}{dx_u(x^*)} = 0 \tag{5.17a}$$

$$\rho_u(x^*) = \rho_{max} \tag{5.17b}$$

Ainsi, le paramètre c_u correspondant à la courbure maximale ρ_{max} est donné par

$$c_u = \sqrt{\frac{\rho_{max}\cosh^3(D)}{2b_u\sinh(D)}} \tag{5.18}$$

avec $D = \text{arcsinh}(1/2)$.

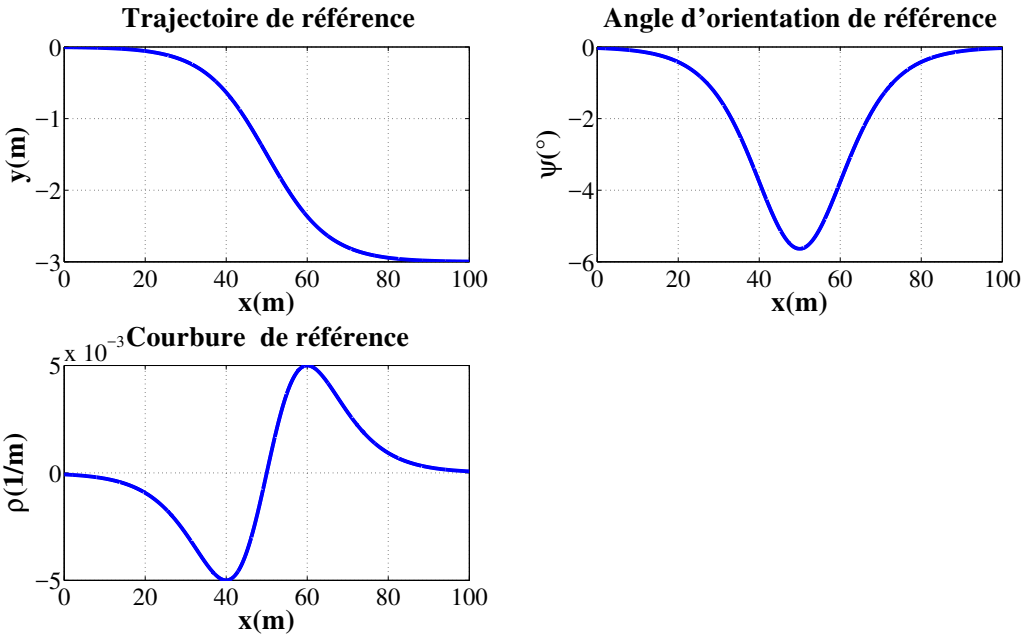

FIGURE 5.3 – Génération de référence d'urgence

L'approche proposée permet de calculer la trajectoire de référence d'urgence à partir des distances d_{Lat}, d_{Long} et de la courbure maximale ρ_{max}. Les distances d_{Lat} et d_{Long} sont fixées à partir des informations relatives à l'environnement local du véhicule afin de générer une trajectoire libre de tout obstacle dans les limites de la chaussée. La détermination de la courbure maximale ρ_{max} dépend de la vitesse du véhicule, de la capacité des freins à produire les efforts nécessaires et ses limites de frottements des pneumatiques. Dans cette étude, on suppose qu'il y a une bande d'arrêt d'urgence disponible tout au long de la route et que la trajectoire de référence est générée avec une faible courbure. Un exemple d'une trajectoire de référence d'urgence

générée pour effectuer un changement de voie à droite d'un écart latéral $d_{Lat} = 3\,m$ le long d'une distance longitudinale $d_{Long} = 100\,m$ avec une courbure maximale $\rho_{max} = 0.005\,m^{-1}$ est présenté sur la Figure 5.3. Les paramètres obtenus pour paramétrer la trajectoire sont $a_u = 50$, $b_u = -1.5$, $c_u = 0.0658$.

Quand un défaut est détecté, la trajectoire initialement prévue est remplacée par la trajectoire de guidage d'urgence. Toutefois, les coordonnées (5.12) et l'angle d'orientation de référence (5.16) sont exprimés dans le repère lié au véhicule alors que la trajectoire de référence initialement générée est dans le repère fixe NED (cf. Chapitre 2). Il est alors nécessaire d'effectuer une transformation des coordonnées de la trajectoire d'urgence dans le repère NED. Pour cela, les coordonnées (5.12) et l'angle d'orientation de référence (5.16) sont exprimés dans le repère fixe par

$$X_c = x_u \cos(\psi_0) - y_u \sin(\psi_0) + X_0 \tag{5.19a}$$

$$Y_c = x_u \sin(\psi_0) - y_u \cos(\psi_0) + Y_0 \tag{5.19b}$$

$$\psi_c = \psi_u + \psi_0 \tag{5.19c}$$

avec X_0, Y_0 et ψ_0 les cordonnées et l'angle d'orientation de la position de référence issus de la trajectoire de référence initiale à l'instant où la défaillance est détectée.

5.3.1.2 Profil de vitesse d'urgence

Le profil de vitesse d'urgence est généré afin de garantir simultanément le déplacement du véhicule vers la zone sûre et son arrêt dans cette zone. Le profil de vitesse doit être déterminé en tenant compte des informations relatives à la topologie de la route, à la limitation de la vitesse, aux capacités de freinage du véhicule et au confort des occupants.

Plusieurs travaux ont abordé le problème posé par la génération du profil de vitesse. Une approche utilisant une limitation du jerk du véhicule est proposée dans [Liu, 2002] afin d'obtenir des profils d'accélération et de vitesse sans changements brusques tout en respectant les limites d'accélération et donc les critères de confort. Une approche faisant appel à la limitation de la vitesse, aux contraintes liées à la trajectoire et aux critères liés à la stabilité du véhicule et au confort est proposée par [Daniel et al., 2009]. Les courbes de Bézier permettant d'améliorer le confort en limitant l'accélération globale sont utilisées dans [Gonzalez et al., 2016]. Le profil de vitesse obtenu par cette approche est continu et les profils d'accélération et de jerk sont lisses.

[Funke et al., 2017] a proposé un profil de vitesse tenant compte des limites d'adhérence afin de garantir la faisabilité du suivi de trajectoire. Les travaux mentionnés ont été proposés en considérant une situation classique de conduite. Cependant, peu de travaux ont traité la génération du profil de vitesse lors d'une situation non conventionnelle de conduite. Plus récemment dans [Svensson et al., 2018], le problème posé par la génération d'une trajectoire d'urgence pour effectuer un changement de voie a été abordé. Il convient de remarquer cependant que les défaillances sur les capteurs ou les actionneurs ne sont pas prises en considération.

Dans cette étude, la vitesse du véhicule doit être réduite jusqu'à son arrêt. En outre, la vitesse du véhicule doit rester suffisamment grande afin de pouvoir gérer la dynamique latérale du véhicule et générer le moment de lacet requis. Deux objectifs de commande doivent donc être satisfaits simultanément afin d'assurer le guidage d'urgence. On propose alors une approche de génération du profil de vitesse calculé à partir de l'accélération du véhicule en considérant les informations liées à la trajectoire de référence d'urgence. L'accélération de référence permettant de générer le profil de vitesse est donnée par

$$a_x^{ref} = \begin{cases} 0\,m/s^2 & \text{si } 0 \leq y_u(x) < 0.6 d_{Lat} \\ -1.5\,m/s^2 & \text{si } 0.6 d_{Lat} \leq y_u(x) < 0.8 d_{Lat} \\ -2.5\,m/s^2 & \text{sinon.} \end{cases} \tag{5.20}$$

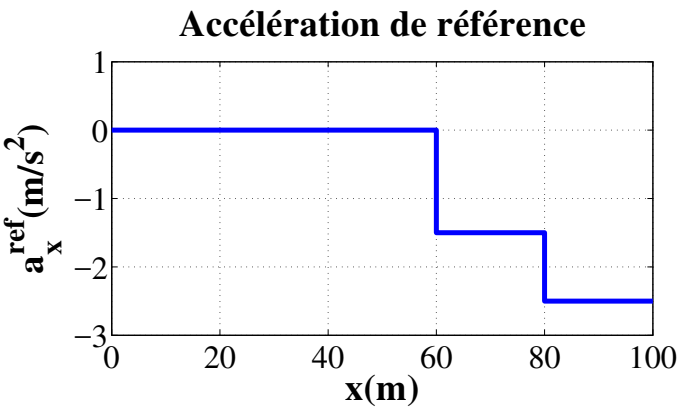

FIGURE 5.4 – Profil d'accélération de référence pour le guidage d'urgence

Cette accélération de référence dépend de l'écart latéral entre le véhicule et le point d'arrivée comme illustré sur la Figure 5.4. Une accélération nulle, pour maintenir une vitesse constante, est considérée tant que la position latérale du véhicule ne dépasse pas 40% de l'écart latéral envisagé. Une décélération moyenne est appliquée au véhicule de façon à amorcer le freinage du

véhicule tout en assurant le guidage. Enfin, une décélération importante est appliquée quand le véhicule a dépassé 80% de l'écart latéral de façon à l'arrêter. En conclusion, au début une vitesse importante afin de pouvoir générer un moment de lacet suffisamment grand pour gérer la partie latérale est considérée. La vitesse du véhicule est ensuite progressivement diminuée jusqu'à la fin de la manoeuvre.

5.3.2 Correcteur du guidage d'urgence (CGU)

Le CGU a pour tâche de guider le véhicule vers une zone sûre (une bande d'arrêt d'urgence) et de réduire la vitesse du véhicule jusqu'à son arrêt. À cette fin, le CGU proposé est issu de la combinaison de deux correcteurs latéral et longitudinal en considérant que les deux dynamiques sont découplées, comme illustré sur la Figure 5.5.

Le correcteur latéral repose sur une architecture de commande hiérarchisée comprenant deux niveaux : un correcteur haut niveau et un correcteur bas niveau. Le correcteur latéral haut niveau (CLHN) génère un moment de lacet de guidage généralisé M_z appliqué au centre de gravité du véhicule. Une allocation de commande optimale (ACO) distribue ce moment pour obtenir des forces de freinage différentielles F_b (voir équation (5.9)). Enfin, le correcteur latéral bas niveau (CLBN) utilise ces forces pour fournir les couples de freinage $T_{b_i}^c$ appropriés.

Quant au correcteur longitudinal, il est fondé sur un correcteur PID qui fournit les couples de freinage $T_{b_i}^l$ requis pour réduire la vitesse du véhicule jusqu'à son arrêt. Remarquons que les mêmes actionneurs (les freins) sont utilisés pour assurer le guidage latéral et le guidage longitudinal. Les couples de freinage générés, $T_{b_i}^c$ et $T_{b_i}^l$, peuvent être alors en compétition et par conséquent un conflit entre les deux objectifs de commande peut se produire. Pour traiter ce problème, un mécanisme de gestion est développé.

Dans cette section, la conception des correcteurs latéral et longitudinal est détaillée. Le correcteur latéral haut niveau, l'allocation de commande optimale ainsi que le correcteur latéral bas niveau sont d'abord présentés. Puis, le correcteur longitudinal utilisant un correcteur PID est étudié et enfin, un mécanisme de gestion des actionneurs de freinage est proposé.

5.3.2.1 Correcteur latéral haut niveau (CLHN)

La conception du correcteur latéral haut niveau se fait à l'aide du modèle bicyclette à deux degrés de liberté (cf. Chapitre 2). L'actionneur de la colonne de direction n'étant pas disponible,

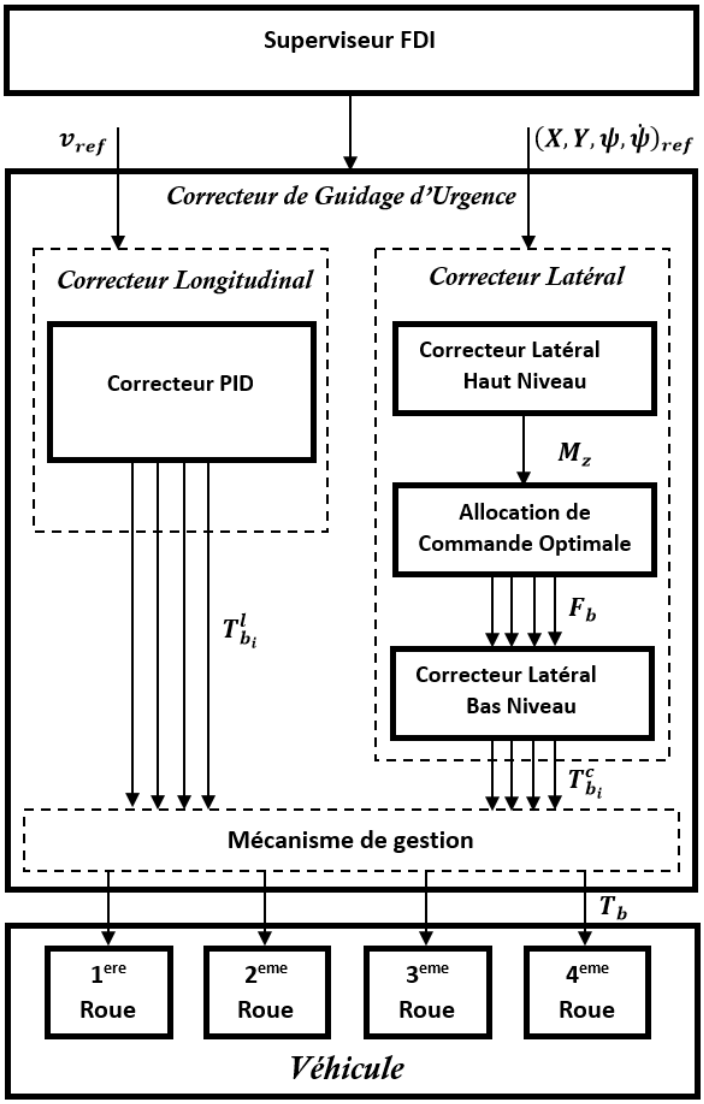

FIGURE 5.5 – Architecture globale de commande pour le guidage d'urgence

on suppose dans la suite de notre étude que l'angle de braquage est nul ($\delta_f = 0°$) et que la seule entrée de commande est le moment de lacet M_z.

En utilisant le modèle bicyclette (2.45) présenté au cours du Chapitre 2 et les équations des erreurs de guidage (3.44), (3.45) et (3.46) présentées au cours du Chapitre 3, le modèle de synthèse peut être écrit sous la forme :

$$\dot{\xi}(t) = A\xi(t) + BM_z(t) + Dw_{ref}(t) \tag{5.21}$$

avec $\xi = [e_y, \dot{e}_y, e_\psi, \dot{e}_\psi]^T$ le vecteur d'erreur et les matrices A, B et D définies par :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-a}{mv_x} & \frac{a}{m} & \frac{-b}{mv_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{-b}{I_z v_x} & \frac{b}{I_z} & \frac{-c}{I_z v_x} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} \text{ et } D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{-b}{mv_x} - v_x & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c}{Izv_x} & -1 \end{bmatrix} \tag{5.22}$$

Le but du correcteur latéral haut niveau est de calculer le moment M_z pour stabiliser la dynamique du modèle d'erreur (5.21) en assurant la convergence du vecteur d'erreur ξ vers zéro. Cependant, la dynamique du modèle est affectée par w_{ref} et par conséquent son impact doit être atténué. Il est donc possible de faire l'analogie avec le problème de guidage utilisant l'angle de braquage traité au cours du Chapitre 3 afin de trouver une solution à partir des outils déjà développés.

Afin d'atteindre ces objectifs, un correcteur latéral de structure similaire à celle du correcteur latéral présenté au cours du Chapitre 3 est proposé :

$$M_z(t) = M_z^{FF}(t) + M_z^{FB}(t) \tag{5.23}$$

avec M_z^{FF} et M_z^{FB} respectivement les actions du feed-forward et du retour d'état robustes.

Comme l'entrée de commande $M_z(t)$ n'agit pas seulement sur la dérivée première de l'erreur d'orientation $\dot{e}_\psi$, l'action du feed-forward est choisie pour éliminer l'impact du vecteur w_{ref} sur $\dot{e}_\psi$:

$$M_z^{FF}(t) = \begin{bmatrix} c/v_x & 1/I_z \end{bmatrix} w_{ref}(t) \tag{5.24}$$

En appliquant le moment (5.23) et l'action du feed-forward (5.24), le modèle d'erreur (5.21) devient :

$$\dot{\xi}(t) = A\xi(t) + BM_z^{FB}(t) + D' w_{ref}(t) \tag{5.25}$$

avec la matrice D' :

$$D' = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{-b}{mv_x} - v_x & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{5.26}$$

Il convient de noter que l'action du feed-forward permet d'éliminer l'impact de w_{ref} sur la dynamique de $\dot{e}_\psi$. Cependant, la dynamique de $\dot{e}_y$ reste toujours affectée et il est alors nécessaire de réduire son impact à l'aide du retour d'état robuste. L'action du retour d'état robuste est alors donnée par :

$$M_z^{FB}(t) = -K\xi(t) \tag{5.27}$$

avec $K \in \mathbb{R}^{1\times 4}$ le gain du retour d'état robuste. Le gain K est obtenu en résolvant l'ensemble des LMIs (3.25) , (3.27), (3.28) afin de placer les pôles du modèle d'erreur en boucle fermée dans la région du plan complexe ayant les mêmes caractéristiques que la région présentée au cours du Chapitre 3.

5.3.2.2 Correcteur latéral bas niveau (CLBN)

Le correcteur latéral bas niveau utilise les forces longitudinales F_b fournies par l'allocation de commande optimale (cf. Section 5.2) afin de calculer l'entrée de commande physique. Les entrées physiques considérées sont le couple de freinage de chaque roue $T_{b_i}^c$. Notre étude ne porte pas sur la conception des correcteurs bas niveau pour le système de freinage. Cependant, un correcteur basé sur une loi de commande par retour de sortie non-linéaire pour les systèmes de contrôle de freinage actif, tel que proposé par [Tanelli et al., 2008], peut être utilisé.

5.3.2.3 Correcteur longitudinal

Le correcteur longitudinal vise à fournir les actions de commande permettant de suivre le profil de vitesse généré pour effectuer la manoeuvre de guidage et réduire au fur et à mesure la vitesse du véhicule. Afin d'y parvenir, le correcteur longitudinal doit assurer le suivi du profil de vitesse $v_{x_{ref}}$ obtenu à partir du module de la génération de référence en fournissant les couples de freinage appropriés. Les couples de freinage générés doivent être limités de façon à ne pas dépasser la limite physique des actionneurs. À cette fin, un correcteur PID saturé avec une action

anti-windup est utilisé pour obtenir le couple de freinage pour chaque roue :

$$T_{b_i}^l = \left(P + I\frac{1}{s} + D\frac{N}{1+N\frac{1}{s}}\right)\left(v_x - v_{x_{ref}}\right) \quad (5.28)$$
$$\text{sous } 0 \geq T_{b_i}^l \geq -T_{b_{max}}^l$$

avec $T_{b_{max}}^l$ la valeur maximale du couple de freinage. Les paramètres du PID sont réglés heuristiquement pour satisfaire un amortissement inférieur à 0.7 et un temps d'établissement à 5% de $112\,ms$. Le même couple de freinage $T_{b_i}^l$ est appliqué sur les quatre roues afin d'éviter de créer un moment de lacet supplémentaire pouvant avoir une incidence sur la dynamique latérale du véhicule.

5.3.2.4 Mécanisme de gestion des conflits

Les deux correcteurs latéral et longitudinal présentés fournissent des couples de freinage, $T_{b_i}^c$ et $T_{b_i}^l$, afin de garantir certains objectifs spécifiques. Ces couples de freinage étant appliqués au même actionneur, une combinaison judicieuse de ces actions doit être effectuée pour générer un couple de freinage global. Nous proposons d'effectuer cette combinaison à l'aide d'un mécanisme de gestion de la forme suivante :

$$T_{b_i} = \alpha_b T_{b_i}^c + (1-\alpha_b)T_{b_i}^l \quad (5.29)$$

où $\alpha_b \in [0,\, 1]$ est une fonction de pondération. Cette fonction de pondération permet de gérer le guidage latéral ainsi que le guidage longitudinal afin d'éviter des conflits entre les deux objectifs de commande.

La fonction de pondération suivante est proposée

$$\alpha_b(x,y) = \frac{\alpha_b^x(x) + \alpha_b^y(y)}{2} \quad (5.30)$$

avec x et y les coordonnées du CoG du véhicule dans le repère relatif lié au véhicule. Les fonctions α_b^x et α_b^y sont des fonctions gaussiennes données par

$$\alpha_b^x(x) = \begin{cases} \exp\left(-\frac{x-c_x}{\omega}\right)^2 & \text{si } x \leq c_x \\ 1 & \text{sinon.} \end{cases} \quad (5.31)$$

$$\alpha_b^y(y) = \begin{cases} \exp\left(\frac{y-c_y}{\omega}\right)^2 & \text{si } y \leq c_y \\ 1 & \text{sinon.} \end{cases} \tag{5.32}$$

avec c_x et c_y les centres de la gaussienne selon x et y, et ω l'écart type de la fonction. Une schématisation du principe du mécanisme de gestion proposé est illustrée sur la Figure 5.6.

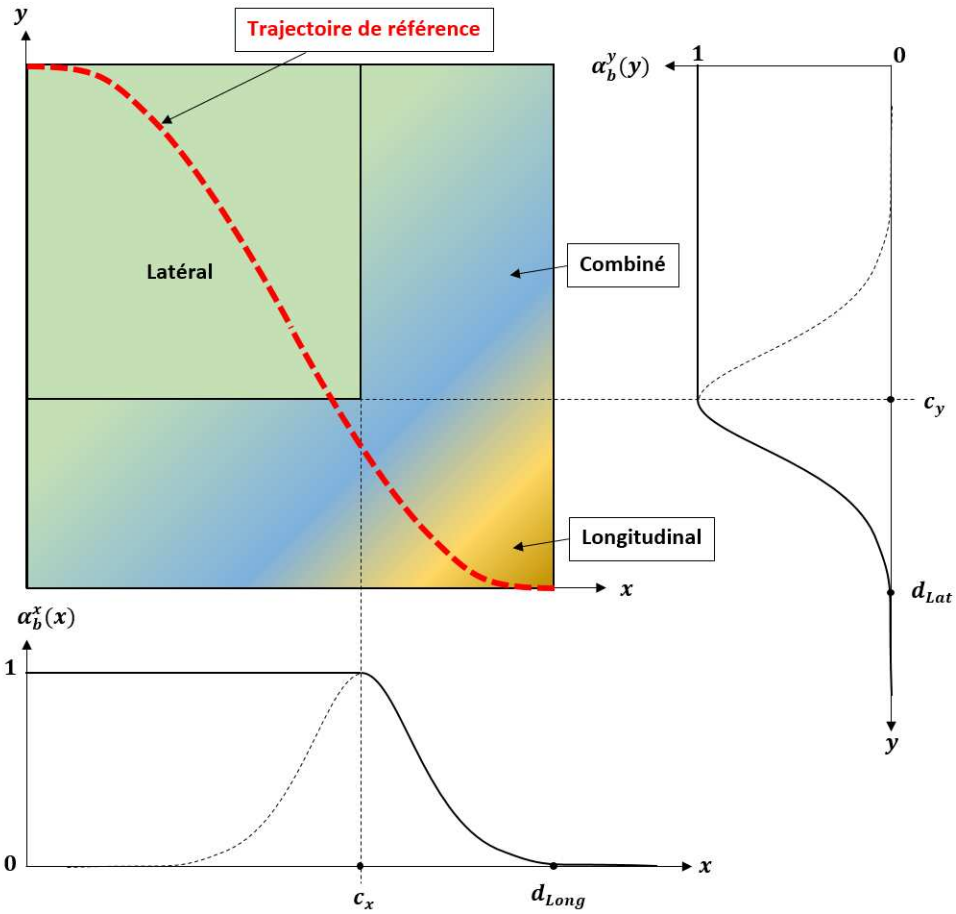

FIGURE 5.6 – Mécanisme de gestion des conflits

Il est possible de remarquer sur la Figure 5.6 que le guidage latéral est privilégié pour le début de la manoeuvre d'urgence. Une combinaison est ensuite progressivement mise en place pour accorder à la fin une importance plus importante à l'action longitudinale de façon à arrêter le véhicule. Ce mécanisme permet de gérer les efforts fournis par les freins pour accomplir les deux tâches de guidage longitudinal et latéral.

5.3.3 Validation en simulation

Les performances du CGU sont évaluées par un test en simulation en considérant une défaillance totale du système de direction à l'instant zéro de la simulation. La défaillance est sup-

posée bien détectée par le superviseur FDI et l'architecture hiérarchisée de guidage d'urgence est alors activée. Lors du test de simulation, les freins sont supposés en bon état et aucune autre défaillance de capteurs ni d'actionneurs n'est considérée. La vitesse initiale est $v_{x_0} = 15\,m/s$ et l'angle de braquage est supposé égal à zéro tout au long de la manoeuvre.

Les résultats de la simulation sont illustrés sur les Figures 5.7 et 5.8. On peut noter que le correcteur de guidage d'urgence offre de bonnes performances de guidage latéral ainsi que de bonnes performances de guidage longitudinal. En effet, les erreurs de suivi sont admissibles ($|e_y| \leq 20\,cm$ et $|e_\psi| = 1°$) et le véhicule est bien arrêté dans la zone sûre.

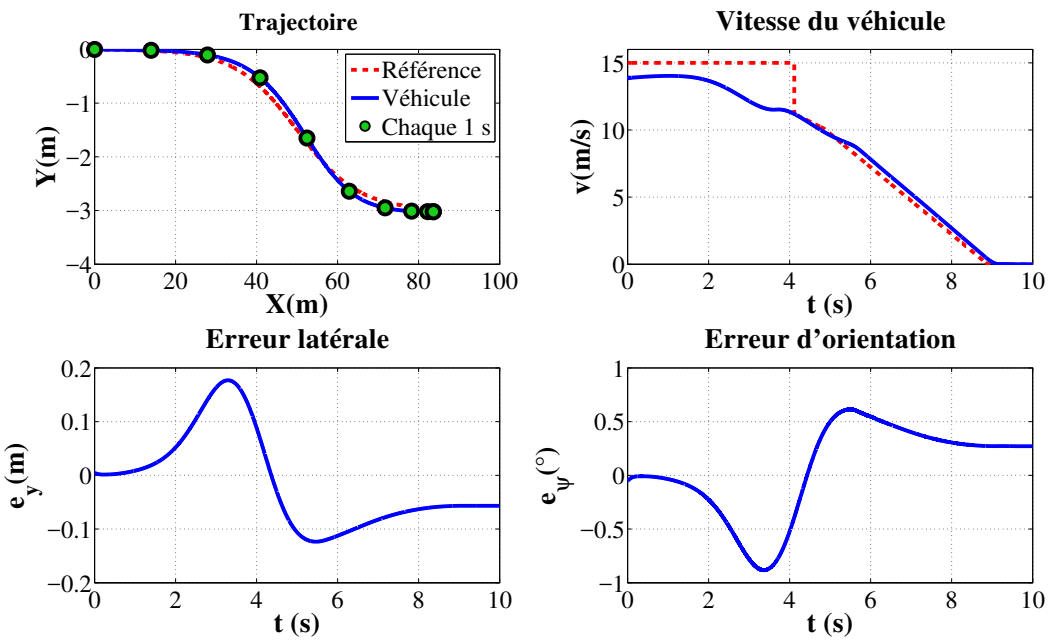

FIGURE 5.7 – Résultats de simulation pour le guidage d'urgence

Le guidage longitudinal est assuré en fournissant un couple de freinage $T^l_{b_i}$ pour chaque roue entre $5\,s$ et $10\,s$, jusqu'à ce que le véhicule soit à l'arrêt (voir figure 5.8). Pour le guidage latéral, un moment de lacet M_z suffisant est fourni par le correcteur latéral haut niveau entre $1\,s$ et $8\,s$. Ce moment M_z est ensuite distribué en couples de freinage différentiel $T^c_{b_i}$ de telle sorte que les roues droites soient freinées pour tourner à droite et que les roues gauches soient freinées pour tourner à gauche, comme montré sur la Figure 5.8. Cependant, les couples de freinage différentiel affectent aussi la dynamique longitudinale et la vitesse du véhicule est réduite de manière significative même si la vitesse de référence demeure constante. Il est également possible

de constater que les deux couples de freinage pour le guidage latéral et longitudinal sont bien gérés par le mécanisme de gestion, en particulier entre $5\,s$ et $8\,s$.

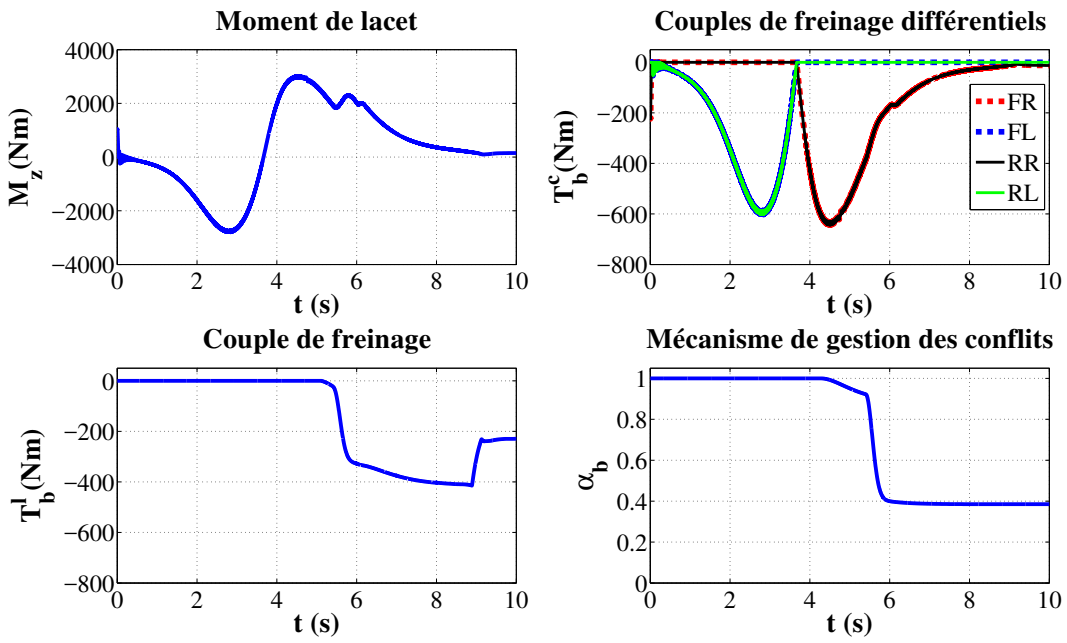

FIGURE 5.8 – Moment et couples de freinage

Afin de réaliser le guidage d'urgence, une longue distance ($d = 90\,m$) est nécessaire à un changement de voie de $3\,m$. Cette distance peut être réduite mais au détriment du couple de freinage différentiel $T_{b_i}^c$ nécessaire au guidage latéral. En effet, une courte distance d implique une trajectoire de référence avec de grandes courbures et par conséquent un grand moment de lacet est requis.

5.4 Détection de la perte de stabilité latérale par une combinaison multi-critères

Les correcteurs de guidage latéral sont conçus d'une façon générale afin de suivre une trajectoire de référence dans des conditions normales de conduite. Dans certaines conditions non conventionnelles de conduite (situations critiques), la stabilité latérale du véhicule peut être détériorée et par conséquent le correcteur de guidage latéral n'est plus en mesure d'accomplir sa tâche et le véhicule peut quitter sa trajectoire. Afin de faire face à ce type de situations, des systèmes de sécurité actifs de contrôle de la trajectoire (ESP (Electronic Stability Program), VDC (Vehicle Dynamic Control), VSA (Vehicle Stability Assist), etc.) sont devenus obligatoires

depuis novembre 2014 pour tous les véhicules commercialisés en Europe.

Ces systèmes agissent sur les freins du véhicule de façon à générer un moment de lacet stabilisant quand une perte de stabilité latérale du véhicule est détectée. Le système de supervision permettant de déclencher l'action du moment stabilisant est donc un élément clé dans ces dispositifs. Le système de supervision fait appel à des critères de stabilité pour détecter la perte de stabilité latérale du véhicule. Différents critères sont proposés dans la littérature à partir des informations liées à la dynamique du véhicule [Kiencke et Nielsen, 2005, Porcel, 2003, Rajamani, 2012]. Selon le type d'information utilisée dans le critère, la détection de la perte de stabilité latérale peut être plus ou moins précise, plus ou moins faisable, et plus ou moins sensible [Gasmi, 2018].

Bien souvent, ces critères sont utilisés de façon individuelle. Afin d'améliorer la détection de la perte de stabilité, nous proposons de combiner judicieusement plusieurs critères qui seront présentés dans la section suivante.

5.4.1 Critères de stabilité latérale

Les critères de stabilité latérale utilisent les informations liées à la dynamique latérale du véhicule afin de détecter sa perte de stabilité latérale. Deux informations principales sont souvent utilisées dans ces critères à savoir, la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ et l'angle de dérive β au CoG du véhicule. Ce dernier est défini par [Kiencke et Nielsen, 2005, Rajamani, 2012]

$$\beta = \frac{v_y}{v_x} \tag{5.33}$$

où v_y et v_x sont la vitesse latérale et la vitesse longitudinale au CoG [Kiencke et Nielsen, 2005, Porcel, 2003, Rajamani, 2012]. D'autres informations, telles que la vitesse critique v_c ou le taux de sous/sur-virage $\mathcal{T}$, peuvent être aussi utilisées. Une brève description des différents critères est présentée dans cette section.

Critères utilisant l'angle de dérive β

Deux types de critères utilisant l'angle β peuvent être trouvés dans la littérature [He et al., 2006, Kiencke et Nielsen, 2005]. Le premier utilise une région de référence définie dans le plan de phase $\beta - \dot{\beta}$. Quant au deuxième, il utilise des valeurs maximales pour limiter l'angle de dérive β.

Le premier type de critère, utilisant une région de référence est noté (Cr 1), vise à limiter l'évolution de l'angle de dérive β dans la région de référence définie dans le plan de phase $\beta - \dot{\beta}$. Il considère que la stabilité latérale du véhicule est garantie tant que la valeur de β est à l'intérieur de la région de référence. Par conséquent, aucune action de commande n'est appliquée. Lorsque les variables sortent de cette région, le correcteur est déclenché de façon à ramener le véhicule dans la région de référence.

Pour le critère Cr 1, la région de référence est définie dans le plan de phase $\beta - \dot{\beta}$ par [He et al., 2006]

$$\left| \frac{1}{b}\dot{\beta} + \frac{k_{\beta\dot{\beta}}}{b}\beta \right| < 1 \tag{5.34}$$

où $k_{\beta\dot{\beta}} = 4$ est la pente des droites définissant la région de référence et $b/k_{\beta\dot{\beta}}$ représente la demi largeur de la région de référence. La valeur du coefficient b dépend de la présence ou non d'un angle de braquage. En effet, pour un angle de braquage nul $b = 72$ et pour un angle non nul $b = 24$. Le critère Cr 1 est valable pour un angle de dérive qui ne dépasse pas 6°.

Le deuxième type de critère considère que la stabilité latérale du véhicule est maintenue tant que l'angle de dérive est inférieur à une valeur maximale limite donnée par :

$$|\beta| \leq \beta_{max} \tag{5.35}$$

avec β_{max} la valeur maximale de l'angle de dérive. Il est intéressant de remarquer que cette valeur peut être déterminée suivant deux manières différentes.

La première est proposée par [Kiencke et Nielsen, 2005]

$$\beta_{max} = 10° - 7° \frac{v^2}{(40\ m/s)^2} \tag{5.36}$$

La valeur 10° a été fixée à partir de la valeur physique maximale que β peut atteindre. Cette définition tient seulement compte de la vitesse du véhicule et par conséquent, le système de supervision utilisant ce critère ne tient pas compte d'autres informations sur l'état de la route comme par exemple le coefficient d'adhérence. Le critère utilisant la définition (5.36) sera noté Cr 2 dans ce chapitre.

Quant à la deuxième, elle donnée par [Rajamani, 2012]

$$\beta_{max} = \arctan(0.02\mu g) \tag{5.37}$$

où v est la vitesse du CoG, μ le coefficient d'adhérence et g la constante de gravitation. Ce critère a besoin d'informations sur l'état de la route à travers le coefficient d'adhérence μ qui dépend du type de route (humide, verglacée, enneigée ou sèche). Cette information est difficilement mesurable en pratique, limitant ainsi son utilisation pratique. Bien souvent, une valeur moyenne est utilisée [Rajamani, 2012]. Nous allons noter Cr 3 le critère défini par (5.37).

Les résultats du deuxième critère dépendent de la définition utilisée pour calculer β_{max}. Enfin, la caractéristique importante du critère (5.35) est l'utilisation de l'angle de dérive β. Cet angle ne peut pas être directement mesurable mais il doit être estimé à partir des mesures disponibles de la dynamique du véhicule.

Critères utilisant la vitesse de lacet $\dot{\psi}$

Deux types de critère faisant appel à la vitesse de lacet sont décrits ici. Le premier effectue une comparaison de la vitesse de lacet du véhicule $\dot{\psi}$ à une valeur maximale $\dot{\psi}_{max}$. Quant au deuxième, il compare la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ à une vitesse de lacet dite idéale $\dot{\psi}_{id}$ obtenue à partir d'un modèle décrivant la dynamique latérale du véhicule.

Le premier type de critère considère que le véhicule est stable pour une vitesse de lacet $\dot{\psi}$ inférieure à une vitesse de lacet maximale $\dot{\psi}_{max}$, soit

$$\left|\dot{\psi}\right| \leq \dot{\psi}_{max} \tag{5.38}$$

La valeur maximale $\dot{\psi}_{max}$ peut être définie de deux façons.

La première est présentée dans [Kiencke et Nielsen, 2005]

$$\dot{\psi}_{max} = \frac{a_{y_{max}} - \dot{v}\sin\beta}{v_x} \tag{5.39}$$

avec $a_{y_{max}} = \mu 8\, m/s^2$ la valeur de l'accélération maximale que le véhicule peut atteindre [Kiencke et Nielsen, 2005]. Nous allons noter ce critère Cr 4.

Quant à la deuxième façon d'effectuer le calcul, elle est proposée par [Rajamani, 2012]

$$\dot{\psi}_{max} = \frac{0.85\mu g}{v_x} \tag{5.40}$$

La valeur 0.85 utilisée est un coefficient de sécurité permettant de garantir une accélération latérale inférieure à μg (accélération maximale). Ce critère a aussi besoin d'informations sur l'état de la route à travers le coefficient d'adhérence μ. Nous allons noter ce critère Cr 5.

Peu importe la définition utilisée, (5.39) ou (5.40), le critère (5.38) présente une sensibilité à la détection de la perte de la stabilité latérale. En effet, dans certaines situations le critère est activé même si le véhicule est stable.

Le deuxième type de critère, noté Cr 6, utilise aussi la vitesse de lacet mesurée du véhicule $\dot{\psi}$ afin de la comparer à la vitesse de lacet dite idéale $\dot{\psi}_{id}$ obtenue à partir d'un modèle idéal de véhicule [Porcel, 2003]. La différence entre les deux vitesses ne doit pas dépasser le seuil 1°/s. Ce critère se traduit donc par l'inégalité suivante [Porcel, 2003] :

$$\left|\dot{\psi} - \dot{\psi}_{id}\right| < 1°/s \tag{5.41}$$

En pratique, ce critère est moins utilisé en raison de la difficulté à choisir le modèle idéal pour calculer $\dot{\psi}_{id}$. Souvent, un modèle linéaire, par exemple le modèle bicyclette linéaire (cf. Chapitre 2), est considéré comme le modèle idéal.

Critère à partir de la vitesse critique v_c

Ce critère, noté Cr 7, compare la vitesse longitudinale du véhicule v_x à la vitesse critique v_c. Il est défini par [Borner et al.,] :

$$v_x < v_c \tag{5.42}$$

avec

$$v_c = \sqrt{\left|\frac{C_f(t)C_r(t)(L_f + L_r)^2}{m(L_f C_f(t) - L_r C_r(t))}\right|} \tag{5.43}$$

où $C_f(t)$ et $C_r(t)$ sont les coefficients de rigidité de dérive instantanée. L'inconvénient majeur de ce critère est la nécessité d'estimer les coefficients de rigidité de dérive instantanée $C_f(t)$ et $C_r(t)$ à chaque instant du temps. Ces paramètres sont très difficiles à mesurer ou à estimer dans

la pratique. Pour cette raison, ce critère reste moins pratique, moins faisable que les critères précédents.

Critère utilisant le taux de sur/sous-virage $\mathcal{T}_{us}$

Ce critère, noté Cr 8, dépend de la géométrie du véhicule, c'est-à-dire, s'il a un caractère sous-vireur ou sur-vireur. Le taux de sur/sous-virage est défini par [Porcel et al., 2004] :

$$\mathcal{T}_{us} = \left| \frac{(L_f + L_r)\dot{\psi} - \beta v_x}{v_x} \right| \leq \mathcal{T}_{us}^{max} \tag{5.44}$$

Bien que ce critère puisse sembler facile à mettre en œuvre, la définition du seuil $\mathcal{T}_{us}^{max}$ peut être délicate. Il dépend de la géométrie du véhicule et sa valeur doit donc être adaptée à chaque véhicule. Comme proposé dans [Porcel et al., 2004], ce seuil peut être considéré dans l'intervalle $3° < \mathcal{T}_{us}^{max} < 5°$ qui révèle une différence de 0.3° entre la dérive avant et arrière.

5.4.1.1 Évaluation des critères de stabilité

Un récapitulatif des critères de stabilité latérale du véhicule est proposé dans le Tableau 5.1. Ce tableau décrit les différents paramètres de chaque critère accompagnés de quelques remarques sur les variables dynamiques mesurées ou estimées nécessaires au calcul.

Critère	Équation	Estimée	Mesurée	Commentaire
Cr 1	$\left\lvert \frac{1}{b}\dot{\beta} + \frac{k_{\beta\dot{\beta}}}{b}\beta \right\rvert < 1$	β, $\dot{\beta}$		Valable pour $\beta_{max} = 6°$
Cr 2	$\lvert\beta\rvert \leq \beta_{max}$ $\beta_{max} = 10° - 7° \frac{v^2}{(40m/s)^2}$	β	v	
Cr 3	$\lvert\beta\rvert \leq \beta_{max}$ $\beta_{max} = \arctan(0.02\mu g)$	β, μ		
Cr 4	$\left\lvert\dot{\psi}\right\rvert \leq \dot{\psi}_{max}$ $\dot{\psi}_{max} = \frac{a_{y_{max}} - \dot{v}\sin\beta}{v_x}$	$a_{y_{max}}$, $\dot{v}$, β	v_x, $\dot{\psi}$	
Cr 5	$\left\lvert\dot{\psi}\right\rvert \leq \dot{\psi}_{max}$ $\dot{\psi}_{max} = \frac{0.85\mu g}{v_x}$	μ	v_x, $\dot{\psi}$	
Cr 6	$\left\lvert\dot{\psi} - \dot{\psi}_{id}\right\rvert < 1°/s$	$\dot{\psi}_{id}$	$\dot{\psi}$	Il nécessite un modèle pour calculer $\dot{\psi}_{id}$
Cr 7	$v_x < v_c$ $v_c = \sqrt{\left\lvert \frac{C_f(t)C_r(t)(L_f+L_r)^2}{m(L_f C_f(t) - L_r C_r(t))} \right\rvert}$	$C_f(t)$, $C_r(t)$	L_f, L_r, m, v_x	L'estimation en ligne de $C_f(t)$ et $C_r(t)$ est difficile
Cr 8	$\tau_{us} < \tau_{us}^{max}$ $\tau_{us} = \left\lvert \frac{(L_f+L_r)\dot{\psi} - \beta v_x}{v_x} \right\rvert$	β, τ_{max}	L_f, L_r, $\dot{\psi}$, v_x	τ_{us}^{max} dépend de la configuration du véhicule

TABLE 5.1 – Récapitulatif des critères de stabilité latérale

Afin de comparer les critères de stabilité et de montrer leur capacité à détecter la perte de stabilité latérale du véhicule, un test de simulation est effectué à l'aide de l'environnement de simulation CarMaker. La situation de conduite considérée est la manœuvre normalisée de changement de double voie, également connue sous le nom de test d'élan, à vitesse longitudinale constante $v_x = 25\,m/s$ et pour un coefficient d'adhérence $\mu = 0.8$. Le modèle de pneu de l'environnement CarMaker est configuré à l'aide du modèle Pacejka (cf. Chapitre 2). Le test est effectué en boucle ouverte, sans utiliser aucun système de stabilisation de la dynamique latérale. Le suivi de trajectoire est réalisé à l'aide du modèle de conducteur IPG Driver de CarMaker avec une configuration de pilote de course [8] de façon à obtenir le meilleur suivi à grande vitesse.

La trajectoire de référence et l'angle de braquage fourni par le conducteur IPG Driver sont montrés sur la Figure 5.9. Il est possible d'observer comment le véhicule devient instable et perd sa manoeuvrabilité. En effet, après $t = 3\,s$, le véhicule commence à déraper à cause d'un angle de dérive β et d'une vitesse de lacet $\dot{\psi}$ trop importants.

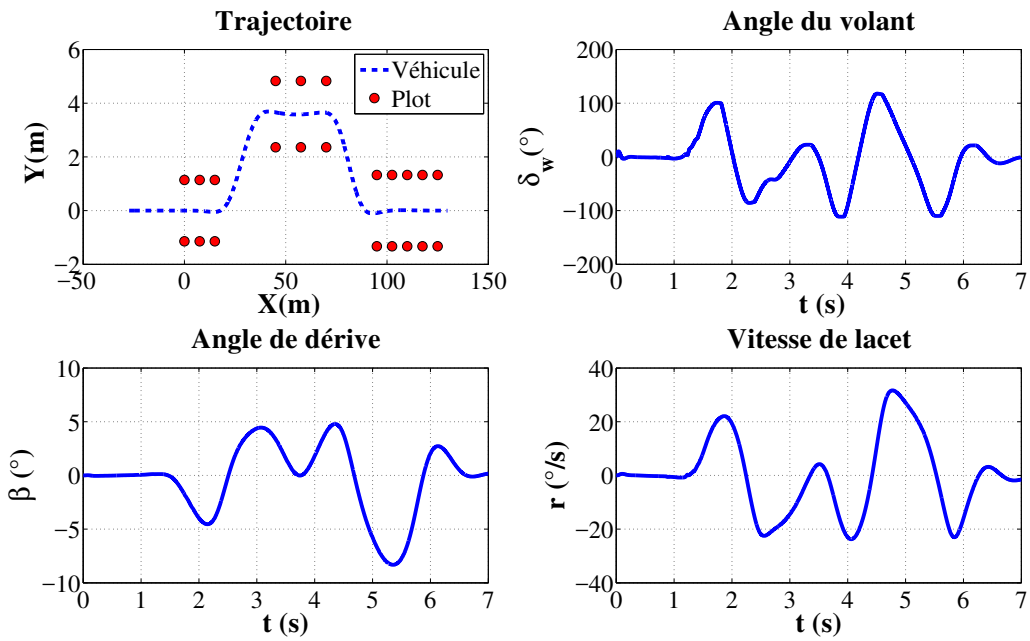

FIGURE 5.9 – Résultats du test de double changement de voie

L'idée est maintenant d'évaluer les critères déjà présentés afin de détecter cette perte de stabilité latérale du véhicule. Afin d'avoir un critère d'évaluation indépendant des critères de

8. Il est également possible de choisir d'autres configurations du conducteur IPG Driver de CarMaker.

stabilité présentés, les forces latérales du pneu sont considérées. En effet, grâce à l'environnement de simulation CarMaker les forces latérales du pneu peuvent être facilement obtenues [9]. Une perte de stabilité latérale du véhicule est considérée quand l'une de ces forces est dans la plage de fonctionnement non-linéaire (zone de saturation) du pneu. En effet, dans cette plage de fonctionnement la force d'adhérence des pneus ne suffit pas au maintien du véhicule sur sa trajectoire. A partir du test réalisé sur CarMaker, le véhicule est considéré comme ayant un comportement instable à partir de $t = 1.6s$.

La Figure 5.10 montre l'évolution temporelle des critères de stabilité. Il est possible de remarquer que le temps de déclenchement n'est pas le même pour les huit critères. En effet, certains d'entre eux sont déclenchés trop tôt et d'autres un peu tard. Un phénomène indésirable dit de shattering peut être également observé pour les trois derniers critères (Cr 6, Cr7 et Cr 8) réduisant potentiellement les performances du système de sécurité actif. Par ailleurs, les critères Cr 4 et Cr 5 définis par (5.39) et (5.40), fournissent des résultats de détection très similaires.

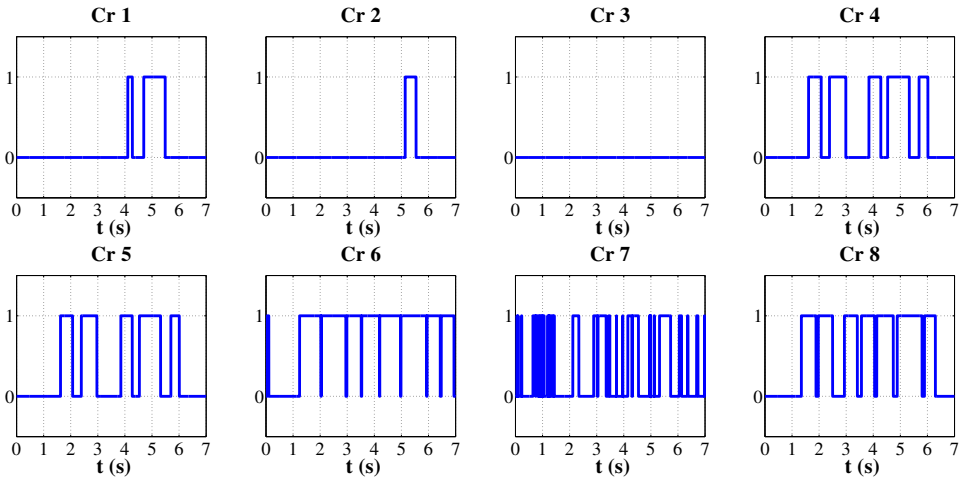

FIGURE 5.10 – Comparaison des critères pour le test de double changement de voie

Les résultats de simulation conduisent à l'idée de combiner tous les critères afin de mieux détecter l'instabilité du véhicule. L'idée est alors de proposer un mécanisme permettant de combiner ces informations de façon à améliorer la décision sur la perte de stabilité latérale du véhicule.

9. Cette mesure est en pratique très délicate et nécessite l'utilisation d'un capteur spécifique très coûteux, une roue dynamométrique type RouDyn S625, développée par Kistler, qui est montée directement sur la jante.

5.4.2 Combinaison multi-critères

Afin de combiner les critères, il convient au préalable de les classer et de leur attribuer une notation. Le classement proposé est effectué en fonction de la précision, de la faisabilité et de la sensibilité définies par

— **Précision** : le critère donne une bonne détection du comportement du véhicule (stable ou non),

— **Faisabilité** : les variables nécessaires au critère peuvent être obtenues à partir de mesures ou facilement calculées,

— **Sensibilité** : le critère se déclenche trop tôt.

Ce classement va permettre d'attribuer une notation à chaque critère qui servira par la suite comme un poids global attribué à chacun. Un poids important est attribué à un critère dit *idéal*, c'est-à-dire qui remplit les trois caractéristiques à la perfection.

Avant de calculer le poids associé à chaque critère, des facteurs d'échelle f_{cr} sont attribués à chaque caractéristique selon l'importance donnée. La caractéristique liée à la précision est considérée comme étant la plus importante car elle permet une détection correcte du comportement du véhicule (stable ou non). Pour cette raison, un facteur d'échelle $f_{cr} = 4$ lui est attribué. La deuxième caractéristique importante est la faisabilité du critère dans la pratique et par conséquent un facteur d'échelle $f_{cr} = 2$ lui est attribué. La sensibilité se traduit par un déclenchement du critère avant de constater la perte de stabilité latérale du véhicule. Elle peut être utilisée pour anticiper le comportement du véhicule et un facteur d'échelle $f_{cr} = 1$ lui est attribué.

En utilisant ces trois caractéristiques, la classification des critères de stabilité latérale est effectuée en considérant deux aspects. Le premier aspect est lié à l'analyse de l'expression mathématique définissant le critère afin de déterminer la faisabilité du critère (voir le tableau 5.1). La question est de savoir, par exemple, si toutes les variables sont accessibles à la mesure. Quant au deuxième aspect, il consiste à déterminer la précision et la sensibilité du critère à partir des résultats de simulation sur l'environnement CarMaker. Afin d'évaluer la précision et la sensibilité, les forces latérales liées aux interactions entre l'interface pneu/sol F_y sont utilisées pour détecter la stabilité ou l'instabilité du comportement du véhicule. En effet, le comportement du véhicule est considéré instable lorsque l'une des forces F_y du pneu du véhicule est dans la zone non-linéaire (zone de saturation).

Plusieurs tests sont réalisés en simulation dans différentes situations de conduite de façon à

atteindre les limites de tous les critères et de les juger équitablement. A partir de ces tests, tous les critères sont classés de 1 à 8 de façon à obtenir une note discriminante pour chaque caractéristique. La valeur de 8 est donnée au meilleur, l'objectif étant d'obtenir le score le plus élevé pour le critère le plus intéressant. Ce score initial est ensuite multiplié par le facteur d'échelle pour obtenir les résultats présentés sur le Tableau 5.2.

Afin d'évaluer la sensibilité de chaque critère, différentes situations de conduite sont considérées. Ces tests permettent de déterminer les critères qui détectent trop tôt une perte de stabilité latérale du véhicule. Le premier qui détecte cette perte aura la notation la plus élevée (8) et ainsi de suite jusqu'au dernier qui aura le score le plus faible (1).
La faisabilité est évaluée à partir des informations présentées dans le Tableau 5.1. Il est ainsi possible de quantifier les critères qui sont faisables, c'est-à-dire, réalisables en pratique. La notation maximale (8) est attribuée au critère dans lequel les variables impliquées peuvent être facilement obtenues à partir de mesures. Le critère avec le score le plus élevé (8) sera multiplié par le facteur d'échelle $f_{cr} = 2$ associé à sa caractéristique et par conséquent, la notation finale sera de (16) pour le meilleur critère et de (2) pour le moins faisable.
Finalement, le score global attribué à chaque critère (colonne 5) est obtenu en effectuant la somme des trois scores attribués à chaque caractéristique (par exemple, le score global du critère 1 est 35 qui est le résultat de la somme de 28, 4 et 3). Le poids r_i de chaque critère peut être ensuite facilement obtenu.

	Précision	**Faisabilité**	**Sensibilité**	**Score**	**Poids r_i(%)**	**Rang**
f_{cr}	4	2	1			
Critère						
Cr 1	28	4	3	35	14.8%	3
Cr 2	32	12	2	46	19.4%	1
Cr 3	24	8	1	33	13.9%	4
Cr 4	16	10	5	31	13.1%	5
Cr 5	20	16	4	40	16.9%	2
Cr 6	4	14	7	25	10.5%	6
Cr 7	12	2	6	7	3%	8
Cr 8	8	6	8	20	8.4%	7
Score total				237	100%	-

TABLE 5.2 – Poids et scores des critères de stabilité

Un moyen de visualiser la distribution de ces caractéristiques sur l'ensemble des critères

consiste à les tracer graphiquement comme indiqué dans la Figure 5.11. Sur ce graphe, la zone idéale est dessinée en gris. Il est ainsi possible d'avoir une vision globale des performances de chaque critère à partir de l'étude effectuée.

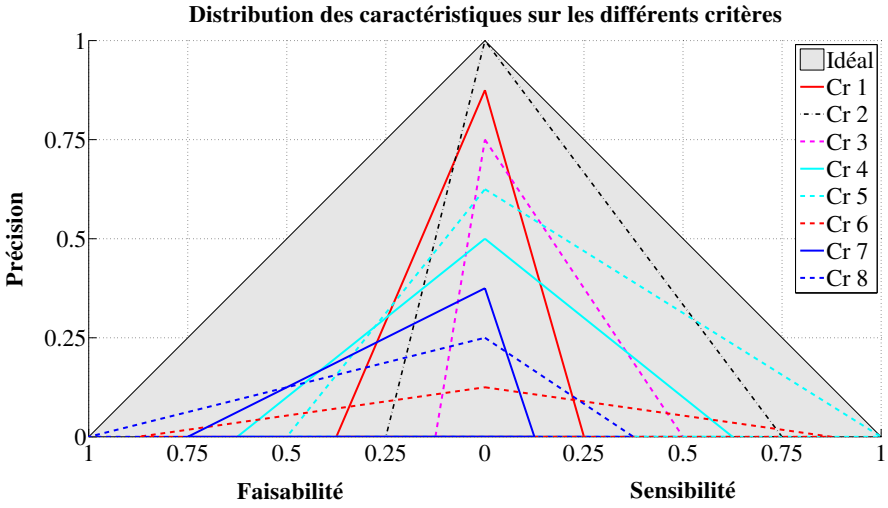

FIGURE 5.11 – Distribution des caractéristiques pour les différents critères

L'objectif est alors de trouver un mécanisme permettant de combiner les différents critères, au moyen d'un mélange de surfaces, afin d'être proche de la zone grise idéale [Gasmi, 2018]. L'idée développée consiste à effectuer une somme pondérée de chaque critère comme suit :

$$t_r = \sum_{i=1}^{n_c=8} r_i C_i \tag{5.45}$$

avec r_i le poids de chaque critère présenté dans la sixième colonne du Tableau 5.2, C_i correspondant à l'état activé ou désactivé du critère (Cr i), soit

$$C_i = \begin{cases} 1 & \text{si le critère est activé} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \tag{5.46}$$

Le résultat global t_r, issu de la combinaison (5.45), fournit la décision sur la perte de la stabilité latérale du véhicule.

Plusieurs tests en simulation ont été réalisés afin de déterminer le seuil t_r à partir duquel le comportement instable du véhicule est détecté (c'est-à-dire quand la force latérale F_y des

pneus est dans la zone non-linéaire). Ces tests permettent de constater que tous les critères ne se déclenchent pas en même temps et par conséquent, un premier seuil apparaît à partir duquel le véhicule commence à perdre sa trajectoire mais reste avec une marge de stabilité latérale (il ne dérape pas). Un deuxième seuil apparaît quand le véhicule perd la stabilité latérale. A partir de ce seuil tous les critères sont activés.

Nous proposons alors d'utiliser la région comprise entre les deux seuils comme une zone de vigilance qui introduit des informations supplémentaires sur la stabilité latérale du véhicule. La machine à états finis montrée sur la Figure 5.12 peut être alors utilisée comme superviseur pour déclencher le système de sécurité actif. Ainsi, lorsque le véhicule passe de l'état stable vers l'état vigilance ($15\% \leq t_r < 25\%$), le système de sécurité reste désactivé et il ne sera activé que lorsqu'il passe à l'état instable. Le système de sécurité actif reste activé lorsque l'état du véhicule passe de l'état instable à l'état vigilance ($15\% < t_r \leq 25\%$) et il ne sera désactivé que lorsque son état passe à l'état stable. De cette façon, le superviseur est composé d'un état supplémentaire au lieu des deux états classiques activé/désactivé.

Grâce à l'approche proposée, la décision binaire (stable ou instable) donnée classiquement par le superviseur est remplacée introduisant ainsi une information supplémentaire liée à l'état de vigilance. Il est ainsi possible d'éviter l'apparition d'un phénomène indésirable oscillant souvent constaté entre les deux états (stable ou instable). En effet, la décision concernant l'activation ou la désactivation du système de sécurité actif peut être prise en utilisant le nouvel état *vigilance* et l'état précédent (stable ou instable) donné par le superviseur et ce afin d'éviter un phénomène d'oscillation entre les états.

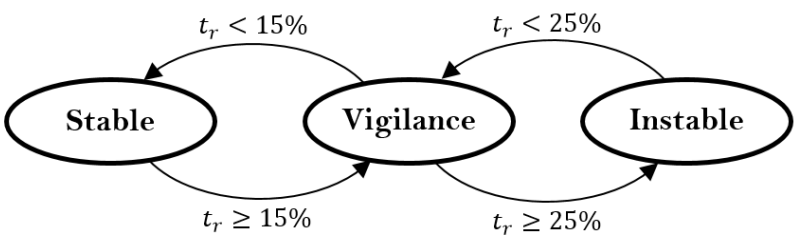

FIGURE 5.12 – Machine à états finis pour la supervision de la perte de stabilité latérale

Afin d'évaluer les performances de détection du superviseur issu de la combinaison des critères de stabilité, un test de simulation est effectué. Le test consiste à effectuer la manoeuvre de double changement de voie présentée dans la Section 5.4.1.1 afin d'évaluer les décisions obtenues par le

superviseur proposé en boucle ouverte, c'est-à-dire, sans aucun système actif de stabilisation. Il est possible de remarquer sur la Figure 5.13 qu'à $t = 1.4s$ l'état de vigilance est activé par le superviseur. A partir de $t = 1.6s$, l'état associé à la perte de stabilité (instable) est activé car le véhicule perd complètement la stabilité latérale et reste dans cet état car aucun système de stabilisation n'est utilisé. Ces décisions obtenues par le superviseur proposé sont utilisées avec le système de stabilisation qui sera présenté dans la section suivante.

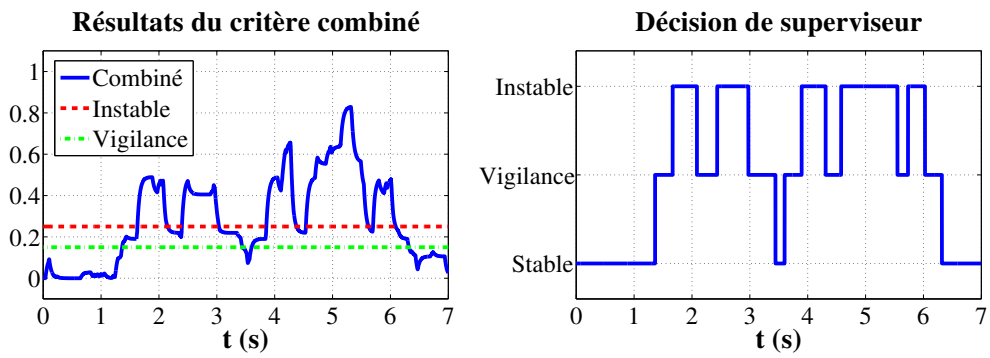

FIGURE 5.13 – Résultat de détection du superviseur proposé

5.4.3 Conception du système de stabilisation actif

Dans cette section, un système de stabilisation actif est proposé afin de stabiliser le véhicule lors d'une situation critique de conduite. Il s'agit d'une architecture de commande hiérarchisée composée d'un correcteur haut niveau permettant de générer un moment de lacet stabilisant M_z et d'une couche d'allocation de commande permettant de générer physiquement par un freinage différentiel ce moment (cf. Section 5.2). L'objectif est d'intégrer la décision donnée par le superviseur afin de déclencher l'activation du moment de lacet stabilisant M_z.

Le correcteur haut niveau pour la stabilité latérale est conçu sur la base d'un retour d'état robuste combiné à un feed-forward. Ce correcteur est synthétisé à l'aide du modèle bicyclette (2.45) présenté dans le Chapitre 2. Il convient de remarquer toutefois que l'angle de dérive (5.33) est utilisé comme nouvelle variable d'étal au lieu de v_y. Le modèle de synthèse utilisé dans cette section est donné par [Rajamani, 2012]

$$\dot{x}_\beta = A_\beta x_\beta + B_\beta M_z + D_\beta \delta_f \tag{5.47}$$

avec $x_\beta = \begin{bmatrix}\beta & \dot{\psi}\end{bmatrix}^T$ et les matrices A_β, B_β et D_β données par

$$A_\beta = \begin{bmatrix} -\frac{a}{mv_x} & -1-\frac{b}{mv_x^2} \\ -\frac{b}{I_z} & -\frac{c}{I_z v_x} \end{bmatrix}, B_\beta = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} \text{ et } D_\beta = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{mv_x} \\ \frac{2C_f L_f}{I_z} \end{bmatrix} \tag{5.48}$$

Il est possible de remarquer que l'entrée de commande est le moment de lacet M_z et que l'angle de braquage δ_f est considéré comme une perturbation qui doit être atténuée. L'angle de braquage est donné par le conducteur ou par le correcteur de guidage latéral.

Le correcteur haut niveau de stabilisation vise à minimiser les erreurs de l'angle de dérive e_β et de la vitesse de lacet $e_{\dot{\psi}}$ définies par

$$e_\beta = \beta - \beta_{ref}, \tag{5.49a}$$

$$e_{\dot{\psi}} = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{ref} \tag{5.49b}$$

avec β_{ref} et $\dot{\psi}_{ref}$ les références calculées à partir du régime établi d'un modèle linéaire décrivant la dynamique latérale comme suggéré dans [Rajamani, 2012].

En utilisant les équations (5.47) et (5.49), le modèle de synthèse peut être écrit sous la forme

$$\dot{\xi}_\beta = A_\beta \xi_\beta + B_\beta M_z + D_c w_\beta \tag{5.50}$$

avec $\xi_\beta = \begin{bmatrix} e_\beta & e_{\dot{\psi}} \end{bmatrix}^T$, $w_\beta = [\, \delta_f \ \beta_{ref} \ \dot{\psi}_{ref} \,]^T$, $D_w = [\, D_\beta \ A_\beta \,]$.
Il est possible de remarquer que le vecteur w_β est considéré comme une perturbation qui doit être atténuée par le correcteur haut niveau.

Le correcteur haut niveau calcule le moment de lacet de stabilisation M_z afin de garantir la convergence vers zéro du vecteur d'état ξ_β. Le moment de lacet M_z est ensuite distribué à l'aide de l'allocation de commande optimale pour générer le freinage différentiel à partir de la formulation proposée au cours de la Section 5.2.

5.4.4 Validation en simulation

Afin de montrer les performances de détection du superviseur développé, le même test de simulation (double changement de voie) est effectué dans l'environnement CarMaker. Le retour

d'état robuste est synthétisé pour une vitesse constante $v_x = 25\,m/s\,(90\,km/h)$ avec un placement des pôles du système en boucle fermée dans la région ayant les caractéristiques suivantes : un taux de convergence $\alpha = 5$, un taux d'amortissement $\xi_s = 0.7$, un rayon $r_s = 50$ et un niveau d'atténuation $\gamma = 0.8$.

Ce test est réalisé en considérant l'information issue par le superviseur développé afin d'activer l'action du correcteur haut niveau synthétisé. Les performances de détection du superviseur développé sont comparées à celles d'un superviseur utilisant uniquement le critère Cr 2 qui présente la notation globale la plus élevée comme illustré sur le Tableau 5.2.

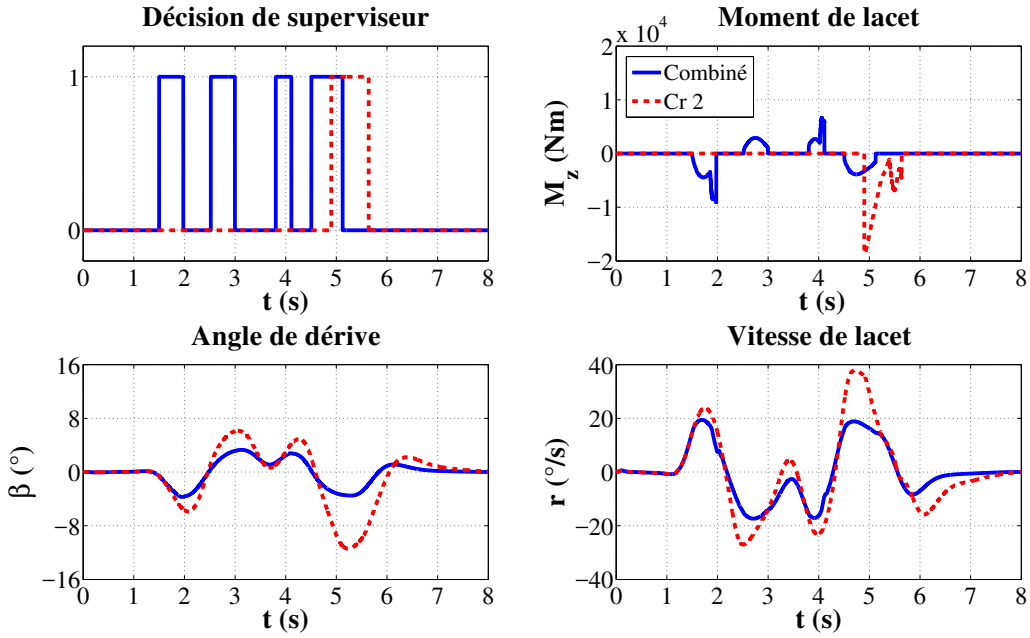

FIGURE 5.14 – Comparaison des performances du superviseur développé avec celles du superviseur basé sur le critère Cr 2

A partir de la Figure 5.14, il est possible de constater que le moment de lacet M_z en utilisant le superviseur proposé permet de garantir un angle de dérive et une vitesse de lacet inférieurs à ceux obtenus en utilisant le superviseur utilisant le critère Cr 2. En effet, la combinaison des critères permet de mieux connaître le comportement latéral du véhicule et par conséquent, le système de sécurité actif est déclenché plus tôt (à $t = 1.6\,s$) par le superviseur proposé alors qu'il n'est déclenché qu'à partir de $t = 2.1\,s$ par le superviseur utilisant le critère Cr 2. Notons aussi que le moment de lacet M_z généré par la loi de commande comportant la combinaison des critères est inférieur au M_z utilisant le superviseur Cr 2. De cette manière, le système de

sécurité utilisant le superviseur proposé permet d'améliorer la stabilité latérale du véhicule avec moins d'effort de contrôle.

5.5 Conclusion

Dans ce chapitre, deux problématiques liées à une conduite non conventionnelle ont été traitées. La première porte sur le guidage d'urgence lors de la perte de l'actionneur de la colonne de direction et la deuxième concerne la conception d'un système de supervision pour un système de sécurité actif.

Une architecture de guidage d'urgence a été proposée et intégrée dans l'architecture globale de conduite automatisée. Elle vise à guider et à arrêter le véhicule dans une zone sûre lorsqu'une défaillance totale de l'actionneur du système de direction est détectée. Pour ce faire, une trajectoire de référence d'urgence ainsi qu'un profil de vitesse d'urgence sont générés. Ces références sont utilisées par le CGU issu de la combinaison d'un correcteur latéral et d'un correcteur longitudinal. L'utilisation des mêmes actionneurs pour accomplir les deux objectifs de commande peut être une source de conflits. Un mécanisme de gestion permettant d'éviter le contrôle des conflits entre le guidage longitudinal et le guidage latéral est proposé, les performances de l'architecture de guidage d'urgence sont illustrées par un test de simulation sur CarMaker. Il convient toutefois d'étudier une reconfiguration de la commande du CGU en présence d'une perte d'efficacité des freins. Une voie intéressante pour aborder ce problème est de modifier la stratégie d'allocation de commande pour prendre en compte cette perte d'efficacité sans effectuer une modification de la loi de commande haut niveau proposée. Une amélioration du mécanisme de gestion peut être envisagée afin de garantir une utilisation optimale des freins pour le guidage longitudinal ainsi que pour le guidage latéral.

La deuxième partie du chapitre a été consacré au développement d'un superviseur de la détection de la stabilité latérale au moyen d'une combinaison multi-critères. Cette combinaison fournit une bien meilleure connaissance sur la perte de stabilité latérale du véhicule et un état supplémentaire, un état de vigilance, est proposé en introduisant de cette manière un degré de liberté pour améliorer la gestion de la sécurité latérale. Cet état peut être utilisé pour alerter par exemple le système de conduite sur un comportement indésirable. L'intérêt d'effectuer cette combinaison vis-à-vis d'une utilisation individuelle des critère à été mis en lumière à travers différents tests utilisant l'environnement CarMaker. Les résultats de la simulation montrent

l'amélioration des performances du système de contrôle actif. Il peut être cependant, intéressant d'évaluer la sensibilité de l'approche proposée aux facteurs d'échelle utilisés ici. D'autre part, la méthode de combinaison de critères peut être améliorée en utilisant par exemple des approches plus sophistiquées à partir des techniques de fusion des données ou/et en considérant des pondérations variables au cours du temps pour adapter la combinaison de critères à la situation de conduite.

Conclusion Générale

Les travaux réalisés dans le cadre de cette thèse s'inscrivent dans le cadre du projet SIMPHA (Solutions Innovantes pour la Mobilité individualisée et durable des seniors et Personnes présentant un Handicap) qui vise à développer des systèmes intelligents pour une mobilité durable. Ils portent principalement sur le guidage latéral d'un véhicule autonome en situations non conventionnelles de conduite. Deux principaux problèmes sont traités, d'une part le guidage latéral en considérant une discontinuité des trajectoires de référence et d'autre part, le guidage en situation d'urgence lors de la défaillance de l'actionneur de la colonne de direction. Un moyen permettant d'améliorer la détection de la perte de stabilité latérale d'un véhicule a été aussi développé. Les solutions apportées à ces différents problèmes reposent sur le développement d'une architecture hiérarchisée de conduite automatisée mise en oeuvre sur le véhicule d'essais ARTEMIPS.

La démarche globale de synthèse proposée allant de la conception jusqu'à l'implantation sur un système complexe, en passant bien sûr par la phase de modélisation et de simulation, a été validée au cours de cette thèse. Il est intéressant de remarquer que l'architecture de commande proposée est suffisamment générique pour permettre sa modification et l'intégration d'autres modules tout en gardant son homogénéité [Laghmara et al., 2019]. Ainsi, cette même architecture a été utilisée comme point de départ afin de répondre aux problèmes posés par le guidage latéral en situations non conventionnelles de conduite.

La modélisation de la dynamique latérale du véhicule est une phase incontournable dans le cadre de cette thèse afin de synthétiser et de valider les stratégies de guidage latéral proposées. Différents modèles décrivant la dynamique latérale du véhicule ainsi que les différentes hypothèses adoptées ont été présentés. Après une phase de paramètrisation, les modèles de synthèse et le modèle de validation CarMaker ont été confrontés à des données expérimentales issues du véhicule d'essais afin de valider leur pertinence. Les résultats de modélisation et de validation ainsi obtenus constituent une contribution intéressante car ce véhicule d'essais est utilisé pour la première fois pour la validation expérimentale des stratégies de guidage latéral.

Une autre contribution de ces travaux de recherche porte sur la conception d'une stratégie de guidage latéral s'appuyant sur une architecture de commande globale composée d'un retour d'état robuste couplé à une action feed-forward. Initialement développée à partir de modèles linéaires, cette architecture de commande a été ensuite étendue à une classe plus large de systèmes non-linéaires dits polytopiques afin d'augmenter le domaine de fonctionnement de la loi de commande. La synthèse des stratégies de guidage latéral vise à réduire les erreurs calculées à partir des informations de la trajectoire de référence. Deux modèles d'erreur sont utilisés à cette fin. La principale différence réside dans le choix du point géométrique utilisé afin de calculer l'erreur latérale. La contribution apportée consiste à utiliser le centre de percussion (CoP) pour définir l'erreur latérale [Boudali et al., 2017]. Les performances de la stratégie de guidage utilisant le CoP ont été comparées à celles de la stratégie plus classique utilisant le CoG à l'aide de l'environnement CarMaker. Au delà des aspects théoriques abordés, une contribution importante porte sur la validation expérimentale à l'aide du véhicule d'essais. En effet, l'architecture de conduite automatisée ainsi que les deux stratégies de guidage latéral ont été complètement mises en oeuvre sur le véhicule d'essais ARTEMIPS dans le cadre de ces travaux de thèse.

La présence d'une discontinuité de la trajectoire de référence peut être à l'origine d'une situation critique non conventionnelle de conduite à éviter. Le problème posé par la discontinuité de la trajectoire de référence a été traité en introduisant une référence virtuelle dans l'architecture globale de guidage latéral [Boudali et al., 2019]. Cette référence virtuelle est calculée à l'aide d'une approche de guidage géométrique connue comme l'algorithme LOS. La démarche ainsi proposée permet d'unifier l'approche dynamique et l'approche géométrique de guidage grâce à l'introduction du paramètre T_d permettant de modifier la contribution de la référence virtuelle. Une loi d'adaptation de T_d a été proposée afin de fournir la référence virtuelle atténuant l'impact indésirable de la discontinuité de la trajectoire de référence. Une formulation polytopique a été utilisée afin de garantir la stabilité de la loi de commande pour une variation de T_d dans un intervalle donné. Les résultats obtenus en simulation montrent la validité de l'approche proposée.

La perte de l'actionneur de la colonne de direction peut aussi conduire à une situation critique de conduite mettant en péril la sécurité des occupants du véhicule. Face à ce problème, une architecture de guidage d'urgence a été proposée et intégrée dans l'architecture globale de conduite automatisée [Boudali et al., 2018]. L'idée proposée consiste à effectuer un guidage à l'aide d'un freinage différentiel. Lors d'une perte totale de l'actionneur de la colonne de di-

rection, cette architecture doit assurer deux objectifs, le guidage du véhicule vers une bande d'arrêt d'urgence et l'arrêt complet du véhicule dans cette bande. Pour ce faire, un module de génération de référence d'urgence a été proposé de façon à fournir une trajectoire de référence d'urgence ainsi qu'un profil de vitesse d'urgence. Ces références sont utilisées par le correcteur du guidage d'urgence (CGU) composé d'un correcteur latéral et d'un correcteur longitudinal. Puisque les deux correcteurs agissent sur les mêmes actionneurs (les freins), un mécanisme de gestion permettant d'éviter le conflit entre les deux objectifs de commande a été développé.

La perte de la stabilité latérale du véhicule conduit à une situation critique non conventionnelle de conduite. Dans cette situation, le correcteur de guidage latéral n'est plus en mesure d'accomplir sa tâche et par conséquent le véhicule peut sortir de sa trajectoire. Afin de faire face à ce problème, un superviseur permettant de détecter la perte de stabilité latérale au moyen d'une combinaison multi-critères a été proposé [Gasmi et al., 2019]. Cette combinaison permet de fournir une meilleure connaissance sur la perte de stabilité latérale par l'ajout d'un état supplémentaire dit de vigilance. Cet état additionnel permet de réduire un phénomène d'oscillation lors de la détection de la perte de stabilité. Il est aussi possible de l'utiliser pour alerter par exemple le système de conduite d'un comportement indésirable.

Les travaux proposés dans cette thèse ouvrent des perspectives intéressantes en matière de guidage et de stabilisation pour un véhicule autonome. En effet, l'approche unifiée de guidage peut être robustifiée afin de prendre en compte d'autres types de discontinuité de la trajectoire de référence (discontinuité de l'angle d'orientation et discontinuité de la courbure). La prise en compte de la vitesse peut être aussi considérée afin d'élargir le domaine de fonctionnement de l'approche unifiée en utilisant par exemple l'approche polytopique lors de la synthèse. Une piste intéressante à explorer lors de la perte de l'actionneur du système de direction consiste à prendre en compte une perte d'efficacité des freins. Ce problème peut être abordé à partir de la couche d'allocation de commande évitant ainsi de remettre en question la synthèse haut niveau du CGU. Les conflits entre le guidage latéral et le guidage longitudinal est un sujet ouvert qui mérite aussi d'être abordé de façon optimiser l'utilisation des freins grâce à un mécanisme de gestion plus élaboré. Enfin, les résultats obtenus par le superviseur de détection de la stabilité latérale peuvent être améliorés en utilisant par exemple une méthode de combinaison plus sophistiquée à partir des techniques de fusion de données ou/et en considérant des pondérations variables au cours du temps afin d'adapter la combinaison des critères à la situation de conduite.

Bibliographie

[Alberding et al., 2009] Alberding, M. B., Tjønnås, J., et Johansen, T. A. (2009). Nonlinear hierarchical control allocation for vehicle yaw stabilization and rollover prevention. In *2009 European Control Conference*, Hungary.

[Amer et al., 2017] Amer, N. H., Zamzuri, H., Hudha, K., et Kadir, Z. A. (2017). Modelling and Control Strategies in Path Tracking Control for Autonomous Ground Vehicles : A Review of State of the Art and Challenges. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 86(2) :225–254.

[Arogeti et al., 2012] Arogeti, S. A., Wang, D., Low, C. B., et Yu, M. (2012). Fault detection isolation and estimation in a vehicle steering system. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 59(12) :4810–4820.

[Attia, 2015] Attia, R. (2015). *Coupled Longitudinal and Lateral Control for a Safe Automated Vehicle Guidance*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.

[Attia et al., 2012] Attia, R., Orjuela, R., et Basset, M. (2012). Coupled longitudinal and lateral control strategy improving lateral stability for autonomous vehicle. In *2012 American Control Conference*, Canada.

[Attia et al., 2014] Attia, R., Orjuela, R., et Basset, M. (2014). Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance. *Vehicle System Dynamics*, 52(2) :261–279.

[Barkenbus, 2010] Barkenbus, J. N. (2010). Eco-driving : An overlooked climate change initiative. *Energy Policy*, 38(2) :762–769.

[Barton, 2001] Barton, M. J. (2001). *Controller development and implementation for path planning and following in an autonomous urban vehicle*. Thèse de doctorat, The University of Sydney.

[Ben Messaoud et al., 2018] Ben Messaoud, W., Basset, M., Lauffenburger, J.-P., et Orjuela, R. (2018). Smooth Obstacle Avoidance Path Planning for Autonomous Vehicles. In *IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, Spain.

[Borner et al.,] Borner, M., Andréani, L., Albertos, P., et Isermann, R. Detection of lateral vehicle driving conditions based on the characteristic velocity. In *15th IFAC World Congress*, Spain.

[Boudali et al., 2017] Boudali, M., Orjuela, R., et Basset, M. (2017). A Comparison of Two Guidance Strategies for Autonomous Vehicles. In *IFAC 2017 World Congress*, France.

[Boudali et al., 2019] Boudali, M., Orjuela, R., et Basset, M. (2019). Unified dynamic and geometrical vehicle guidance strategy to cope with the discontinuous reference trajectory. *Vehicle System Dynamics*, pages 1–28.

[Boudali et al., 2018] Boudali, M., Orjuela, R., Basset, M., et Attia, R. (2018). Emergency Autonomous Vehicle Guidance Under Steering Loss. In *2018 IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, China.

[Boyd et al., 1994] Boyd, S. P., El Ghaoui, L., Feron, E., et Balakrishnan, V. (1994). *Linear matrix inequalities in system and control theory.* Society for Industrial and Applied Mathematics.

[Broggi et al., 2013] Broggi, A., Grisleri, P., et Zani, P. (2013). Sensors technologies for intelligent vehicles perception systems :a comparison between vision and 3D-LIDAR. In *16th International IEEE Annual Conference on Intelligent Transportation Systems*, Netherlands.

[Brossard, 2006] Brossard, J.-P. (2006). *Dynamique du véhicule : modélisation des systèmes complexes.* Presses polytechniques et universitaires romandes.

[Cai et al., 2011] Cai, G., Chen, B. M., et Lee, T. H. (2011). *Unmanned rotorcraft systems.* Springer Science & Business Media.

[Chan, 2017] Chan, C.-Y. (2017). Advancements, prospects, and impacts of automated driving systems. *International Journal of Transportation Science and Technology*, 6(3) :208 – 216.

[Chilali et Gahinet, 1996] Chilali, M. et Gahinet, P. (1996). H∞ design with pole placement constraints : an lmi approach. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 41(3) :358–367.

[Coulter, 1992] Coulter, R. C. (1992). Implementation of the pure pursuit path tracking algorithm. Rapport Technique CMU-RI-TR-92-01, The Robotics Institute Carnegie Mellon University.

[Coué et al., 2006] Coué, C., Pradalier, C., Laugier, C., Fraichard, T., et Bessière, P. (2006). Bayesian occupancy filtering for multitarget tracking : an automotive application. *The International Journal of Robotics Research*, 25(1) :19–30.

[Cross, 2004] Cross, R. (2004). Center of percussion of hand-held implements. *American Journal of Physics*, 72(5) :622–630.

[Daniel, 2010] Daniel, J. (2010). *Trajectory Generation and Data Fusion for Control-oriented Advanced Driver Assistance Systems.* Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.

[Daniel et al., 2011] Daniel, J., Birouche, A., Lauffenburger, J.-P., et Basset, M. (2011). Navigation-based constrained trajectory generation for advanced driver assistance systems. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 9(3) :269–296.

[Daniel et al., 2009] Daniel, J., Pouly, G., Birouche, A., Lauffenburger, J.-P., et Basset, M. (2009). Navigation-based speed profile generation for an open road speed assistant. *12th IFAC Symposium on Transportation Systems*, 42(15) :320–327.

[Demerly et Youcef-Toumi, 2000] Demerly, J. D. et Youcef-Toumi, K. (2000). Non-Linear Analysis of Vehicle Dynamics (NAVDyn) : A Reduced Order Model for Vehicle Handling Analysis. Rapport Technique 2000-01-1621, SAE International, Warrendale, PA.

[Dempster, 1968] Dempster, A. P. (1968). A generalization of Bayesian inference. *Journal of the Royal Statistical Society : Series B (Methodological)*, 30(2) :205–232.

[Elbanhawi et al., 2015a] Elbanhawi, M., Simic, M., et Jazar, R. (2015a). The Role of Path Continuity in Lateral Vehicle Control. In *Computer Science*, Austria.

[Elbanhawi et al., 2015b] Elbanhawi, M., Simic, M., et Jazar, R. N. (2015b). Continuous path smoothing for car-like robots using b-spline curves. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 80(1) :23–56.

[Elfes, 1989] Elfes, A. (1989). Using occupancy grids for mobile robot perception and navigation. *Computer*, 22(6) :46–57.

[Eskandarian, 2012] Eskandarian, A. (2012). *Handbook of Intelligent Vehicles.* Springer.

[Falcone et al., 2007] Falcone, P., Borrelli, F., Asgari, J., Tseng, H., et Hrovat, D. (2007). Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 15(3) :566–580.

[Fossen et al., 2003] Fossen, T. I., Breivik, M., et Skjetne, R. (2003). Line-of-sight path following of underactuated marine craft. In *6th Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Spain.

[Funke et al., 2017] Funke, J., Brown, M., Erlien, S. M., et Gerdes, J. C. (2017). Collision Avoidance and Stabilization for Autonomous Vehicles in Emergency Scenarios. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 25(4) :1204–1216.

[Funke et Gerdes, 2016] Funke, J. et Gerdes, J. C. (2016). Simple Clothoid Lane Change Trajectories for Automated Vehicles Incorporating Friction Constraints. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 138(2) :021002.

[Furuya et Irisawa, 2005] Furuya, S. et Irisawa, J. (2005). LMI-based robust H2 control design with regional pole constraints for damping power system oscillations. *International Transactions on Electrical Energy Systems*, 15(1) :13–29.

[Gao et al., 2014] Gao, Y., Gray, A., Carvalho, A., Tseng, H. E., et Borrelli, F. (2014). Robust nonlinear predictive control for semiautonomous ground vehicles. In *2014 American Control Conference*, USA.

[Gasmi, 2018] Gasmi, A. (2018). Stability criteria analysis and control for an autonomous vehicle. Master's thesis, Université de Haute-Alsace.

[Gasmi et al., 2019] Gasmi, A., Boudali, M., Orjuela, R., et Basset, M. (2019). Multi-criteria stability combination for yaw stability control of autonomous vehicles. In *9th IFAC International Symposium on Advances in Automotive Control*, France.

[Ghike et Shim, 2006] Ghike, C. et Shim, T. (2006). 14 Degree-of-Freedom Vehicle Model for Roll Dynamics Study. Rapport Technique 2006-01-1277, SAE International, Warrendale, PA.

[GmbH, 2013] GmbH, I. A. (2013). Carmaker reference manual version 4.0.4. Technical report.

[Gonzalez et al., 2016] Gonzalez, D., Milanes, V., Perez, J., et Nashashibi, F. (2016). Speed profile generation based on quintic Bézier curves for enhanced passenger comfort. In *19th IEEE International Conference on Intelligent Transportation Systems*, Brazil.

[Guillet, 2011] Guillet, J. (2011). *Etude et réduction d'ordre de modèles linéraires structurés : application à la dynamique du véhicule.* Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.

[Guldner et al., 1996] Guldner, J., Tan, H.-S., et Patwardhan, S. (1996). Analysis of automatic steering control for highway vehicles with look-down lateral reference systems. *Vehicle System Dynamics*, 26(4) :243–269.

[Guo et al., 2014] Guo, L., Ge, P., Yang, X., et Li, B. (2014). Intelligent vehicle trajectory tracking based on neural networks sliding mode control. In *International Conference on Informative and Cybernetics for Computational Social Systems*, China.

[Guzzella, 2009] Guzzella, L. (2009). Automobiles of the future and the role of automatic control in those systems. *Annual Reviews in Control*, 33(1) :1 – 10.

[Hamza, 2015] Hamza, S. (2015). *Contribution à l'analyse de sensibilité des systèmes complexes : application à la dynamique du véhicule.* Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.

[He et al., 2006] He, J., Crolla, D. A., Levesley, M. C., et Manning, W. J. (2006). Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, 220(10) :1401–1420.

[Hegazy et al., 2000] Hegazy, S., Rahnejat, H., et Hussain, K. (2000). Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis under transient manoeuvre. *Vehicle System Dynamics*, 34(1) :1–24.

[Heinrich, 2018] Heinrich, S. (2018). *Planning Universal On-Road Driving Strategies for Automated Vehicles*, volume 119. Springer.

[Hiraoka et al., 2009] Hiraoka, T., Nishihara, O., et Kumamoto, H. (2009). Automatic path-tracking controller of a four-wheel steering vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 47(10) :1205–1227.

[Hwang et al., 2008] Hwang, T. H., Park, K., Heo, S. J., Lee, S. H., et Lee, J. C. (2008). Design of integrated chassis control logics for afs and esp. *International Journal of Automotive Technology*, 9(1) :17–27.

[Härkegård et Glad, 2005] Härkegård, O. et Glad, S. T. (2005). Resolving actuator redundancy—optimal control vs. control allocation. *Automatica*, 41(1) :137 – 144.

[Idrac, 2018] Idrac, A.-M. (2018). Développement des véhicules autonomes - Orientations stratégiques pour l'action publique. Rapport public, France. Ministère de la Transition écologique et solidaire.

[Im et al., 2009] Im, J. S., Ozaki, F., Yeu, T. K., et Kawaji, S. (2009). Model-based fault detection and isolation in steer-by-wire vehicle using sliding mode observer. *Mechanical Science and Technology*, 23(8) :1991–1999.

[Jazar, 2014] Jazar, R. N. (2014). *Vehicle Dynamics : Theory and Application*. Springer New York.

[Johansen et Fossen, 2013] Johansen, T. A. et Fossen, T. I. (2013). Control allocation - A survey. *Automatica*, 49(5) :1087 – 1103.

[Kapania et Gerdes, 2015] Kapania, N. R. et Gerdes, J. C. (2015). Design of a feedback-feedforward steering controller for accurate path tracking and stability at the limits of handling. *Vehicle System Dynamics*, 53(12) :1687–1704.

[Katrakazas et al., 2015] Katrakazas, C., Quddus, M., Chen, W.-H., et Deka, L. (2015). Real-time motion planning methods for autonomous on-road driving : State-of-the-art and future research directions. *Transportation Research Part C : Emerging Technologies*, 60 :416 – 442.

[Kiebré, 2010] Kiebré, R. (2010). *Contribution to Modeling of Aircraft Tyre-road Interaction*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.

[Kiencke et Nielsen, 2005] Kiencke, U. et Nielsen, L. (2005). *Automotive Control Systems*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.

[Kritayakirana et Gerdes, 2012a] Kritayakirana, K. et Gerdes, J. C. (2012a). Autonomous vehicle control at the limits of handling. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 10(4) :271–296.

[Kritayakirana et Gerdes, 2012b] Kritayakirana, K. et Gerdes, J. C. (2012b). Using the centre of percussion to design a steering controller for an autonomous race car. *Vehicle System Dynamics*, 50(sup1) :33–51.

[Laghmara et al., 2019] Laghmara, H., Boudali, M., Laurain, T., Ledy, J., Orjuela, R., Lauffenburger, J.-P., et Basset, M. (2019). Obstacle Avoidance, Path Planning and Control for Autonomous Vehicles. In *30th IEEE Intelligent Vehicles*, France.

[Lamy, 2010] Lamy, C. (2010). *Novel accurate tyre slip angle measurement means : application to tyre model identification from vehicle-on-track tests for global vehicle performance analysis.* Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.

[Lauffenburger, 2015] Lauffenburger, J. (2015). *Vers l'autonomie des véhicules routiers : de la commande des systèmes à la perception de l'environnement.* Habilitation à diriger des recherches, Université de Haute-Alsace,.

[Lekkas et Fossen, 2012] Lekkas, A. M. et Fossen, T. I. (2012). A time-varying lookahead distance guidance law for path following. In *9th Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Italy.

[Lekkas et Fossen, 2014] Lekkas, A. M. et Fossen, T. I. (2014). Integral LOS path following for curved paths based on a monotone cubic hermite spline parametrization. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 22(6) :2287–2301.

[Lekkas et al., 2013] Lekkas, A. M., Fossen, T. I., et Gal, O. (2013). Line-of-sight guidance for path following of marine vehicles. In *Advanced in Marine Robotics*, chapter 5, pages 63–92. LAMBERT Academic Publishing.

[Li et al., 2014] Li, X., Sun, Z., Zhu, Q., et Liu, D. (2014). A unified approach to local trajectory planning and control for autonomous driving along a reference path. In *2014 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, China.

[Lipecki, 2007] Lipecki, T. (2007). The modern technologies of DGPS and RTK corrections transfer. *Geomatics and Environmental Engineering*, 1 :67–76.

[Liu, 2002] Liu, S. (2002). An on-line reference-trajectory generator for smooth motion of impulse-controlled industrial manipulators. In *7th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control*, Slovenia.

[Ljung, 1998] Ljung, L. (1998). *System Identification : Theory for the User.* Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 2 edition.

[Lofberg, 2004] Lofberg, J. (2004). YALMIP : a toolbox for modeling and optimization in MATLAB. In *2004 IEEE International Symposium on Computer Aided Control Systems Design*, USA.

[Marino et al., 2011] Marino, R., Scalzi, S., et Netto, M. (2011). Nested PID steering control for lane keeping in autonomous vehicles. *Control Engineering Practice*, 19(12) :1459–1467.

[Merriaux, 2016] Merriaux, P. (2016). *Elements of embedded localization for field robotics.* Thése de doctorat, Normandie université.

[Michelin, 2001] Michelin (2001). *Le pneu L'adhérence.* Société de Technologie Michelin.

[Michon, 1985] Michon, J. A. (1985). A critical view of driver behavior models : what do we know, what should we do ? In *Human behavior and traffic safety*, pages 485–524. Springer.

[Milliken et Milliken, 1995] Milliken, W. F. et Milliken, D. L. (1995). *Race car vehicle dynamics.* Society of Automotive Engineers Warrendale.

[Morales et al., 2009] Morales, J., Martínez, J. L., Martínez, M. A., et Mandow, A. (2009). Pure-pursuit reactive path tracking for nonholonomic mobile robots with a 2d laser scanner. *EURASIP Journal on Advances in Signal Processing*, 2009 :1–10.

[Morère, 2000] Morère, Y. (2000). *Mise en oeuvre de lois de commande pour les modèles flous de type Takagi-Sugeno.* Thèse de doctorat, Université de Valenciennes et du Haut Cambrésis.

[Mouri et Furusho, 1997] Mouri, H. et Furusho, H. (1997). Automatic path tracking using linear quadratic control theory. In *Conference on Intelligent Transportation Systems*, USA.

[Netto et al., 2004] Netto, M. S., Chaib, S., et Mammar, S. (2004). Lateral adaptive control for vehicle lane keeping. In *2004 American Control Conference*, USA.

[On-Road Automated Driving committee, 2018] On-Road Automated Driving committee (2018). Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles. Technical report, SAE International.

[Orjuela et al., 2019] Orjuela, R., Ichalal, D., Marx, B. Maquin, D., et Ragot, J. (2019). *New Trends in Observer-based Control : An Introduction to Design Approaches and Engineering Applications*, chapter Polytopic Models for Observer and Fault-Tolerant Control Designs, pages 295–235. Academic Press.

[Orjuela et al., 2018] Orjuela, R., Ledy, J., Lauffenburger, J.-P., et Basset, M. (2018). Les véhicules autonomes et le risque technologique : d'où vient-on et où va-t-on ? *Riseo : risques études et observations*, 1.

[Pacejka, 2005] Pacejka, H. (2005). *Tire and vehicle dynamics.* Elsevier.

[Park et al., 2015] Park, M., Lee, S., et Han, W. (2015). Development of steering control system for autonomous vehicle using geometry-based path tracking algorithm. *ETRI Journal*, 37(3) :617–625.

[Pendleton et al., 2017] Pendleton, S., Andersen, H., Du, X., Shen, X., Meghjani, M., Eng, Y., et Rus, D.and Ang, M. (2017). Perception, planning, control, and coordination for autonomous vehicles. *Machines*, 5(1) :2–54.

[Pereira et al., 2017] Pereira, G. C., Svensson, L., Lima, P. F., et Martensson, J. (2017). Lateral Model Predictive Control for Over-Actuated Autonomous Vehicle. In *2017 IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, USA.

[Peters et al., 2011] Peters, S., Frazzoli, E., et Iagnemma, K. (2011). Differential flatness of a front-steered vehicle with tire force control. In *2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, USA.

[Porcel, 2003] Porcel, A. (2003). *Contribution à la commande multivariable des systèmes complexes rapides, instables ou pseudostables.* Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.

[Porcel et al., 2004] Porcel, A., Basset, M., et Gissinger, G. (2004). Car stability detection from tyre stresses. In *FAC Symposium on Advances in Automotive Control*, Italy.

[Pouly, 2009] Pouly, G. (2009). *Analysis and synthesis of advanced control laws for vehicle ground guidance.* Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.

[Rajamani, 2012] Rajamani, R. (2012). *Vehicle Dynamics and Control.* Mechanical Engineering Series. Springer US.

[Roos, 2007] Roos, C. (2007). *Contribution à la commande des systèmes saturés en présence d'incertitudes et de variations paramétriques : application au pilotage de l'avion au sol.* Thèse de doctorat, Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace.

[Rysdyk, 2003] Rysdyk, R. (2003). UAV path following for constant line-of-sight. In *2nd AIAA "Unmanned Unlimited" Systems, Technologies, and Operations*, USA.

[Shin et Joo, 2010] Shin, D.-H. et Joo, B.-Y. (2010). Design of a vision-based autonomous path-tracking control system and experimental validation. *Journal of Automobile Engineering*, 224(7) :849–864.

[Sturm, 1999] Sturm, J. F. (1999). Using SeDuMi 1.02, a MATLAB toolbox for optimization over symmetric cones. *Optimization methods and software*, 11(1-4) :625–653.

[Sujit et al., 2014] Sujit, P. B., Saripalli, S., et Sousa, J. B. (2014). Unmanned aerial vehicle path following : A survey and analysis of algorithms for fixed-wing unmanned aerial vehicless. *IEEE Control Systems Magazine*, 34(1) :42–59.

[Svensson et al., 2018] Svensson, L., Masson, L., Mohan, N., Ward, E., Brenden, A. P., Feng, L., et Törngren, M. (2018). Safe stop trajectory planning for highly automated vehicles : An optimal control problem formulation. In *2018 IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, China.

[Tagne et al., 2013] Tagne, G., Talj, R., et Charara, A. (2013). Higher-order sliding mode control for lateral dynamics of autonomous vehicles, with experimental validation. In *2013 IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Australia.

[Tanaka et al., 1998] Tanaka, K., Ikeda, T., et Wang, H. (1998). Fuzzy regulators and fuzzy observers : Relaxed stability conditions and LMI-Based designs. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 6(2) :250–265.

[Tanelli et al., 2008] Tanelli, M., Astolfi, A., et Savaresi, S. M. (2008). Robust nonlinear output feedback control for brake by wire control systems. *Automatica*, 44(4) :1078 – 1087.

[Thomas D. Gillespie, 1992] Thomas D. Gillespie (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE International.

[Thrun et al., 2006] Thrun, S., Montemerlo, M., Dahlkamp, H., Stavens, D., Aron, A., Diebel, J., Fong, P., Gale, J., Halpenny, M., et Hoffmann, G. (2006). Stanley : The robot that won the DARPA Grand Challenge. *Journal of field Robotics*, 23(9) :661–692.

[Vu et al., 2014] Vu, T., Aycard, O., et Tango, F. (2014). Object perception for intelligent vehicle applications : A multi-sensor fusion approach. In *2014 IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, USA.

[Walter et Pronzato, 1994] Walter, et Pronzato, L. (1994). *Identification de modèles paramétriques à partir de données expérimentales*. Masson.

[Watzenig et Horn, 2016] Watzenig, D. et Horn, M. (2016). *Automated Driving : Safer and More Efficient Future Driving*. Springer.

[Wolcott et Eustice, 2014] Wolcott, R. W. et Eustice, R. M. (2014). Visual localization within LIDAR maps for automated urban driving. In *2014 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, USA.

[Wong, 2008] Wong, J. Y. (2008). *Theory of ground vehicles*. John Wiley & Sons.

[Yoon et al., 2010] Yoon, J., Cho, W., Kang, J., Koo, B., et Yi, K. (2010). Design and evaluation of a unified chassis control system for rollover prevention and vehicle stability improvement on a virtual test track. *Control Engineering Practice*, 18(6) :585 – 597.

[Zakaria et al., 2014] Zakaria, M. A., Zamzuri, H., Mamat, R., Mazlan, S. A., Rahman, M. A. A., et Rahman, A. H. A. (2014). Dynamic curvature path tracking control for autonomous vehicle : Experimental results. In *2014 International Conference on Connected Vehicles and Expo*, Austria.

[Zhang, 1999] Zhang, Y. (1999). User's guide to lipsol linear-programming interior point solvers v0.4. *Optimization Methods and Software*, 11(1-4) :385–396.