



HAL
open science

Architectures hiérarchisées de contrôle global du châssis tolérantes aux défauts pour le guidage et la stabilisation d'un véhicule autonome

Faïza Enfel Khelladi

► **To cite this version:**

Faïza Enfel Khelladi. Architectures hiérarchisées de contrôle global du châssis tolérantes aux défauts pour le guidage et la stabilisation d'un véhicule autonome. Automatique / Robotique. Université de Haute Alsace - Mulhouse, 2021. Français. NNT : 2021MULH3745 . tel-03852084

HAL Id: tel-03852084

<https://theses.hal.science/tel-03852084>

Submitted on 14 Nov 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.

**Architectures hiérarchisées de contrôle global du châssis
tolérantes aux défauts pour le guidage et la stabilisation
d'un véhicule autonome**

THÈSE

présentée et soutenue publiquement le 07 juillet 2021

pour l'obtention du

Doctorat de l'Université de Haute-Alsace

(Spécialité Automatique)

par

Faïza Khelladi

Composition du jury

<i>Rapporteurs :</i>	Mohammed CHADLI Chouki SENTOUH	Professeur à l'Univ. Paris-Saclay MCF HDR à l'Univ. Polytech. de Hauts-de-France
<i>Examineurs :</i>	Brigitte D'ANDRÉA-NOVEL Reine TALJ	Professeur à l'Univ. de Sorbonne Chargée de recherche CNRS, HDR à l'Univ. de Technologie de Compiègne
<i>Invités :</i>	Mario CASSARO Pierre DUMAS	Docteur/Ingénieur de recherche à l'ONERA Dr./Ing. Resp. Électrique et Informatique Produit au Groupe LOHR
<i>Encadrants :</i>	Michel BASSET Rodolfo ORJUELA	Professeur à l'Univ. de Haute-Alsace MCF HDR à l'Univ. de Haute-Alsace

Mis en page avec la classe thesul.

Remerciements

Voilà que trois années et huit mois (et une semaine et... je m'arrête ici!) se sont écoulés au sein de l'Institut de recherche en Informatique, Mathématiques, Automatique et Signal de l'Université de Haute-Alsace où j'ai été chaleureusement accueillie par l'équipe de Modélisation et Identification en Automatique et Mécanique.

Tout d'abord, je tiens à remercier mon directeur de thèse, Michel Basset, de m'avoir accueillie au sein de l'IRIMAS et de m'avoir permis de participer aux différents GTATT. Ce fut très intéressant scientifiquement (et gustativement!) parlant.

Ma gratitude s'adresse également à mon co-directeur de thèse, Rodolfo Orjuela, pour son soutien scientifique et humain, ses remarques constructives et ses multiples corrections (même si, parfois, ça ne m'enchantait pas de re-re-recorriger $\rightarrow \lim_{re \rightarrow \infty} re(\text{corriger}) = \text{Rodolfo}$).

Je remercie chaleureusement Mario Cassaro pour toutes les heures passées à travailler ensemble et également pour les conseils en or qu'il m'a donné et qui m'ont permis d'avancer dans mes travaux.

Je tiens à remercier Madame Brigitte D'ANDREA-NOVEL d'avoir présider le jury de ma soutenance de thèse. Je remercie également Monsieur Mohammed CHADLI et Monsieur Chouki SENTOUH d'avoir accepté de rapporter mes travaux. Je remercie Madame Reine TALJ d'avoir examiné avec soin mon manuscrit et Monsieur Pierre DUMAS d'avoir accepté de participer à ma soutenance de thèse.

Mes remerciements vont naturellement aux chercheurs permanents du MIAM : Jonathan, Benjamin, Abderazik, Jean-Philippe, Thomas W, Thomas L et les autres avec qui j'ai eu le plaisir d'échanger et de prendre des pauses bien dosées en rire (sur des blagues tout à fait innocentes).

Je remercie également les doctorants du MIAM 2 (Hind, Mohamed, Gelareh et Manel), du MIAM 3 (Solenne, Jules, Corentin), sans oublier les doctorants de la salle sauna... et oui c'est le MIAM 1 (David, Imene et Jean-Nicola) et les nouveaux doctorants qui sont là, mais qui ne savent pas encore dans quoi ils se sont embarqués! J'ai eu un immense plaisir de partager cette expérience et de passer du temps avec vous tous que ce soit en ville ou en pleine nature.

Je remercie particulièrement Hind pour toutes les brèves pauses café passées chez moi quand j'étais à 95% en télétravail depuis la pandémie. Nos discussions de tout et de rien me faisaient un bien fou.

Mes remerciements vont aussi aux personnes qui me sont chères, famille et ami(e)s, qui m'ont toujours soutenue et cru en moi.

Pour finir, j'adresse mes remerciements à la fondation Alfred et Valentine Wallach pour son soutien financier pour le projet SIMPHA autour duquel s'est déroulé cette thèse. Je remercie également le professeur Gérard Binder et la fondation Spiegel pour leur soutien envers cette thèse.

À mes parents, mon frère et mes sœurs qui sont mes piliers,
sans vous rien n'aurait été possible !

Sommaire

Remerciements

Publications

Liste des Abréviations

Table des figures **5**

Liste des tableaux **9**

Chapitre 1

Introduction Générale

1.1	Le projet SIMPHA : une solution de mobilité pour tous	14
1.2	Architecture globale pour la conduite autonome	15
1.3	Problématique	17
1.4	Positionnement et contributions	18
1.5	Organisation du manuscrit	20

Chapitre 2

Modélisation du véhicule

2.1	Introduction	24
2.2	Éléments constitutifs du véhicule	26
2.3	Systèmes des coordonnées	28
2.3.1	Repère sol	28
2.3.2	Repère Châssis	28
2.3.3	Repère roue	30
2.4	Dynamique générale du véhicule	31
2.5	Modèle de pneu	34
2.5.1	Torseur d'efforts	34

2.5.2	Modèle de Pacejka	37
2.5.3	Cercle d'adhérence	40
2.6	Modèle 4 roues : 7DDL	41
2.6.1	Hypothèses pour un modèle 4 roues	42
2.6.2	Modélisation de la dynamique longitudinale	42
2.6.3	Modélisation de la dynamique latérale	45
2.6.4	Modélisation de la dynamique Longitudinale-latérale	46
2.6.5	Dynamique des roues	47
2.7	Modèle 2 roues : Modèle Bicyclette Linéaire	47
2.7.1	Hypothèses	47
2.7.2	Mise en équations	48
2.8	Modèle longitudinal	49
2.8.1	Hypothèses	50
2.8.2	Mise en équations	50
2.9	Modèle de validation - modèle CarMaker	50
2.10	Validation expérimentale du modèle 2-DOF et du modèle de validation	52
2.10.1	Présentation du véhicule d'essai ARTEMIPS	52
2.10.2	Recalage des modèles	53
2.10.3	Procédure de validation expérimentale des modèles	54
2.11	Conclusion	56

Chapitre 3	
Stabilisation latérale du véhicule	57

3.1	Introduction	58
3.2	Systèmes de commande de la dynamique latérale	61
3.2.1	Systèmes de commande pour la manœuvrabilité	61
3.2.2	Systèmes de commande pour la stabilité latérale	63
3.2.3	Contrôle global du châssis	63
3.3	Architecture de commande pour la stabilisation latérale du véhicule	65
3.4	Conception du superviseur : Analyse de la dynamique latérale du véhicule	66
3.4.1	Critères de stabilité latérale	67
3.4.2	Superviseur proposé : combinaison de critères de stabilité	70
3.4.3	Définition des tests de validation	75
3.4.4	Tests et validations du superviseur proposé	77
3.5	Synthèse des correcteurs de manœuvrabilité et de stabilité	84
3.5.1	Objectif de commande	84
3.5.2	Modèle de référence et limitations du véhicule	85

3.5.3	Synthèse du correcteur	85
3.5.4	Synthèse du correcteur de manœuvrabilité	87
3.5.5	Synthèse du correcteur de stabilité	88
3.6	Conception de l'allocation de commande	89
3.6.1	Théorie de l'allocation de commande	89
3.6.2	Formulation du problème d'allocation de commande	90
3.6.3	Méthodes d'allocation de commande	92
3.6.4	Allocation de commande pour la stabilisation latérale du véhicule	95
3.7	Tests et validation de l'architecture de commande sur CarMaker	96
3.7.1	Résultats de simulation	97
3.7.2	Résultats de simulation - test du braquage sinusoïdal	97
3.7.3	Résultats de simulation - test du Dwell	100
3.7.4	Résultats de simulation - test de l'élan	102
3.7.5	Discussion des résultats	103
3.8	Conclusion	104

Chapitre 4

Guidage d'urgence lors d'une défaillance du système de direction 105

4.1	Introduction	106
4.2	Architecture proposée pour le guidage normal/urgence	109
4.3	Génération de références	110
4.3.1	Planification de trajectoire	110
4.3.2	Profil de vitesse	116
4.4	Correcteur de guidage	119
4.4.1	Correcteur de guidage latéral	119
4.4.2	Correcteur de guidage longitudinal	125
4.5	Allocation de commande	127
4.5.1	Théorie de l'allocation de commande	128
4.5.2	Formulation de l'allocation de commande pour le guidage normal/urgence	129
4.6	Application au véhicule - CarMaker	131
4.6.1	Définition du test	132
4.6.2	Évaluation des performances du guidage d'urgence	134
4.6.3	Résultats de simulation	135
4.6.4	Discussion des résultats	139
4.7	Conclusion	140

Chapitre 5	
Vers un contrôle global du châssis tolérant aux défauts	141
5.1 Introduction	141
5.2 Architecture hiérarchisée de GCC d'un véhicule autonome	145
5.3 Théorie de l'allocation de commande tolérante aux défauts	147
5.3.1 Modélisation du défaut actionneur	147
5.3.2 Algorithme de l'allocation de commande tolérante aux défauts FTCA	149
5.4 Formulations d'allocation de commande vers un GCC	150
5.4.1 Choix des entrées u et de leurs contraintes suivant la configuration du véhicule	151
5.4.2 FTCA pour le guidage longitudinal et la stabilisation latérale	153
5.4.3 Résumé de la formulation générique de l'algorithme de FTCA proposé	159
5.4.4 Exemples illustratifs de la FTCA	161
5.5 Application au véhicule - CarMaker	163
5.5.1 Résultats de simulations du Test 1 : en ligne droite	164
5.5.2 Résultats de simulations du Test 2 : Virage brusque avec accélération	171
5.6 Conclusion	174
Conclusion Générale et Perspectives	177
Bibliographie	181

Publications

Journal international

- (1) Faïza Khelladi, Mohamed Boudali, Rodolfo Orjuela, Mario Cassaro, Michel Basset, Clément Roos. An emergency hierarchical guidance control strategy for autonomous vehicles. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2020.
<https://dx.doi.org/10.1109/TITS.2020.3043485>

Conférences internationales

- (1) Faïza Khelladi, Rodolfo Orjuela, Michel Basset. Direct yaw control based on a phase plan decomposition for enhanced vehicle stability. In 10th IFAC Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles, Gdansk, Poland, 2019 (**Communication nominée au Young Author Award, IFAC-IAV 2019**).
- (2) Faïza Khelladi, Rodolfo Orjuela, Michel Basset. Coordinated AFS and DYC for autonomous vehicle steerability and stability enhancement. In 21st IFAC World Congress, Berlin, Germany, 2020.

Colloques nationaux

- (1) F. Khelladi, R. Orjuela and M. Basset, “Commande décentralisée pour la stabilisation latérale d’un véhicule autonome” Groupe de Travail et Journées Automatique et Automobile, Talence, France, 2018.
- (2) F. Khelladi, R. Orjuela and M. Basset, “Architectures de commande pour le guidage et la stabilisation du véhicule autonome ”, Journée du Groupe de Travail : Automatique et Transports Terrestres, Évry, France, 2020.

Liste des Abréviations

4WD	Four-Wheel Drive
4WS	Four Wheel-Steering
ABS	Anti-lock Braking System
ACC	Adaptive Cruise Control
ADAS	Advanced Driver Assistance Systems
AFS	Active Front Steering
ARC	Active Roll Control
ARS	Active Rear Steering
CC	Cruise Control
CoG	Center of Gravity
CoP	Center of Percussion
DYC	Direct Yaw Control
EPAS	Electric Power-Assisted Steering
ESP	Electronic Stability Program
FDI	Fault Detection and Isolation
FTCA	Fault Tolerant Control Allocation
GCC	Global Chassis Control
HOF	Hard-Over Failure
LIP	Lock-In-Place
LOE	Loss-Of-Efficiency
qLPV	quasi-Linear Time Varying
PI	Proportionnel-Intégral

Liste des Abréviations

SLS Sequential Least-Squares

WLS Weighted Least-Squares

Table des figures

1.1	Cinq ères de sécurité données par la NHTSA ²	12
1.2	Niveaux d'automatisation du véhicule selon la NHTSA ¹	13
1.3	Membres du projet SIMPHA	14
1.4	Adaptation du véhicule d'essai ARTEMIPS pour le projet SIMPHA	15
1.5	Architecture de commande hiérarchisée d'un véhicule autonome	16
1.6	Perception du véhicule autonome et détection d'obstacle [Laghmara et al., 2019]	16
1.7	Planification de trajectoire d'un véhicule autonome [Ben Messaoud et al., 2018]	17
1.8	Actionneurs de la colonne de direction et du frein	17
2.1	Dynamique générale du véhicule	24
2.2	Systèmes de liaison au sol d'un véhicule	27
2.3	Repère sol	29
2.4	Repère châssis (rouge), repère roue (bleu)	29
2.5	Mouvements du véhicule	31
2.6	Projection des forces du pneu sur le repère châssis	33
2.7	Structure simplifiée des dynamiques du véhicule	33
2.8	Efforts agissant sur le pneu	35
2.9	Déformations latérale/longitudinale du pneu	35
2.10	Angle de dérive du pneu	36
2.11	Entrées/sorties du modèle de pneu	37
2.12	Courbe caractéristique du modèle de Pacejka ($Y = (F_x, F_y)$)	38
2.13	Courbes caractéristiques du pneu pour une adhérence croissante	39
2.14	Cercle d'adhérence du pneu	40
2.15	Modèle 4 roues	41
2.16	Forces agissant sur la dynamique longitudinal	43

1. <https://www.nhtsa.gov/technology-innovation/automated-vehicles-safety>

2.17	Modèle bicyclette	48
2.18	Environnement CarMaker	51
2.19	Architecture d'instrumentation du véhicule ARTEMIPS	52
2.20	Véhicule d'essai ARTEMIPS	53
2.21	Trajectoire du musée de l'automobile [Boudali, 2019]	54
2.22	Angle du volant δ_w et vitesse longitudinale V_x [Boudali, 2019]	55
2.23	Résultats de la validation du modèle [Boudali, 2019]	55
3.1	Stabilisation latérale du véhicule	60
3.2	Architectures de commande du GCC	64
3.3	Architecture détaillée de stabilisation latérale du véhicule	66
3.4	Plan de phase β - $\dot{\beta}$	68
3.5	Fonctions d'activation des correcteurs selon SI	69
3.6	Décomposition du plan de phase $\dot{\psi}$ - β associée à la proposition 1	70
3.7	Fonctions d'activation issues du superviseur - Proposition 1	72
3.8	Décomposition du plan de phase $\dot{\psi}$ - β associée à la proposition 2	73
3.9	Fonctions d'activation issues du superviseur	74
3.10	Angle de braquage maximal en fonction de la vitesse du véhicule	75
3.11	Choix de la dispersion σ	75
3.12	Angle de braquage pour le test du sinus avec amplitude croissante	76
3.13	Angle de braquage pour le test Dwell	76
3.14	ISO 3888 – 2 Double changement de voie	77
3.15	Variation des variables de lacet - Test du sinus	78
3.16	Résultats du superviseur proposé - Test du sinus	79
3.17	Résultats du superviseur classique - Test du sinus	79
3.18	Variation des variables de lacet - Test du Dwell	80
3.19	Résultats du superviseur proposé - Test du Dwell	81
3.20	Résultats du superviseur classique - Test du Dwell	81
3.21	Variation des variables de lacet - Test de l'élan	82
3.22	Résultats du superviseur proposé - Test de l'élan	82
3.23	Résultats du superviseur classique - Test de l'élan	83
3.24	Méthodologie de conception des correcteurs	84
3.25	Principe de la commande par mode glissant	86
3.26	Principe d'une architecture hiérarchisée de commande avec une couche d'allocation de commande	90

3.27	Génération de M_z à partir du freinage différentiel	95
3.28	Variables de lacet - Test du sinus	98
3.29	Comparaison des fonctions d'activation - Test du sinus	98
3.30	Moment stabilisant et angle de braquage correctif - Test du sinus	99
3.31	Comparaison des couples de freinage - Test du sinus	99
3.32	Plans de phase - Test du sinus	100
3.33	Variables de lacet - Test du Dwell	100
3.34	Comparaison des fonctions d'activation - Test du Dwell	101
3.35	Moment stabilisant et angle de braquage correctif - Test du Dwell	101
3.36	Plans de phase - Test du Dwell	101
3.37	Variables de lacet - Test de l'élan	102
3.38	Comparaison des fonctions d'activation - Test de l'élan	102
3.39	Moment stabilisant et angle de braquage correctif - Test de l'élan	103
3.40	Plans de phase - Test de l'élan	103
4.1	Objectif du guidage	106
4.2	Architecture hiérarchisée de guidage normal/urgence	109
4.3	Entrées/sortie de la planification de trajectoire d'urgence	111
4.4	Génération de trajectoire d'urgence	113
4.5	Courbures ρ_{att} et ρ_{stab} en fonction des variations de V_x	115
4.6	Décomposition de la trajectoire et de la courbure de la trajectoire	117
4.7	Machine à états finis pour la génération du profil d'accélération	118
4.8	Génération de profils d'accélération	119
4.9	Représentation du centre de percussion (CoP)	120
4.10	Modèle bicyclette	121
4.11	Schéma d'allocation	127
4.12	Représentation des moments créés autour des roues	130
4.13	Trajectoire de référence - cas 1 et 2	133
4.14	Trajectoire de référence - cas 3 et 4	133
4.15	Évaluation des performances du guidage d'urgence	134
4.16	Angle de braquage - cas 1 et 2	135
4.17	Couples de freinage appliqués aux roues - cas 1 et 2	136
4.18	Suivi du profil de vitesse - cas 1 et 2	136
4.19	Erreurs de suivi - cas 1 et 2	137
4.20	Angle de braquage - cas 3 et 4	138

4.21	Couples de freinage appliqués aux roues - cas 3 et 4	138
4.22	Suivi du profil de vitesse - cas 3 et 4	139
4.23	Erreurs de suivi - cas 3 et 4	139
5.1	Exemple de future architecture de commande hiérarchisée d'un véhicule autonome	146
5.2	Types de défaut actionneur [Bošković et Mehra, 2003]	148
5.3	Architecture hiérarchisée de guidage/stabilisation tolérants aux défauts	154
5.4	Choix des pondérations W_v	157
5.5	Exemple de choix des actionneurs pour $\delta > 0$ et $M_z < 0$	158
5.6	Algorithme d'allocation de commande proposé	160
5.7	Exemple 1 : LOE	162
5.8	Exemple 2 : LIP	162
5.9	Exemple 3 : Float	162
5.10	Exemple 4 : HOF	163
5.11	Couples de freinage appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 1	165
5.12	Couples de traction appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 1	166
5.13	Angle de braquage et commandes virtuelles - Test 1 - Véhicule 1	166
5.14	Erreurs de suivi des références - Test 1 - Véhicule 1	166
5.15	Couples appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 2	167
5.16	Angle de braquage et commandes virtuelles - Test 1 - Véhicule 2	168
5.17	Erreurs de suivi des références - Test 1 - Véhicule 2	168
5.18	Couples de freinage appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 3	169
5.19	Couples de traction appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 3	169
5.20	Angle de braquage et commandes virtuelles - Test 1 - Véhicule 3	170
5.21	Erreurs de suivi des références - Test 1 - Véhicule 3	170
5.22	Sorties des correcteurs de guidage et stabilisation latérale - Test 2 - Véhicule 2 . .	172
5.23	Erreurs de suivi des références - Test 2 - Véhicule 2	172
5.24	Couples appliqués aux roues - Test 2 - Véhicule 2	172
5.25	Commandes virtuelles en utilisant la FTCA - Test 2 - Véhicule 2	173

Liste des tableaux

2.1	Systèmes de coordonnées	28
2.2	Entrées/sorties/paramètres du modèle de Pacejka	39
2.3	Paramètres du véhicule	54
3.1	Paramètres du superviseur	77
3.2	Paramètres des correcteurs et de l'allocation de commande	97
4.1	Paramètres de la trajectoire, des correcteurs et de l'allicateur	132
5.1	Vecteurs de commande pour les Cas 1 à 3	152
5.2	Contraintes et limitations liées aux Cas 1 à 3	154
5.3	Matrice d'efficacité B pour les Cas 1 à 3	156
5.4	Matrice de pondération pour les Cas 1 à 3	158
5.5	Limitations des couples délivrés par les moteurs-roues et le système de freinage	164

Chapitre 1

Introduction Générale

Sommaire

1.1	Le projet SIMPHA : une solution de mobilité pour tous	14
1.2	Architecture globale pour la conduite autonome	15
1.3	Problématique	17
1.4	Positionnement et contributions	18
1.5	Organisation du manuscrit	20

La sécurité routière est devenue un enjeu politique, économique et sociétal majeur. En effet, les accidents de la route sont à l'origine de près de 25000 décès en 2018 dans l'Union Européenne¹. En France, les accidents de la route constituent la première cause de décès chez les adolescents. Afin de diminuer ces chiffres alarmants et en complément aux initiatives politiques (limitation de vitesse, campagne de sensibilisation des dangers de l'alcoolémie, etc.), des solutions technologiques innovantes sont proposées par les constructeurs automobiles et les chercheurs.

Ces solutions technologiques, en dépit de la large gamme existante, peuvent être regroupées en deux principales catégories complémentaires :

- Les systèmes de sécurité passive qui permettent de réduire les conséquences d'un accident (p. ex. la ceinture de sécurité, les air-bags, le capot actif, etc.).
- Les systèmes de sécurité active qui visent à éviter les accidents (p. ex. le système d'anti-blocage des roues ABS, le contrôle dynamique de stabilité ESP, etc.).

Les développements des systèmes de sécurité passive ou active peuvent être regroupés en cinq ères de sécurité comme illustrées sur la Figure 1.1. D'après cette figure, la tendance porte

1. <https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/d7ee4b58-4bc5-11ea-8aa5-01aa75ed71a1/language-fr>

à introduire de plus en plus de systèmes avancés d'aide à la conduite (ADAS, Advanced Driver Assistance Systems) de façon à déléguer progressivement l'activité de conduite.

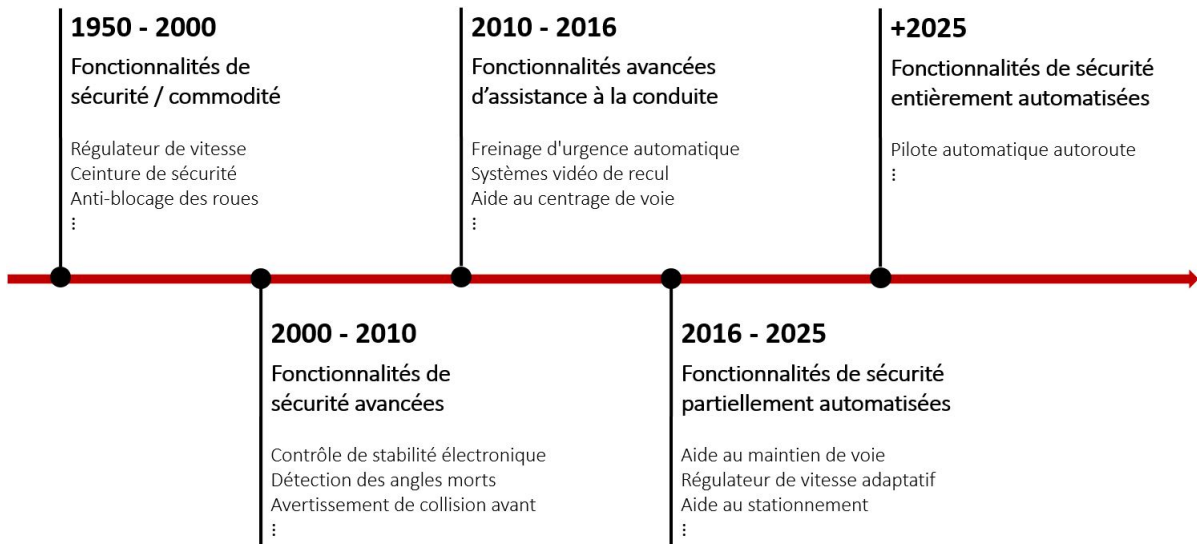


FIGURE 1.1 – Cinq ères de sécurité données par la NHTSA ²

Les ADAS regroupent différents systèmes de sécurité active, d'avertissement au conducteur ou d'assistance à la conduite [Guzzella, 2009]. Ils ont comme objectif principal d'éviter des situations pouvant mener à des accidents tout en assistant le conducteur dans sa tâche de conduite [Shibahata, 2005]. Les différents ADAS visant à améliorer la sécurité active peuvent être classés comme suit ² :

- Systèmes de sécurité liés à la dynamique du véhicule (anti-blocage des roues (ABS), contrôle de stabilité électronique (ESP), etc.).
- Systèmes d'avertissement de collision (avertisseur de collision avant/arrière, avertisseur de sortie de voie, avertisseur d'angles morts, etc.).
- Systèmes d'intervention en cas de risque de collision (freinage d'urgence automatique, freinage automatique arrière, intervention sur les angles morts, etc.).
- Systèmes d'aide à la conduite (régulateur de vitesse adaptatif, aide au maintien de voie, aide au centrage de voie, etc.).
- Systèmes complémentaires (feux de route automatiques, camera de recul, etc.).

L'intégration progressive des ADAS a ouvert une nouvelle ère visant à ajouter des fonctionnalités automatisées pour aller jusqu'à l'automatisation complète de la conduite. Les véhicules autonomes s'intègrent progressivement sur les routes à travers six niveaux d'automatisation illustrés

2. <https://www.nhtsa.gov/technology-innovation/automated-vehicles-safety>

sur la Figure 1.2. Ces niveaux vont de l'absence d'automatisation (Niveau 0) à l'automatisation complète (Niveau 5) où le véhicule autonome ne requiert plus d'intervention humaine pour se déplacer. Quant aux niveaux intermédiaires (Niveau 1 à 4), ils intègrent progressivement des fonctionnalités permettant de déléguer de plus en plus de tâches de conduite aux systèmes de contrôle.

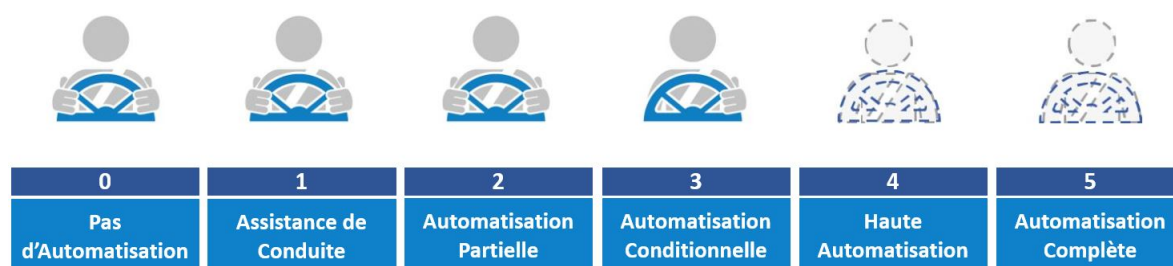


FIGURE 1.2 – Niveaux d'automatisation du véhicule selon la NHTSA ²

Les véhicules complètement autonomes (Niveau 5) ouvrent de nouvelles perspectives en matière de mobilité individuelle. Parmi les principaux avantages de ce nouveau *système intelligent de transport*, citons [Chan, 2017] :

- **L'amélioration de la sécurité** représente l'un des principaux avantages de la conduite autonome. En effet, un grand nombre d'accidents de la route sont dus à une erreur humaine.
- Les véhicules autonomes connectés constituent une solution intéressante visant une **meilleure exploitation de l'infrastructure routière** dans la perspective de fluidifier la circulation et de réduire ainsi les embouteillages, etc.
- L'utilisation du véhicule autonome connectés laisse envisager des **nouveaux schémas économiques de transport** fondés par exemple sur un partage de véhicules autonomes.
- Les véhicules autonomes peuvent avoir un **impact positif sur l'empreinte écologique** grâce à l'introduction d'une éco-conduite dans les algorithmes de génération des références et de guidage (conduite souple, etc.).
- Les véhicules autonomes constituent une **solution intéressante en matière de mobilité pour tous** en particulier pour les personnes à mobilité réduite.

La présence des véhicules autonomes tend peu à peu à se démocratiser grâce principalement au grand nombre de projets de recherche menés par des centres de recherches, des industriels automobiles ou par le secteur privé. Cependant, peu de projets de recherche prennent en compte le véhicule autonome dans l'ensemble du schéma de transport comme une solution complémentaire

2. <https://www.nhtsa.gov/technology-innovation/automated-vehicles-safety>

de mobilité. Ce constat est au cœur du projet SIMPHA (Solutions Innovantes pour la Mobilité individualisée et durable des séniors et des personnes présentant un HAndicap) est constitue l'une des ses originalités.

1.1 Le projet SIMPHA : une solution de mobilité pour tous

Cette thèse s'inscrit dans le cadre du projet régional SIMPHA initié en 2016, financé par la fondation Alfred et Valentine Wallach et piloté par l'Université de Haute-Alsace. Ce projet vise à proposer un service de transport multimodal personnalisé pour les personnes à mobilité réduite. L'objectif est de proposer un service de mobilité le mieux adapté au voyage des personnes en tenant compte de leurs différentes pathologies identifiées selon la situation de handicap [Orjuela et al., 2019]. Pour ce faire, un algorithme d'optimisation contraint permet de trouver, en tenant compte des spécificités de la personne, l'itinéraire le plus adapté et les types de transports disponibles. Par exemple, pour un même trajet, plusieurs itinéraires et/ou moyens de transport différents peuvent être proposés en fonction des spécificités de la personne. En revanche, dans certains cas, au cours du «premier» ou «dernier» kilomètre du trajet, aucun transport habituel (bus, tram, etc.) ne peut répondre aux besoins de la personne. Afin d'y remédier, le projet SIMPHA propose d'intégrer le véhicule autonome (Figure 1.4) dans le service de mobilité parmi les autres moyens de transport. En effet, le véhicule autonome permet d'assurer le transport sur ces tronçons de trajet inaccessibles par les autres moyens de transport. L'intégration du véhicule autonome comme solution de mobilité représente l'une des caractéristiques originales de ce projet.

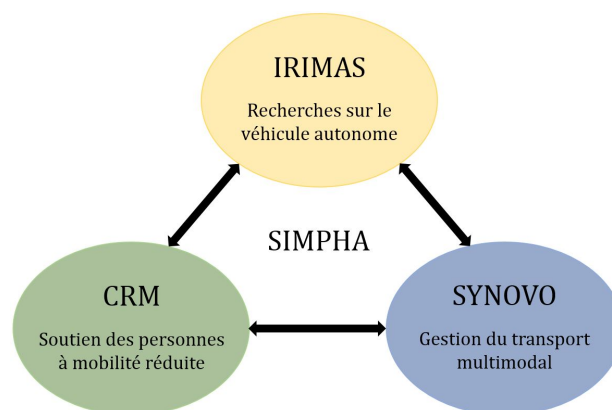


FIGURE 1.3 – Membres du projet SIMPHA

Ce projet interdisciplinaire est constitué d'un consortium schématisé sur la Figure 1.3. Le Centre de Réadaptation de Mulhouse (CRM) apporte son expertise d'accompagnement de per-

sonnes handicapées nécessaire pour pouvoir identifier les types de pathologie et définir ainsi le service le plus adapté. SYNOVO, représentant une société de gestion de transport multimodal à la demande, est chargé du développement d'un logiciel fondé sur un algorithme d'optimisation d'une fonction coût (trajet, nombre de changements au cours du trajet, etc.) sous contraintes (types de pathologies des personnes) pour mieux adapter les parcours en fonction des utilisateurs. La ville de Mulhouse constitue la zone d'expérimentation en conditions réelles du projet. Enfin, l'IRIMAS (Institut de Recherche en Informatique, Mathématiques, Automatique et Signal) de l'Université de Haute-Alsace apporte ses compétences scientifiques et techniques autour du véhicule autonome [Orjuela et al., 2018]. Ces recherches sont orientées vers les stratégies de perception et d'évitement d'obstacles [Ben Messaoud et al., 2018, Laghmara et al., 2019], les stratégies de guidage [Attia, 2015, Boudali et al., 2017] et les stratégies de stabilisation [Attia et al., 2014, Khelladi et al., 2020].



FIGURE 1.4 – Adaptation du véhicule d'essai ARTEMIPS pour le projet SIMPHA

Ces travaux de recherche constituent les briques fondamentales nécessaires à la mise en œuvre d'une architecture globale de navigation d'un véhicule autonome. L'apport de ces travaux de thèse dans le cadre du projet SIMPHA se situe dans la proposition d'une architecture globale pour la conduite autonome présentée dans la suite.

1.2 Architecture globale pour la conduite autonome

La mise en œuvre d'une stratégie de conduite autonome (Niveau 5) passe par le développement d'une architecture hiérarchisée de commande (illustrée sur la Figure 1.5) assurant les principales tâches de conduite liées à la perception, à la génération des références et à la commande [Attia et al., 2012, Laghmara et al., 2019].

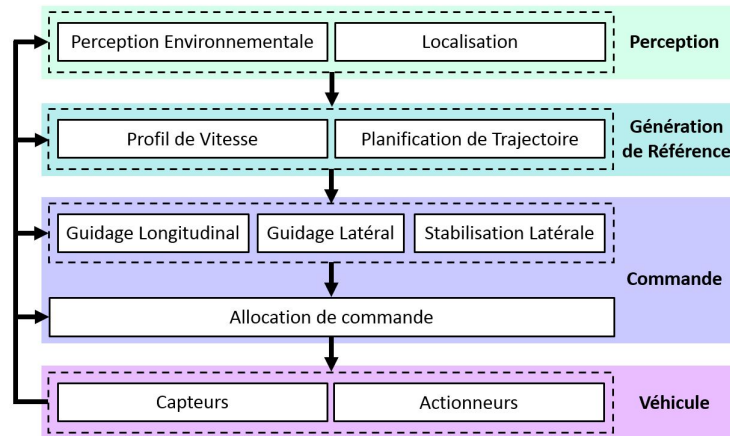


FIGURE 1.5 – Architecture de commande hiérarchisée d'un véhicule autonome

Le niveau de perception est chargé d'obtenir une représentation précise et fiable de l'environnement proche du véhicule. Il permet d'extraire, en temps réel, des informations sur la position du véhicule, sur les positions des objets statiques/dynamiques (détection d'obstacles et des véhicules environnant, etc.) et sur les caractéristiques de la route (bordures, pente, etc.) (Figure 1.6). Pour mener à bien ces tâches, différents capteurs sont nécessaires, par exemple, le LIDAR, le GPS, la camera, etc. Ces informations permettent d'élaborer en temps réel une modélisation de l'environnement du véhicule à l'aide par exemple des grilles d'occupation [Laghmara et al., 2019]. Les niveaux suivants dans l'architecture utilisent les informations délivrées par le niveau de perception et sont par conséquent dépendants de la qualité des informations fournies.

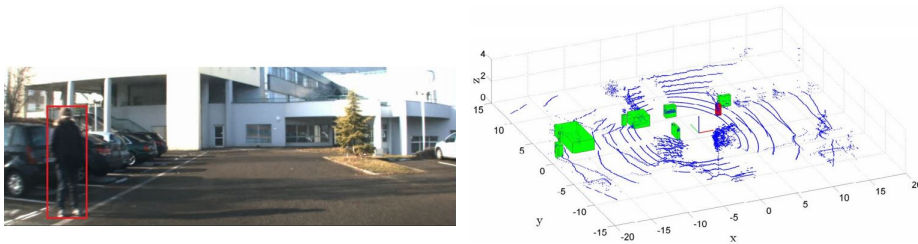


FIGURE 1.6 – Perception du véhicule autonome et détection d'obstacle [Laghmara et al., 2019]

Le niveau de génération des références permet de calculer en temps réel une trajectoire géométrique et un profil de vitesse associé. La trajectoire de référence (Figure 1.7) doit être faisable et sans obstacles en respectant les contraintes environnementales (position d'objets, bordures de la route, etc.), mathématiques (trajectoire continue, etc.) et les contraintes liées à la dynamique du véhicule (courbure de trajectoire atteignable, etc.) [Funke et Gerdes, 2015, Ammour et al., 2020]. Quant au profil de vitesse, il doit être généré de façon à préserver la stabilité du véhicule, à respecter le temps du parcours et enfin à prendre en compte des aspects liés

à une éco-conduite (freinage/accélération douce, etc.) [Attia et al., 2012, Gonzalez et al., 2016].

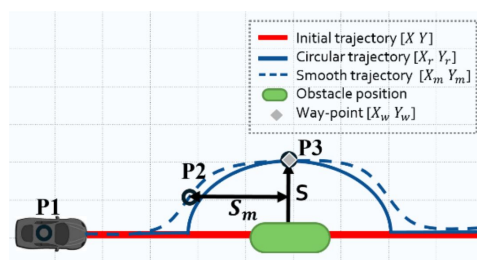


FIGURE 1.7 – Planification de trajectoire d’un véhicule autonome [Ben Messaoud et al., 2018]

Le niveau de commande fournit les actions de commande à appliquer au véhicule de façon à assurer le suivi des références fournies par le niveau de génération des références. Le niveau de commande génère un angle de braquage approprié assurant le suivi de la trajectoire géométrique (guidage latéral) [Boudali, 2019] et des couples de traction/freinage nécessaire au suivi du profil de vitesse (guidage longitudinal) [Attia, 2015] (Figure 1.8). Outre le guidage latéral et le guidage longitudinal, le niveau de commande est également chargé de garantir la manœuvrabilité et la stabilité latérale du véhicule lors d’une situation critique de conduite en agissant également sur l’angle de braquage du véhicule et les freins [Chokor et al., 2019, Khelladi et al., 2020].



FIGURE 1.8 – Actionneurs de la colonne de direction et du frein

1.3 Problématique

Le guidage d’un véhicule autonome doit être assuré en situation normale de conduite et également en situations critiques dues par exemple à une perte de stabilité latérale du véhicule ou à une défaillance d’actionneurs (système de direction, frein, etc.).

Le problème posé par **la perte de stabilité** est largement abordé dans la littérature à travers la proposition d’architectures hiérarchisées de commande. Ces architectures visent à **coordonner les actions de différents systèmes** de stabilisation latérale selon la situation de conduite détectée. Il devient alors important de proposer d’une part de **nouvelles stratégies**

de **supervision** permettant de mieux coordonner les différents systèmes de commande. D'autre part, de nouvelles architectures hiérarchisées doivent être développées dans la perspective de **coordonner les actions liées à la stabilité et à la manœuvrabilité du véhicule**. Par conséquent, les stratégies de supervision doivent être en mesure de fournir une information sur la manœuvrabilité et la perte de stabilité du véhicule.

Par ailleurs, la **défaillance du système de direction** entraîne une situation critique de conduite mettant en péril la sécurité des passagers et des usagers de la route. Il est alors nécessaire de concevoir des **architectures hiérarchisées de commande** visant à assurer le guidage du véhicule vers une zone de sécurité (bande d'arrêt d'urgence, etc.) sans utiliser le système de direction. Le guidage en situation d'urgence englobe les problèmes liés à la **génération des références**, à la **commande** simultanée longitudinale-latérale et à la **reconfiguration de la distribution des commandes** sur les actionneurs opérationnels.

Enfin, la conduite autonome doit **satisfaire différents objectifs de commande** de guidage et de stabilisation du véhicule. Or, certains objectifs peuvent parfois ne pas être atteints simultanément car les lois de commande associées sollicitent les mêmes actionneurs (p. ex. les freins). Cela mène à des **situations conflictuelles** pouvant dégrader les performances globales de conduite autonome. Outre les situations conflictuelles entre les objectifs de commande, la prise en compte d'un éventuel **défaut actionneur** est tout aussi importante car ce dernier impacte fortement les performances de commande. Une bonne **gestion des actionneurs** sollicités par chacune des stratégies de commande se révèle incontournable dans la perspective d'éviter des situations conflictuelles. Il est alors nécessaire de proposer des **architectures hiérarchisées de contrôle global du châssis tolérantes aux défauts** pour le guidage et la stabilisation d'un véhicule autonome.

1.4 Positionnement et contributions

Les contributions de cette thèse se situent dans la continuité des travaux initiés au sein de l'IRIMAS et plus précisément au sein de l'équipe MIAM (Modélisation et Identification en Automatique et Mécanique) autour des véhicules autonomes. Les travaux conduits au MIAM, depuis une trentaine d'années, portent principalement sur la modélisation de la dynamique du véhicule [Di Martino, 2005, Caroux, 2007] et l'interface roue/sol [Zami, 2005, Lamy, 2010, Montrouge, 2019], sur la perception et la fusion de données [Laghmara, 2020], sur la génération des références [Daniel, 2010] et enfin sur la commande [Porcel, 2003, Attia, 2015, Boudali, 2019].

Dans le cadre de cette thèse, nous nous intéressons en particulier au niveau de commande. Dans ce contexte, citons en particulier les travaux de thèse de l'équipe menés par :

- 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.
- Gaétan POULY (2009). Analysis and synthesis of advanced control laws for vehicle ground guidance.
- Jérôme GUILLET (2011). Étude et réduction d'ordre de modèles linéaires structurés Application à la dynamique du véhicule.
- Rachid ATTIA (2015). Coupled Longitudinal and Lateral Control for a Safe Automated Vehicle Guidance.
- Mohamed BOUDALI (2019). Contributions au guidage d'un véhicule autonome en situations non conventionnelles de conduite.

Les contributions proposées dans ce manuscrit visent à garantir un guidage sûr en présence de certaines situations critiques de conduite telles qu'une perte de stabilité latérale du véhicule, une défaillance du système de direction, une défaillance du système de freinage, etc. Pour ce faire, des architectures hiérarchisées de contrôle global du châssis tolérantes aux défauts sont proposées au cours de cette thèse. Ainsi, les contributions de cette thèse se situent à différents niveaux.

La stabilisation latérale est traitée en proposant une architecture de commande permettant de coordonner les actions de commande fournies par les correcteurs de manœuvrabilité et de stabilité latérale à partir de la proposition d'un nouveau superviseur. Ce dernier repose sur la combinaison des critères de stabilité latérale du véhicule à travers un pseudo plan de phase.

Le guidage en situation normale/urgence en présence d'une défaillance du système de direction est abordé à travers la proposition d'une architecture de commande hiérarchisée permettant de remplacer l'action du braquage par l'utilisation d'un freinage différentiel. Les différents niveaux composant cette architecture, allant de la génération des références à la reconfiguration des commandes en passant par la synthèse du correcteur de guidage longitudinal-latéral, sont développés et adaptés afin de prendre en compte la situation d'urgence.

L'architecture hiérarchisée du contrôle global du châssis tolérante aux défauts actionneurs est finalement traitée afin d'unifier les deux objectifs de commande, à savoir la stabilisation et le guidage du véhicule, dans une seule architecture. Pour ce faire, un niveau d'allocation de

commande est introduit dans la perspective de gérer la priorité entre les deux objectifs. Ce niveau permet également de reconfigurer la distribution des commandes sur les actionneurs selon l'apparition du défaut. La genericité de l'approche proposée est illustrée en considérant plusieurs configurations du véhicule (4 roues motorisées, 4 roues motorisées combinées à un système de freinage, etc.).

1.5 Organisation du manuscrit

Les travaux développés au cours de ce manuscrit rentrent dans le cadre de la conception de nouvelles architectures hiérarchisées de commande afin de gérer différents objectifs de commande du véhicule autonome. Le manuscrit est structuré en quatre chapitres.

Le Chapitre 2 est dédié à la phase de modélisation de la dynamique du véhicule. En effet, cette phase s'avère incontournable pour mettre en œuvre une architecture de commande. Ce chapitre présente brièvement la dynamique générale du véhicule et les systèmes de coordonnées nécessaires à sa description. Le mouvement du véhicule est principalement lié aux forces créées au niveau du pneu. Ce dernier est alors naturellement présenté afin définir la provenance de ces forces, les limitations de ces dernières pouvant être générées et enfin le modèle simplifié du pneu. Les différents modèles utilisés par la suite dans cette thèse sont décrits, à savoir, le modèle latéral-longitudinal 4 roues, le modèle latéral 2 roues (modèle bicyclette) et le modèle longitudinal. Ces modèles sont simplifiés suivant des hypothèses appropriées afin de concevoir des lois de commande. Les performances de ces dernières sont étudiées à travers le modèle de validation donné par CarMaker dont la description est également introduite.

Le Chapitre 3 présente une architecture de commande hiérarchisée pour la stabilisation latérale du véhicule. Cette dernière regroupe deux tâches différentes, à savoir, la manœuvrabilité et la stabilité latérale du véhicule. Un bref état de l'art des différents systèmes de commande dédiés au contrôle de la dynamique latérale suivant ces deux tâches est dressé. La contribution de ce chapitre porte principalement sur la conception d'une architecture permettant de coordonner les systèmes de commande choisis, à savoir le braquage actif avant (AFS) et le contrôle direct de lacet (DYC). Cette coordination est réalisée à travers l'utilisation d'un superviseur proposé, basé sur un pseudo plan de phase de vitesse de lacet - angle de dérive au centre de gravité du véhicule. Ce superviseur permet de coordonner la contribution de chaque action de commande selon la situation de conduite détectée.

Le Chapitre 4 présente une architecture de commande hiérarchisée pour le guidage aussi bien en situations normales et qu'en situations d'urgence de conduite. La situation d'urgence est ca-

ractérisée par la défaillance du système de direction. Cette situation nécessite un positionnement et un arrêt du véhicule sur une zone sûre située par exemple sur la bande d'arrêt d'urgence. Par conséquent, deux objectifs de commande (guidage longitudinal et latéral) doivent être simultanément satisfaits à l'aide des mêmes actionneurs. L'architecture de commande proposée comporte trois niveaux, à savoir, le niveau de génération des références, le niveau de commande de guidage et le niveau d'allocation de commande. Une contribution est apportée à chacun de ces niveaux de façon à proposer une architecture globale de guidage normal/urgence.

Le Chapitre 5 présente une architecture hiérarchisée de contrôle global du châssis avec une couche d'allocation de commande tolérante aux défauts actionneurs. Cette couche d'allocation de commande permet également de réunir les deux objectifs de commande traités dans les chapitres précédents, à savoir, la stabilisation et le guidage du véhicule. L'algorithme d'allocation de commande tolérante aux défauts est formulé en tenant compte de différents types de défaillances d'actionneurs. Il est également formulé en considérant plusieurs configurations du véhicule.

Chapitre 2

Modélisation du véhicule

Sommaire

2.1	Introduction	24
2.2	Éléments constitutifs du véhicule	26
2.3	Systèmes des coordonnées	28
2.3.1	Repère sol	28
2.3.2	Repère Châssis	28
2.3.3	Repère roue	30
2.4	Dynamique générale du véhicule	31
2.5	Modèle de pneu	34
2.5.1	Torseur d'efforts	34
2.5.2	Modèle de Pacejka	37
2.5.3	Cercle d'adhérence	40
2.6	Modèle 4 roues : 7DDL	41
2.6.1	Hypothèses pour un modèle 4 roues	42
2.6.2	Modélisation de la dynamique longitudinale	42
2.6.3	Modélisation de la dynamique latérale	45
2.6.4	Modélisation de la dynamique Longitudinale-latérale	46
2.6.5	Dynamique des roues	47
2.7	Modèle 2 roues : Modèle Bicyclette Linéaire	47
2.7.1	Hypothèses	47
2.7.2	Mise en équations	48
2.8	Modèle longitudinal	49
2.8.1	Hypothèses	50
2.8.2	Mise en équations	50

2.9	Modèle de validation - modèle CarMaker	50
2.10	Validation expérimentale du modèle 2-DOF et du modèle de validation	52
2.10.1	Présentation du véhicule d'essai ARTEMIPS	52
2.10.2	Recalage des modèles	53
2.10.3	Procédure de validation expérimentale des modèles	54
2.11	Conclusion	56

2.1 Introduction

La modélisation du véhicule représente une étape cruciale dans son cycle de développement car elle permet non seulement de décrire le comportement du véhicule lors de manœuvres bien précises, mais aussi de concevoir des systèmes de commande de la dynamique du véhicule et d'évaluer leurs performances. Cependant, le véhicule représente un système complexe vu le nombre de variables et de paramètres essentiels à sa description, rendant ainsi sa modélisation difficile. La difficulté est aussi liée au couplage entre ces variables et aussi aux variations des paramètres (adhérence, masse, etc.). La modélisation du véhicule a fait l'objet de plusieurs travaux [Nielsen et Kiencke, 2000, Di Martino, 2005, Rajamani, 2012] et peut être schématisée de façon générale par la Figure 2.1.

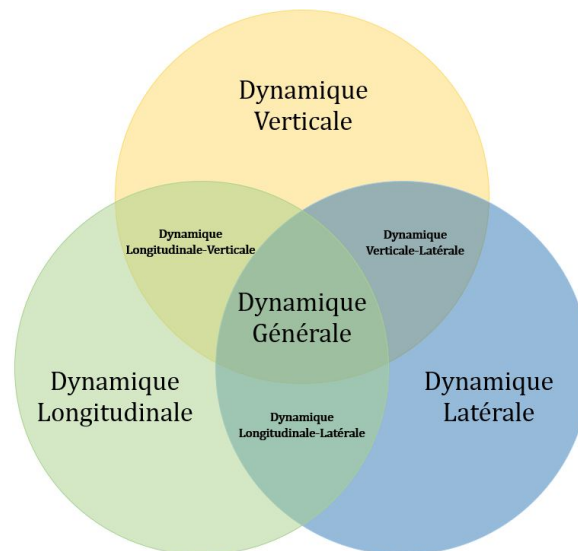


FIGURE 2.1 – Dynamique générale du véhicule

En effet, les modèles proposés dans la littérature peuvent être regroupés en quatre grandes classes, à savoir [Guillet, 2011] :

- Modèles complets.
- Modèles de dynamique longitudinale.
- Modèles de dynamique latérale.
- Modèles de dynamique verticale.

Les modèles complets, regroupant les trois dynamiques longitudinale, latérale et verticale, sont des modèles qui se rapprochent le plus de la réalité et servent bien souvent comme modèle de validation. Ces modèles sont donc de degré de complexité très élevé et permettent d'étudier le comportement du véhicule ou de valider en simulation de nouveaux organes ou systèmes d'aide à la conduite (systèmes de guidage, de stabilisation, etc.). Ces modèles se présentent bien souvent sous la forme de simulateurs automobiles intégrant aussi l'environnement et le conducteur. Citons à titre d'exemple CarSim, CarMaker.

Les modèles avec couplage entre deux dynamiques, présentés sur la Figure 2.1, permettent de réduire la complexité en imposant certaines hypothèses simplificatrices. Citons, à titre d'exemple, le modèle longitudinal-latéral [Rajamani, 2012], le modèle latéral-vertical [Badji, 2009] et le modèle longitudinal-vertical [Wong, 2001].

Enfin, les modèles qui caractérisent une seule dynamique (longitudinale, latérale ou verticale) sont, quant à eux, moins complexes en raison des hypothèses simplificatrices prises en compte. Les modèles de la dynamique longitudinale sont développés par exemple pour concevoir le régulateur de vitesse [Nouvelière et Mammar, 2007, Rajamani, 2012]. Les modèles de la dynamique latérale sont utilisés pour la conception de système de maintien de voie ou de guidage latéral [Marino et al., 2011, Boudali et al., 2017]. Enfin, les modèles de la dynamique verticale permettent de développer des systèmes de suspension active afin d'améliorer le confort [Bouvin et al., 2018, Rathai et al., 2019].

En raison du large choix de modèles existant dans la littérature, il est important de choisir le modèle approprié compte tenu de l'application envisagée. Pour ce faire, la question suivante doit être posée : "un modèle pour faire quoi?". La réponse à cette question permet de limiter considérablement le choix. Une fois ce choix effectué, un compromis doit être trouvé entre la complexité du modèle nécessaire pour une application donnée et la facilité de sa mise en œuvre. Dans le cadre de ces travaux de thèse, les modèles utilisés sont les suivants :

- Un modèle des dynamiques longitudinale-latérale (modèle 7DDL) utilisé lors de la conception d'algorithmes d'allocation de commande (Chapitres 3, 4 et 5) afin de proposer une architecture de contrôle globale du châssis (guidage et stabilisation) d'un véhicule autonome.

- Un modèle de la dynamique latérale (modèle bicyclette linéaire - modèle 2DDL) mis à profit lors de la synthèse des correcteurs de guidage latéral et de stabilisation latérale.
- Un modèle de la dynamique longitudinale afin de synthétiser par la suite un correcteur de guidage longitudinal.
- Un modèle complet (modèle de référence) proposé par CarMaker et utilisé lors des phases de validations et d'évaluations des performances des stratégies de commande proposées.

Chacun de ces modèles repose sur des hypothèses simplificatrices. Il est donc impératif de les définir clairement de façon à bien déterminer le domaine de validité du modèle en question.

Ce chapitre a pour objectif de présenter les différents modèles utilisés par la suite dans cette thèse. Les éléments constitutifs du véhicule sont présentés dans la Section 2.2. La définition des systèmes de coordonnées est introduite dans la Section 2.3. Ces systèmes de coordonnées permettent de décrire la dynamique générale du véhicule présentée au cours de la Section 2.4. Les forces de contact pneu/sol étant essentielles à la description de la dynamique du véhicule, une brève présentation du modèle de pneu est introduite au cours de la Section 2.5. Les modèles 4 roues (7DDL), 2 roues (2DDL) et le modèle longitudinal sont présentés respectivement dans les Sections 2.6, 2.7 et 2.8. Le modèle de validation (Carmaker) est, quant à lui, présenté dans la Section 2.9. La présentation du véhicule d'essai ARTEMIPS est donnée dans la Section 2.10.1. Pour finir, une validation expérimentale du modèle 2-DOF et du modèle de validation (CarMaker) est réalisée au cours de la Section 2.10.

2.2 Éléments constitutifs du véhicule

Les éléments constitutifs du véhicule, également appelés systèmes de liaison au sol, représentent un groupe de systèmes qui relie le véhicule à la route (voir la Figure 2.2). D'une manière générale, ces systèmes sont [Porcel, 2003] :

- **La roue.** Composée d'un pneu et d'une jante, elle représente la seule interface de contact entre le véhicule et le sol. Le rôle du pneu est primordial, car les forces de contact sont générées à ce niveau (voir la description détaillée dans la Section 2.5). Quant à la jante, c'est la partie conçue pour recevoir le pneu.
- **Les essieux.** Ils représentent l'ensemble des organes permettant de faire le lien entre les roues et la masse suspendue (caisse). Ils incluent les organes de guidage, de transmission, de freinage, etc. [Porcel, 2003, Venture, 2003].

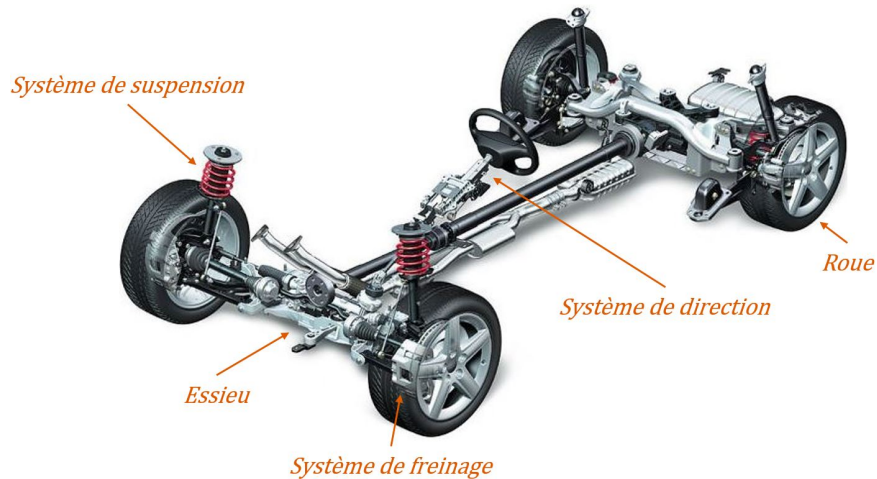


FIGURE 2.2 – Systèmes de liaison au sol d'un véhicule

- **Le système de direction.** Il comprend un ensemble d'organes reliant le volant aux roues. Il est composé d'un volant, de la colonne de direction, de la crémaillère, etc. Il s'agit d'un système de transmission permettant de transformer les rotations appliquées au volant en rotations des roues directrices notées angles de braquage. Par soucis de simplicité dans le cadre de cette thèse, la relation entre l'angle de braquage au volant δ_w et l'angle de braquage à la roue δ est décrite par :

$$\delta_w = f_{dem}\delta \quad (2.1)$$

où f_{dem} est le facteur de démultiplication considéré comme constant. Le facteur de démultiplication permet de compenser l'inertie de la voiture et le frottement des roues au sol pour que le conducteur n'ait pas à fournir un grand effort pour tourner le volant [Porcel, 2003].

- **Le système de suspension.** Il représente un ensemble d'organes permettant la liaison verticale entre la roue et le châssis. Il permet d'assurer le confort des passagers et la bonne tenue de route. Ce système joue donc le rôle d'un filtre en permettant d'amortir les chocs et les vibrations entre la roue et le châssis [Venture, 2003, Rajamani, 2012].
- **Le système de freinage.** Il permet de créer un moment de freinage en opposition au mouvement des roues afin de ralentir voire d'arrêter le véhicule. Les forces de freinage qui en résultent au niveau de la surface de contact pneu/sol doivent être égales pour les roues d'un même essieu, évitant ainsi d'affecter la stabilité du véhicule [Porcel, 2003]. Ces forces doivent également être différentes d'un essieu à un autre afin d'éviter les blocages des roues arrières.

- **Le châssis.** Il représente une partie de la masse suspendue du véhicule qui regroupe l'ensemble des éléments portés par la suspension [Sabra, 2015]. Le châssis est souvent considéré comme un solide rigide soumis à des mouvements de translation et de rotation autour des trois axes de lacet, de tangage et de roulis.

Au cours de cette thèse, la modélisation du véhicule est limitée aux mouvements du châssis et est décrite dans les sections suivantes. La modélisation de la chaîne de traction, du système de freinage et du système de direction n'est pas étudiée. De ce fait, les entrées du véhicule sont les couples de traction/freinage et l'angle de braquage des roues avant. Avant d'introduire les mouvements principaux du châssis, il est essentiel de présenter les principaux repères utilisés.

2.3 Systèmes des coordonnées

Le choix du repère (sol, châssis et roue) est très important afin de modéliser le véhicule et de mettre en équation tous ses mouvements en lacet, tangage et roulis. Plusieurs repères sont considérés selon l'objectif de modélisation et de commande. Au cours de cette thèse, l'intérêt est porté sur les dynamiques longitudinale et latérale. Ainsi, les repères utilisés par la suite sont décrits dans le Tableau 2.1 [Di Martino, 2005].

Repère	Notations
Repère sol	$\vec{x}_S, \vec{y}_S, \vec{z}_S$
Repère châssis	$\vec{x}_G, \vec{y}_G, \vec{z}_G$
Repère roue	$\vec{x}_{W_i}, \vec{y}_{W_i}, \vec{z}_{W_i}$

TABLE 2.1 – Systèmes de coordonnées

2.3.1 Repère sol

Il s'agit d'un repère supposé fixe qui sert de référence pour la navigation. Le centre de ce repère est choisi arbitrairement sur la surface de la terre. L'axe vertical \vec{z}_S pointe vers le haut et les axes \vec{x}_S et \vec{y}_S forment avec \vec{z}_S un trièdre direct [Sabra, 2015] comme le montre la Figure 2.3.

2.3.2 Repère Châssis

Le repère châssis (véhicule), repère orthonormé direct, a pour origine le centre de gravité du véhicule comme le montre la Figure 2.4. L'axe longitudinal \vec{x}_G coïncide avec l'axe de symétrie du véhicule et est dirigé vers l'avant de celui-ci.

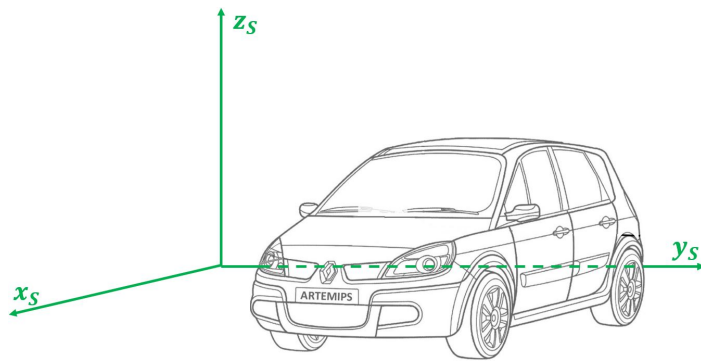


FIGURE 2.3 – Repère sol

L'axe latéral \vec{y}_G est perpendiculaire à \vec{x}_G sur le plan horizontal et est dirigé vers la gauche du conducteur. Quant à l'axe vertical \vec{z}_G , il est perpendiculaire au plan horizontal et il est dirigé vers le haut.

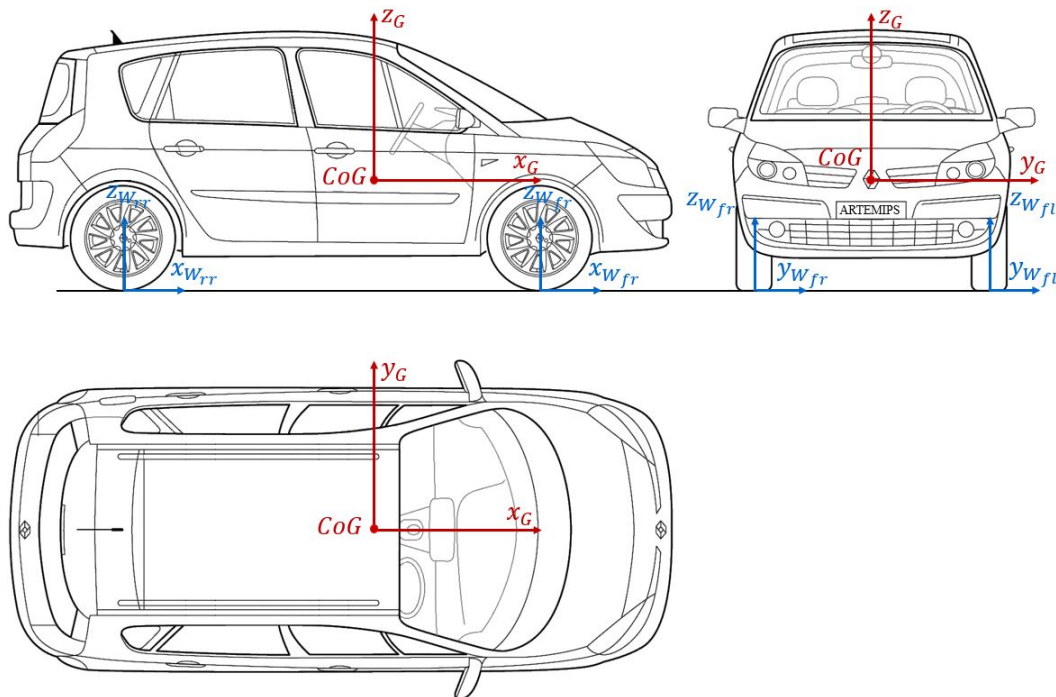


FIGURE 2.4 – Repère châssis (rouge), repère roue (bleu)

Ce repère est utilisé afin de définir tous les mouvements du véhicule en lacet, tangage et roulis. Le passage de ce repère au repère sol, donné par l'équation (2.2a), nécessite certaines

rotations selon les trois axes, données par des matrices de transformation (2.2b).

$$\begin{bmatrix} x_S \\ y_S \\ z_S \end{bmatrix} = T_{Rot_{G \rightarrow S}} \begin{bmatrix} x_G \\ y_G \\ z_G \end{bmatrix} \quad (2.2a)$$

$$T_{Rot_{G \rightarrow S}} = T_{Rot_z} T_{Rot_y} T_{Rot_x} \quad (2.2b)$$

L'ordre standard de rotation donné dans la littérature est : lacet-tangage-roulis comme le montre l'équation (2.2b) [Nielsen et Kiencke, 2000]. Les différentes matrices de rotation sont données comme suit :

— Lacet : matrice de rotation autour de l'axe \vec{z}_G définie à partir de l'angle de lacet ψ :

$$T_{Rot_z} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

— Tangage : matrice de rotation autour de l'axe \vec{y}_G définie à partir de l'angle de tangage θ :

$$T_{Rot_y} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & 0 & \sin(\theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

— Roulis : matrice de rotation autour de l'axe \vec{x}_G définie à partir de l'angle de roulis ϕ :

$$T_{Rot_x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi) & -\sin(\phi) \\ 0 & \sin(\phi) & \cos(\phi) \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

2.3.3 Repère roue

Le repère roue, représenté sur la Figure 2.4, est un repère orthonormé direct utilisé individuellement pour chaque roue d'où l'indice i ($i \in \{fl, fr, rl, rr\}$ pour les roues avant gauche, avant droite, arrière gauche et arrière droite respectivement). Son origine est considéré comme étant le centre de la surface de contact pneu/sol. L'axe longitudinal \vec{x}_{w_i} coïncide avec le plan de rotation de la roue et est dirigé vers l'avant de cette dernière. L'axe latéral \vec{y}_{w_i} est perpendiculaire à l'axe \vec{x}_{w_i} sur le plan horizontal et est dirigé vers la gauche. Quant à l'axe vertical \vec{z}_{w_i} , il est dirigé vers le haut.

Ce repère est utilisé afin de définir les phénomènes de déformation du pneu engendrant les efforts pneu/sol. Le passage du repère roue au repère châssis se fait ici uniquement sur le plan horizontal. Il est donc donné par l'équation suivante :

$$\begin{bmatrix} x_G \\ y_G \end{bmatrix} = T_{RotW \rightarrow G}^i \begin{bmatrix} x_{w_i} \\ y_{w_i} \end{bmatrix} \quad (2.6a)$$

$$T_{RotW \rightarrow G}^i = \begin{bmatrix} \cos(\delta_i) & -\sin(\delta_i) \\ \sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) \end{bmatrix} \quad (2.6b)$$

où $i \in \{fl, fr, rl, rr\}$ indique les quatre roues du véhicule, $T_{RotW \rightarrow G}^i$ est la matrice de rotation de chaque roue et δ_i représente l'angle de braquage appliqué à la $i^{ème}$ roue. Le véhicule considéré ayant deux roues directrices avant, $\delta_{fl} = \delta_{fr} = \delta$ et $\delta_{rl} = \delta_{rr} = 0$.

2.4 Dynamique générale du véhicule

La dynamique du véhicule est généralement représentée par six degrés de liberté (6DDL). Trois degrés de liberté décrivent les mouvements de translation selon les trois axes (\vec{x}_G , \vec{y}_G , \vec{z}_G) et trois autres qui décrivent les mouvements de rotation autour de ces mêmes axes comme le montre la Figure 2.5.

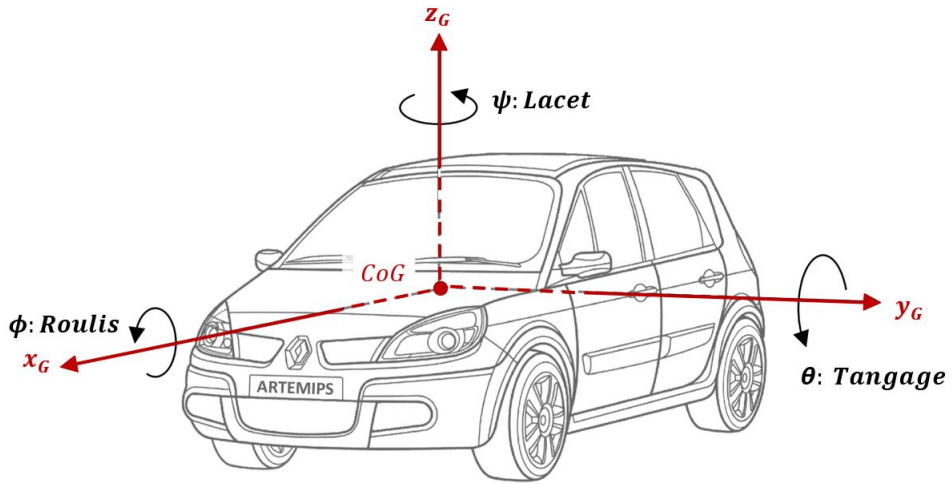


FIGURE 2.5 – Mouvements du véhicule

La dynamique du véhicule est ainsi étudiée à partir des principes fondamentaux de la dyna-

mique [Porcel, 2003] :

$$\begin{cases} \sum \vec{F} = m \vec{a} \\ \sum \vec{M} = I \vec{\Omega} \end{cases} \quad (2.7)$$

avec \vec{F} les forces appliquées au centre de gravité CoG du véhicule selon les trois axes du repère châssis. La masse totale du véhicule est représentée par m et son accélération au CoG est notée \vec{a} . Les moments de rotation réduits au CoG du véhicule sont représentés par \vec{M} . La matrice d'inertie du véhicule I est donnée par $I = \text{diag} [I_{xx} \ I_{yy} \ I_{zz}]$ où les inerties couplées sont négligées [Guillet, 2011]. Les accélérations angulaires du CoG du véhicule sont représentées par $\vec{\Omega}$. Par une projection, suivant les trois axes du repère châssis, l'équation (2.7) peut se réécrire comme suit :

$$\begin{bmatrix} \sum F_{X_i} - F_{x_r} \\ \sum F_{Y_i} - F_{y_r} \\ \sum F_{Z_i} - F_{z_r} \end{bmatrix} = m \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

$$\begin{bmatrix} \sum M_{x_i} \\ \sum M_{y_i} \\ \sum M_{z_i} \end{bmatrix} = I \begin{bmatrix} \ddot{\phi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

où F_{X_i} et F_{Y_i} indiquent les forces longitudinales et latérales F_{x_i} et F_{y_i} de chaque roue ramenées au CoG du véhicule à l'aide de la transformation donnée par l'équation (2.6), ce qui permet d'écrire :

$$\begin{bmatrix} F_{X_i} \\ F_{Y_i} \end{bmatrix} = T_{RotW \rightarrow G} \begin{bmatrix} F_{x_i} \\ F_{y_i} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

comme illustré sur la Figure 2.6.

Les forces F_{x_r} , F_{y_r} et F_{z_r} représentent des forces de résistance selon les trois axes. La projection du vecteur d'accélération sur les trois axes permet d'obtenir l'accélération longitudinale a_x , l'accélération latérale a_y et l'accélération verticale a_z du CoG du véhicule. De la même façon, M_{x_i} , M_{y_i} et M_{z_i} représentent les moments appliqués autour des axes \vec{x}_G , \vec{y}_G et \vec{z}_G respectivement donnant ainsi naissance à des accélérations de roulis, de tangage et de lacet dans l'ordre. Ces équations seront reprises plus en détail au cours de la Section 2.6.

La dynamique du véhicule peut se décomposer en trois parties qui interagissent entre elles comme le montre la Figure 2.7. La dynamique longitudinale est contrôlée par la chaîne de traction composée par le moteur, le système de freinage, etc. Cette dynamique regroupe le mouvement de translation dans la direction de \vec{x}_G (vitesse et accélération) ainsi que le mouvement de tangage du véhicule. Le mouvement de translation est dicté par les efforts longitudinaux des pneus ainsi

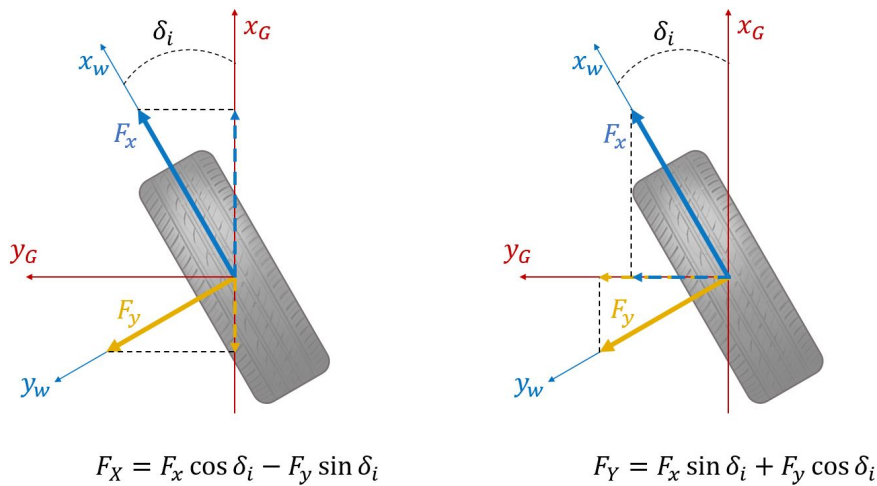


FIGURE 2.6 – Projection des forces du pneu sur le repère châssis

que par la force de résistance longitudinale (décrite dans la Section 2.6.2) regroupant la force de résistance au roulement, la force aérodynamique et la force de pesanteur. Quant au mouvement de tangage, il traduit principalement les reports de charge du châssis lors d'un freinage ou d'une accélération de manière forte. De plus, les reports de charge jouent un rôle majeur dans la définition des efforts longitudinaux pouvant être générés au niveau du pneu selon l'augmentation (ou diminution) de la charge verticale appliquée à ce dernier [Porcel, 2003].

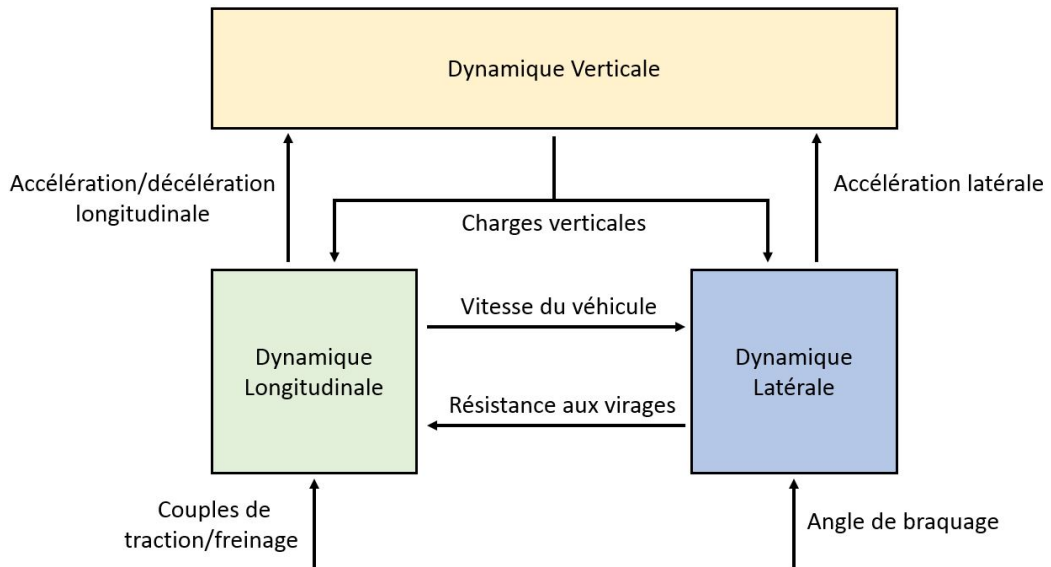


FIGURE 2.7 – Structure simplifiée des dynamiques du véhicule

La dynamique latérale, contrôlée par le système de direction, regroupe le mouvement trans-

versal selon l'axe \vec{y}_G (vitesse et accélération) ainsi que le mouvement de lacet. Le mouvement transversal est issu des forces latérales générées au niveau des pneus, tandis que le mouvement de lacet dépend des forces longitudinales et latérales des pneus. Les reports de charge, dans ce cas, sont considérés à travers le mouvement de roulis du véhicule lorsque les angles de roulis sont non-négligeables. La prise en compte du mouvement de roulis permet de déterminer un critère de renversement lors d'un virage afin d'analyser la stabilité du véhicule [Chokor, 2019].

La dynamique verticale, pilotée par les suspensions, est essentielle pour assurer le confort et la tenue de route. Cette dynamique traite les déplacements des charges verticales appliquées aux roues selon les axes \vec{z}_W . L'écrasement du pneu lié à la charge verticale joue un rôle primordial dans la détermination des forces longitudinales et latérales pouvant être générées par les pneus comme sera illustré dans la Section 2.5.

Par la suite, seules les dynamiques longitudinale-latérale seront prises en compte au cours de cette thèse afin de synthétiser les commandes décrites dans les chapitres suivants. Néanmoins, leur validation sera faite à l'aide d'un modèle de dynamique générale du véhicule plus complet et beaucoup plus réaliste (voir la Section 2.9).

2.5 Modèle de pneu

Le pneumatique représente la seule interface de liaison au sol à travers une surface nommée surface de contact pneu/sol. De ce fait, tout les efforts extérieurs agissant sur le véhicule, mis à part les efforts aérodynamiques, sont générés au niveau du pneumatique. En raison du comportement fortement non-linéaire de cet organe, il est considéré comme la principale influence qui modifie les propriétés de manœuvrabilité du véhicule. La caractérisation de ces phénomènes met en lumière l'importance du choix du modèle de pneu dans la description du comportement de la dynamique du véhicule [Porcel, 2003, Zami, 2005, Montrouge, 2019]. La modélisation d'un tel organe est très délicate en raison des fortes non linéarités provenant des forces de contact pneu/sol. L'adhérence du sol, décrite également par la nature de contact, est un facteur important afin de générer assez d'effort lors d'une manœuvre assurant la stabilité du véhicule.

2.5.1 Torseur d'efforts

Le pneumatique, dès qu'il effectue un roulage au sol, est soumis à des déformations selon les trois axes de coordonnées (x_w, y_w, z_w) comme le montre la Figure 2.8. Les forces longitudinales F_x sont transmises selon l'axe x_w , les forces latérales F_y sont transmises suivant y_w et enfin les forces verticales F_z sont transmises selon z_w . Les moments agissant sur le pneu suivant les trois

axes (x_w, y_w, z_w) sont respectivement le moment de renversement, le moment de résistance au roulement et le moment d'auto-alignement [Porcel, 2003].

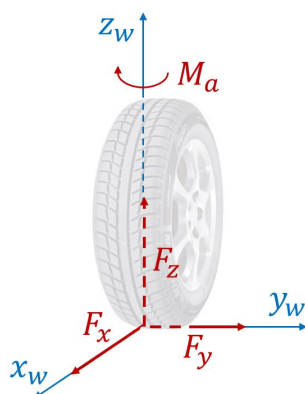


FIGURE 2.8 – Efforts agissant sur le pneu

Lorsqu'un virage est entamé, la roue est braquée de telle sorte que l'entrée de la surface de contact soit tangente à la trajectoire [Michelin, 2001]. De ce fait, le pneu se déforme latéralement au fur et à mesure qu'il évolue vers l'arrière de la surface de contact afin d'essayer de suivre la trajectoire. Cette déformation crée un angle de dérive α engendrant un effort latéral F_y comme le montre la Figure 2.9a.

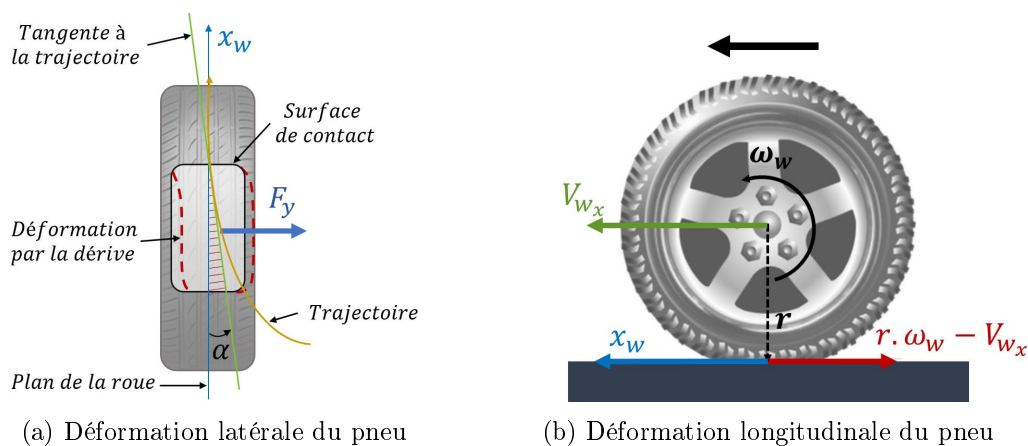


FIGURE 2.9 – Déformations latérale/longitudinale du pneu

L'angle de dérive du pneu α représente l'angle compris entre le vecteur vitesse de la roue V_w et l'axe x_w du repère roue comme illustré sur la Figure 2.10. Son expression est donc donnée par [Nielsen et Kiencke, 2000] :

$$\alpha = \arctan \left(\frac{V_{wy}}{V_{wx}} \right) \quad (2.11)$$

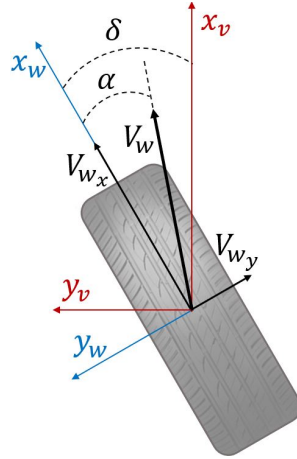


FIGURE 2.10 – Angle de dérive du pneu

En raison de la nature visco-élastique du pneu, des efforts de rappel sont créés à chaque point de la surface de contact vers le plan de la roue. Ainsi, le moment d'auto-alignement M_a est créé à partir de la résultante de ces efforts. Ce moment permet à la roue braquée de retrouver sa position initiale après un virage [Rajamani, 2012].

Quant à l'effort longitudinal, il est dû à la distribution non symétrique par rapport à x_w des pressions à la surface de contact lors du freinage ou de l'accélération [Porcel, 2003]. Lors d'un freinage par exemple, cette différence de pression est due au sol, défilant plus vite que la roue tournante, qui tire sur la gomme du pneu entrant dans la surface de contact. Par conséquent, une différence entre la vitesse de rotation équivalente de la roue $r\omega_w$ et sa vitesse de roulement V_{w_x} se crée définissant ainsi le glissement longitudinal comme le montre la Figure 2.9b. Par conséquent, le taux de glissement longitudinal est défini par [Rajamani, 2012] :

$$\sigma_x = \frac{r\omega_w - V_{w_x}}{V_{w_x}} \quad \text{phase de freinage} \quad (2.12a)$$

$$\sigma_x = \frac{r\omega_w - V_{w_x}}{r\omega_w} \quad \text{phase d'accélération} \quad (2.12b)$$

avec r le rayon effectif de la roue supposé constant. Ce glissement induit un effort longitudinal de frottement. Les forces générées à travers le contact pneu/sol sont supposées appliquées au centre de la surface de contact pneu/sol.

En raison de toutes les déformations subies par le pneu, ce dernier peut-être considéré comme un système fortement non-linéaire dont la modélisation reste très complexe. En théorie, le modèle de pneu permet de reproduire les différents efforts et moments décrits précédemment. Différents

modèles de pneu sont proposés dans la littérature [Dugoff et al., 1969, Nielsen et Kiencke, 2000, Pacejka, 2005]. Ces modèles peuvent-être répartis en trois grandes familles [Porcel, 2003] :

1. Les modèles de connaissance (boîte blanche).
2. Les modèles hybrides (boîte grise).
3. Les modèles de représentation (boîte noire).

Parmi ces modèles, les modèles hybrides (semi-empiriques) de Pacejka simplifié [Pacejka, 2005] et de Burckhardt [Burckhardt, 1993] restent les plus utilisés en raison de leurs grandes précisions lors de la description des efforts appliqués au pneu. Ces modèles considèrent comme entrées (voir la Figure 2.11) : l'angle de dérive du pneu α , le taux de glissement longitudinal σ_x , l'effort vertical F_z et l'adhérence du sol μ . À partir de ces entrées, il est possible d'approcher au mieux le comportement dynamique du pneumatique même dans le cas non-linéaire et de reproduire ainsi en sortie l'effort longitudinal F_x , latéral F_y et le moment d'auto-alignement M_a . Pour ces raisons, nous avons choisi d'utiliser le modèle de Pacejka présenté dans la section suivante.

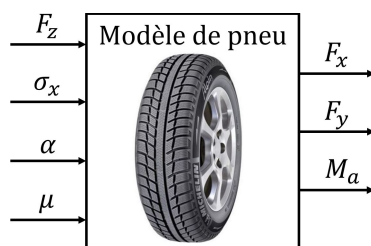


FIGURE 2.11 – Entrées/sorties du modèle de pneu

2.5.2 Modèle de Pacejka

Le modèle de Pacejka [Pacejka, 2005] est un modèle semi-empirique considéré comme un modèle de référence pour de nombreux constructeurs automobiles. Ce modèle est basé sur la représentation algébrique du comportement dynamique du pneu en se basant sur des paramètres estimés à partir des essais sur banc.

Ce modèle présente l'avantage d'être en mesure de reproduire au mieux les efforts longitudinaux F_x et transversaux F_y du pneu, ainsi que le moment d'auto-alignement M_a pour plusieurs points de fonctionnement. De ce fait, la plage de fonctionnement balaye les grands taux de glissement longitudinaux, les grands angles de dérive et prend également en compte les efforts longitudinaux et transversaux couplés. La formulation des efforts F_x , F_y et du moment M_a est

donnée par la formule magique [Pacejka, 2005] :

$$y(x) = D \sin [C \arctan\{Bx - E (Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (2.13)$$

où y peut représenter l'effort latéral f_y , l'effort longitudinal f_x ou le moment d'auto-alignement m_a selon la variable x définie. En effet, si x correspond à l'angle de dérive du pneu α alors la formule permet de calculer f_y ou m_a selon les macros paramètres choisis. Dans le cas où f_x est calculé, x représente le taux de glissement longitudinal σ_x

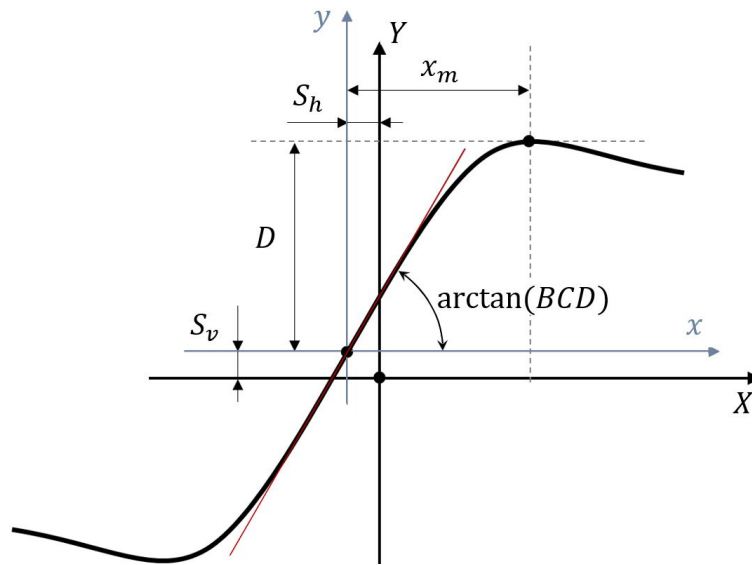


FIGURE 2.12 – Courbe caractéristique du modèle de Pacejka ($Y = (F_x, F_y)$)

Les macros paramètres B , C , D et E sont propres à chaque variable calculée par l'équation (2.13) et à chaque pneu comme le montre le Tableau 2.2. Ces paramètres dépendent de la charge verticale F_z appliquée à la roue et du coefficient d'adhérence μ . Ces paramètres sont bien souvent obtenus au moyen d'une procédure d'identification à partir de mesures expérimentales. Ils gardent néanmoins un sens physique défini par [Pacejka, 2005] et montré sur la Figure 2.12. Ainsi, la signification de ces paramètres est la suivante :

- B : Facteur de raideur.
- C : Facteur de forme.
- D : Valeur maximal (par rapport à l'axe x)(N).
- E : Facteur de courbure.
- BCD : Rigidité de dérive.

Sortie y	Entrée x	Paramètres
Force longitudinale f_x	Glissement longitudinale σ_x	B_x, C_x, D_x et E_x
Force latérale f_y	Angle de dérive α	B_y, C_y, D_y et E_y
Moment d'auto-alignement m_a	Angle de dérive α	B_z, C_z, D_z et E_z

TABLE 2.2 – Entrées/sorties/paramètres du modèle de Pacejka

Il est important de noter que l'équation (2.13) permet de générer une courbe passant par l'origine ($(\sigma_x, f_x) = (0, 0)$ ou $(\alpha, f_y) = (0, 0)$). Or en réalité, l'effort longitudinal est non nul pour un taux de glissement nul (roue libre). Ceci est dû au phénomène de résistance au roulement qui permet d'arrêter progressivement la roue. De même, l'effort latéral est non nul pour un angle de dérive nul. Ceci est dû à l'architecture du pneu (dissymétrie de ceinture, nappes croisées, etc.) [Michelin, 2001]. Par conséquent, un décalage est introduit par rapport aux grandeurs calculées avec l'équation (2.13) comme suit :

$$Y(X) = y(x) + S_v \quad (2.14a)$$

$$X = x + S_h \quad (2.14b)$$

S_h et S_v représentent respectivement l'écart horizontal et vertical par rapport à l'origine comme le montre la Figure 2.12.

Les courbes caractéristiques du pneu illustrées dans la Figure 2.13 sont représentatives de la formule magique donnée par l'équation (2.13). Ces courbes montrent l'influence du coefficient d'adhérence du sol μ sur les efforts transmissibles. En effet, plus ce coefficient est grand et plus les efforts longitudinaux et latéraux générés sont importants. À l'inverse, si le coefficient d'adhérence est faible, les efforts transmissibles au pneu sont d'autant plus limités, rendant ainsi le pneu plus susceptible à la saturation qui mène à une perte de stabilité du véhicule (voir le Chapitre 3).

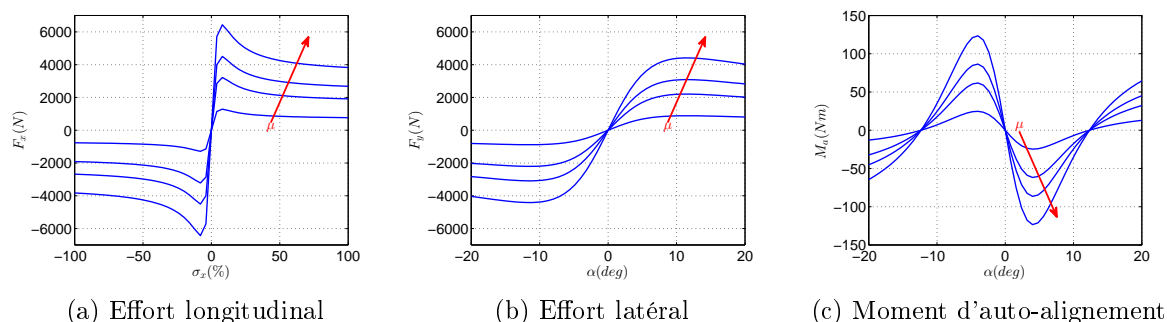


FIGURE 2.13 – Courbes caractéristiques du pneu pour une adhérence croissante

Il est à noter que la formulation (2.13) ne tient pas compte du couplage longitudinal-latéral des forces. Il existe cependant de nouvelles versions de la formule magique tenant compte du couplage et qui sont mieux adaptées pour décrire la dynamique du véhicule. Le lecteur peut se référer à [Pacejka, 2005, Brach, 2009] pour plus de détails sur la formulation de $F_x(\sigma_x, \alpha)$ et $F_y(\sigma_x, \alpha)$.

2.5.3 Cercle d'adhérence

Les efforts longitudinaux et latéraux appliqués à un pneu donné sont en lien direct avec l'effort vertical F_z . Ce lien est décrit à l'aide de la relation suivante [Nielsen et Kiencke, 2000]

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu F_z \quad (2.15)$$

Cette équation décrit un cercle, nommé cercle d'adhérence. Ce cercle s'avère très important pour comprendre la dynamique du véhicule liée aux sollicitations longitudinales et latérales de façon simultanée. En effet, les efforts transmis au pneu sont limités selon la charge verticale qui lui est appliquée. Cela permet d'avoir une bonne connaissance des efforts atteignables pouvant être appliqués sur le plan horizontal lors des reports de charge. En d'autres termes, si le pneu est soumis à plus (moins) de charge, la surface de contact pneu/sol augmente (diminue) et donc les efforts pouvant être appliqués sont plus (moins) grands. Le couplage entre les efforts longitudinaux et transversaux reste un phénomène non négligeable. En effet, plus l'effort transversal augmente et plus l'effort longitudinal diminue et inversement.

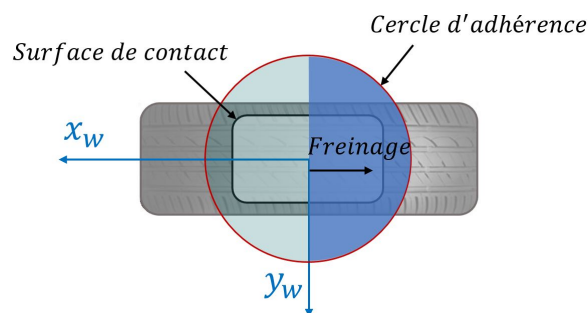


FIGURE 2.14 – Cercle d'adhérence du pneu

Par conséquent, lors d'un virage, les sollicitations transversales du pneu impliquent une diminution de la capacité à générer des efforts longitudinaux. Les efforts générés par les pneumatiques saturent alors plus rapidement si le véhicule freine ce qui l'amène à survivre. De la même façon, lors des sollicitations longitudinales en ligne droite, la capacité à générer des efforts latéraux

est diminuée. Ces phénomènes sont importants afin de décrire le comportement du véhicule lors d'une situation critique de conduite (perte de stabilité) comme il sera étudié dans le Chapitre 3.

2.6 Modèle 4 roues : 7DDL

Le modèle 4 roues du véhicule, nommé également modèle plan 4 roues, présenté dans cette section se focalise sur la dynamique horizontale, à savoir, la dynamique longitudinale et latérale [Guillet, 2011]. Le modèle 4 roues est utilisé afin de caractériser le comportement du véhicule tout en réduisant la complexité du modèle. Il est représenté dans la Figure 2.15 et comporte sept degrés de liberté (7DDL). La vitesse latérale V_y , la vitesse longitudinale V_x et la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ constituent trois degrés de liberté, tandis que les vitesses de rotation des roues ω_i constituent les quatre degrés de liberté restant [Rajamani, 2012].

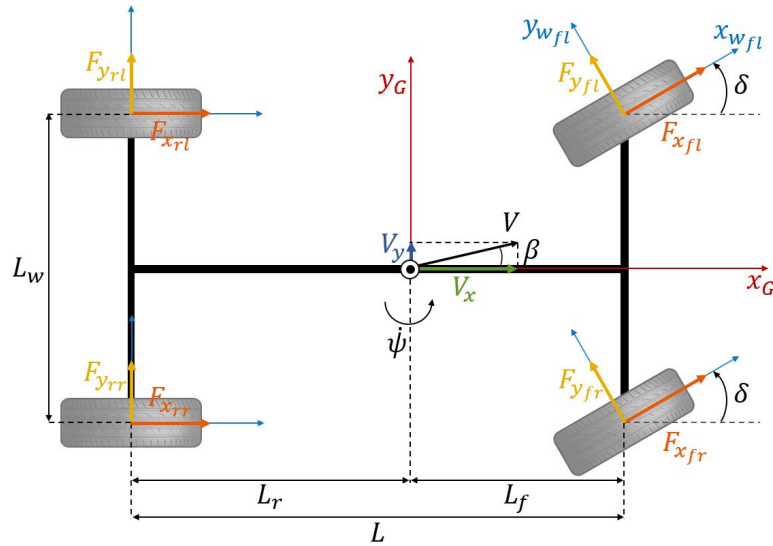


FIGURE 2.15 – Modèle 4 roues

L'angle de dérive β au CoG, défini dans la Figure 2.15, représente l'angle formé entre le vecteur de vitesse du véhicule V et l'axe longitudinal x_G de celui-ci. Cet angle, considéré faible lors des situations normales de conduite, est approximé par :

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \approx \frac{V_y}{V_x} \quad (2.16)$$

L'estimation de cet angle est nécessaire, car en pratique, il n'est pas mesurable. Il existe néanmoins des méthodes d'estimation de cet angle dans la littérature. Parmi elles figure l'observateur non-linéaire proposé dans [Nielsen et Kiencke, 2000]. Au cours de cette thèse, l'estimation de β

n'est pas étudiée, mais considérée accessible à travers l'approximation (2.16). Cet angle permet de donner une information sur la stabilité latérale du véhicule (voir le Chapitre 3).

2.6.1 Hypothèses pour un modèle 4 roues

Le modèle 4 roues représentatif de la dynamique longitudinale/latérale s'appuie sur les hypothèses suivantes :

- L'ensemble masse suspendue/masse non-suspendue constitue un seul corps rigide dont l'origine est au centre de gravité du véhicule.
- Le transfert de charge, le roulis et le tangage sont négligés. De ce fait, la matrice de transformation décrite par l'équation (2.2b) devient :

$$T_{Rot_G \rightarrow I_n} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

- L'angle de braquage est appliqué uniquement aux roues avant ($\delta_{rl} = \delta_{rr} = 0$).
- Les angles de braquage des roues avant sont identiques ($\delta_{fl} = \delta_{fr} = \delta$).
- Le véhicule est considéré comme étant symétrique par rapport à l'axe longitudinal, de ce fait, les empattements et les voies sont identiques des deux côtés.
- La modélisation de la chaîne de traction n'est pas considérée.

2.6.2 Modélisation de la dynamique longitudinale

La dynamique longitudinale permet de retranscrire le mouvement de translation selon l'axe longitudinal à travers la description de toutes les forces appliquées. La loi fondamentale de dynamique est ainsi donnée par [Rajamani, 2012] :

$$ma_x = \sum_i F_{X_i} - F_{x_r} \quad (2.18)$$

$$a_x = \dot{V}_x - \dot{\psi}V_y \quad (2.19)$$

$$F_{x_r} = F_a + F_p + \sum_i R_{x_i} \quad (2.20)$$

Les forces, longitudinale F_{X_i} ($i \in \{fl, fr, rl, rr\}$), aérodynamique F_a , de résistance au roulement R_{x_i} et de pesanteur F_p , agissant sur la dynamique longitudinale sont représentées dans la Figure 2.16 et décrites dans ce qui suit.

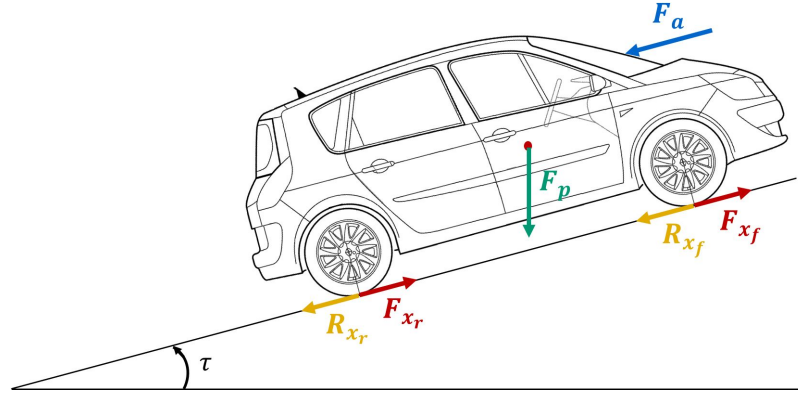


FIGURE 2.16 – Forces agissant sur la dynamique longitudinal

Force longitudinale

La force longitudinale F_{X_i} représente la projection des forces F_{x_i} et F_{y_i} sur l'axe \vec{x}_G . Cette transformation est réalisée à partir de l'équation (2.10). Les forces F_{x_i} et F_{y_i} prennent naissance au niveau de la surface de contact pneu/sol de chaque pneu suite à une déformation longitudinale et latérale du pneu (voir Section 2.5.1).

Dans le cas d'un taux de glissement longitudinal relativement faible (ne dépassant pas 0.1 sur une surface sèche), la force longitudinale est proportionnelle à ce taux et peut être représentée par [Pacejka, 2005],[Rajamani, 2012] :

$$F_{x_f} = C_{x_f} \sigma_{x_f} \quad (2.21a)$$

$$F_{x_r} = C_{x_r} \sigma_{x_r} \quad (2.21b)$$

où C_{x_f} et C_{x_r} représentent les coefficients de rigidité longitudinale des roues avant et arrière respectivement. Le modèle (2.21) représente le comportement linéaire du pneumatique. Dans le cas contraire, la formulation non-linéaire de F_{x_i} donnée par l'équation (2.13) doit être prise en compte afin de mieux décrire la force de contact pneu/sol, et ainsi, le comportement du véhicule.

Force de résistance au roulement

Le phénomène de résistance au roulement est dû à la nature visco-élastique de la gomme composant le pneu. En effet, ce dernier est soumis à une charge verticale F_{z_i} qui crée un aplatissement du pneu (surface de contact pneu/sol) lors du roulement. Par conséquent, à chaque déformation en entrée et en sortie de la surface de contact, une perte d'énergie correspondant à la résistance au roulement est constatée. La force de résistance au roulement vient en opposition

à la force longitudinale (d'adhérence) et donc au mouvement du pneu. Néanmoins, les forces longitudinales sont largement supérieures aux forces de résistance de roulement [Michelin, 2001]. Ces dernières sont approximativement proportionnelles à la charge verticale appliquée au pneu et sont modélisées par :

$$R_{x_i} = fF_{z_i} \quad (2.22)$$

avec $f \in [0.01, 0.04]$ le coefficient de résistance au roulement [Wong, 2001, Rajamani, 2012].

Force aérodynamique

La force aérodynamique (force de trainée), illustrée sur la Figure 2.16, constitue une force de résistance due au frottement de l'air avec le véhicule roulant. Cette force est parallèle à l'écoulement de l'air mais opposée au sens de déplacement du véhicule et s'exprime par [Wong, 2001]

$$F_a = \frac{1}{2}\rho C_d A_f (V - V_{air})^2 \quad (2.23)$$

où ρ est la masse volumique de l'air ($\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$), C_d est le coefficient de trainée aérodynamique ($C_d \in [0.3, 0.475]$), V et V_{air} sont respectivement la vitesse du véhicule et la vitesse de l'air. La surface frontale projetée dans la direction longitudinale est représentée par A_f . Pour les véhicules de tourisme ($m \in [800, 2000]\text{kg}$), cette surface peut être reliée à la masse par la relation suivante [Wong, 2001] :

$$A_f = 1.6 + 0.00056(m - 765) \quad (2.24)$$

Force de pesanteur

La route, n'étant pas toujours plate, peut abriter des pentes parfois non-négligeables. Ces pentes sont à l'origine d'une force de résistance supplémentaire (ou de poussée supplémentaire selon le sens de la pente) due au poids du véhicule comme le montre la Figure 2.16. Cette force est donnée par la projection de la force de pesanteur du véhicule sur l'axe longitudinal du repère châssis, elle s'exprime donc par :

$$F_p = mg \sin(\tau) \quad (2.25)$$

où g représente l'accélération gravitationnelle et τ représente l'angle de la pente défini positif lors des montées et négatif lors des descentes [Rajamani, 2012].

2.6.3 Modélisation de la dynamique latérale

La dynamique latérale est caractérisée par un mouvement de translation transversale sur l'axe \vec{y}_G (dynamique transversale) et par un mouvement de lacet autour de l'axe \vec{z}_G (dynamique de lacet).

Modélisation de la dynamique transversale

La dynamique transversale permet d'exprimer le mouvement transversal du véhicule dû à toutes les forces appliquées sur les axes pneumatiques \vec{y}_{W_i} projetées par la suite dans le repère châssis. Ainsi, le mouvement transversal au CoG du véhicule est donné par :

$$ma_y = \sum F_{Y_i} - F_{y_r} \quad (2.26)$$

$$a_y = \dot{V}_y + \dot{\psi}V_x \quad (2.27)$$

où la force latérale F_{Y_i} représente la projection des forces F_{x_i} et F_{y_i} sur l'axe \vec{y}_G à l'aide de la transformation donnée par l'équation (2.10). La force de résistance latérale F_{y_r} représente une perturbation qui peut être une rafale de vent latérale par exemple.

D'une façon similaire à l'effort longitudinal des pneumatiques, l'effort latéral se caractérise par une zone linéaire où il est proportionnel à l'angle de dérive α du pneu si celui-ci est relativement faible (inférieur à 6°) soit :

$$F_{y_{fj}} = C_{y_{fj}}\alpha_{fj} \quad (2.28a)$$

$$F_{y_{rj}} = C_{y_{rj}}\alpha_{rj} \quad (2.28b)$$

où $j \in \{l, r\}$ définit la roue gauche l ou droite r . Les coefficients de rigidité de dérive des roues avant et arrière sont donnés par $C_{y_{fi}}$ et $C_{y_{ri}}$ respectivement. Si les angles de dérive α_{fj} et α_{rj} sont importants, les effets des non-linéarités des pneumatiques sur le comportement du véhicule deviennent non-négligeables. Par conséquent, la formulation non-linéaire de F_{y_i} , donnée par l'équation (2.13), devrait être prise en compte afin de mieux décrire le comportement du véhicule lors des situations critiques de conduite (voir le Chapitre 3).

Modélisation de la dynamique de lacet

La dynamique de lacet représente le mouvement de rotation autour de l'axe \vec{z}_G dû à la somme des moments créés à partir des efforts longitudinaux et transversaux appliqués au niveau

de chaque pneu. Cela s'exprime par :

$$I_{zz}\ddot{\psi} = \sum M_{z_i} \quad (2.29)$$

Ainsi, les moments de lacet créés par chaque pneu par rapport au CoG du véhicule s'expriment comme suit :

$$M_{z_{fl}} = (L_f \sin(\delta) - \frac{L_w}{2} \cos(\delta)) F_{x_{fl}} + (L_f \cos(\delta) + \frac{L_w}{2} \sin(\delta)) F_{y_{fl}} \quad (2.30a)$$

$$M_{z_{fr}} = (L_f \sin(\delta) + \frac{L_w}{2} \cos(\delta)) F_{x_{fr}} + (L_f \cos(\delta) - \frac{L_w}{2} \sin(\delta)) F_{y_{fr}} \quad (2.30b)$$

$$M_{z_{rl}} = -\frac{L_w}{2} F_{x_{rl}} - L_r F_{y_{rl}} \quad (2.30c)$$

$$M_{z_{rr}} = +\frac{L_w}{2} F_{x_{rr}} - L_r F_{y_{rr}} \quad (2.30d)$$

où L_f représente l'empattement avant, L_r l'empattement arrière et L_w la distance entre deux roues d'un même essieu. Pour un mouvement purement latéral, et donc un glissement longitudinal nul, les efforts longitudinaux sont nuls. Par conséquent, ces moments peuvent être simplifiés et s'expriment comme suit :

$$M_{z_{fl}} = (L_f \cos(\delta) + \frac{L_w}{2} \sin(\delta)) F_{y_{fl}} \quad (2.31a)$$

$$M_{z_{fr}} = (L_f \cos(\delta) - \frac{L_w}{2} \sin(\delta)) F_{y_{fr}} \quad (2.31b)$$

$$M_{z_{rl}} = -L_r F_{y_{rl}} \quad (2.31c)$$

$$M_{z_{rr}} = -L_r F_{y_{rr}} \quad (2.31d)$$

2.6.4 Modélisation de la dynamique Longitudinale-latérale

Le modèle 4 roues présenté dans cette section prend en compte la dynamique longitudinale et latérale. Compte tenu de la transformation des efforts donnée par l'équation (2.10) et en négligeant les efforts de résistance F_{x_r} et F_{y_r} , les équations représentatives de ces dynamiques (2.18), (2.26) et (2.29) peuvent être réécrites comme suit [Rajamani, 2012] :

$$ma_x = (F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}) \cos(\delta) + F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}} - (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \sin(\delta) \quad (2.32a)$$

$$ma_y = (F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}) \cos(\delta) + F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}} - (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \sin(\delta) \quad (2.32b)$$

$$I_z \ddot{\psi} = L_f (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \cos(\delta) - L_r (F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}) + \frac{L_w}{2} (F_{y_{fl}} - F_{y_{fr}}) \sin(\delta) + M_z \quad (2.32c)$$

avec F_{x_i} et F_{y_i} les forces longitudinale et latérale générées au niveau du pneu i ($i \in \{fl, fr, rl, rr\}$). Le moment de lacet additif M_z dans (2.32c) est considéré par la suite comme étant un moment de correction utilisé pour la stabilisation latérale du véhicule (voir le Chapitre 3), mais aussi pour le guidage d'urgence (voir le Chapitre 4). Le moment de lacet M_z est donné par :

$$M_z = L_f(F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}})\sin(\delta) + \frac{L_w}{2}(F_{x_{fr}} - F_{x_{fl}})\cos(\delta) + \frac{L_w}{2}(F_{x_{rr}} - F_{x_{rl}}) \quad (2.33)$$

2.6.5 Dynamique des roues

La dynamique de rotation des roues permet d'avoir des connaissances par rapport à la vitesse de rotation des roues et des différents couples appliqués à celles-ci. Ainsi, l'équation d'équilibre de couple suivante est valable pour chaque roue [Rajamani, 2012]

$$J_\omega \dot{\omega}_i = T_i - rF_{x_i} \quad (2.34)$$

$$T_i = T_{d_i} - T_{b_i} \quad (2.35)$$

avec ω_i la vitesse de rotation de la $i^{\text{ème}}$ roue, T_i le couple appliqué, T_{d_i} le couple de traction, T_{b_i} le couple de freinage, r le rayon effectif de la roue et j_ω le moment d'inertie de la roue.

2.7 Modèle 2 roues : Modèle Bicyclette Linéaire

Le modèle bicyclette linéaire a suscité beaucoup d'attention dans la littérature [Nielsen et Kiencke, 2000, Selby, 2003, He, 2005, Rajamani, 2012] car il s'agit du modèle le plus simple pour décrire la dynamique latérale du véhicule (description de la trajectoire en courbe du véhicule, synthèse de la commande active de direction, etc.). Cette simplicité est liée au faible nombre de degrés de liberté pris en compte (seulement 2DDL) et à certaines hypothèses citées dans cette section. Ce modèle est idéal pour comprendre le comportement du véhicule en considérant de faibles accélérations latérales ($a_y \leq 0.4g$ sur sol sec) [Shibahata et al., 1993].

L'illustration de ce modèle est donné par la Figure 2.17. Ainsi, la dynamique latérale est décrite par deux variables à savoir la vitesse de latérale V_y et la vitesse de lacet $\dot{\psi}$.

2.7.1 Hypothèses

En plus des hypothèses mentionnées au cours de la Section 2.6.1, le modèle bicyclette n'est valable que compte tenu des hypothèse additionnelles suivantes :

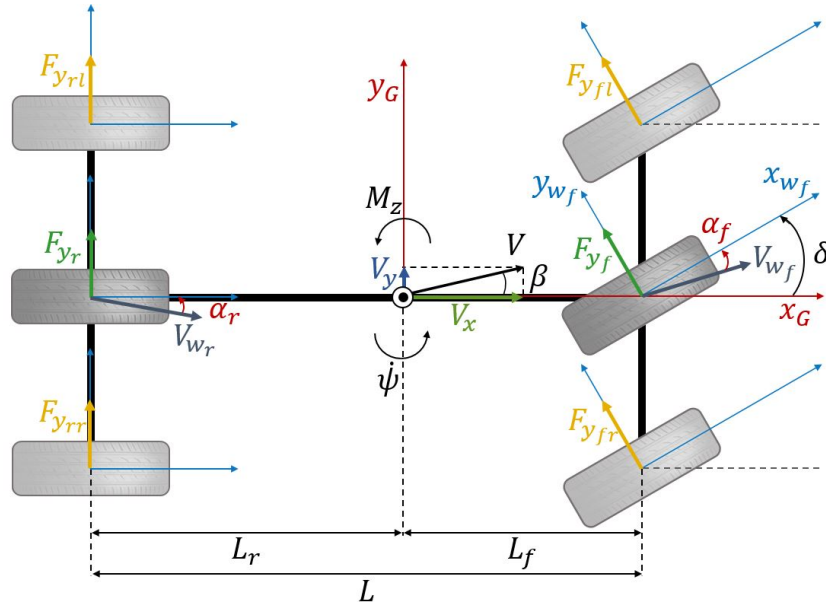


FIGURE 2.17 – Modèle bicyclette

- Le véhicule est symétrique par rapport à l'axe longitudinal \vec{x}_G , les roues d'un même essieu sont donc assimilées à une seule roue (voir la Figure 2.17).
- Les efforts aérodynamiques sont négligés.
- L'angle de braquage appliqué est relativement faible ce qui permet de considérer la zone linéaire du pneumatique.
- Le véhicule se déplace à une vitesse constante, de ce fait, la dynamique longitudinale n'est pas considérée.

2.7.2 Mise en équations

Les équations de la dynamique latérale décrite par le modèle bicyclette sont obtenues à partir des équations (2.32b) et (2.32c), mais en considérant cette fois-ci les hypothèses décrites dans la section 2.7.1. Ceci introduit des simplifications telles que l'écriture de $\cos(\delta) \approx 1$. Les équations associées au modèle bicyclette sont données par [Nielsen et Kiencke, 2000, Rajamani, 2012] :

$$ma_y = 2F_{y_f} + 2F_{y_r} \quad (2.36a)$$

$$I_z \ddot{\psi} = 2L_f F_{y_f} - 2L_r F_{y_r} + M_z \quad (2.36b)$$

Par hypothèse, les roues d'un même essieu étant regroupées, elles subissent les mêmes angles de dérive et donc les mêmes efforts latéraux ce qui justifie l'apparition du facteur 2 dans l'équation

(2.36). Conformément à l'hypothèse de petits angles de dérive à la roue, la formulation linéaire de l'effort latérale des pneus est prise en compte (voir la Section 2.6.3), soit :

$$F_{y_i} = C_{y_i} \alpha_i \quad (2.37)$$

où i représente cette fois-ci les roues avant et arrière respectivement ($i \in \{f, r\}$). L'angle de dérive du pneu est défini comme étant l'angle entre l'axe longitudinal de la roue et le vecteur vitesse de celle-ci comme le montre la Figure 2.17. Cet angle est calculé grâce aux équations d'équilibre de vitesse dans le sens longitudinal et latéral. En effet, la vitesse du centre de gravité du véhicule et des centres de contact des roues avec le sol est identique ce qui permet d'écrire [Nielsen et Kiencke, 2000] :

$$\alpha_f = \delta - \frac{V_y + L_f \dot{\psi}}{V_x} \quad (2.38a)$$

$$\alpha_r = -\frac{V_y - L_r \dot{\psi}}{V_x} \quad (2.38b)$$

En utilisant les équations (2.37) et (2.38), la dynamique latérale décrite par l'équation (2.36) peut être réécrite dans une formulation d'espace d'état :

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2.39)$$

où le vecteur d'état x , le vecteur d'entrées u , la matrice d'état A , la matrice d'entrée B sont donnés par :

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{2C_{y_f} + 2C_{y_r}}{mV_x} & -\frac{2C_{y_f}L_f - 2C_{y_r}L_r}{mV_x} - V_x \\ -\frac{2C_{y_f}L_f - 2C_{y_r}L_r}{I_z V_x} & -\frac{2C_{y_f}L_f^2 + 2C_{y_r}L_r^2}{I_z V_x} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} \frac{2C_{y_f}}{m} & 0 \\ \frac{2C_{y_r}L_f}{I_z} & \frac{1}{I_z} \end{bmatrix}, x = \begin{bmatrix} V_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}, u = \begin{bmatrix} \delta \\ M_z \end{bmatrix}$$

L'entrée de commande M_z est utilisée comme un moment additif intervenant en cas d'instabilité latérale du véhicule (voir Chapitre 3) ou en cas de défaillance du système de direction (voir Chapitre 4). Il est également possible d'obtenir une autre formulation de cette représentation d'état en considérant l'angle de dérive β au CoG au lieu de la vitesse latérale V_y .

2.8 Modèle longitudinal

Un modèle longitudinal simplifié est nécessaire lors de la synthèse du correcteur longitudinal décrite dans le Chapitre 4.

2.8.1 Hypothèses

La validité du modèle longitudinal, utilisé par la suite dans cette thèse, est limitée aux hypothèses suivantes [Attia et al., 2014] :

- Les quatre roues reçoivent les mêmes signaux de commande en termes de couples de traction/freinage ($T_{fl} = T_{fr} = T_{rl} = T_{rr} = T_w$)
- Un glissement longitudinal nul de la roue est considéré, par conséquent $r\omega_i = V_x$. À partir de cette hypothèse combinée à l'équation de la dynamique des roues (2.34), l'expression suivante est obtenue : $F_{x_i} = \frac{T_w}{r} - \frac{J_w \dot{V}_x}{r^2}$

Les hypothèses sur les couples et le glissement longitudinal des roues visent à simplifier la synthèse du correcteur de guidage longitudinal pour une condition de route uniforme (coefficient d'adhérence constant) en considérant une action de freinage/accélération douce et progressive (zone linéaire du pneumatique) [Khelladi et al., 2020].

2.8.2 Mise en équations

Compte tenu des hypothèses données ci-dessus, la dynamique longitudinale (2.32a) peut être modélisée comme suit :

$$m_v \dot{V}_x = \frac{4T_w}{r} + m\dot{\psi}V_y \quad (2.40)$$

où $m_v = m + \frac{4J_w}{r^2}$.

2.9 Modèle de validation - modèle CarMaker

CarMaker³ est un environnement de simulation qui prend en compte le véhicule, la route et le conducteur. Il est largement employé par des constructeurs et des laboratoires de recherche. Le modèle du véhicule fourni par CarMaker est un modèle de validation complet regroupant les dynamiques du véhicule selon les trois axes longitudinal, latéral et vertical ainsi que les dynamiques des organes tel que les pneus, les systèmes de direction, de suspension, de freinage, etc. De ce fait, ce modèle permet de décrire, avec précision, le comportement du véhicule même dans des situations extrêmes de conduite. Ce modèle, à travers l'interface de CarMaker, est largement utilisé comme modèle de référence dans l'industrie de l'automobile, car il permet de tester virtuellement les systèmes développés avant de procéder à la réalisation de tests réels coûteux et chronophage à mettre en place.

3. <https://ipg-automotive.com/fr/produits-et-services/simulation-software/carmaker/>

L'environnement CarMaker (Figure 2.18) dispose d'une interface graphique (graphical user interface GUI) qui permet de paramétrer le véhicule, le pneu, le moteur, les freins, les suspension, etc. Cette paramétrisation se fait selon l'objectif de simulation visé. Cette interface permet également de modéliser une route (longueur, largeur, courbe, pente, adhérence, etc.) et de définir une manœuvre (vitesse initiale, angle de braquage initial, contrôle longitudinal et/ou latéral, etc.). Toute cette paramétrisation constitue un essai (TestRun).

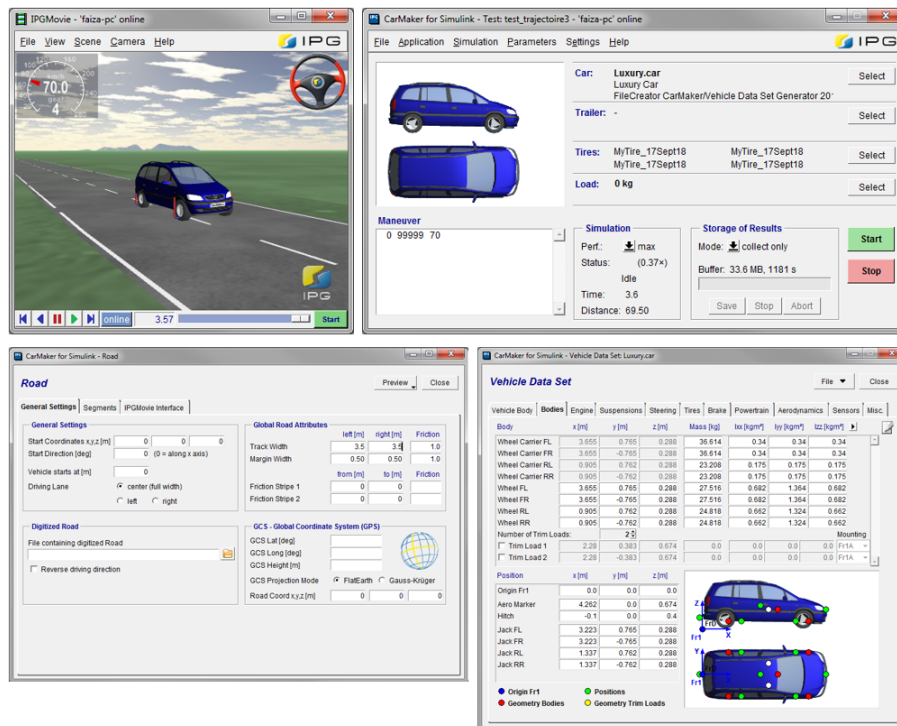


FIGURE 2.18 – Environnement CarMaker

Au cours de ces travaux de thèse, la validation des stratégies de commande développées pour la stabilisation latérale et le guidage longitudinal/latéral est réalisée à travers les simulations de CarMaker intégrées avec Matlab/Simulink. De ce fait, il est impératif de bien configurer les pneus (modèle de Pacejka) et les systèmes de direction, de freinage et de traction. La dynamique des actionneurs étant négligée, le système de direction prend en compte l'angle de braquage au volant qui est en relation avec l'angle de braquage à la roue à travers un facteur de démultiplication supposé constant. Tandis que les systèmes de freinage et de traction prennent en compte respectivement les couples de freinage et de traction appliqués aux roues (voir la Section 2.2). La paramétrisation du véhicule CarMaker est détaillée dans la section suivante.

2.10 Validation expérimentale du modèle 2-DOF et du modèle de validation

La validation expérimentale à l'aide du véhicule ARTEMIPS (présenté dans la section suivante) permet de vérifier les hypothèses simplificatrices prises en compte, la formulation mathématique du modèle et le paramétrage de celui-ci. La validation expérimentale du modèle 2-DOF (modèle bicyclette) a été réalisée au cours des travaux de thèse de [Boudali, 2019]. Avant de procéder à cette validation, le paramétrage des modèles 2-DOF et de validation (CarMaker) est nécessaire et est présenté dans ce qui suit.

2.10.1 Présentation du véhicule d'essai ARTEMIPS

Le véhicule d'essai ARTEMIPS (Autonomous Real-Time Experimental platform of MIPS) représente une plateforme expérimentale de l'IRIMAS permettant d'implémenter et de valider les différents algorithmes développés au sein de l'équipe. Ce véhicule, de type Renault Scenic 3, dispose de l'instrumentation (Figure 2.19) et des logiciels nécessaires à l'automatisation de la conduite. L'architecture d'instrumentation du véhicule ARTEMIPS, présentée dans la Figure 2.19, est constituée de capteurs, d'ordinateur embarqué et d'actionneurs. La description des différents dispositifs de cette architecture est abordée au cours des travaux de thèse de [Boudali, 2019].

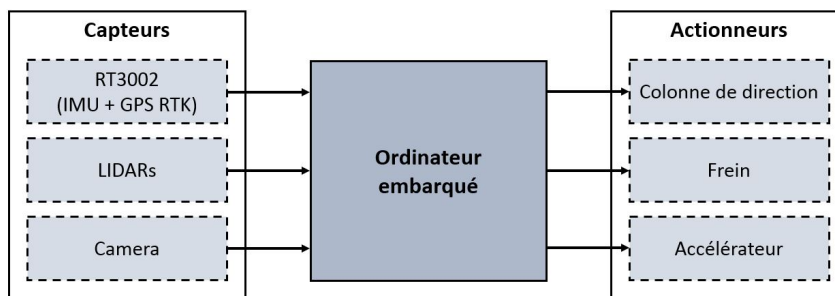


FIGURE 2.19 – Architecture d'instrumentation du véhicule ARTEMIPS

Dans le cadre du projet SIMPHA, le véhicule ARTEMIPS a été adapté selon les besoins des personnes à mobilité réduite. Pour ce faire, il a été équipé d'un siège pivotant avec sortie et montée/descente électriques télécommandées. Ce véhicule a également été équipé d'un coffre de toit permettant d'accueillir un fauteuil roulant pliable comme le montre la Figure 2.20.



FIGURE 2.20 – Véhicule d’essai ARTEMIPS

2.10.2 Recalage des modèles

Le recalage des modèles peut se faire de deux manières différentes. D’une part, il peut être réalisé à partir de mesures de certains paramètres comme la masse m et les empattements L_f , L_r et L_w . D’autres part, l’estimation de l’inertie I_z et des coefficients de rigidité de dérive C_f et C_r est nécessaire, car ces paramètres ne sont pas mesurables. L’estimation de C_f et C_r a été réalisée au cours des travaux de thèse de [Pouly, 2009] en utilisant une procédure d’identification et l’algorithme d’optimisation de Levenberg-Marquardt. Ces paramètres sont sensibles à la vitesse, à la masse du véhicule, à l’adhérence du sol, etc. et leur détermination reste délicate. L’estimation précise de I_z n’est pas nécessaire. En effet, une étude de la sensibilité de ce paramètre sur la dynamique latérale montre qu’une variation de 25% de sa valeur nominale a très peu d’influence [Pouly, 2009]. Par conséquent, une mesure indirecte de I_z est donnée à partir de la formule empirique suivante [Brossard, 2006] :

$$I_z = 2.71m - 1450 \quad (2.41)$$

Le facteur de démultiplication f_{dem} donné dans l’équation (2.1) est obtenu en calculant la moyenne entre plusieurs angles de braquage mesurés à la roue et au volant du véhicule ARTEMIPS. En se basant sur ce qui a été mentionné ci-dessus et sur les travaux de thèse de [Boudali, 2019], les paramètres du véhicule sont donnés dans le Tableau 2.3.

Le paramétrage du modèle de validation (CarMaker) se fait à travers l’interface graphique GUI où l’on procède au paramétrage du pneu (modèle de Pacejka) et de la carrosserie du véhicule. Le paramétrage du modèle de Pacejka a été réalisé en adaptant les facteurs d’échelle

Paramètre	Valeur (unité)	Paramètre	Valeur (unité)
I_z	3503 (kg^2m)	m	1828 (kg)
J_ω	0.99 (kg^2m)	C_f	97035 ($\text{N}\cdot\text{rad}^{-1}$)
L_f	1.035 (m)	C_r	91631 ($\text{N}\cdot\text{rad}^{-1}$)
L_r	1.655 (m)	r	0.313 (m)
L_w	1.535 (m)	f_{dem}	17(-)

TABLE 2.3 – Paramètres du véhicule

non-dimensionnels donnés dans CarMaker. Le paramétrage de la carrosserie du véhicule a été réalisé en choisissant un modèle de carrosserie parmi les modèles disponibles sur CarMaker et dont les caractéristiques se rapprochent le plus du véhicule ARTEMIPS (par exemple le modèle de carrosserie de l’Opel Zafira 1999) et en spécifiant par la suite les paramètres tel que la masse, les empattements, etc.

2.10.3 Procédure de validation expérimentale des modèles

La validation expérimentale du modèle 2 roues et et du modèle de Carmaker est réalisée en analysant la dynamique du véhicule et plus précisément les écarts entre les sorties des deux modèles et celles mesurées sur ARTEMIPS. Le test de validation réalisé au cours des travaux de thèse de [Boudali, 2019] a été effectué à une vitesse constante de 10 m/s sur le circuit du musée de l’automobile de Mulhouse montré sur la Figure 2.21.

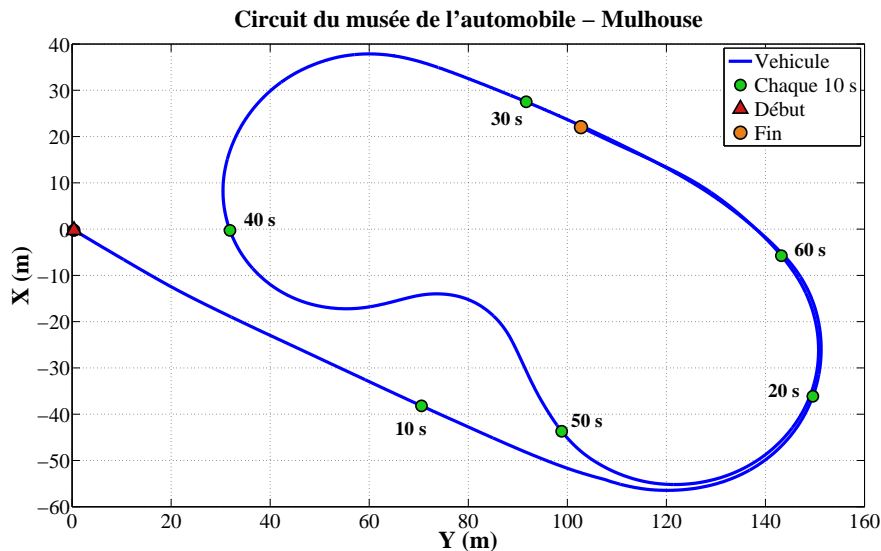


FIGURE 2.21 – Trajectoire du musée de l’automobile [Boudali, 2019]

L’angle de braquage et la vitesse du véhicule sont présentés sur la Figure 2.22. Il convient de

noter que l'angle de braquage au volant est quasi nul dans les lignes droites pour les intervalles de temps : de 0 s à 12 s et de 25 s à 32 s. Il devient ensuite quasi 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, lors des deux virages serrés et consécutifs, 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.

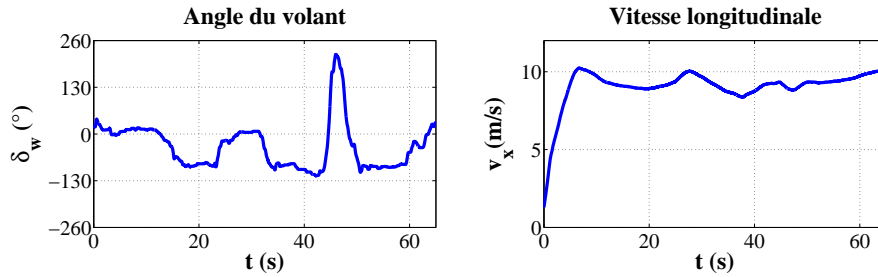


FIGURE 2.22 – Angle du volant δ_w et vitesse longitudinale V_x [Boudali, 2019]

La vitesse de lacet, la vitesse latérale, l'accélération latérale et la vitesse de roulis sont montrées sur la Figure 2.23. Les résultats expérimentaux (trait continu vert), ceux issus du modèle bicyclette (tiret bleu) et ceux issus du modèle de CarMaker (tiret-point rouge) se rapprochent fortement. Cela signifie que les deux modèles caractérisent bien le comportement réel de la dynamique latérale du véhicule ARTEMIPS.

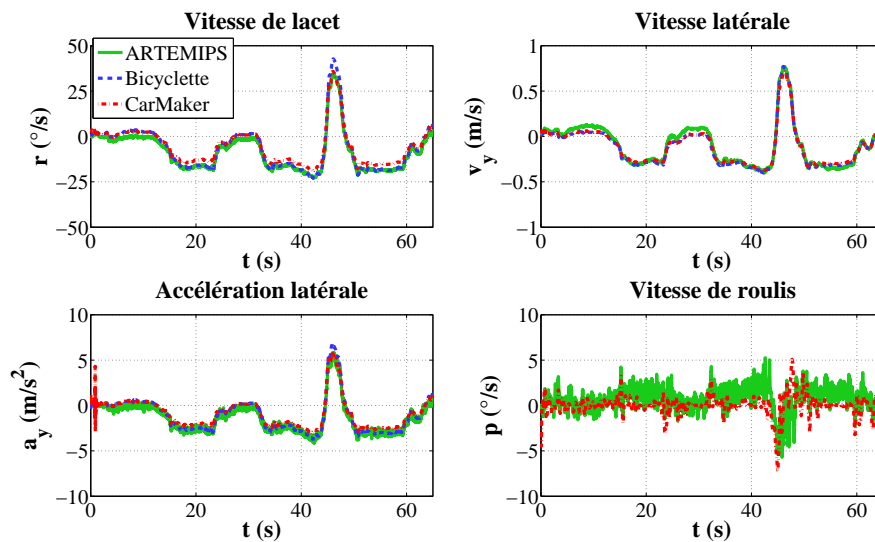


FIGURE 2.23 – Résultats de la validation du modèle [Boudali, 2019]

La mesure de la vitesse de roulis est réalisée afin de vérifier les hypothèses simplificatrices

concernant le roulis et le transfert de charge. Il convient de remarquer que le phénomène de roulis est faible ($|p| < 5^\circ/\text{s}$) et par conséquent les hypothèses simplificatrices restent valides. Les coefficients de corrélation entre les deux modèles et les mesures expérimentales d'ARTEMIPS sont jugés satisfaisantes pour les besoins des travaux de cette thèse [Boudali, 2019].

Il est important de noter que le test présenté ci-dessus représente un test en régime quasi-statique. Il est donc essentiel de réaliser également un test en régime transitoire afin de déterminer les limites des deux modèles suite à des sollicitations importantes de braquage. Pour plus de détails, le lecteur peut se référer aux tests de validation réalisés dans [Boudali, 2019].

Les paramètres du véhicule, validés à l'issue de la validation expérimentale et présentés dans le Tableau 2.3, seront utilisés dans les chapitres suivants dans cette thèse.

2.11 Conclusion

Dans ce chapitre, la modélisation de la dynamique du véhicule a été introduite. Plus précisément, les modèles qui seront utilisés dans cette thèse ont été présentés, à savoir, le modèle 7DDL, le modèle 2DDL et le modèle longitudinal. Le modèle 7DDL caractérise la dynamique longitudinale et latérale. La synthèse des correcteurs basée sur ce modèle est assez complexe. Par conséquent, la dynamique latérale (2DDL) et la dynamique longitudinale sont découplées et présentées séparément en considérant des hypothèses supplémentaires (modèles de synthèse) afin de simplifier la synthèse des correcteurs par la suite.

Le modèle du pneu est également introduit car il est important de considérer la zone de fonctionnement du pneumatique afin de mieux comprendre le comportement routier du véhicule (zone linéaire en conduite normale et zone non-linéaire en conduite extrême).

Le modèle de validation de CarMaker est présenté comme modèle de référence permettant de valider, en simulation, les stratégies de stabilisation latérale et de guidage latéral/longitudinal développées dans les chapitres suivants. Le modèle de CarMaker est paramétré suivant la validation expérimentale avec le véhicule d'essai ARTEMIPS.

Chapitre 3

Stabilisation latérale du véhicule

Sommaire

3.1	Introduction	58
3.2	Systèmes de commande de la dynamique latérale	61
3.2.1	Systèmes de commande pour la manœuvrabilité	61
3.2.2	Systèmes de commande pour la stabilité latérale	63
3.2.3	Contrôle global du châssis	63
3.3	Architecture de commande pour la stabilisation latérale du véhicule	65
3.4	Conception du superviseur : Analyse de la dynamique latérale du véhicule	66
3.4.1	Critères de stabilité latérale	67
3.4.2	Superviseur proposé : combinaison de critères de stabilité	70
3.4.3	Définition des tests de validation	75
3.4.4	Tests et validations du superviseur proposé	77
3.5	Synthèse des correcteurs de manœuvrabilité et de stabilité	84
3.5.1	Objectif de commande	84
3.5.2	Modèle de référence et limitations du véhicule	85
3.5.3	Synthèse du correcteur	85
3.5.4	Synthèse du correcteur de manœuvrabilité	87
3.5.5	Synthèse du correcteur de stabilité	88
3.6	Conception de l'allocation de commande	89
3.6.1	Théorie de l'allocation de commande	89
3.6.2	Formulation du problème d'allocation de commande	90
3.6.3	Méthodes d'allocation de commande	92
3.6.4	Allocation de commande pour la stabilisation latérale du véhicule	95

3.7 Tests et validation de l'architecture de commande sur CarMaker	96
3.7.1 Résultats de simulation	97
3.7.2 Résultats de simulation - test du braquage sinusoïdal	97
3.7.3 Résultats de simulation - test du Dwell	100
3.7.4 Résultats de simulation - test de l'élan	102
3.7.5 Discussion des résultats	103
3.8 Conclusion	104

Contributions

- (1) Faïza Khelladi, Rodolfo Orjuela, Michel Basset. Direct yaw control based on a phase plan decomposition for enhanced vehicle stability. In 10th IFAC Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles, Gdansk, Poland, 2019.
- (2) Faïza Khelladi, Rodolfo Orjuela, Michel Basset. Coordinated AFS and DYC for autonomous vehicle steerability and stability enhancement. In 21st IFAC World Congress, Berlin, Germany, 2020.

3.1 Introduction

Le développement des systèmes de sécurité pour les véhicules a connu une grande avancée au cours des trois dernières décennies. De ce fait, le nombre d'accidents de la route a considérablement diminué depuis leur commercialisation. Ces systèmes, en dépit de la large gamme existante, peuvent être regroupés en deux catégories :

- Systèmes de sécurité passive. Permettent de réduire les effets d'un accident (ex. les air-bags, la ceinture de sécurité, le capot actif, etc.).
- Systèmes de sécurité active. Permettent d'éviter que les accidents se produisent (ex. le système d'antiblocage des roues ABS, le contrôle dynamique de stabilité ESP, etc).

Au cours de ces travaux de thèse, l'intérêt est porté sur les systèmes de sécurité active afin de garantir un guidage autonome dit sûr. Ces systèmes, appelés également systèmes d'aide à la conduite (Advanced Driver Assistance System ADAS), sont classés selon les systèmes de liaison au sol sollicités comme suit :

1. Système de braquage actif [[Mammar et Koenig, 2002](#), [Falcone et al., 2007](#)].
2. Système de freinage actif (freinage différentiel) [[Doumiati et al., 2013](#), [Attia et al., 2014](#)].

3. Système de suspension active [Smakman, 2000, Rathai et al., 2019, Hamrouni et al., 2019].

Ces trois systèmes, agissant sur les trois dynamiques du véhicule, permettent d'améliorer la manœuvrabilité, la stabilité latérale et le confort/tenue de route respectivement. Dans le cadre de la stabilisation latérale du véhicule, seuls les systèmes actifs de braquage et de freinage sont pris en compte dans ce chapitre.

La stabilisation latérale du véhicule regroupe deux tâches principales, à savoir la manœuvrabilité et la stabilité du véhicule comme illustré par la Figure 3.1. D'une part, la tâche de manœuvrabilité agit sur l'angle de braquage de façon à améliorer le suivi de la vitesse de lacet désirée lors d'une situation normale (nominale) de conduite. D'autre part, la tâche de stabilité permet de rétablir la stabilité latérale du véhicule lors des situations critiques de conduite en réduisant considérablement l'angle de dérive au CoG. À cet effet, un moment stabilisant autour de l'axe vertical du véhicule est généré. Les tâches de manœuvrabilité et de stabilité sont généralement gérées par des systèmes actifs de commande conçus indépendamment, à savoir le braquage actif et le freinage actif. Ces deux systèmes visent à modifier la dynamique latérale du véhicule à travers le contrôle de la la vitesse de lacet et l'angle de dérive au CoG de celui-ci.

L'intégration des systèmes de sécurité active dans le véhicule peut se faire suivant deux architectures de commande, à savoir, une architecture centralisée ou une architecture décentralisée. L'architectures centralisée repose sur l'utilisation d'un correcteur unique conçu à l'aide de modèles du véhicule relativement complexes décrivant les interactions entre plusieurs dynamiques (latérale, longitudinale et verticale). L'utilisation de ces modèles complexes rend la synthèse du correcteur difficile. Quant à l'architecture décentralisée, elle s'appuie sur des modèles simplifiés du comportement du véhicule afin de répondre à un objectif de commande donné. L'utilisation d'un correcteur unique est alors remplacé par un ensemble de correcteurs plus simples conçus indépendamment les uns des autres. D'un point de vue pratique, cette dernière architecture facilite l'intégration de nouveaux systèmes de commande [Gordon et al., 2013, Chokor, 2019]. Elle requiert cependant l'utilisation d'un mécanisme de coordination entre les différents systèmes de commande de façon à éviter des conflits potentiels entre les actions générées par chaque correcteur.

Plusieurs systèmes d'aide à la conduite ont été développés afin de gérer la tâche de manœuvrabilité (Figure 3.1) e.g. le braquage actif avant (Active Front Steering AFS), le braquage actif arrière (Active Rear Steeing ARS) et le braquage des quatre roues directrices (Four Wheel-Steering 4WS) [Aripin et al., 2014]. Quant au correcteur de stabilité latérale il repose généralement sur le principe du contrôle direct de lacet (Direct Yaw Control DYC) effectué à travers le freinage diffé-

rentiel ou le transfert de couple [Attia et al., 2014, Aripin et al., 2014]. La coordination entre les deux correcteurs de manœuvrabilité et de stabilité est cruciale afin de garantir les performances globales désirées. Cette coordination vise à activer progressivement le correcteur adéquat lorsque le second est progressivement désactivé. En effet, ces correcteurs opèrent dans des domaines de fonctionnement différents (domaines linéaire et non linéaire du pneumatique) et leurs objectifs de commande peuvent rentrer en conflit dans certaines situations critiques de conduite. En réalité, la réduction de l'angle de dérive au CoG afin d'assurer la stabilité ne permet pas en retour de garantir un bon suivi de la vitesse de lacet de manière à assurer la manœuvrabilité du véhicule.

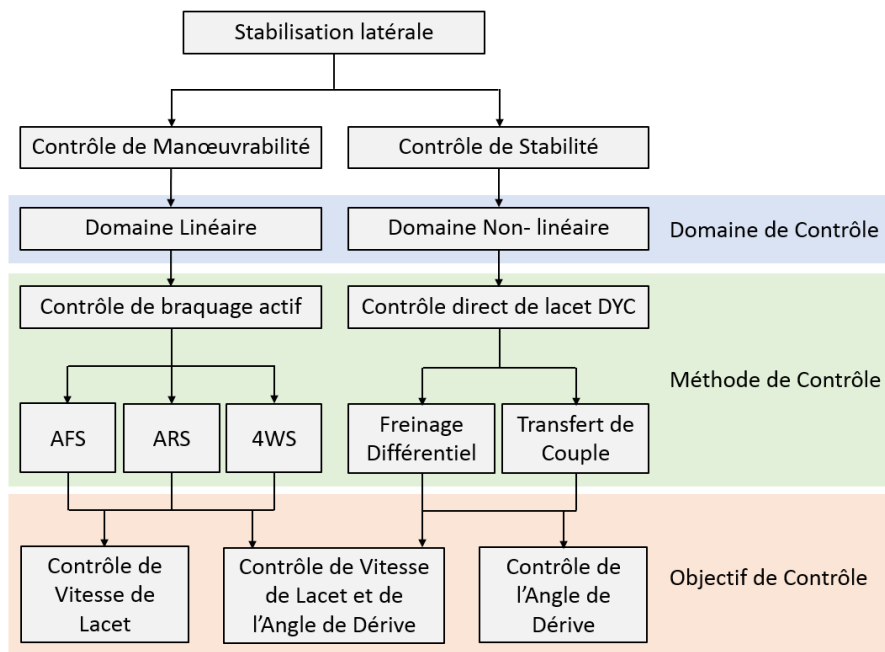


FIGURE 3.1 – Stabilisation latérale du véhicule

La transition entre les deux correcteurs est dictée par un superviseur détectant l'instabilité latérale du véhicule et activant le correcteur approprié selon la situation de conduite rencontrée. Cette détection est effectuée à partir de l'évaluation de critères de stabilité permettant de définir une région stable dans laquelle le correcteur de manœuvrabilité doit être privilégié. Lorsque le comportement du véhicule sort de la région stable, le correcteur de stabilité est privilégié. De nombreux critères de stabilité latérale sont proposés dans la littérature [Nielsen et Kiencke, 2000, Selby, 2003, Rajamani, 2012]. Ces critères emploient différentes variables de la dynamique latérale (vitesse de lacet, angle de dérive au CoG, accélération latérale, etc.) afin de définir les limites de la région stable. Certains de ces critères seront détaillés plus loin dans ce chapitre.

La principale contribution présentée dans ce chapitre porte sur la proposition d'une approche hiérarchisée de commande coordonnant l'AFS et le DYC à l'aide d'un superviseur. Le superviseur proposé repose sur l'utilisation du pseudo plan de phase vitesse de lacet - angle de dérive au CoG. Ce pseudo plan de phase est décomposé en différentes régions à partir de l'évaluation de divers critères de stabilité latérale. Chaque région est définie au moyen des fonctions de pondération. Ces dernières permettent de coordonner la contribution de chaque action de commande selon la région dans laquelle la trajectoire de phase se situe.

Dans ce chapitre, un bref état de l'art sur les différents systèmes de commande de la dynamique latérale et leur coordination à travers le contrôle global du châssis sont présentés dans la Section 3.2. L'architecture de commande hiérarchisée de la stabilisation latérale du véhicule est présentée au cours de la Section 3.3. Cette architecture de commande est composée d'un superviseur, d'une commande haut niveau et d'une couche dite d'allocation de commande. La conception et la validation du superviseur sont abordées dans la Section 3.4. La Section 3.5 est dédiée à la synthèse des correcteurs de manoeuvrabilité et de stabilité. Enfin, l'allocation de commande est détaillée au cours de la Section 3.6. Les résultats de simulations illustrant l'efficacité de l'approche proposée sont présentés dans la Section 3.7.

3.2 Systèmes de commande de la dynamique latérale

La maîtrise de la dynamique latérale du véhicule représente un défi important à relever afin de garantir la sécurité des passagers en améliorant la manoeuvrabilité et la stabilité du véhicule. Les systèmes actifs dédiés à ces tâches et leurs développements représentent, malgré leur diversité, un domaine très actif de recherche. Un état de l'art exhaustif des différents systèmes actifs avec leurs domaines d'efficacité a été développé dans [Furukawa et Abe, 1997, Smakman, 2000, He, 2005, Aripin et al., 2014, Savitski et al., 2015]. Dans cette section, un état de l'art sur les différents systèmes existants pour la manoeuvrabilité, la stabilité latérale et le contrôle global du châssis du véhicule est présenté.

3.2.1 Systèmes de commande pour la manoeuvrabilité

Les correcteurs de manoeuvrabilité visent à améliorer à la fois les performances de manoeuvrabilité et de stabilité en lacet du véhicule lors des situations de conduite stables où l'accélération latérale du véhicule est faible (zone linéaire du pneumatique) [Mirzaei, 2010]. Ces systèmes assistent le conducteur (réel ou autonome) en appliquant une action de commande additive qui vise à améliorer la réponse du véhicule à une entrée de braquage [Smakman, 2000, Selby, 2003]. Plu-

sieurs systèmes de commande sont étudiés dans la littérature afin d'améliorer la manœuvrabilité du véhicule. Ces systèmes peuvent être divisés en trois catégories suivant le type d'actionneur utilisé à savoir : le système de braquage actif avant, le système de braquage actif arrière, le système de braquage avec quatre roues directrices [Aripin et al., 2014].

Le système de braquage actif avant AFS (Active Front Steering), permet d'appliquer une action corrective sur la direction du véhicule. Ce système représente la solution la plus répandue car les véhicules de tourisme sont généralement équipés de deux roues directrices situées à l'avant. Cette approche permet d'améliorer la réponse du véhicule lors d'un virage afin d'éviter une situation critique de conduite [Mammar et Koenig, 2002, He, 2005, Feng et al., 2018].

Le système de braquage actif arrière ARS (Active Rear Steering) permet également d'améliorer la réponse du véhicule lors d'un virage à basse vitesse et minimise ainsi l'angle de dérive au CoG [He, 2005, Veldhuizen, 2007, Besselink et al., 2008, Aripin et al., 2014]. Toutefois, cette approche de commande nécessite un équipement spécifique permettant d'avoir des roues directrices à l'arrière.

Enfin, le système de braquage actif avec quatre roues directrices 4WS (Four Wheel-Steering) représente quant à lui la combinaison de l'AFS et de l'ARS. Il permet ainsi d'améliorer la réponse du véhicule à faible vitesse mais aussi de faciliter la manœuvrabilité à grande vitesse [Shen et Tan, 2017]. En effet, quand le véhicule roule à grande vitesse, le braquage simultané dans la même direction des roues avant et arrière produit une accélération latérale plus rapidement tout en réduisant l'angle de dérive au CoG. Par conséquent, le véhicule peut prendre le virage d'une manière plus fluide en améliorant la stabilité latérale. À l'inverse, quand le véhicule roule à basse vitesse, le braquage des roues avant et arrière dans des directions opposées aide à entamer plus facilement et rapidement des virages à rayon réduit [Besselink et al., 2008].

Comme mentionné dans [He, 2005], l'AFS est plus efficace que l'ARS pour maintenir la stabilité du véhicule près de la limite de manœuvrabilité à grande vitesse. Le système directionnel avec deux roues directrices avant représente également la configuration standard des véhicules commercialisés actuellement. Pour ces raisons, le braquage actif est assurée par l'AFS dans la suite de ce chapitre,.

Ces approches basées sur le braquage actif présentent l'inconvénient majeur d'être moins efficaces lors des situations critiques de conduite. En effet, dans ces situations de conduite, les forces latérales des pneus sont saturées (zone non-linéaire du pneumatique) et une action corrective sur l'angle de braquage ne permet pas de stabiliser le véhicule. La méthode β (β -method) illustrée par [Shibahata et al., 1993] a effectivement montré qu'un angle de dérive trop élevé rend l'utili-

sation du braquage actif nettement moins efficace à cause de la saturation des pneus. Dans cette situation critique de conduite, il est nécessaire d'agir sur les forces longitudinales des pneus afin de stabiliser le véhicule. La stabilisation latérale du véhicule doit ainsi être opérée à l'aide d'un autre système de commande plus efficace décrit dans la section suivante.

3.2.2 Systèmes de commande pour la stabilité latérale

Le correcteur de stabilité permet d'améliorer la stabilité latérale du véhicule en situations critiques de conduite (zone non-linéaire du pneumatique). Ce correcteur exploite bien souvent le principe de contrôle direct de lacet *DYC* (Direct Yaw Control) afin de générer un moment stabilisant M_z autour de l'axe vertical z_G du véhicule. La génération physique de ce moment peut être réalisée au moyen de deux approches majeures, à savoir, le freinage différentiel et le transfert de couple [Rajamani, 2012, Attia et al., 2014].

Le freinage différentiel consiste à générer des couples de freinage différents sur les roues afin de produire le moment stabilisant M_z . Cette approche est très efficace lors des situations de conduite extrêmes [Attia et al., 2014] et vise à améliorer la précision du suivi de l'angle de dérive au CoG dans la région non linéaire du pneumatique. Son inconvénient majeur se situe dans sa forte influence sur la dynamique longitudinale due au freinage appliqué [He, 2005, Attia et al., 2014, Aripin et al., 2014, Shen et Tan, 2017].

Le transfert de couple permet également de générer le moment stabilisant M_z au moyen de couples de freinage mais aussi de traction appliqués à la roue [Rajamani, 2012]. Ainsi, la dynamique longitudinale est faiblement affectée. Néanmoins, cette approche est moins efficace à très grande vitesse et les performances de stabilisation sont limitées dans une plage de fonctionnement [Attia et al., 2014]. Pour cette raison, le freinage différentiel est la solution choisie dans l'architecture de commande proposée dans ce chapitre.

Compte tenu des avantages et des inconvénients des solutions technologiques existantes assurant la manœuvrabilité et la stabilité latérale du véhicule, la coordination de celles-ci dans une seule architecture représente une solution intéressante afin de garantir une meilleure performance dans un large domaine de fonctionnement du pneumatique. En ce sens, la notion de contrôle global du châssis est introduite afin de coordonner le AFS et le freinage différentiel.

3.2.3 Contrôle global du châssis

Les systèmes actifs décrits ci-dessus, à savoir le braquage actif et le freinage actif, sont indépendamment conçus afin de remplir un objectif de commande donné en utilisant les actionneurs

adéquats. Ils restent cependant indépendants l'un de l'autre que ce soit en termes d'objectif, de domaine de validité ou d'actionneurs utilisés. Comme présenté au cours des Sections 3.2.1 et 3.2.2, aucun système n'est efficace sur tous les domaines de fonctionnement des pneus. D'une part, le braquage actif est efficace uniquement si le véhicule ne dépasse pas les limites de manœuvrabilité, au-delà, la stabilité du véhicule n'est plus garantie. D'autre part, le freinage actif s'avère efficace pour maintenir la stabilité du véhicule dans un grand nombre de situations de conduite, mais reste réservé aux situations les plus critiques à cause de sa grande influence sur la dynamique longitudinale [Mirzaei, 2010, Attia et al., 2014].

Compte tenu de ces constats, une coordination de ces systèmes se révèle essentielle plutôt qu'une simple combinaison. Cette dernière considère en effet un fonctionnement en parallèle de ces systèmes de commande sans prendre en compte ni leur domaine d'efficacité ni la communication entre eux [He, 2005]. Dans une démarche de coordination de ces systèmes, un superviseur est chargé d'activer le système adéquat selon la situation de conduite. La gestion appropriée entre les interactions des actions des systèmes actifs permet de préserver les performances globales de commande. La coordination des systèmes de braquage actif et de freinage actif dans une seule architecture de commande peut être considéré comme une approche de contrôle global du châssis GCC (Global Chassis Control). Ce dernier peut être réalisé à l'aide de deux architectures de commande, à savoir, une architecture de commande centralisée (Figure 3.2a) et décentralisée (Figure 3.2b).

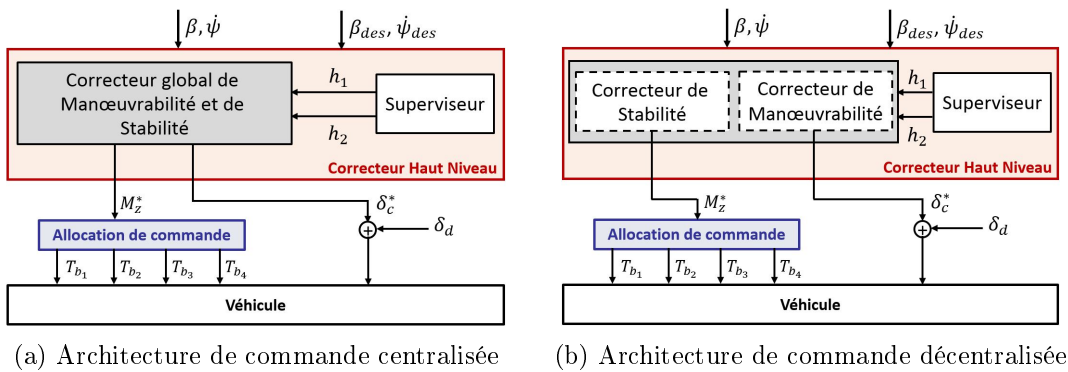


FIGURE 3.2 – Architectures de commande du GCC

Une architecture de commande centralisée permet de synthétiser un seul correcteur global afin de contrôler à la fois la vitesse de lacet et l'angle de dérive au CoG à partir d'un angle de braquage correctif δ_c et d'un moment stabilisant M_z . Ce correcteur permet donc de garantir à la fois la manœuvrabilité et la stabilité latérale du véhicule. Parmi les approches trouvées dans la littérature, l'approche de commande fondée sur les techniques de commande LPV/ H^∞ semble

très intéressante [Doumiati et al., 2013]. Cette commande permet de pénaliser ou favoriser le braquage ou le freinage différentiel selon les informations livrées par le superviseur. Ce dernier est basé sur des critères de stabilité décrits dans la suite de ce chapitre. En conclusion, l'approche centralisée permet de garantir la stabilité globale du système en boucle fermée. La synthèse du correcteur devient cependant complexe.

Quant à l'architecture de commande décentralisée, illustrée dans la Figure 3.2b, elle permet de dissocier les objectifs de commande en générant des entrées de commande négligeant les actions des autres entrées à chaque fois. Ainsi, les correcteurs de manœuvrabilité (AFS) et de stabilité (DYC), étant synthétisés séparément, sont coordonnés à l'aide d'un superviseur basé sur des critères de stabilité. Dans ce cas, l'entrée de braquage est favorisée afin de contrôler la vitesse de lacet (manœuvrabilité), tandis que le moment stabilisant M_z est privilégié afin de contrôler l'angle de dérive au CoG (stabilité). Les techniques de commande par modes glissant sont largement utilisées dans ce type d'architecture de commande [He, 2005, Bardawil et al., 2014, Mousavinejad et al., 2017, Termous et al., 2018]. L'approche décentralisée permet de simplifier la synthèse des correcteurs de manœuvrabilité et de stabilité et de faciliter l'intégration de nouveaux objectifs/systèmes de commande dans l'architecture.

3.3 Architecture de commande pour la stabilisation latérale du véhicule

L'architecture de commande retenue afin d'assurer la stabilisation latérale du véhicule est illustrée sur la Figure 3.3. Cette architecture décentralisée est similaire à celle proposée dans [Termous et al., 2018, Chokor et al., 2019], la différence réside dans la conception du superviseur qui gère l'activation de chacun des correcteurs de la couche haut niveau.

Cette architecture hiérarchisée est composée principalement de trois niveaux. Le niveau de limitations du modèle de référence fournit les variables de mouvement de lacet désirées $\dot{\psi}_{des}$ et β_{des} ainsi que leurs limitations $\dot{\psi}_{max}$ et β_{max} en fonction de la vitesse longitudinale du véhicule V_x et du coefficient d'adhérence du sol μ . Le suivi des variables désirées est réalisé à l'aide de la commande haut niveau. Cette dernière est composée d'un correcteur de manœuvrabilité donnant un angle de braquage correctif δ_c lors des situations normales de conduite d'une part, et d'un correcteur de stabilité fournissant un moment de lacet stabilisant M_z nécessaire pour stabiliser le véhicule lors des situations critiques d'autre part. La coordination de ces deux correcteurs est gérée par un superviseur qui indique la situation de conduite rencontrée en donnant deux fonctions d'activation h_1 et h_2 afin d'activer le correcteur adéquat. Enfin, le niveau le plus bas

alloue la commande M_z aux différents freins des roues assurant ainsi le freinage différentiel. Les travaux réalisés afin de concevoir chacun de ces niveaux sont exposés dans les sections suivantes.

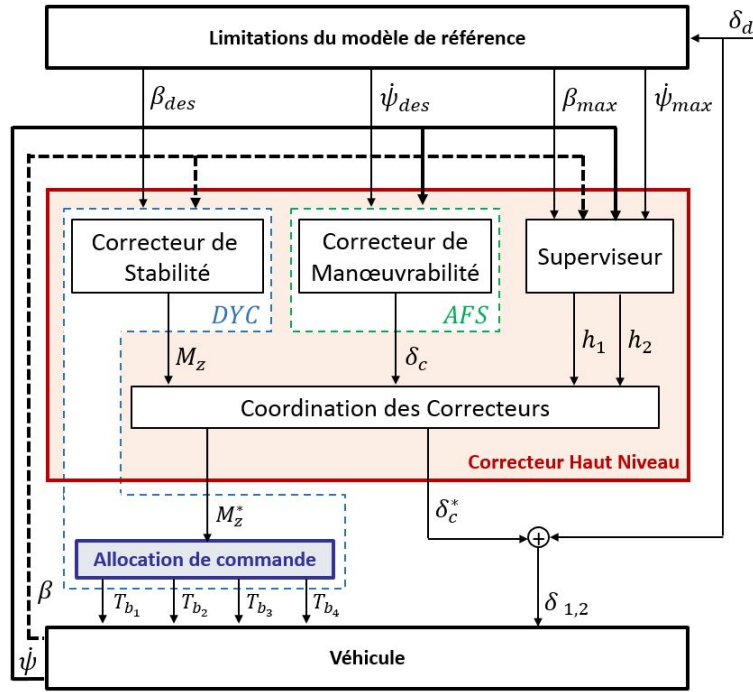


FIGURE 3.3 – Architecture détaillée de stabilisation latérale du véhicule

3.4 Conception du superviseur : Analyse de la dynamique latérale du véhicule

L'analyse de la stabilité latérale du véhicule représente une étape cruciale permettant de déterminer si la situation de conduite est normale ou critique et d'activer ainsi le correcteur adéquat. En effet, la situation normale de conduite traduit un comportement linéaire du véhicule ($a_y \leq \pm 0.4g$ sur sol sec) rendant celui-ci capable de répondre aux sollicitations imposées en appliquant simplement un braquage correctif (AFS). Tandis qu'une situation critique de conduite traduit un comportement non linéaire du véhicule. Dans cette situation, les pneus sont proches de la saturation limitant ainsi la transmission des efforts lors d'un virage et nécessitant un freinage différentiel (DYC) afin de rétablir la stabilité latérale du véhicule. Cette situation est principalement due à une brusque sollicitation du véhicule en freinage/accélération en virage, ou en braquage, ou alors à un changement d'adhérence du sol.

Ces deux systèmes de commande de la dynamique latérale, à savoir l'AFS et le DYC, sont par conséquent activés selon la situation de conduite détectée. Cette détection se fait alors à travers un superviseur basé sur des critères de stabilité.

3.4.1 Critères de stabilité latérale

L'analyse de la stabilité latérale se fait au moyen de différents critères de stabilité latérale. Ces critères sont basés sur deux variables dynamiques importantes qui reflètent avec précision la dynamique latérale du véhicule, à savoir la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ et l'angle de dérive au CoG β . Dans cette section, différents critères de stabilité sont présentés [Selby, 2003, Mammar et Koenig, 2002, Rajamani, 2012]. Ces critères sont utilisés dans la littérature de façon individuelle [Attia et al., 2014] ou à travers une combinaison multi-critères [Gasmi et al., 2019] afin d'améliorer la détection.

Limitations sur les variables de lacet

Les critères de stabilité liés aux variables de lacet $\dot{\psi}$ et β sont formulés à l'aide des limitations de ces dernières exprimées par [Rajamani, 2012] :

$$\dot{\psi}_{max} = 0.85 \frac{\mu g}{V_x} \quad (3.1a)$$

$$\beta_{max} = \tan^{-1}(0.02\mu g) \quad (3.1b)$$

En effet, l'adhérence du sol μ ne permet pas tout le temps de fournir les efforts nécessaires afin de générer une vitesse de lacet élevée. Par conséquent, la limitation de la vitesse de lacet (3.1a) est définie en considérant de faibles angles de dérive du véhicule. Le facteur 0.85 est ainsi utilisé afin de laisser 15% de contribution aux termes négligés liés à l'angle de dérive β [Rajamani, 2012]. De la même manière, l'angle de dérive est borné à partir de l'expression (3.1b) afin de restreindre le comportement du véhicule à la zone linéaire. L'angle de dérive du véhicule doit impérativement être faible pour que le véhicule soit stable étant donné que les grands angles de dérives surviennent à la saturation des pneus.

Le dépassement de $\dot{\psi}_{max}$ signifie que les pneus approchent de la saturation, tandis que le dépassement de β_{max} , généralement suivi par celui de $\dot{\psi}_{max}$, reflète une saturation des pneus indiquant ainsi une instabilité latérale du véhicule [Nielsen et Kiencke, 2000]. Par conséquent, la seule utilisation de $\dot{\psi}_{max}$ peut déclencher prématurément le DYC et la vitesse du véhicule peut être ainsi lourdement impactée par le freinage différentiel. D'autre part, la seule utilisation de

β_{max} peut déclencher trop tard le DYC rendant ainsi la stabilisation du véhicule quasi-impossible. Il est donc plus pertinent de combiner ces deux critères afin d'avoir une meilleure détection de l'instabilité latérale du véhicule [Khelladi et al., 2019]. Une analyse et combinaison de différents critères incluant les limitations (3.1) a été étudié dans [Gasmi et al., 2019]. Cette combinaison est effectuée à travers une somme pondérée des décisions de chaque critère. Dans le cadre de ce chapitre, nous nous intéressons à deux formes particulières d'analyse de la stabilité latérale. Elle se présentent sous la forme d'un "plan de phase".

Plan de phase β - $\dot{\beta}$

Ce plan de phase est largement utilisé dans la littérature afin de délimiter la région stable du comportement latérale du véhicule [Selby, 2003, Doumiati et al., 2013, Mousavinejad et al., 2017, Termous et al., 2018, Chokor et al., 2019]. Cette méthode de plan de phase peut être considérée comme étant une combinaison de critères liés à l'angle de dérive au CoG β et sa dérivée $\dot{\beta}$. Dans ce plan de phase, le mouvement de dérive du véhicule est délimité comme indiqué sur la Figure 3.4.

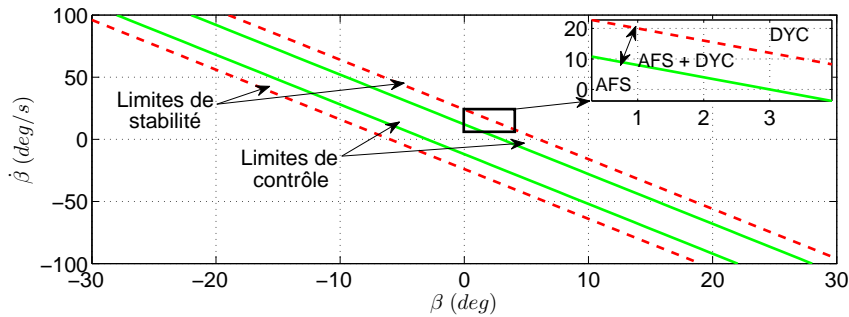


FIGURE 3.4 – Plan de phase β - $\dot{\beta}$

Les limites de stabilité, présentées sur la Figure 3.4, incluent toutes les trajectoires de phase stables. Ces limites sont définies à l'aide d'un indice de stabilité (SI) souvent associé à cette approche de plan de phase. Cet indice est donné par [He, 2005] :

$$SI = 2.49\dot{\beta} + 9.55\beta \quad (3.2a)$$

$$|SI| < 1 \quad (3.2b)$$

Les coefficients utilisés dans (3.2) sont définis de telle sorte que la pente de cette droite dans le plan de phase β - $\dot{\beta}$ soit la même que la pente des trajectoires de phase stables [He, 2005]. Cette droite représente donc un ensemble de limites de régions stables comme illustré sur la Figure 3.4.

À l'intérieur de ces limites, les trajectoires de phase convergent toujours vers une valeur stable. Cependant, lorsque les trajectoires de phase sont en dehors des limites et que l'angle de dérive et sa dérivée ont le même signe, ces trajectoires s'écartent de la valeur stable [Selby, 2003].

Au-delà de permettre de conclure sur la perte de la stabilité latérale du véhicule, ce plan de phase est également utilisé afin de coordonner les actions de commande pour améliorer la manœuvrabilité et la stabilité du véhicule. À cet effet, des limites de contrôle (voir Figure 3.4) sont définies afin de maintenir une transition fluide entre les correcteurs de manœuvrabilité et de stabilité, comme le montre la Figure 3.5 [Termous et al., 2018].

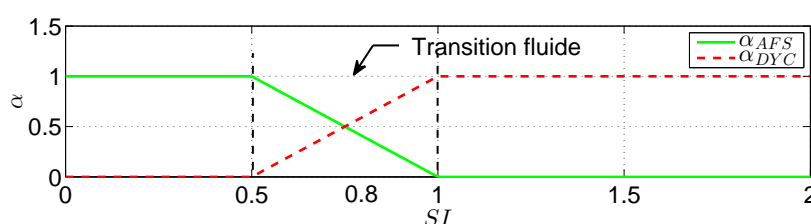


FIGURE 3.5 – Fonctions d'activation des correcteurs selon SI

Cette nouvelle région, délimitée par les limites de contrôle, implique une action de commande de stabilité précoce et donc un comportement plus stable du véhicule. Les fonctions α_{AFS} et α_{DYC} sont des fonctions dites d'activation permettant de coordonner les actions de l'AFS et le DYC respectivement.

Pseudo plan de phase $\dot{\psi}$ - β

L'utilisation d'un pseudo plan de phase (appelé par la suite plan de phase) de vitesse de lacet - angle de dérive au CoG, regroupant les deux variables de lacet, semble également un choix pertinent afin d'analyser la stabilité latérale du véhicule. Ce plan de phase n'adhère pas strictement à la définition du plan de phase mais reste toujours représentatif du comportement de la dynamique du véhicule [Mammar et Koenig, 2002].

Ce type de plan de phase semble cependant moins étudié dans la littérature comme mentionné dans [Liu et al., 2017]. En effet, la définition des limites de stabilité est plus complexe. Dans [Liu et al., 2017], deux formes de la région de stabilité latérale sont étudiées. Elles dépendent de l'angle de braquage du véhicule, du coefficient d'adhérence de la roue et de la vitesse du véhicule.

Dans le cadre de ces travaux de thèse, nous proposons d'étudier le potentiel offert par ce plan de phase à travers la proposition de nouvelles régions de stabilité détaillées dans la section

suivante.

3.4.2 Superviseur proposé : combinaison de critères de stabilité

Dans cette section, le superviseur proposé est présenté. Ce superviseur, basé sur le plan de phase $\dot{\psi}$ - β , permet de réduire la complexité de la détermination des limites de la région de stabilité en utilisant directement les limites des variables de lacet (3.1). Ceci peut être considéré comme une combinaison multi-critères permettant à la fois la réduction de complexité de mise en œuvre du superviseur, mais aussi l'amélioration de la détection d'instabilité latérale du véhicule. Une succession de propositions est présentée dans cette section visant à améliorer progressivement les performances offertes par le superviseur.

Proposition 1

La première proposition est fondée sur une décomposition du plan de phase $\dot{\psi}$ - β en différentes régions comme illustré sur la Figure 3.6. Cette première décomposition génère des régions où le comportement du véhicule est considéré stable ou instable. Il est considéré en effet que si les deux variables $\dot{\psi}$ et β dépassent les seuils définis par l'équation (3.1) alors le comportement du véhicule est dans une situation très critique de conduite (perte de la stabilité). Si l'une des variables dépasse ses limites (région stable), le véhicule est alors considéré dans une situation de perte potentielle de la manœuvrabilité sans pour autant perdre la stabilité latérale.

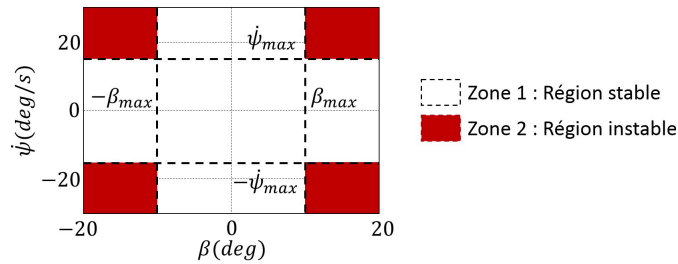


FIGURE 3.6 – Décomposition du plan de phase $\dot{\psi}$ - β associée à la proposition 1

Le but de cette décomposition est d'activer le correcteur de manœuvrabilité en zone 1 (région stable) tant que son efficacité est garantie en contrôlant la vitesse de lacet. La deuxième zone (région instable) est définie comme étant le cas où les deux variables dépassent leurs limites en même temps ce qui peut être extrêmement dangereux provoquant une situation critique de conduite (survirage) [Nielsen et Kiencke, 2000]. Cette situation critique de conduite est gérée par le correcteur de stabilité en contrôlant l'angle de dérive au CoG. La décision fournie par le superviseur est obtenue à travers une fonction de pondération associée à chaque région.

Pour définir ces fonctions de pondération, les centres associées à chaque région sont donnés par [Khelladi et al., 2020] :

$$\begin{bmatrix} C_{\dot{\psi}} \\ C_{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{h_1} & C_{h_2} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

avec :

$$C_{h_1} = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\psi}_{max} & \dot{\psi}_{max} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\beta_{max} & \beta_{max} \end{bmatrix}$$

$$C_{h_2} = \begin{bmatrix} -\dot{\psi}_{max} & -\dot{\psi}_{max} & \dot{\psi}_{max} & \dot{\psi}_{max} \\ -\beta_{max} & \beta_{max} & -\beta_{max} & \beta_{max} \end{bmatrix}$$

où les limites $\dot{\psi}_{max}$ et β_{max} sont obtenues en temps réel à partir de l'évaluation des expressions (3.1). Ces centres sont utilisés pour calculer les fonctions d'activation via l'expression suivante :

$$H_j(\xi) = \frac{\eta_j(\xi)}{\sum_{j=1}^L \eta_j(\xi)} \quad (3.4)$$

où η_j s'exprime par

$$\eta_j(\xi) = \prod_{j=1}^L \exp\left(-\frac{(\xi - C_j)^T(\xi - C_j)}{\sigma^2}\right) \quad (3.5)$$

avec $\xi = [\dot{\psi} \ \beta]^T$ le vecteur de variables de décision, L le nombre de centres ($L = 9$) et C_j la $j^{\text{ème}}$ colonne des centres définis par (3.3). Le paramètre de forme σ est un paramètre significatif visant à déterminer la nature de la transition entre les zones. En effet, plus σ est grand et moins la transition est raide. Les fonctions d'activation (3.4) sont regroupées de manière à obtenir une fonction d'activation par zone comme suit [Khelladi et al., 2020] :

$$\begin{cases} h_1(\xi) &= \sum_{j=1}^5 H_j(\xi) \\ h_2(\xi) &= \sum_{j=6}^9 H_j(\xi) \end{cases} \quad (3.6)$$

Ces fonctions d'activation satisfont la propriété convexe

$$\sum_{l=1}^2 h_l(\xi) = 1 \quad \text{and} \quad 0 \leq h_l(\xi) \leq 1, \quad l = (1, 2), \quad \forall \xi \quad (3.7)$$

et sont représentées par la Figure 3.7 où h_1 indique une situation de conduite nominale ou une perte potentielle de la manœuvrabilité nécessitant toutes deux une action de l'AFS et h_2 une situation critique de perte de stabilité latérale nécessitant une correction fournie par le DYC.

La dispersion σ est choisie ici afin d'avoir un mélange faible entre les fonctions d'activation permettant de bien dissocier les zones définies. La limitation $\dot{\psi}_{max}$ (voir équation 3.1a) étant

inversement proportionnelle à la vitesse du véhicule V_x , si cette dernière varie, les fonctions d'activation se déforment en conséquence. En effet, quand la vitesse diminue, la zone 1 s'élargit et inversement. Les résultats présentés dans la Figure 3.7 sont obtenus avec une vitesse constante ($V_x = 77\text{km/h}$) sur sol sec ($\mu = 1$) et pour une dispersion ($\sigma = 4$).

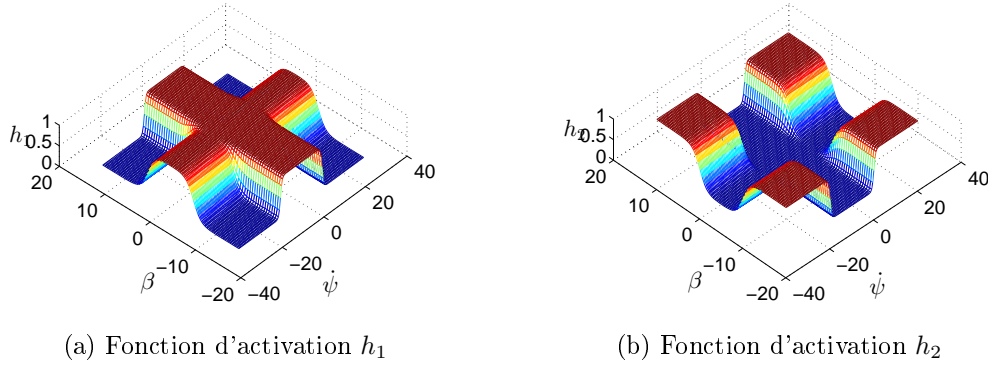


FIGURE 3.7 – Fonctions d'activation issues du superviseur - Proposition 1

Cette décomposition du plan de phase donne des fonctions d'activation qui oscillent fortement à cause du dépassement de la limite β_{max} dans un laps de temps très court avant que le dépassement de $\dot{\psi}_{max}$ s'en suive. Par conséquent, le passage d'un correcteur à un autre peut se faire d'une manière très brusque. Afin d'y remédier, une seconde proposition de décomposition du plan de phase est donnée.

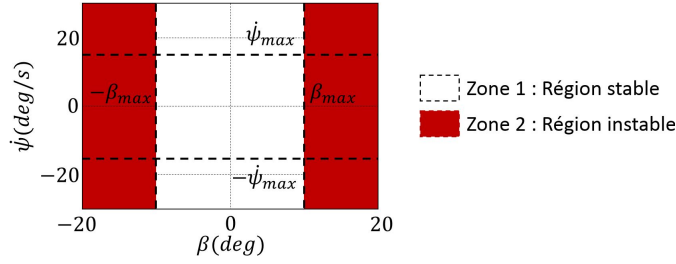
Proposition 2

Le pseudo plan de phase $\dot{\psi}$ - β est décomposé cette fois-ci comme illustré sur la Figure 3.8. La nouvelle décomposition du plan de phase vitesse de lacet - angle de dérive au CoG est présentée dans la Figure 3.8. Cette décomposition regroupe la région où β dépasse sa limite avec celle où les deux variables dépassent leurs limites. L'objectif est de permettre une transition fluide entre les régions stable/instable et donc entre les correcteurs.

Les centres de cette nouvelle décomposition sont donnés par :

$$\begin{bmatrix} C_{\dot{\psi}} \\ C_{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{h_1} & C_{h_2} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

avec :


 FIGURE 3.8 – Décomposition du plan de phase $\dot{\psi}$ - β associée à la proposition 2

$$C_{h_1} = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\psi}_{max} & \dot{\psi}_{max} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_{h_2} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\dot{\psi}_{max} & -\dot{\psi}_{max} & \dot{\psi}_{max} & \dot{\psi}_{max} \\ -\beta_{max} & \beta_{max} & -\beta_{max} & \beta_{max} & -\beta_{max} & \beta_{max} \end{bmatrix}$$

La formulation des fonctions d'activation reste la même donnée par (3.4)-(3.5), cependant le regroupement des fonctions diffère. Les nouvelles fonctions d'activation sont données par :

$$\begin{cases} h_1(\xi) = \sum_{j=1}^3 H_j(\xi) \\ h_2(\xi) = \sum_{j=4}^9 H_j(\xi) \end{cases} \quad (3.9)$$

Ces fonctions satisfont également la propriété convexe (3.7) et sont illustrées dans la Figure 3.9 dont les résultats sont obtenus en utilisant les mêmes données que pour la proposition 1 ($V_x = 77\text{km/h}$, $\mu = 1$ et $\sigma = 4$).

Il convient de remarquer que l'utilisation d'une variable de dispersion σ constante ne permet pas de détecter correctement l'instabilité latérale du véhicule pour toute vitesse et angle de braquage. En effet, à grande vitesse, un faible angle de braquage peut facilement déstabiliser le véhicule à cause des transmissions limitées des forces latérales. De la même façon, un grand angle de braquage, même à vitesse moyenne, peut également déstabiliser le véhicule. D'après la définition (3.1a) de la limite $\dot{\psi}_{max}$, le plan de phase subit une déformation en fonction de V_x . En revanche, la limite β_{max} donnée par (3.1b) reste constante pour toute manœuvre (vitesse et angle de braquage). Par conséquent, la détection d'une perte de stabilité reste délicate. Afin de prendre en compte ces situations, une variable de dispersion σ plus grande est nécessaire pour détecter l'instabilité. Toutefois, l'utilisation d'une seule variable de dispersion σ pour les deux variables de décision $\dot{\psi}$ et β rend le déclenchement de h_2 indiquant la perte de stabilité latérale du véhicule soit trop tôt si σ est trop grande, soit trop tard si σ est trop petite. Afin de remédier au problème lié au choix de la dispersion σ , une troisième proposition de superviseur est proposée.

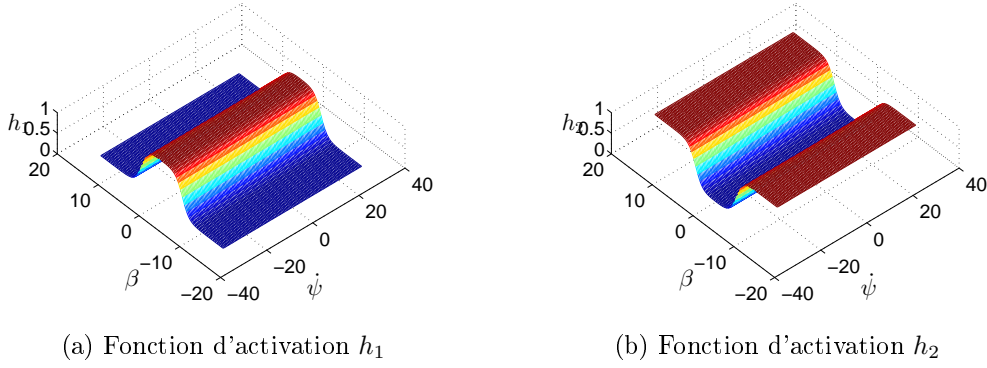


FIGURE 3.9 – Fonctions d'activation issues du superviseur

Proposition 3

La décomposition du plan de phase $\dot{\psi}$ - β présentée dans cette partie reste la même que la précédente (voir Figure 3.8). Le choix des centres ainsi que les fonctions d'activation sont donnés par (3.8) et (3.9) respectivement. Cependant, les fonctions de pondération données par (3.5) sont modifiées afin de prendre en compte une dispersion différente pour chaque variable de décision soit :

$$\eta_j(\xi) = \prod_{i=1}^L \exp\left(-\frac{(\xi_i - C_{j,i})^2}{\bar{\sigma}_i^2}\right) \quad (3.10)$$

avec $\bar{\sigma} = [\sigma_{\dot{\psi}}, \sigma_{\beta}]^T$, $\sigma_{\dot{\psi}} = \sigma$, $\sigma_{\beta} = K_{\sigma}\sigma$ et K_{σ} ($K_{\sigma} > 1$) un gain permettant d'avoir une dispersion toujours plus grande pour la variable β . Une discussion sur le choix de la dispersion σ est proposée par la suite. Cette dispersion est donnée en fonction de l'angle de braquage maximal δ_{max} garantissant un comportement linéaire et stable du véhicule. Cet angle de braquage maximal peut être défini en utilisant la formulation de la vitesse de lacet désirée reflétant un comportement linéaire du véhicule donnée par (3.12) et détaillée par la suite dans ce chapitre. La vitesse de lacet désirée, étant fonction de l'angle de braquage, est également limitée par (3.1a). Par conséquent, δ_{max} peut être exprimé en fonction de la vitesse longitudinale par :

$$\delta_{max} = 0.85\mu g \frac{L_f + L_r + \frac{mV_x^2(L_r C_{\alpha_r} - L_f C_{\alpha_f})}{2C_{\alpha_f} C_{\alpha_r}(L_f + L_r)}}{V_x^2} \quad (3.11)$$

Il peut être remarqué, à partir de la Figure 3.10, que plus la vitesse du véhicule est grande et plus l'angle de braquage maximal diminue. Cela est dû à la transmission des efforts latéraux des pneus qui devient de plus en plus limitée. Par conséquent, le véhicule est susceptible de perdre plus facilement la stabilité latérale à grande vitesse même si un faible angle de braquage est appliqué.

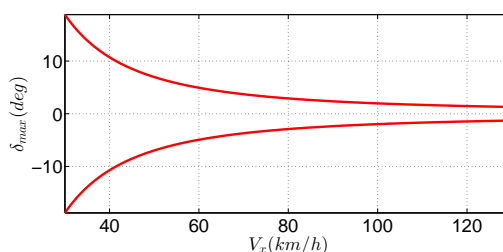
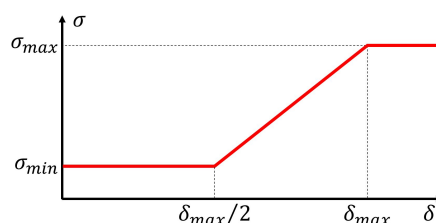


FIGURE 3.10 – Angle de braquage maximal en fonction de la vitesse du véhicule

Afin de mieux détecter une perte de stabilité latérale pour une plage plus grande de vitesses et d'angles de braquage, la dispersion σ est choisie en fonction de l'angle de braquage maximal (3.11) comme le montre la Figure 3.11. Cela permet d'augmenter la vigilance du superviseur en augmentant sa dispersion σ dès que $\frac{\delta_{max}}{2}$ est dépassé afin d'anticiper une probable perte de stabilité latérale du véhicule. Les variables σ_{max} et σ_{min} sont choisies empiriquement de telle sorte que la fonction h_2 indiquant une perte de stabilité ne se déclenche pas trop tôt tout en gardant une marge faisant la transition entre les deux régions stable et instable.

FIGURE 3.11 – Choix de la dispersion σ

La paramétrisation du superviseur donnée dans la proposition 3 est utilisée lors des tests de validation du superviseur (en boucle ouverte) et aussi de l'architecture de commande proposée (en boucle fermée).

3.4.3 Définition des tests de validation

Un bon nombre de tests existent dans la littérature afin d'étudier minutieusement la dynamique latérale [He, 2005, Forkenbrock et al., 2005]. Parmi eux, trois tests ont été sélectionnés afin de tester le superviseur proposé et de comparer les décisions fournies à celles issues de l'utilisation du plan de phase β - $\dot{\beta}$. Ces tests, à savoir le test avec en entrée un braquage sinusoïdale d'amplitude croissante, le test du Dwell et le test de l'élan, sont connus pour solliciter au maximum la dynamique latérale jusqu'à dépassement de la limite de manœuvrabilité entraînant une perte de la stabilité latérale du véhicule. Les différentes manœuvres appliquées au véhicule sont réalisées en boucle ouverte. Pour ce qui est des deux premiers tests, aucun correcteur de guidage

ni de modèle de conducteur n'est inclus dans la boucle. De ce fait, seul l'angle de braquage appliqué initialement est pris en compte sans aucune correction qui s'ajoute. Pour le dernier test, le modèle de conducteur IPG Driver de CarMaker est utilisé afin de générer un angle de braquage pour suivre au mieux la trajectoire imposée.

Entrée de braquage sinusoïdale avec amplitude croissante

Ce test est réalisé à une vitesse initiale de 100 km/h et en maintenant un couple de traction constant pendant toute la manoeuvre. L'angle de braquage, illustré par la Figure 3.12, se caractérise par une amplitude croissante à une fréquence constante de 0.6 Hz [He, 2005]. Il convient de remarquer que la vitesse du véhicule va décroître au fur et à mesure que l'angle de braquage croît. Ce phénomène est dû au frottement de la route et à la sollicitation du pneu limitée par le cercle d'adhérence (voir Section 2.5.3).

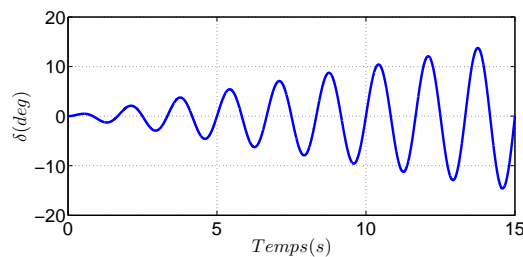


FIGURE 3.12 – Angle de braquage pour le test du sinus avec amplitude croissante

Test du Dwell normalisé

Ce test est connu pour exciter les non-linéarités du véhicule ce qui permet de déterminer la stabilité et la limite de manoeuvrabilité de ce dernier [Forkenbrock et al., 2005]. Durant ce test, un angle de braquage sinusoïdal, illustré sur la Figure 3.13, est appliqué. La vitesse initiale est de 80 km/h.

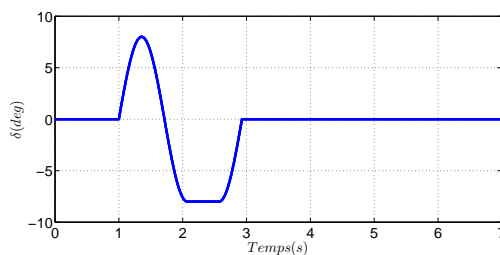


FIGURE 3.13 – Angle de braquage pour le test Dwell

Double changement de voie normalisé - test de l'élan

Ce test, sollicitant brutalement la dynamique latérale, est largement utilisé dans l'industrie de l'automobile (ISO 3888 – 2 Double lane change). Il permet d'évaluer la tenue de route du véhicule et surtout d'évaluer le système d'aide à la conduite ESP (Electronic Stability Program). Durant ce test, la trajectoire normalisée, présentée dans la Figure 3.14, doit être suivie sans toucher les cônes. La vitesse initiale est définie seulement à l'entrée de la trajectoire. Il est donc impératif de ne pas utiliser d'accélérateur ou de frein durant la manœuvre. La vitesse initiale est augmentée jusqu'à ce que l'instabilité latérale se produise ou que la trajectoire ne peut plus être suivie.

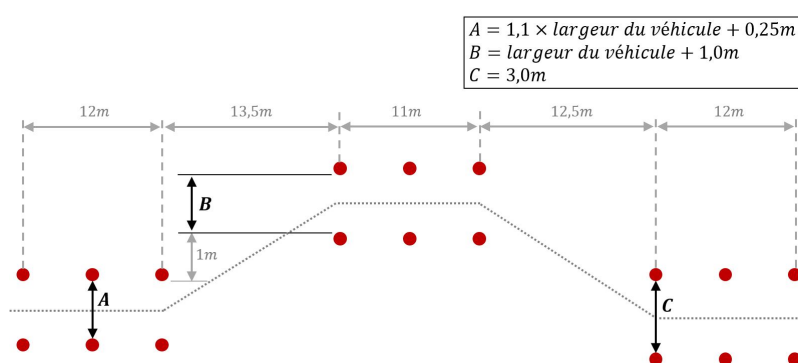


FIGURE 3.14 – ISO 3888 – 2 Double changement de voie

3.4.4 Tests et validations du superviseur proposé

Les différents tests présentés dans la Section 3.4.3 permettent d'analyser la trajectoire de phase du comportement du véhicule durant les situations critiques de conduite. Ces tests ont été réalisés en utilisant l'environnement de CarMaker tout en considérant les paramètres du véhicule d'essai du laboratoire IRIMAS (Renault Scenic) présentés dans le Tableau 2.3 et les paramètres du superviseur de la proposition 3 présentés dans le Tableau 3.1. Les paramètres du superviseur sont ajustés afin d'obtenir une faible dispersion σ pour les petits (grands) angles de braquage $\sigma_{min} = 1$ ($\sigma_{max} = 5$). Le superviseur est également paramétré par rapport à K_σ afin d'avoir une dispersion plus grande pour l'angle de dérive du CoG (voir la Section 3.4.2).

Paramètre	Valeur
σ_{min}	1
σ_{max}	5
K_σ	2

TABLE 3.1 – Paramètres du superviseur

Test de braquage sinusoïdal avec amplitude croissante

Les résultats du test de braquage sinusoïdal avec amplitude croissante sont présentés dans les Figures 3.15-3.17. L'amplitude croissante de l'angle de braquage présenté dans la Figure 3.12 induit une augmentation de la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ (Figure 3.15a) qui dépasse la limitation imposée par (3.1a) à partir de $t = 3.6$ s. L'angle β augmente également et dépasse la limitation (3.1b) à $t = 8.5$ s. Ce grand angle de dérive β indique une forte instabilité latérale du véhicule.

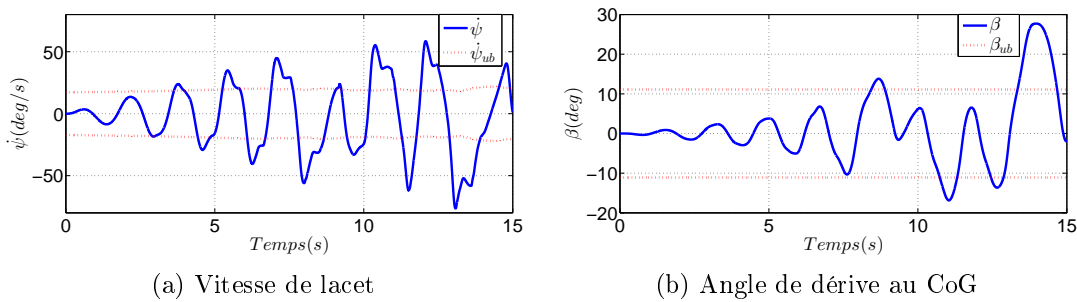


FIGURE 3.15 – Variation des variables de lacet - Test du sinus

Afin de détecter l'instabilité latérale, une dispersion σ variable a été introduite (voir la troisième proposition de la Section 3.4.2). L'évolution au cours du temps de cette dispersion, illustrée sur la Figure 3.16a permet d'anticiper le mouvement du véhicule en tenant compte l'angle de braquage maximal δ_{max} . Ceci permet de déclencher la fonction d'activation h_2 indiquant une instabilité dès que les deux variables de lacet s'approchent de leurs limitations. De ce fait, les fonctions d'activation présentées dans la Figure 3.16b traduisent le comportement du véhicule donné par la trajectoire de phase dans le plan $\beta - \dot{\psi}$ (Figure 3.16c) en tenant compte de la dispersion. Les fonctions d'activation montrent que le superviseur proposé peut traduire correctement une situation critique de conduite nécessitant une stabilisation latérale du véhicule.

La détection de la perte de stabilité latérale est comparée à celle fournie par un superviseur basé sur le plan de phase $\beta - \dot{\beta}$ (Figure 3.17a). La détection est faite ici à l'aide d'un indice de stabilité SI présenté dans la Figure 3.17c permettant de définir les fonctions d'activation données par la Figure 3.17b.

Il est intéressant de noter que les fonctions d'activation du superviseur proposé (Figure 3.16b) se déclenchent aux mêmes périodes que celles du superviseur classique (Figure 3.17b). Cependant, le superviseur proposé indique une perte de stabilité avant le superviseur classique à cause de l'anticipation du comportement du véhicule obtenu grâce au choix de la dispersion.

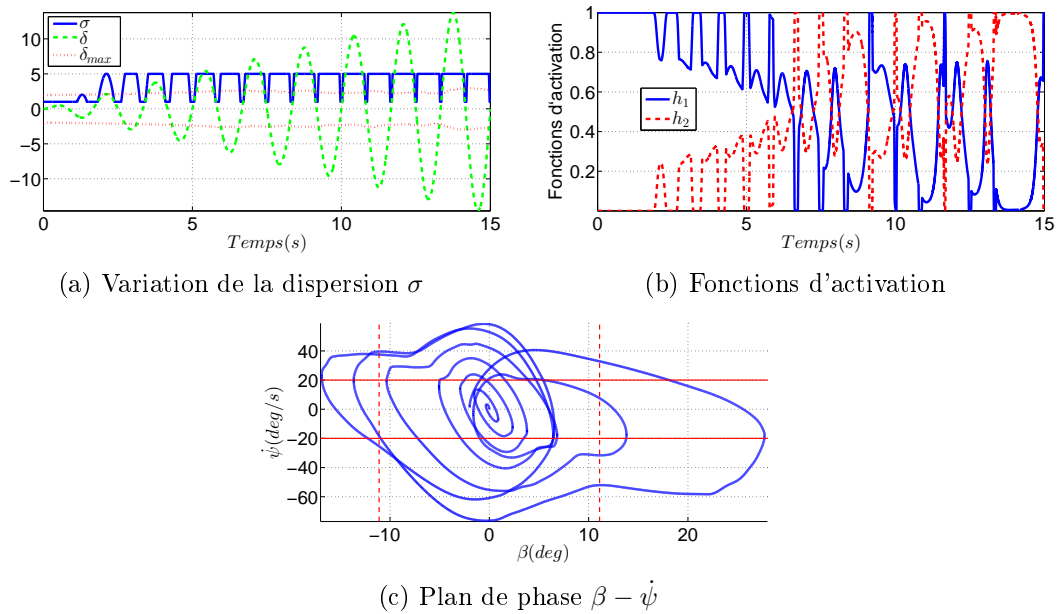


FIGURE 3.16 – Résultats du superviseur proposé - Test du sinus

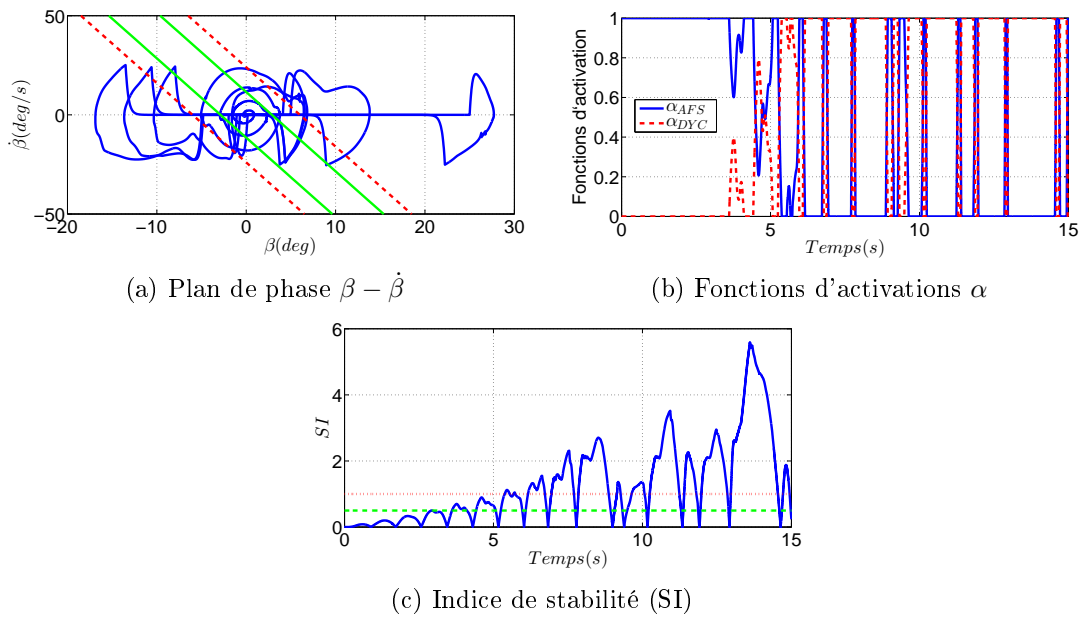


FIGURE 3.17 – Résultats du superviseur classique - Test du sinus

Résultats du test du Dwell

Les résultats du test du Dwell sont présentés dans les Figures 3.18-3.20. Suivant l'angle de braquage imposé (Figure 3.13), la vitesse de lacet augmente au premier tournant à gauche ($t = [1\text{ s} : 1.5\text{ s}]$) et dépasse sa limitation comme le montre la Figure 3.18a. De la même façon, la vitesse de lacet dépasse également sa limitation lors du tournant à droite ($t = [2\text{ s} : 2.7\text{ s}]$). La di-

minution brutale de l'angle de braquage entraîne une augmentation de l'angle β dont l'amplitude s'approche de la limite (Figure 3.18b).

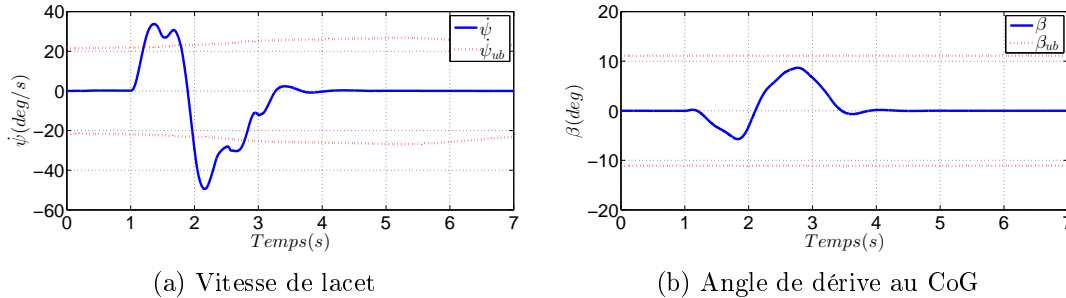


FIGURE 3.18 – Variation des variables de lacet - Test du Dwell

La trajectoire de phase présentée dans la Figure 3.19a permet d'obtenir les fonctions d'activation en tenant compte de la dispersion variable (Figure 3.19c). Au début de la manœuvre quand le véhicule roule tout droit, $h_1 = 1$ traduit une situation de conduite normale (stable). Lorsque les deux variables de lacet augmentent au premier tournant à gauche, h_2 augmente mais n'atteint pas sa valeur maximale de 1 étant donné que l'angle de dérive croît sans atteindre sa limitation. Au virage à droite, l'angle de dérive s'approche davantage de sa limitation ce qui fait augmenter la fonction d'activation $h_2 = 1$, traduisant ainsi une situation critique de conduite. Le calcul des fonctions d'activation est conditionné par la dispersion σ présentée dans la Figure 3.19c. Cette dispersion est grande à chaque variation importante de l'angle de braquage en fonction de la vitesse du véhicule. Il peut donc être remarqué que la dispersion est grande entre $t = [1.1 \text{ s} : 1.6 \text{ s}]$ et $t = [1.8 \text{ s} : 2.8 \text{ s}]$ lorsque l'angle de braquage est appliqué est relativement grand par rapport à sa valeur maximale.

Les résultats issus du superviseur $\beta - \dot{\beta}$ sont présentés dans la Figure 3.20. La trajectoire de phase du véhicule dans ce plan de phase (Figure 3.20a) dépasse les limites de contrôle et les limites de stabilité également ce qui peut être constaté à l'aide de l'indice de stabilité SI présenté dans la Figure 3.20c. Les fonctions d'activation sont présentées dans la Figure 3.20b.

Lorsque le véhicule est en ligne droite, α_{AFS} vaut 1 ce qui traduit une situation de conduite normale. Tandis que α_{DYC} vaut 1 lorsque le véhicule effectue la manœuvre indiquant une instabilité latérale de celui-ci. Les deux superviseurs indiquent donc une perte de stabilité aux mêmes instants. L'amplitude des fonctions d'activation lors de la perte de stabilité n'est pas la même, car les variables utilisées diffèrent d'un plan de phase à l'autre.

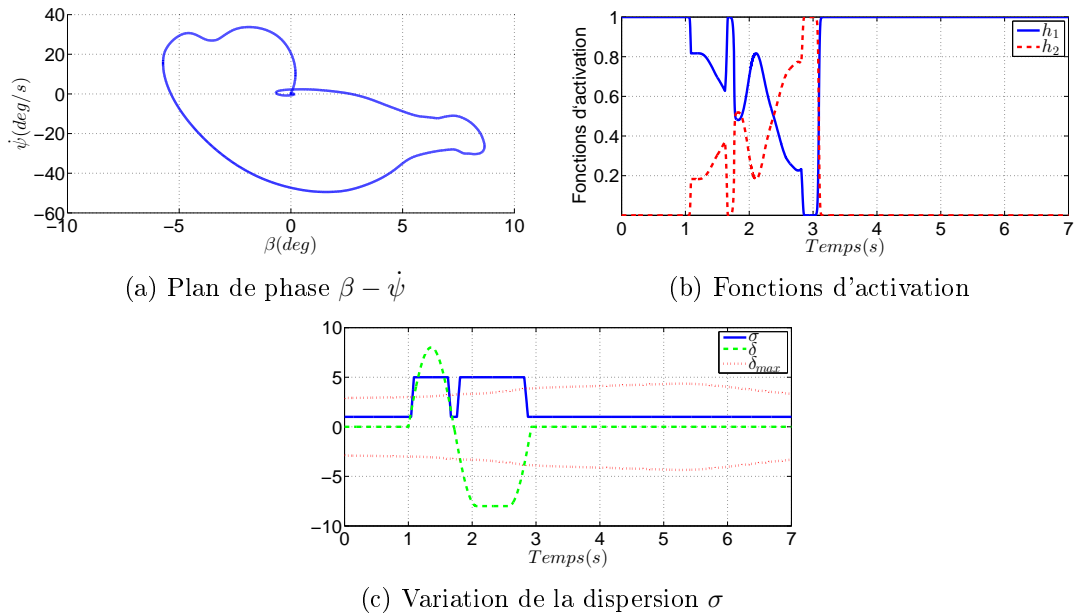


FIGURE 3.19 – Résultats du superviseur proposé - Test du Dwell

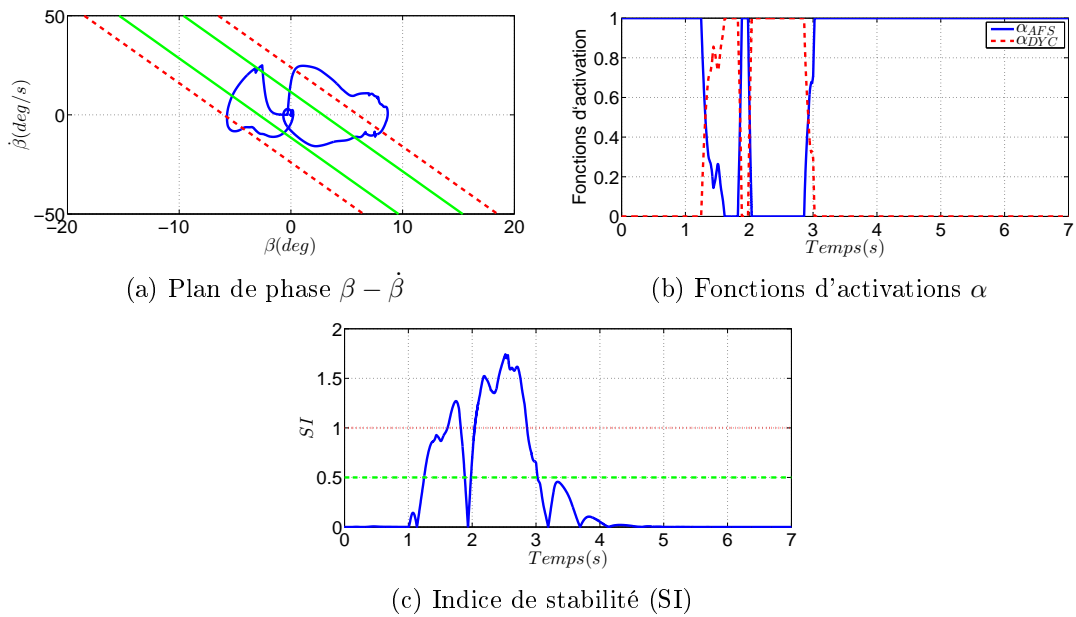


FIGURE 3.20 – Résultats du superviseur classique - Test du Dwell

Résultats du test de l'élan

Les résultats du test de l'élan, effectué avec une vitesse initiale $V_{x_{init}} = 80$ km/h, sont présentés dans les Figures 3.21-3.23. Suivant la trajectoire imposée (Figure 3.14), la vitesse de lacet, présentée dans la Figure 3.21a, augmente et dépasse sa limitation à chaque coup de volant donné pour suivre la trajectoire. De la même façon, le changement brusque de l'angle de braquage

cause une augmentation de l'angle β comme le montre la Figure 3.21b.

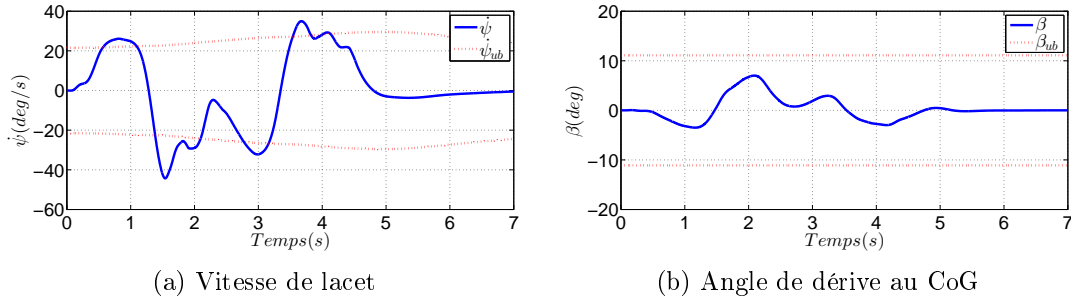


FIGURE 3.21 – Variation des variables de lacet - Test de l'élan

Les résultats du superviseur proposé sont présentés dans la Figure 3.22. Suivant l'angle de braquage donné afin de suivre au mieux la trajectoire, ainsi que sa limitation en fonction de la vitesse, la dispersion σ est présentée dans la Figure 3.22c. Il peut être remarqué que cette dispersion est grande durant presque toute la manœuvre étant donné qu'il s'agit d'une manœuvre assez brutale qui sollicite fortement la dynamique latérale. Suivant la trajectoire de phase illustrée sur la Figure 3.22a, les fonctions d'activation présentées dans la Figure 3.22b sont obtenues. Durant la manœuvre, $h_2 \neq 0$ ce qui indique une situation critique de conduite.

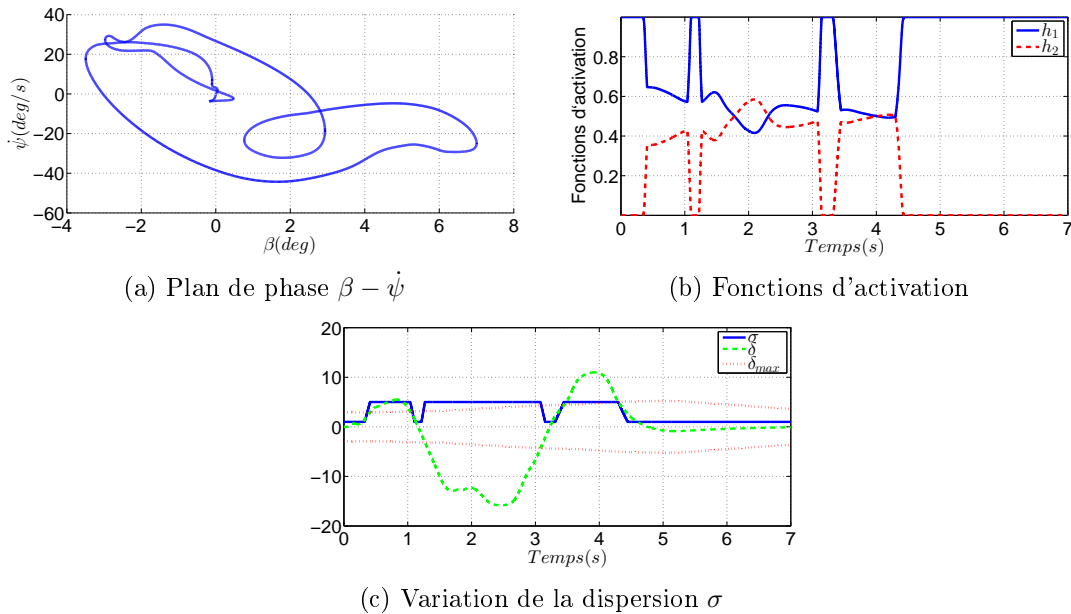


FIGURE 3.22 – Résultats du superviseur proposé - Test de l'élan

Les résultats du superviseur classique sont présentés par la Figure 3.23. La trajectoire de phase dans le plan $\beta - \dot{\beta}$ (Figure 3.23a) dépasse les limites de contrôle et de stabilité démontré

également par l'indice de stabilité présenté dans la Figure 3.23c. Ce dépassement indique une situation critique de conduite conduisant à une fonction d'activation α_{DYC} non nulle.

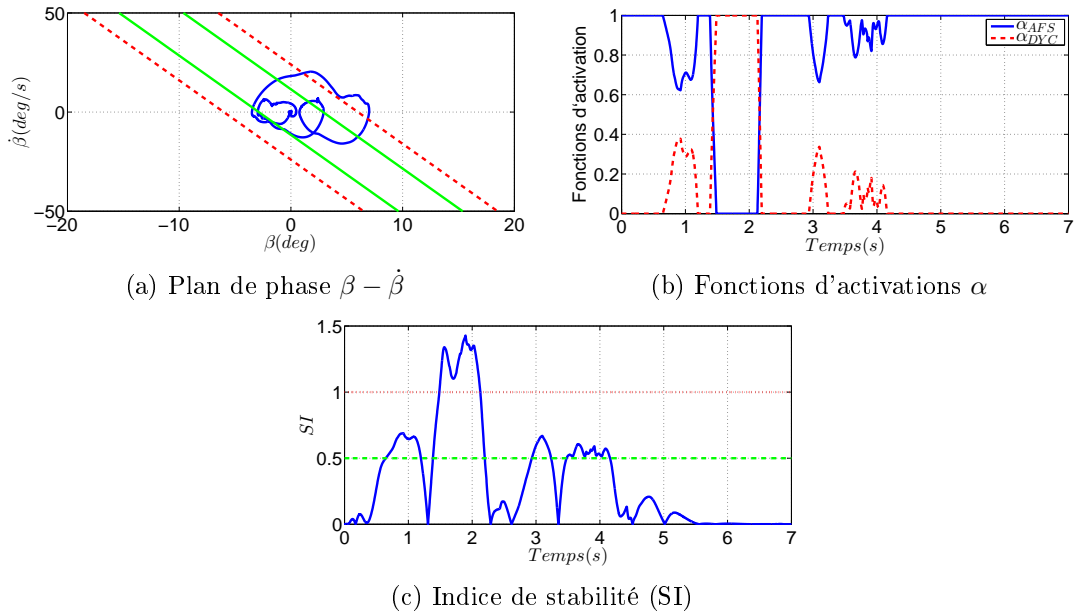


FIGURE 3.23 – Résultats du superviseur classique - Test de l'élan

Discussion des résultats

À l'issu des résultats obtenus pour les trois tests, il peut être noté que les deux superviseurs, proposé et classique, détectent les situations critiques de conduite du véhicule. Ainsi, les fonctions d'activation indiquent la perte de stabilité latérale du véhicule aux mêmes périodes de changement de l'angle de braquage. Cependant, le superviseur proposé anticipe la perte de stabilité en fonction du choix de la dispersion. Cette dernière permet de prédire le dépassement des limitations des variables avant qu'il se produise. L'amplitude des fonctions d'activation n'est également pas la même étant donné que les deux superviseurs se basent sur des variables différentes. L'amplitude de l'angle de dérive au CoG étant grande durant les manœuvres mais n'atteignant pas la limitation ne permet pas au superviseur proposé d'activer en permanence h_2 à 1.

Afin d'améliorer le comportement latéral du véhicule, des correcteurs de manœuvrabilité et de stabilité sont synthétisés suivant une méthodologie détaillée dans la section suivante.

3.5 Synthèse des correcteurs de manœuvrabilité et de stabilité

Afin de garantir de bonnes performances d'un correcteur, la synthèse de ce dernier nécessite plusieurs étapes illustrées par la Figure 3.24 [Smakman, 2000]. En effet, le choix de la référence (Section 3.5.2) est fortement influencé par l'objectif de commande (Section 3.5.1) et les limitations du véhicule qui sont des contraintes physiques. Par la suite, le correcteur synthétisé (Section 3.5.3) devra assurer le suivi du modèle de référence dans le but de réduire l'erreur avec le modèle du véhicule. Pour finir, les performances du correcteur sont testées afin de vérifier l'efficacité du correcteur à atteindre l'objectif de départ (Section 3.7). Chacune des différentes étapes sera détaillée dans cette section.

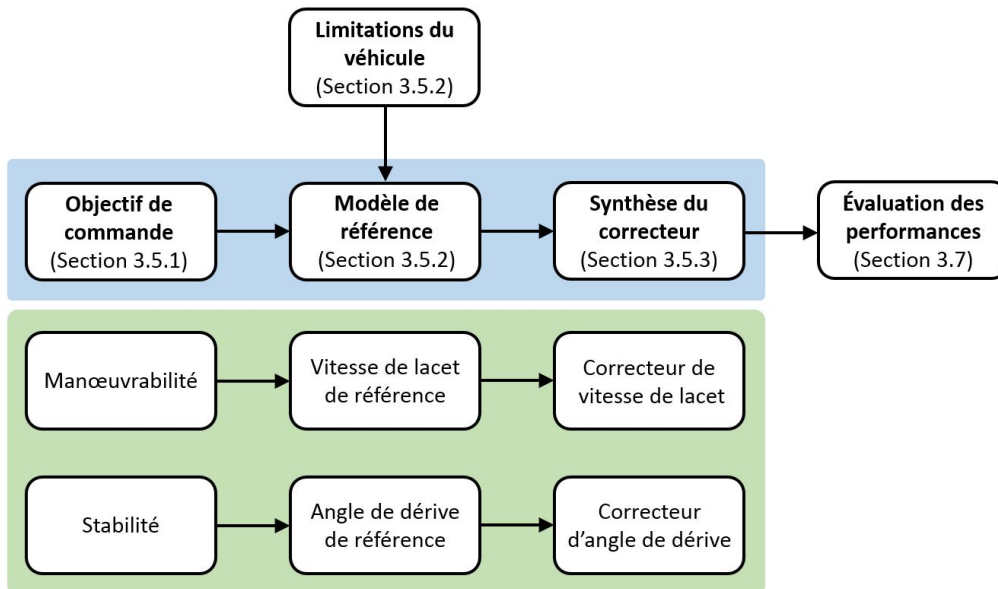


FIGURE 3.24 – Méthodologie de conception des correcteurs

3.5.1 Objectif de commande

L'objectif de commande permet à la fois de déterminer les performances escomptées mais aussi la variable à contrôler. En effet, chaque objectif de commande est atteint en contrôlant une variable bien définie. D'une part, la manœuvrabilité est garantie en utilisant un correcteur de la vitesse de lacet lors des situations normales de conduite. D'autre part, la stabilité latérale du véhicule est garantie en utilisant un correcteur de l'angle de dérive au CoG quand le correcteur de vitesse de lacet n'est plus efficace dans les situations extrêmes de conduite [Mirzaei, 2010, Khelladi et al., 2020].

3.5.2 Modèle de référence et limitations du véhicule

Le modèle de référence représente une traduction de l'objectif de commande associé aux limitations du véhicule et fonctionne donc dans la zone linéaire du domaine du véhicule [Smakman, 2000, Porcel, 2003]. Les variables de référence sont comparées à la réponse du véhicule aux mêmes sollicitations. Les variables de référence prises en compte sont issues du modèle bicyclette décrit au cours de la Section 2.7. Ainsi, la vitesse de lacet désirée est formulée à partir du point d'équilibre ($\ddot{\psi} = 0$ dans l'équation 2.39) censé refléter l'intention du conducteur (réel ou autonome) dans un comportement dynamique linéaire. Son expression dépend de la vitesse du véhicule V_x ainsi que de l'angle de braquage δ [Rajamani, 2012] :

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{V_x}{L_f + L_r + \frac{mV_x^2(L_r C_{\alpha_r} - L_f C_{\alpha_f})}{2C_{\alpha_f} C_{\alpha_r}(L_f + L_r)}} \delta \quad (3.12)$$

Cette vitesse de lacet désirée ne peut être produite dans toutes les situations de conduite à cause des saturations des pneus. Elle est donc bornée par (3.1a)

$$|\dot{\psi}_{des}| \leq \dot{\psi}_{max} \quad (3.13)$$

pour refléter une réalité de conduite plus sûre. La formulation de $\dot{\psi}_{des}$ dans (3.12) fait converger l'angle de dérive au CoG asymptotiquement vers zéro selon l'équation différentielle suivante :

$$\dot{\beta} = -\frac{C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r}}{mV_x} \beta \quad (3.14)$$

L'angle de dérive désiré est donc choisi à $\beta_{des} = 0$.

3.5.3 Synthèse du correcteur

Au cours des deux dernières décennies, plusieurs correcteurs de vitesse de lacet et d'angle de dérive ont été étudiés. Parmi les correcteurs de vitesse de lacet, une commande proportionnelle a été utilisée par [Tondel et Johansen, 2005] pour la stabilisation latérale avec allocation de commande. Une allocation de commande bi-mode en utilisant une commande PI a été développée par [Attia et al., 2014]. Quant aux correcteurs de l'angle de dérive, [Abe et al., 2001] a proposé un correcteur par mode glissant en utilisant également un estimateur d'angle de dérive. Un correcteur H_∞ a été utilisé dans [Doumiati et al., 2013]. Il existe également des approches qui combinent le contrôle des deux variables en même temps. Dans ce sens, [Rajamani, 2012, Laghmara et al., 2017] ont utilisé la commande par mode glissant. Une

commande linéaire quadratique (LQ) a été développée par [Mirzaei, 2010].

Dans le cadre de nos travaux de recherche, la théorie du mode glissant est utilisée. Ce type de commande est largement utilisé dans la littérature [Tagne Fokam, 2014, Mousavinejad et al., 2017, Termous et al., 2018, Chokor et al., 2019] en raison de ses avantages tels que la simplicité de mise en œuvre et la robustesse aux incertitudes des paramètres et aux perturbations [Floquet, 2000]. Néanmoins, les effets de broutement représentent son principale inconvénient.

Théorie du mode glissant : principe de la commande

Le principe consiste à générer une entrée de commande permettant de restreindre les trajectoires du système pour atteindre, en un temps fini, une surface glissante et y rester comme le montre la Figure 3.25 [Utkin, 1992, Shtessel et al., 2014].

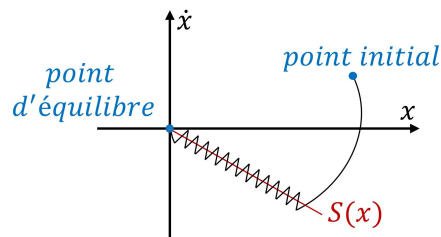


FIGURE 3.25 – Principe de la commande par mode glissant

À partir d'une surface de glissement définie $S(x)$, avec x le vecteur d'état du système à contrôler, le comportement du système en boucle fermée passe par deux phases :

- **Phase de convergence** : durant cette phase, les trajectoires d'état du système sont amenées des points initiaux à la surface de glissement. Le système reste sensible aux incertitudes liées aux paramètres, il est donc impératif d'écourter la durée de cette phase.
- **Phase de glissement** : une fois la surface de glissement atteinte, les trajectoires d'états du système sont amenées à converger vers un point d'équilibre tout en restant sur la surface de glissement.

Plusieurs techniques de commande par mode glissant sont proposées dans la littérature. Parmi elles, figure l'algorithme du Super-Twisting largement utilisé.

Algorithme du Super-Twisting

L'algorithme du Super-Twisting est une commande continue par mode glissant d'ordre deux. Il permet d'assurer la stabilité tout en atténuant le phénomène de broutement (chattering) [Tagne Fokam, 2014]. En considérant un système donné sous la forme de :

$$\dot{x} = f(x, t) + g(x, t)u \quad (3.15)$$

où u et x sont les vecteurs d'entrées et d'état respectivement, les fonctions f et g sont continues. La surface de glissement S est définie avec un degré relatif, par rapport à l'entrée u , égale à un. La dérivée de S est donc décrite par la formulation suivante [Tagne Fokam, 2014] :

$$\dot{S}(S, t) = \Phi(S, t) + \phi(S, t)u \quad (3.16)$$

Il est supposé que des constantes positives C_0 , b_{min} , b_{max} existent et satisfont les conditions suivantes :

$$\begin{cases} |\Phi(S, t)| < C_0 \\ 0 < b_{min} \leq |\phi(S, t)| \leq b_{max} \end{cases} \quad (3.17)$$

La loi de commande Super-Twisting est finalement donnée par :

$$u_c = u_1 + u_2 \begin{cases} u_1 = -\alpha_1 |S|^{0.5} \text{sign}(S) \\ \dot{u}_2 = -\alpha_2 \text{sign}(S) \end{cases} \quad (3.18)$$

avec α_1 et α_2 sont deux constantes positives définies par [Floquet, 2000, Shtessel et al., 2014] :

$$\begin{cases} \alpha_1 \geq \sqrt{\frac{4C_0(b_{max}\alpha_2 + C_0)}{b_{min}^2(b_{min}\alpha_2 - C_0)}} \\ \alpha_2 > \frac{C_0}{b_{min}} \end{cases} \quad (3.19)$$

Ces constantes satisfont les conditions de convergence en un temps fini vers la surface de glissement S . Cette approche de commande est utilisée au cours des sections suivantes.

3.5.4 Synthèse du correcteur de manœuvrabilité

Le correcteur de manœuvrabilité de type AFS permet de fournir l'angle de braquage de correction δ_c modifiant l'angle de braquage fourni par le conducteur δ_d . L'entrée de commande M_z est considéré ici comme une entrée exogène [Chokor et al., 2019]. L'objectif de commande est de faire converger la vitesse de lacet du véhicule $\dot{\psi}$ vers la vitesse de lacet désirée $\dot{\psi}_{des}$ (3.12)-(3.13).

Pour ce faire, la surface de glissement suivante est choisie

$$S_1 = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{des} \quad (3.20)$$

Il peut être remarqué que S_1 a un degré relatif de un par rapport à δ (voir (2.39)) et sa dérivée peut être écrite sous la forme (3.16) qui remplit également les conditions (3.17).

Finalement, la loi de commande Super-Twisting satisfaisant le suivi de la vitesse de lacet est donnée par :

$$\delta_c = \delta_1 + \delta_2 \begin{cases} \delta_1 = -\alpha_{1\dot{\psi}} |S_1|^{0.5} \text{sign}(S_1) \\ \dot{\delta}_2 = -\alpha_{2\dot{\psi}} \text{sign}(S_1) \end{cases} \quad (3.21)$$

avec $\alpha_{1\dot{\psi}}$ et $\alpha_{2\dot{\psi}}$ sont deux constantes positives qui satisfont aux conditions (3.19). L'angle de braquage correctif δ_c sera appliqué en fonction de la fonction d'activation h_1 comme le montre la Figure 3.3, soit,

$$\delta_c^* = h_1 \delta_c \quad (3.22)$$

3.5.5 Synthèse du correcteur de stabilité

Le correcteur de stabilité applique un moment stabilisant M_z afin d'améliorer la stabilité du véhicule quand le correcteur AFS n'est plus efficace dans les situations critiques. L'objectif de commande est donc de maintenir l'angle de dérive au centre de gravité β et sa dérivée $\dot{\beta}$ aussi petits que possible. L'entrée de braquage δ est traitée ici comme une entrée exogène. Le choix de $\dot{\psi}_{des}$ fait que l'angle de dérive β converge asymptotiquement vers zéro

$$\dot{\beta} = -\lambda\beta \quad (3.23)$$

avec $\lambda = \frac{C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r}}{mV_x}$. Par conséquent, la surface de glissement suivante est choisie :

$$S_2 = \dot{\beta} + \lambda\beta \quad (3.24)$$

S_2 est de degré relatif égal à un par rapport à l'entrée M_z , sa dérivée est donnée sous la forme (3.16) qui satisfait les conditions (3.17). Ainsi, la loi de commande Super-Twisting est donnée par :

$$M_z = M_{z_1} + M_{z_2} \begin{cases} M_{z_1} = -\alpha_{1\beta} |S_2|^{0.5} \text{sign}(S_2) \\ \dot{M}_{z_2} = -\alpha_{2\beta} \text{sign}(S_2) \end{cases} \quad (3.25)$$

avec $\alpha_{1\beta}$ et $\alpha_{2\beta}$ sont deux constantes positives qui satisfont également les conditions (3.19). Le moment stabilisant M_z sera finalement appliqué selon la fonction d'activation h_2 comme :

$$M_z^* = h_2 M_z \quad (3.26)$$

3.6 Conception de l'allocation de commande

L'allocation de commande représente le dernier niveau de l'architecture hiérarchisée présentée dans la Section 3.3. Elle permet de produire physiquement le moment stabilisant M_z généré par la commande haut niveau présentée dans la Section 3.5.5. Avant d'aborder spécifiquement le problème de stabilisation latérale du véhicule, la théorie de l'allocation de commande, sa formulation et certaines de ses méthodes sont présentés dans cette section.

3.6.1 Théorie de l'allocation de commande

Les techniques dites d'allocation de commande sont beaucoup utilisées afin de faire face au problème posé par la commande des systèmes dits sur-actionnés. Ces systèmes comprennent plusieurs actionneurs et effecteurs. Les effecteurs sont des dispositifs mécaniques permettant de générer les forces et les moments appliqués au véhicule. Les actionneurs, quant à eux, sont des dispositifs électromécaniques qui permettent de contrôler l'amplitude et la direction des forces générées par les effecteurs [Johansen et Fossen, 2013]. Les systèmes sur-actionnés sont largement répandus dans divers domaines (maritime, aéronautique, automobile, etc.), comportent un nombre d'actionneurs supérieur au nombre de variables contrôlées i.e. le nombre d'actionneurs est supérieur à celui nécessaire afin d'atteindre les objectifs de commande. Le sur-actionnement d'un système présente certains avantages :

- Le maintien de bonnes performances du système, en cas de saturation ou de perte d'efficacité partielle ou totale d'un certain nombre d'actionneurs, est assuré grâce à la redondance d'actionneurs qui permet de reconfigurer le système [Fonod et al., 2015, Sadien, 2020].
- Les effecteurs sont parfois utilisés par différents systèmes de commande dont les objectifs sont différents. Par exemple, dans le cas d'un véhicule, les actionneurs de freinage des quatre roues sont utilisés à la fois par le système de commande longitudinal, mais aussi par le système de stabilisation latérale [F. Lin et Wang, 2019].

La commande des systèmes sur-actionnés est bien souvent effectuée au moyen d'une architecture hiérarchisée comme illustré sur la Figure 3.26. Cette architecture, similaire à celle présentée au cours de la Section 3.3, est composée d'une commande haut niveau (délivrante une commande

virtuelle v), d'une allocation de commande (distribuant la commande v sur les différents entrées u_a) et d'une commande bas niveau (assurant une commande locale en boucle fermée d'un actionneur donné).

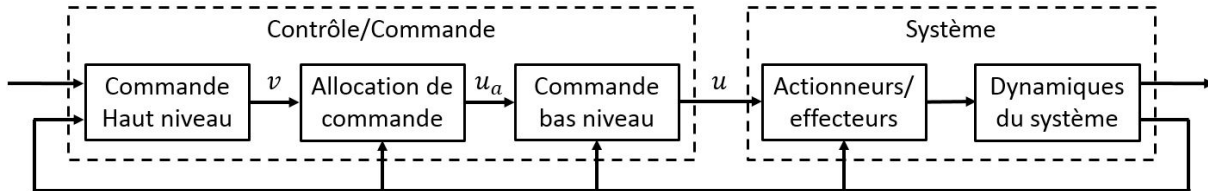


FIGURE 3.26 – Principe d'une architecture hiérarchisée de commande avec une couche d'allocation de commande

Ce type d'architecture de commande permet de réduire la complexité de synthèse de la commande des systèmes sur-actionnés. En effet, les entrées de commande physiquement présentes sur le système sont remplacées par des entrées de commande dites virtuelles de moindre dimension. Il est alors plus simple de manipuler des modèles décrivant la réponse du système à des commandes virtuelles telles que des forces ou des moments. Les commandes virtuelles doivent par la suite être distribuées sur l'ensemble des actionneurs disponibles. Cette tâche est alors effectuée à l'aide de la couche dite d'allocation de commande.

Le principe de l'allocation de commande consiste à distribuer la commande virtuelle globale désirée (moments ou forces), donnée en amont par la commande haut niveau, sur l'ensemble des actionneurs disponibles à travers une combinaison adéquate de ces derniers suivant certains critères. Le problème d'allocation de commande se présente sous la forme d'un problème d'optimisation visant à gérer la reconfiguration des actionneurs compte tenu des contraintes physiques de ceux-ci. Par soucis de simplification, la commande bas niveau n'est pas prise en compte dans le cadre de cette thèse ce qui implique $u = u_a$.

3.6.2 Formulation du problème d'allocation de commande

Soit le système affine en la commande décrit par :

$$\dot{x} = f(x) + B_v v \quad (3.27a)$$

$$y = h(x) \quad (3.27b)$$

où f et h sont des fonctions continues, $x \in \mathbb{R}^n$ le vecteur d'état, $v \in \mathbb{R}^p$ le vecteur d'entrées de commande virtuelles du système et $y \in \mathbb{R}^q$ le vecteur de sorties contrôlées. Généralement le nombre de commandes virtuelles est égal au nombre de degrés de liberté contrôlés ($q = p$).

Une fois la commande virtuelle délivrée, celle-ci est distribuée sur les entrées de commande u ($u \in \mathbb{R}^m$) du système. Par définition, le nombre d'entrées virtuelles est inférieur au nombre d'entrées physiquement disponibles, c'est-à-dire, $m > p$ pour le cas des systèmes sur-actionnés traités dans cette section. Le modèle d'effecteur, liant la commande virtuelle aux commandes réelles et dont la formulation est souvent linéaire, est donné par [Johansen et Fossen, 2013] :

$$v = Bu \tag{3.28}$$

avec $B \in \mathbb{R}^{p \times m}$ la matrice d'efficacité.

Le problème d'allocation de commande consiste à déterminer les commandes réelles u à partir des commandes virtuelles v telle que (3.28) soit satisfaite. La résolution de ce système d'équation peut sembler simple, mais en pratique, deux difficultés majeures sont à noter. La première est fortement liée aux contraintes physiques de la commande données par :

$$u_{min} \leq u \leq u_{max} \tag{3.29a}$$

$$\dot{u}_{min} \leq \dot{u} \leq \dot{u}_{max} \tag{3.29b}$$

La deuxième difficulté de la résolution du système d'équation (3.28) réside dans l'inversion de la matrice B qui n'est pas carrée pour les systèmes sur-actionnés. Cette matrice est de plein rang ligne ($m < p$) ce qui signifie qu'il peut exister une infinité de vecteurs u satisfaisant (3.28). Toutefois, pas toutes les solutions de v sont réalisables compte tenu des limitations physiques exprimées par (3.29). La solution optimale à ce problème est donnée par l'intersection entre l'hyperplan $v = Bu$ et l'ensemble des commandes u vérifiant la contrainte (3.29) (voir l'exemple donné par [Oppenheimer et al., 2006]).

La formulation mathématique standard du problème d'allocation de commande est donc donnée par [Johansen et Fossen, 2013] :

$$u = \arg \min_{u \in \mathbb{R}^m} \|v - Bu\| \tag{3.30}$$

sous les contraintes définies par (3.29). La dynamique des actionneurs est négligée car supposée plus rapide que la dynamique du système en boucle fermée [Harkegard, 2002, Attia, 2015]. Dans ce qui suit, seules les contraintes (3.29a) sont prises en considération.

3.6.3 Méthodes d'allocation de commande

Les techniques d'allocation de commande ont largement été développées dans la littérature en utilisant différentes méthodes dont certaines sont listées dans [Harkegard, 2002, Oppenheimer et al., 2006, Johansen et Fossen, 2013, Sadien, 2020]. Dans cette section, certaines méthodes d'allocation de commande, les plus couramment employées, sont classées selon la prise en compte des contraintes sur la commande et l'utilisation d'algorithmes d'optimisation.

Allocation de commande sans contraintes

Comme son nom l'indique, les contraintes (3.29) sont ignorées lors de la résolution du problème d'allocation de commande. Parmi les méthodes existantes dans cette catégorie, la *pseudo-inverse pondérée* est la plus couramment employée du fait de sa simplicité d'implémentation [Johansen et Fossen, 2013]. De plus, un choix judicieux des pondérations des signaux de commande peut amener à une solution respectant les contraintes de position des actionneurs. L'inconvénient majeur de cette méthode se situe cependant dans le fait qu'il n'y ait aucune garantie que les contraintes sur la commande soient respectées, ni que l'erreur entre la commande virtuelle et la commande allouée soit minimisée.

Allocation de commande sous contraintes

Dans cette catégorie de méthodes, les contraintes sur la commande (3.29) sont prises en compte. La différence entre les méthodes présentées ci-après se situe dans la formulation mathématique utilisée pour les prendre en compte.

La méthode *pseudo-inverse redistribuée* [Oppenheimer et al., 2006] permet de surmonter les limites de la méthode *pseudo-inverse pondérée* non contrainte lors de la prise en compte des contraintes (3.29). Le processus de résolution du problème d'allocation à partir de la méthode *pseudo-inverse redistribuée* se fait de façon itérative. Ce processus supprime à chaque itération les actionneurs saturés des solutions suivantes de la *pseudo-inverse pondérée* jusqu'à ce qu'une solution soit trouvée ou que tous les actionneurs saturent [Oppenheimer et al., 2006]. Cette méthode présente également l'avantage d'être simple d'implémentation et efficace. Cependant, rien ne garantit que la solution obtenue minimise l'erreur d'allocation, ni qu'une solution faisable puisse être trouvée [Johansen et Fossen, 2013].

La méthode d'*allocation en série* consiste à grouper les effecteurs selon leurs priorités d'utilisation [Sadien, 2020]. De ce fait, la solution de l'allocation de commande, donnée par n'importe

quelle technique d'allocation, est calculée en privilégiant au départ uniquement le groupe primaire des effecteurs. Si l'un des effecteurs (ou l'ensemble) du groupe primaire sature, l'erreur entre la commande virtuelle et la commande allouée par le groupe primaire est transmise au groupe secondaire et ainsi de suite. Le choix des groupes d'effecteurs est crucial et peut parfois mener à des solutions sous-optimales lorsque certains effecteurs ne sont pas pleinement utilisés pour minimiser l'erreur d'allocation [Johansen et Fossen, 2013].

Enfin, l'*allocation de commande dynamique* introduite par [Zaccarian, 2009], décrite en détail au cours du Chapitre 4, permet également de prendre en compte les contraintes liées à la commande. Cette méthode d'allocation repose sur un principe de distribution différent à ceux présentés jusqu'à ici. En effet, dans cette méthode d'allocation, la commande haut-niveau est synthétisée en tenant compte des commandes réelles u au lieu d'utiliser les commandes virtuelles v . Cette façon de procéder peut être considérée comme une pré-allocation entre les actionneurs.

Allocation de commande basée sur des algorithmes d'optimisation

Dans cette section, certaines méthodes d'allocation qui font appel à des algorithmes d'optimisation en ligne sont présentées. Les approches les plus fréquemment rencontrées reposent sur des fonctions coût quadratiques (norme- l_2) permettant d'utiliser l'ensemble des effecteurs à des degrés moins importants que pour les fonctions coût linéaires [Bodson, 2002, Johansen et Fossen, 2013]. Dans ce sens, trois formulations de l'allocation de commande peuvent être rencontrées à savoir : l'optimisation de l'erreur d'allocation, l'optimisation de la commande et l'optimisation mixte.

La méthode d'*allocation optimisant l'erreur d'allocation* représente la formulation standard du problème d'allocation donnée par (3.30). Il est cependant possible d'introduire des pondérations afin de favoriser certains objectifs de commande comme suit :

$$u = \arg \min_{u \in \mathbb{R}^m} \|W_v(v - Bu)\|^2 \quad (3.31)$$

sous les contraintes

$$u_{min} \leq u \leq u_{max} \quad (3.32)$$

où $W_v \in \mathbb{R}^{p \times p}$ est la matrice de pondération des commandes virtuelles. Cette optimisation représente une optimisation primaire dans le problème d'allocation de commande [Bodson, 2002, Harkegard, 2002].

La méthode d'*allocation minimisant la commande* représente quant à elle une optimisation

secondaire à résoudre si la solution de l'optimisation primaire (3.31) n'est pas unique. L'optimisation permet alors de minimiser la commande choisie parmi les solutions minimisant l'erreur d'allocation [Bodson, 2002]. Cette approche est également appelée approche des *moindres-carrés séquentiels* (SLS : Sequential Least-Squares) et sa formulation est donnée par :

$$u = \arg \min_{u \in \Omega} \|W_u(u - u_p)\|^2 \quad (3.33)$$

$$\Omega = \arg \min_{u \in \mathbb{R}^m} \|W_v(v - Bu)\|^2 \quad (3.34)$$

sous les contraintes

$$u_{min} \leq u \leq u_{max} \quad (3.35)$$

avec $W_u \in \mathbb{R}^{m \times m}$ la matrice de pondération des commandes réelles permettant de favoriser certains actionneurs et u_p le vecteur de valeurs préférées de u . Le vecteur u_p est généralement considéré nul. Il peut cependant contenir les positions bloquées des actionneurs si ceux-ci sont défaillants [Oppenheimer et al., 2006, Sadien, 2020].

Enfin, l'optimisation mixte considère la minimisation de l'erreur d'allocation (3.31) et de la commande (3.33) dans une seule fonction coût. Cette approche, aussi appelée approche des *moindres-carrés pondérés* (WLS : Weighted Least-Squares), est formulée comme suit :

$$u = \arg \min_{u \in \mathbb{R}^m} \|W_u(u - u_p)\|^2 + \gamma \|W_v(v - Bu)\|^2 \quad (3.36)$$

sous les contraintes

$$u_{min} \leq u \leq u_{max} \quad (3.37)$$

où $\gamma > 0$ est une pondération permettant de favoriser la minimisation de l'erreur d'allocation. La résolution du problème d'optimisation mixte (WLS) est souvent plus rapide que celle du problème d'optimisation séquentielle (SLS) [Bodson, 2002].

Plusieurs algorithmes sont développés dans la littérature afin de résoudre les problèmes d'optimisation quadratiques présentés au cours de cette section. Parmi eux, figure l'algorithme *active set* dont l'utilisation est présente dans plusieurs fonctions Matlab (ex. `fmincon`, `optimize`, etc.). Cet algorithme offre l'avantage de permettre de trouver une solution optimale en un nombre fini d'itérations qui peut être fixé selon le temps de calcul maximal disponible [Harkegard, 2002].

La méthode WLS est sélectionnée pour l'application sur le véhicule présentée dans la section

suivante. L'implémentation sous Matlab est réalisée en s'appuyant sur le solveur *active set* donné par la QCAT Toolbox (Quadratic Programming Control Allocation Toolbox)⁴.

3.6.4 Allocation de commande pour la stabilisation latérale du véhicule

Dans le cadre de la stabilisation latérale du véhicule, l'allocation de commande est primordiale afin de générer physiquement le moment stabilisant M_z (commande virtuelle) en distribuant celui-ci sur les quatre freins du véhicule (freinage différentiel). Comme mentionné dans la Section 3.6.1, il est plus judicieux dans une perspective de commande de manipuler un modèle latéral du véhicule décrivant la réponse de celui-ci à un moment stabilisant M_z plutôt qu'à des couples de freinage. La sélection des roues à freiner, lors de la stabilisation latérale du véhicule, dépend du moment M_z qui dépend à son tour de la trajectoire comme le montre la Figure 3.27. Deux cas de figure sont pris en compte, le sous-virage et le survirage.

Dans le cas d'un sous-virage, la vitesse de lacet du véhicule est inférieure à la vitesse de lacet désirée. Dans cette situation, les forces des pneumatiques avant sont saturées et commencent à glisser rendant le suivi de trajectoire difficile à maintenir. Afin de maintenir le véhicule sur sa trajectoire, il est plus efficace de générer le moment stabilisant M_z en appliquant des couples de freinage sur les roues intérieures au virage.

Dans le cas d'un survirage, la vitesse de lacet du véhicule est supérieure à la vitesse de lacet désirée. Cette situation est plus dangereuse car les forces des pneumatiques arrière sont saturées faisant tourner le véhicule en tête-à-queue. Pour gérer cette situation, M_z est généré en appliquant des couples de freinage sur les roues extérieures au virage [Anwar, 2005].

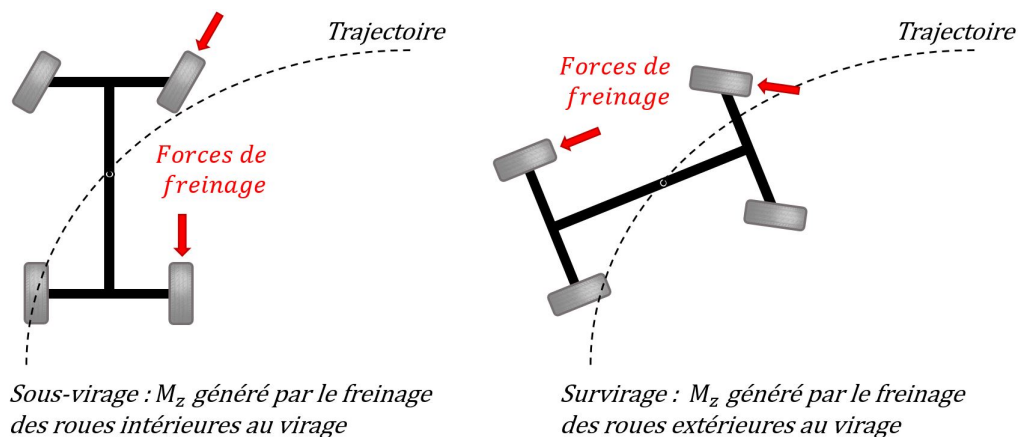


FIGURE 3.27 – Génération de M_z à partir du freinage différentiel

4. <http://research.harkegard.se/qcat>

D'un point de vu optimal de l'allocation de commande, l'utilisation d'une seule roue pour générer M_z semble un choix pertinent afin de réduire l'effet du freinage différentiel sur la dynamique longitudinale. Par conséquent, certaines études favorisent l'utilisation d'une seule roue arrière à la fois de façon à éviter également le interaction avec les actionneurs de direction avant [Doumiati et al., 2013, Chokor et al., 2019]. Cependant, utilisation du freinage d'une seule roue n'est pas toujours suffisant afin de générer le M_z désiré en particulier si le frein en question est défectueux (perte d'efficacité) ou si la force du pneumatique rentre dans sa zone de saturation. Pour cette raison, nous avons privilégié une génération du moment M_z à partir de l'utilisation des quatre freins et ce grâce à une allocation de la commande. L'équation (2.33) décrivant le moment M_z peut être réécrite en considérant un modèle d'effecteur linéaire (3.28) ce qui permet d'écrire :

$$M_z = BF_{x_a} \quad (3.38)$$

$$B = \begin{bmatrix} L_f \sin(\delta_f) - \frac{L_{aw}}{2} \cos(\delta) & L_f \sin(\delta_f) + \frac{L_{aw}}{2} \cos(\delta) & -\frac{L_{aw}}{2} & \frac{L_{aw}}{2} \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

$$F_{x_a} = \begin{bmatrix} F_{x_{fl_a}} & F_{x_{fr_a}} & F_{x_{rl_a}} & F_{x_{rr_a}} \end{bmatrix}^T \quad (3.40)$$

L'allocation de commande calcule les efforts longitudinaux $F_{x_{i_a}}$ appliqués ensuite sur chaque roue sous la forme de couple de freinage ($T_{b_i} = r_{eff} F_{x_{i_a}}$). Par conséquent, la formulation WLS (Weighted Least-Squares) du problème d'allocation de commande est exprimée comme suit :

$$F_{x_a} = \arg \min_{F_{x_a} \in \mathbb{R}^m} \|W_u F_{x_a}\|^2 + \gamma \|W_v (M_z - BF_{x_a})\|^2 \quad (3.41)$$

La pondération γ permet de donner plus de poids à la minimisation de l'erreur d'allocation (optimisation primaire). Les pondérations W_u et W_v permettent de donner plus ou moins de poids aux commandes réelles et virtuelles respectivement.

3.7 Tests et validation de l'architecture de commande sur Car-Maker

Dans cette section, les performances de l'architecture hiérarchisée développée pour la stabilisation latérale du véhicule sont étudiées à travers les différents tests décrits dans la Section 3.4.3. Les résultats sont comparés à ceux obtenus à partir de la même architecture avec un superviseur utilisant le plan de phase β - $\dot{\beta}$. Remarquons que dans les deux cas, les mêmes correcteurs par mode glissant sont utilisés. La différence réside dans le mécanisme employé afin de coordonner

leurs actions. Ce mécanisme est donné par les fonctions de pondérations fournies par les deux superviseurs. Les fonctions d'activation h_1 (AFS) et h_2 (DYC) dans (3.22) et (3.26) sont remplacées par α_{AFS} et α_{DYC} respectivement. Tout au long de cette section, les notations suivantes sont utilisées :

- **Approche proposée** : le superviseur est basé sur le pseudo plan de phase $\dot{\psi}-\beta$.
- **Approche classique** : le superviseur est basé sur le plan de phase $\beta-\dot{\beta}$.

L'environnement CarMaker est utilisé afin d'effectuer les simulations. Les paramètres du véhicule utilisés correspondent aux paramètres du véhicule d'essai du laboratoire IRIMAS. Ils sont présentés dans le Tableau 2.3. Les paramètres du superviseur sont présentés dans le Tableau 3.1. Quant aux paramètres des correcteurs et de l'allocation de commande, ils sont présentés dans le Tableau 3.2. Les paramètres des correcteurs sont issus de la synthèse des correcteurs présentée dans les Sections 3.5.4 et 3.5.5. Les pondérations W_u de l'allocation de commande sont données par une matrice identité afin de donner le même poids aux différentes entrées de commande. La commande virtuelle étant unique, la pondération W_v est fixée à 1. Quant à la pondération γ , elle est fixée à une valeur élevée afin de donner plus de poids à l'optimisation primaire qui minimise l'erreur d'allocation.

Paramètre	Valeur		
Paramètres des correcteurs			
$\alpha_{1\dot{\psi}}$	0.3	$\alpha_{1\beta}$	2000
$\alpha_{2\dot{\psi}}$	0.02	$\alpha_{2\beta}$	600
Paramètres de l'allocation de commande			
W_u	diag[1 1 1 1]	γ	10^4
W_v	1		

TABLE 3.2 – Paramètres des correcteurs et de l'allocation de commande

3.7.1 Résultats de simulation

Les résultats de simulation en boucle fermée des trois tests décrits dans la Section 3.4.3 sont regroupés respectivement dans les Figures 3.28-3.32, 3.33-3.36 et 3.37-3.40. Ces résultats sont issus des trois tests décrits dans la Section 3.4.3.

3.7.2 Résultats de simulation - test du braquage sinusoïdal

Les résultats de simulation en boucle fermée du test de braquage sinusoïdal sont présentés dans les Figures 3.28 à 3.32. La Figure 3.28 montre que les deux approches parviennent à stabiliser

le véhicule en réduisant la vitesse de lacet (Figure 3.28a) et en minimisant l'angle de dérive au CoG (Figure 3.28b).

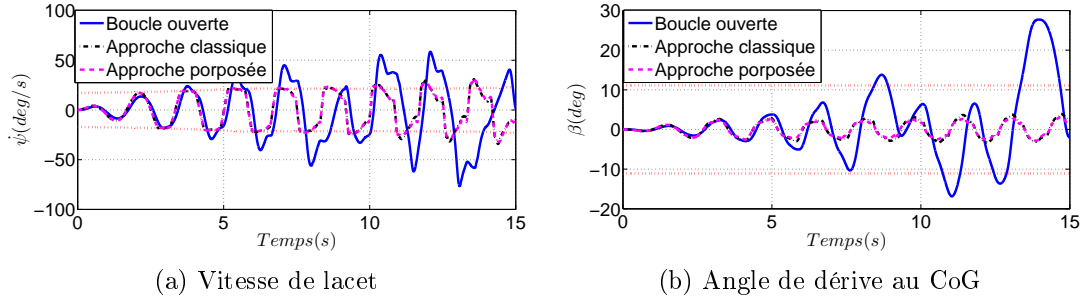


FIGURE 3.28 – Variables de lacet - Test du sinus

D'après la Figure 3.29 il est possible de remarquer qu'au début de la manœuvre lorsque l'angle de braquage est faible, h_1 et α_{AFS} (lignes continues) sont à leur valeur maximale de 1 indiquant un comportement stable du véhicule. Lors l'angle de braquage augmente au fil de la manœuvre (cas critique), les fonctions d'activation h_2 et α_{DYC} augmentent tandis que h_1 et α_{AFS} diminuent. Cela se traduit par une coordination entre les actions de l'AFS et du DYC afin de stabiliser le véhicule. Cependant, la fonction d'activation h_2 n'augmente pas autant que α_{DYC} . Ce comportement est dû à l'angle de dérive au CoG qui reste loin de sa limitation empêchant h_2 d'atteindre son maximum.

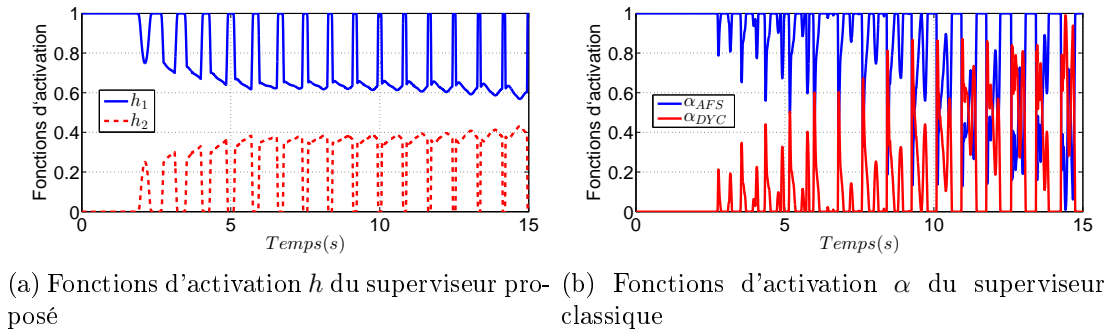


FIGURE 3.29 – Comparaison des fonctions d'activation - Test du sinus

Par conséquent, pour des performances similaires en boucle fermée, l'angle de braquage δ_c provenant de l'AFS est similaire pour les deux approches. Cependant, M_z fourni par le DYC est plus grand pour l'approche classique que celui obtenu avec l'approche proposée (Figure 3.30). Il est important de souligner que l'amplitude de M_z est réduite dans l'approche proposée mais son action est appliquée sur une plus longue durée.

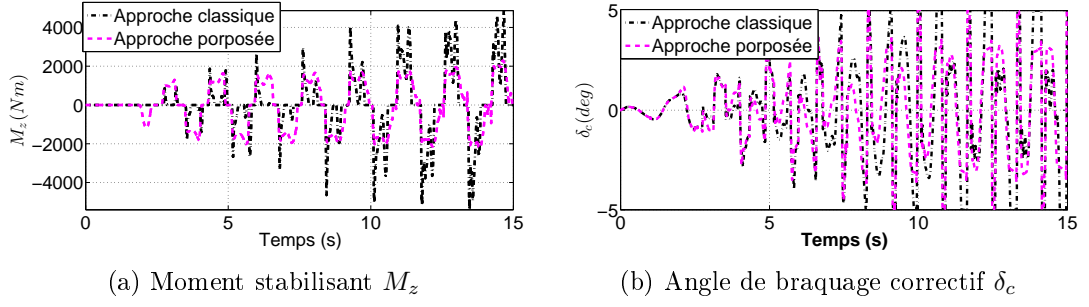


FIGURE 3.30 – Moment stabilisant et angle de braquage correctif - Test du sinus

Les couples de freinage issus des deux approches sont présentés dans la Figure 3.31. En considérant les résultats issus de l'approche proposée, il est possible de remarquer que les couples de freinage sont appliqués aux deux roues droites afin de générer physiquement M_z quand celui-ci est négatif. Quand M_z est positif, des couples de freinage sont appliqués sur les roues gauches (Figure 3.31a). L'approche proposée permet de générer des couples de freinage plus faibles en amplitude, mais appliqués sur une durée plus longue comme le montre la Figure 3.31a. Tandis que l'approche classique permet de générer des couples de freinage sur une durée réduite mais avec une amplitude beaucoup plus importante comme illustré sur la Figure 3.31b.

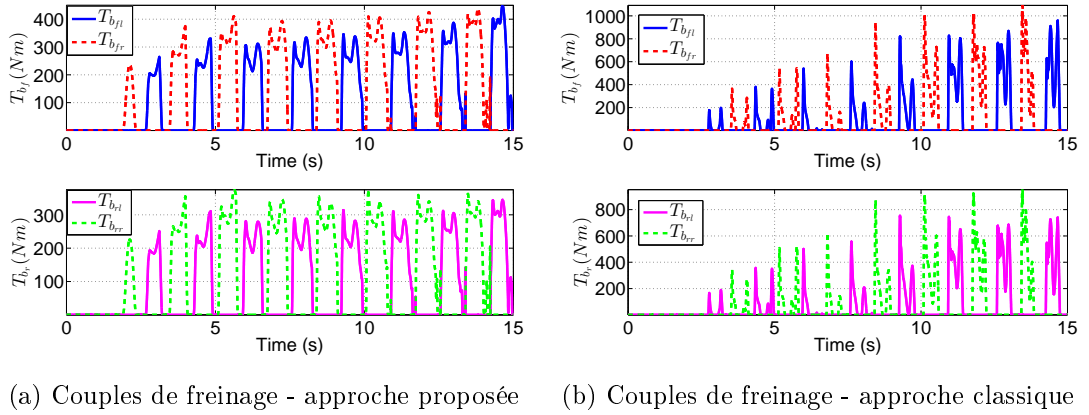


FIGURE 3.31 – Comparaison des couples de freinage - Test du sinus

L'évolution de trajectoires des variables dynamiques utilisées dans les deux superviseurs est illustrée sur la Figure 3.32. L'approche proposée indique une trajectoire de phase dans la zone 1 approchant de la zone 2 selon la dispersion appliquée, ce qui signifie que l'AFS et le DYC sont coordonnés ($h_2 \neq 0$) comme illustré sur la Figure 3.29a. De la même façon, la Figure 3.32b indique que la trajectoire de phase dans l'approche classique reste dans les limites de stabilité mais dépasse légèrement les limites de contrôle, ce qui signifie que les actions des deux correcteurs sont coordonnés ($\alpha_{DYC} \neq 0$).

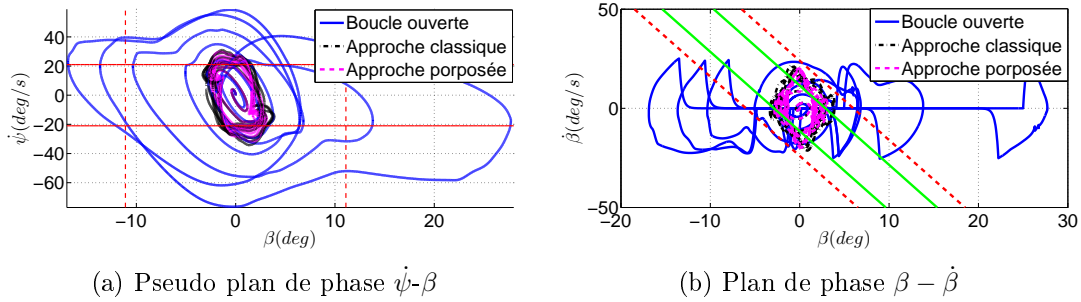


FIGURE 3.32 – Plans de phase - Test du sinus

3.7.3 Résultats de simulation - test du Dwell

Les résultats de simulation en boucle fermée du test Dwell sont présentés dans les Figures 3.33 à 3.36. La Figure 3.33 indique que chacune des deux approches stabilise le véhicule en réduisant la vitesse de lacet (Figure 3.33a) et en minimisant l'angle de dérive au CoG (Figure 3.33b).

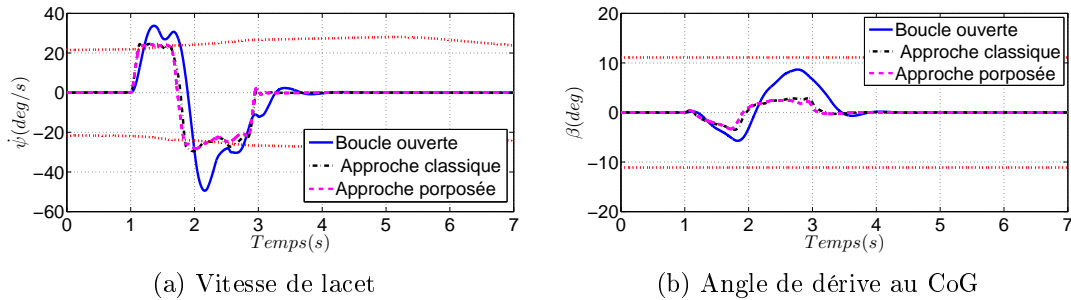


FIGURE 3.33 – Variables de lacet - Test du Dwell

D'après la Figure 3.34, les fonctions d'activation h_1 et α_{AFS} (lignes continues) sont à leur valeur maximale de 1 avant le premier tournant indiquant ainsi un comportement stable du véhicule. Lors de la manœuvre (cas critique), les fonctions d'activation h_2 et α_{DYC} sont non-nulles. Cela signifie que l'action du DYC est activée dans les deux approches afin de stabiliser le véhicule. Cependant l'amplitude et la variation de ces deux fonctions d'activation reste différente.

Par conséquent, pour des performances similaires en boucle fermée, l'angle de braquage δ_c provenant de l'AFS et le moment stabilisant provenant du DYC sont différents. Dans l'approche proposée, ces deux correcteurs sont coordonnés durant toute la manœuvre. Tandis que pour l'approche classique, M_z est généré sur une plus courte durée avec une amplitude plus grande (Figure 3.35).

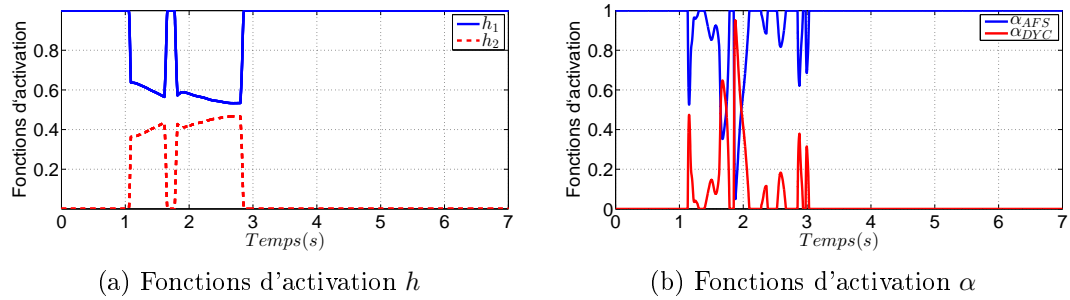


FIGURE 3.34 – Comparaison des fonctions d'activation - Test du Dwell

D'après la Figure 3.36a, l'approche proposée indique une trajectoire de phase dans la zone 1 approchant de la zone 2, ce qui signifie que les actions de l'AFS et du DYC sont bien coordonnés ($h_2 \neq 0$) comme illustré sur la Figure 3.34a. De la même façon, la Figure 3.36b indique que la trajectoire de phase dans l'approche classique reste dans les limites de stabilité mais dépasse légèrement les limites de contrôle, ce qui signifie que les deux correcteurs sont coordonnés ($\alpha_{DYC} \neq 0$).

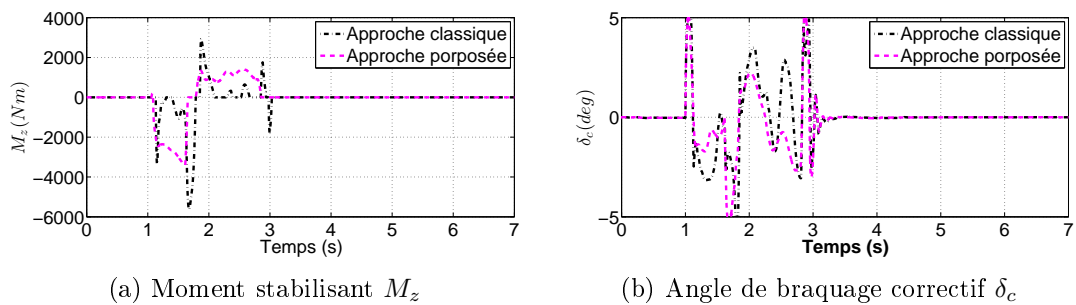


FIGURE 3.35 – Moment stabilisant et angle de braquage correctif - Test du Dwell

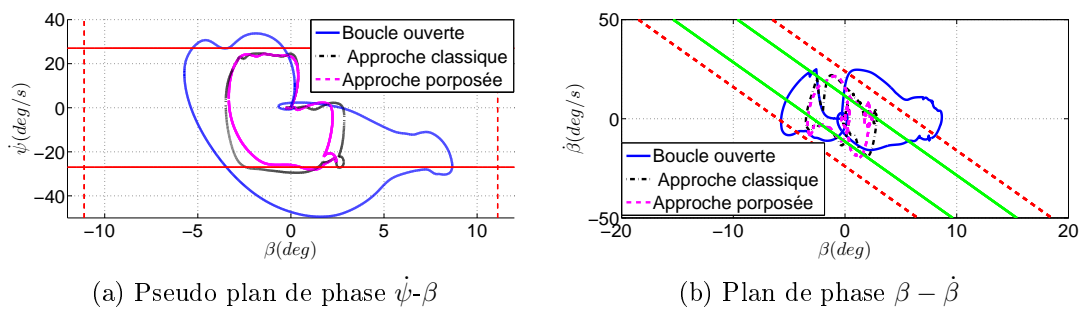


FIGURE 3.36 – Plans de phase - Test du Dwell

3.7.4 Résultats de simulation - test de l'élan

Les résultats de simulation en boucle fermée du test de l'élan, effectué à une vitesse initiale $V_{x_{init}} = 80$ km/h, sont présentés dans les Figures 3.37-3.40. Comme dans les cas précédents, la Figure 3.37 montre que les deux approches stabilisent le véhicule en réduisant la vitesse de lacet (Figure 3.37a) et en minimisant l'angle de dérive au CoG (Figure 3.37b).

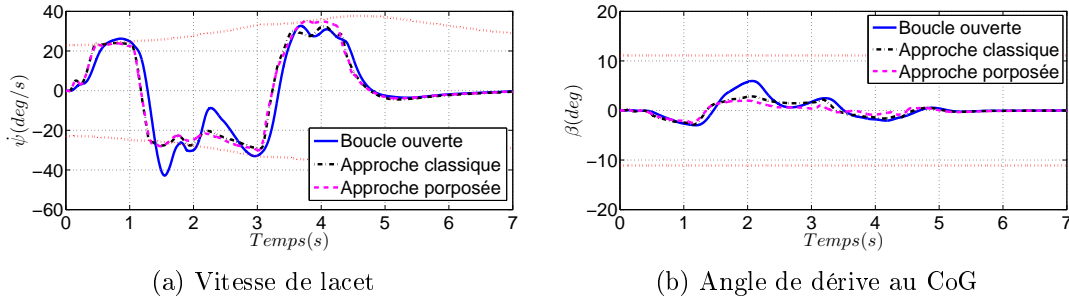


FIGURE 3.37 – Variables de lacet - Test de l'élan

D'après la Figure 3.38, les fonctions d'activation h_1 et α_{AFS} (lignes continues) sont à leur valeur maximale de 1 indiquant un comportement stable du véhicule. Lors du double changement de voie (cas critique), les fonctions d'activation h_2 et α_{DYC} deviennent non-nulles. Cela signifie que le DYC est activé afin de stabiliser le véhicule.

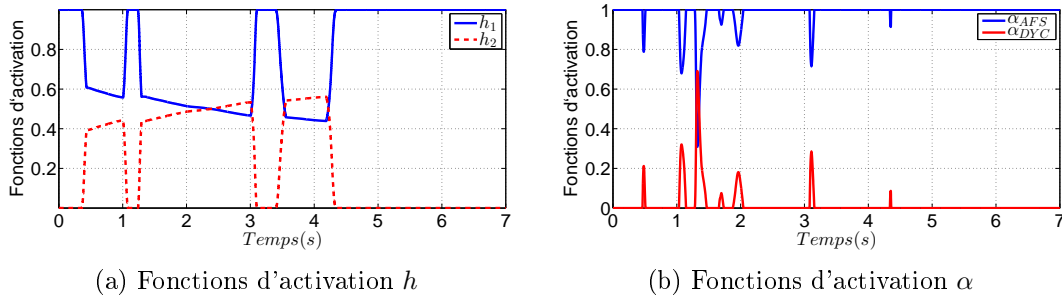


FIGURE 3.38 – Comparaison des fonctions d'activation - Test de l'élan

Par conséquent, pour des performances similaires en boucle fermée, la coordination des deux correcteurs (AFS et DYC) reste différente. Les entrées de commande sont alors différentes comme l'illustre la Figure 3.39. L'approche proposée permet de générer un moment plus faible en amplitude, mais sur une plus longue durée.

D'après la Figure 3.40a, l'approche proposée indique une trajectoire de phase dans la zone 1 approchant de la zone 2, ce qui signifie que l'AFS et le DYC sont coordonnés ($h_2 \neq 0$) comme illustré sur la Figure 3.38a. De la même façon, la Figure 3.40b indique que la trajectoire de phase

dans l'approche classique reste dans les limites de stabilité mais dépasse légèrement les limites de contrôle, ce qui signifie que les deux correcteurs sont coordonnés ($\alpha_{DYC} \neq 0$).

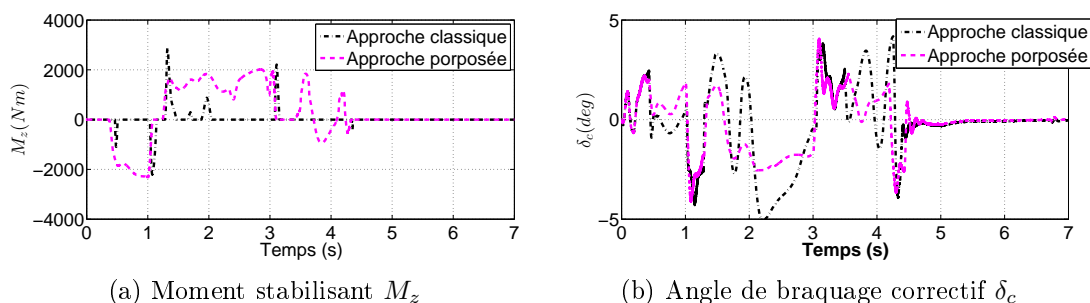


FIGURE 3.39 – Moment stabilisant et angle de braquage correctif - Test de l'élan

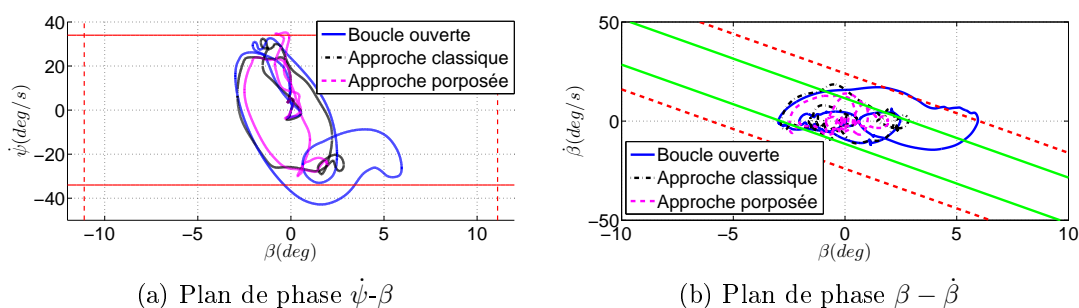


FIGURE 3.40 – Plans de phase - Test de l'élan

3.7.5 Discussion des résultats

À l'issu des résultats obtenus pour ces trois tests, il peut être noté que pour des performances similaires en boucle fermée, la coordination des deux correcteurs AFS et DYC peut être envisagée différemment selon le superviseur utilisé. En effet, l'approche classique permet de limiter l'usage du DYC en favorisant principalement l'AFS. Cependant, lors de l'activation du DYC, celui-ci génère un moment stabilisant M_z relativement grand avec une plus forte sollicitation du freinage différentiel. Par conséquent, une saturation des forces des pneumatiques peut se produire. D'autre part, l'approche proposée permet de réduire l'amplitude de M_z généré par le DYC en activant celui-ci plus tôt, ce qui permettrait de limiter en conséquence l'amplitude des couples de freinage appliqués à chaque roue. Cependant, le DYC reste activé plus longtemps, entraînant une usure prématurée du système de freinage.

3.8 Conclusion

Dans ce chapitre, le problème de stabilisation latérale du véhicule a été traité. La contribution principale de ce chapitre se situe dans la proposition d'une architecture de commande hiérarchisée permettant de coordonner les actions issues d'un braquage actif (AFS) et d'un contrôle de lacet direct par freinage différentiel (DYC). Différents critères de stabilité ont été introduits afin de proposer un superviseur en mesure de coordonner les systèmes actifs choisis. Le superviseur proposé repose sur une décomposition du pseudo plan de phase $\dot{\psi}$ - β en différentes régions. Chaque région permet de caractériser, à travers deux fonctions d'activation, une zone de manœuvrabilité et une zone de perte de la stabilité latérale. Les fonctions d'activation fournies en temps réel par le superviseur sont alors employées afin de coordonner les actions de l'AFS et du DYC. L'originalité de l'approche proposée provient de l'utilisation des dispersions variables permettant de mieux anticiper le comportement du véhicule, et d'activer ainsi le système actif adéquat. Ce superviseur est au cœur d'une architecture hiérarchisée de stabilisation latérale coordonnant le braquage actif (AFS) et le contrôle direct de lacet par freinage différentiel (DYC).

Les performances de l'architecture proposée sont évaluées à travers de multiples simulations. Ces performances sont comparées, via des simulations, à celles obtenues à partir de la même architecture, mais en utilisant un superviseur basé sur le plan de phase β - $\dot{\beta}$. Dans les deux cas, les mêmes correcteurs Super-Twisting sont utilisés. La comparaison montre que pour les mêmes performances en boucle fermée, l'approche proposée réduit l'amplitude du moment stabilisant conduisant ainsi à des couples de freinage moins importants. Néanmoins, l'utilisation des freins sur une période étendue peut introduire une usure prématurée des freins à long terme. L'approche classique permet quant à elle de réduire le temps d'application du freinage différentiel, mais sollicite davantage les couples de freinage engendrant un risque plus important de saturation des forces des pneumatiques. De ce fait, les deux approches permettent de stabiliser le véhicule mais présentent chacune des avantages-inconvénients.

Parmi les perspectives pouvant être explorées figure la mise en œuvre d'une étude de sensibilité pour le choix des paramètres en particulier le choix des dispersions minimale et maximale. Cette étude pourra donc conduire à la proposition d'une méthodologie de réglage du superviseur. En outre, l'allocation de commande peut être configurée afin de prendre en compte le transfert de couple à faibles vitesses, limitant ainsi l'influence du DYC sur la dynamique longitudinale. L'approche proposée pourra également être testée expérimentalement sur une maquette d'un modèle réduit 1/5 (SMART-UHA) dont les freins sont pilotés.

Chapitre 4

Guidage d'urgence lors d'une défaillance du système de direction

Sommaire

4.1	Introduction	106
4.2	Architecture proposée pour le guidage normal/urgence	109
4.3	Génération de références	110
4.3.1	Planification de trajectoire	110
4.3.2	Profil de vitesse	116
4.4	Correcteur de guidage	119
4.4.1	Correcteur de guidage latéral	119
4.4.2	Correcteur de guidage longitudinal	125
4.5	Allocation de commande	127
4.5.1	Théorie de l'allocation de commande	128
4.5.2	Formulation de l'allocation de commande pour le guidage normal/urgence	129
4.6	Application au véhicule - CarMaker	131
4.6.1	Définition du test	132
4.6.2	Évaluation des performances du guidage d'urgence	134
4.6.3	Résultats de simulation	135
4.6.4	Discussion des résultats	139
4.7	Conclusion	140

Contribution

- (1) Faïza Khelladi, Mohamed Boudali, Rodolfo Orjuela, Mario Cassaro, Michel Basset, Clément Roos. An emergency hierarchical guidance control strategy for autonomous vehicles. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2020.

4.1 Introduction

Dans le cadre de l'automatisation complète des véhicules (niveau 5), la conduite sur autoroute représente l'un des premiers scénarios de conduite automatisée puisqu'il implique moins de contraintes sur l'éventuelle apparition des obstacles [Son et al., 2015], [Lee et al., 2014]. Le système de direction est cependant un organe critique car toute défaillance de celui-ci peut mettre en péril la vie des occupants. Il est donc important de proposer des solutions d'urgence en présence d'un tel défaut. L'objectif principal de ce chapitre est donc de traiter la solution de conduite d'urgence lors d'une défaillance du système de direction (défaillance de l'actionneur du volant/de l'engrenage, coupure de la communication, etc. [Jonasson et Thor, 2018]). Lors d'une telle situation le véhicule doit être guidé puis arrêté dans une zone de sécurité (bande d'arrêt d'urgence) comme illustré sur la Figure 4.1. L'actionneur de direction étant défaillant, nous proposons d'effectuer le guidage à l'aide d'un freinage différentiel.

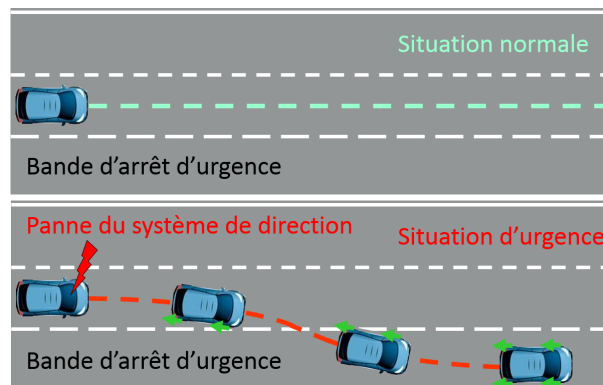


FIGURE 4.1 – Objectif du guidage

Parmi les niveaux composant l'architecture de commande pour une conduite automatisée, présentés dans la Section 1.2, l'intérêt est porté sur le niveau de génération de référence et le niveau de commande. Le niveau de perception ne fait donc pas partie du cadre de ce chapitre. Ainsi, l'architecture de commande hiérarchisée, capable d'accomplir les tâches de génération de

référence et de commande de guidage dans des conditions de conduite normales et d'urgence, est mise en œuvre.

Les recherches sur les manœuvres sur autoroute considèrent généralement que les mouvements latéral et longitudinal sont assurés individuellement par le système de direction agissant conjointement avec les couples de freinage/accélération. Cependant, l'éventuelle défaillance du système de direction peut compromettre considérablement les performances de guidage latéral/longitudinal et la sécurité des occupants et des autres usagers de la route. Bien que des études soient menées sur la redondance de la direction par freinage différentiel [Moshchuk et al., 2013, Jonasson et Thor, 2018, Boudali et al., 2018] et sur la génération de référence d'urgence [Svensson et al., 2018], les études sur leur couplage et leur interaction dynamique semble manquante dans la littérature.

Parmi les solutions proposées dans la littérature traitant la défaillance du système de direction, l'utilisation de la direction des roues arrière afin d'assurer le suivi de trajectoire [Haddad et al., 2012] présente de bonnes performances de guidage. Cependant, cette solution est retenue uniquement pour les véhicules avec quatre roues directrices. L'utilisation du freinage différentiel est moins contraignante, car les véhicules récents (à partir de 2012 en France) sont déjà équipés d'un système de freinage actif. Dans ce sens, la redondance de direction pour les véhicules autonomes utilisant le freinage différentiel est récemment traitée dans [Jonasson et Thor, 2018]. Par souci de simplicité, aucun niveau d'allocation de commande n'est utilisé pour assurer le freinage différentiel, rendant la réallocation impossible en cas d'instabilité provoquée par un freinage brusque. De plus, l'architecture globale capable de gérer des situations de guidage normales et d'urgence n'est pas traitée. Une autre approche prenant en compte à la fois la conduite normale (système de direction automatique) et la conduite d'urgence (système de freinage automatique) pour une manœuvre d'évitement de collision est traitée dans [Moshchuk et al., 2013]. Cette approche vise à déterminer une trajectoire optimale pour éviter l'obstacle en utilisant le freinage différentiel lorsque le système de direction est défaillant. Cependant, comme dans [Jonasson et Thor, 2018], aucun niveau d'allocation de commande n'est mis en œuvre pour garantir un freinage différentiel robuste. Le guidage d'urgence utilisant le freinage différentiel en cas de perte du système de direction est également étudié dans [Boudali et al., 2018]. Dans ce cas, deux contrôleurs complémentaires, l'un pour l'action de direction pendant la situation normale et le second générant un moment de lacet lors de la situation d'urgence, sont mis en œuvre. Néanmoins, le problème de la génération de référence en cas d'urgence n'a pas été traité.

La principale contribution de ce chapitre porte sur la proposition d'une architecture de

commande de guidage d'urgence qui prend en compte le guidage en situation normale ainsi que lors d'une situation d'urgence en présence d'une défaillance du système de direction [Khelladi et al., 2020]. Les contributions de ce chapitre vont du niveau de génération de référence jusqu'au niveau d'allocation de commande en passant par le niveau de commande. Pour le niveau de génération de référence, une trajectoire de référence et un profil de vitesse associé sont proposés. La génération de trajectoire de référence d'urgence est considérée comme un changement de voie (voie active vers la bande d'arrêt d'urgence). Cette trajectoire est basée sur une approche géométrique en utilisant une tangente hyperbolique. Cette approche est ensuite adaptée afin de générer une trajectoire de référence d'urgence aussi bien en lignes droites que lors des virages. Une autre contribution porte sur la génération du profil de vitesse lors d'une situation d'urgence. Ce profil de vitesse prend en compte les informations liées à la trajectoire de référence et l'influence du freinage différentiel sur la vitesse du véhicule pour gérer la décélération afin d'atteindre, en toute sécurité, la bande d'arrêt d'urgence tout en assurant la manœuvrabilité du véhicule. La dernière contribution concerne la formulation du problème d'allocation de commande adaptée au guidage d'urgence basée sur la méthode proposée dans [Zaccarian, 2009]. Il s'agit du niveau le plus bas de l'architecture, situé entre le correcteur de guidage et le véhicule. Son objectif est de favoriser le freinage différentiel suite à une détection de défaillance du système de direction afin de garantir des performances de suivi latéral et une manœuvre sûre du véhicule.

Afin d'éviter toute ambiguïté, les définitions suivantes seront adoptées tout le long de ce chapitre :

- **Situation normale** : les capteurs et les actionneurs du véhicule sont fonctionnels.
- **Situation d'urgence** : le système de direction du véhicule est défaillant.

Dans ce chapitre, nous nous basons sur les hypothèses suivantes :

Hypothèse 1 *Un superviseur FDI (Fault Detection and Isolation) parfait est considéré. Sa conception et son évaluation des performances sortent du cadre de ce chapitre (voir [Lee et al., 2007, Arogeti et al., 2012]).*

Hypothèse 2 *Le scénario opérationnel est considéré sans obstacles. Le problème de détection et d'évitement d'obstacles n'est donc pas traité dans ce chapitre.*

Hypothèse 3 *Une bande d'arrêt d'urgence est toujours disponible le long de la route.*

Hypothèse 4 *Une défaillance du système de direction est considérée comme un actionnement bloqué [Jonasson et Thor, 2018] (défaut LIP (Lock-In-Place) décrit dans la Section 5.3.1).*

Dans ce chapitre, l'architecture proposée pour le guidage normal/urgence est détaillée au cours de la Section 4.2. Cette architecture de commande étant hiérarchique, chacun des niveaux la composant est détaillé dans les sections suivantes. Ainsi, la Section 4.3 est dédiée au développement de la génération des références. La synthèse des correcteurs de guidage latéral/longitudinal est abordée au cours de la Section 4.4. Enfin, l'allocation de commande est détaillée au cours de la Section 4.5. Les résultats de simulation illustrant l'efficacité de l'approche proposée sont présentés dans la Section 4.6.

4.2 Architecture proposée pour le guidage normal/urgence

L'objectif de guidage considéré dans ce chapitre est d'arrêter le véhicule en toute sécurité sur la bande d'arrêt d'urgence pendant la situation d'urgence illustrée sur la Figure 4.1. La manœuvre effectuée consiste à quitter la voie active pour assurer la sécurité des passagers. Pour ce faire, une approche de guidage d'urgence est proposée ici. Elle est basée sur une architecture de commande hiérarchisée présentée dans la Figure 4.2 et composée de trois niveaux.

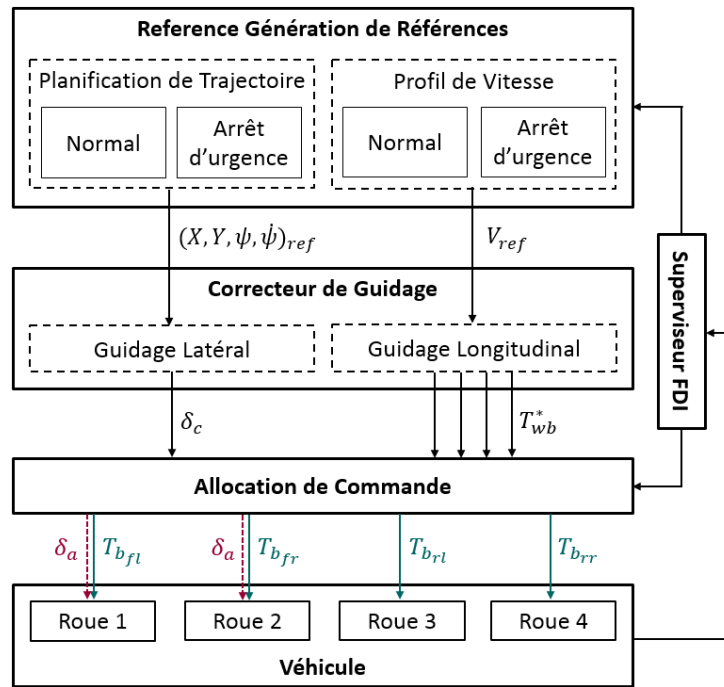


FIGURE 4.2 – Architecture hiérarchisée de guidage normal/urgence

Le niveau de génération de référence fournit la trajectoire de référence géométrique et le profil de vitesse pour les deux situations de conduite normale/urgence. Ces références sont ensuite utilisées par le correcteur de guidage qui est une combinaison de correcteurs latéral et longitudinal. Le correcteur de guidage latéral permet de générer l'angle de braquage nécessaire au suivi de

la trajectoire de référence, tandis que le correcteur de guidage longitudinal fournit les couples de freinage/traction requis pour le suivi du profil de vitesse. Enfin, le niveau d'allocation de commande permet de gérer les signaux de commande fournis par le correcteur de guidage vers les actionneurs en fonction de la situation de conduite normale/urgence. Dans ce chapitre, les actionneurs pris en compte pour le guidage d'urgence sont le système de direction et les quatre freins.

L'idée proposée ici est de reproduire à travers l'allocation de commande les mêmes signaux de commande fournis par le correcteur de guidage lors d'une situation normale de conduite. Lorsqu'une défaillance du système de direction est détectée, le niveau d'allocation de commande est en mesure d'assurer le guidage automatisé en redistribuant l'action de braquage en un freinage différentiel afin de générer le moment de lacet permettant d'effectuer un guidage latéral. Le freinage différentiel nécessaire à la génération du moment de lacet est étroitement liée à la vitesse longitudinale du véhicule. En effet, plus celle-ci est grande et moins le freinage différentiel nécessaire est important et inversement. Or, le freinage différentiel affecte fortement la vitesse longitudinale du véhicule contraignant celui-ci à avoir une certaine vitesse minimale afin de pouvoir guider le véhicule jusqu'à l'arrêt. Il devient alors nécessaire de prendre en compte le couplage existant entre les dynamiques longitudinale et latérale car ce couplage peut être à l'origine des conflits entre le suivi du profil de vitesse et le suivi de trajectoire de référence qui doivent être étudiés lors de la génération des références.

L'information délivrée par le superviseur FDI, considéré selon l'hypothèse 1, est pris en compte au niveau de la génération de références et de l'allocation de commande afin de pouvoir prendre en compte les deux situations de conduite normale/urgence.

4.3 Génération de références

Le niveau de génération de référence fournit les signaux de référence nécessaires au correcteur de guidage. Plus précisément, il fournit la trajectoire de référence ainsi que le profil de vitesse décrits dans cette section.

4.3.1 Planification de trajectoire

La trajectoire de référence est composée de quatre références comme le montre la Figure 4.2, à savoir la position de référence X_{ref} , Y_{ref} , l'orientation ψ_{ref} et la vitesse de lacet $\dot{\psi}_{ref}$ exprimées dans un système de coordonnées cartésiennes (repère sol). Lors d'une situation normale

de conduite, la trajectoire de référence nominale est calculée à partir des informations fournies par le module de perception [Daniel et al., 2009, Funke et al., 2017]. Par ailleurs, lors d'une situation d'urgence, la trajectoire nominale est remplacée par une trajectoire d'urgence de façon à effectuer un changement de voie vers la bande d'arrêt d'urgence.

La génération de trajectoire liée à un changement de voie a largement été traitée dans la littérature [Daniel et al., 2009, Funke et Gerdes, 2015, Gonzalez et al., 2015, Liu et al., 2018]. La plupart des méthodes développées requièrent cependant un grand nombre de paramètres à identifier ou une optimisation coûteuse en terme de temps de calcul.

Afin de simplifier la génération de trajectoire de référence en situation d'urgence, la fonction tangente hyperbolique est utilisée [Boudali, 2019]. Cette fonction offre de multiples avantages. D'un point de vu mathématique, elle est continue et analytiquement dérivable. D'un point de vu calculatoire, elle fait appel à peu de paramètres à ajuster. D'un point de vu physique, son allure correspond bien à une trajectoire réaliste de changement de voie. Enfin, aucune formulation de problème d'optimisation en ligne n'est requise dans la mesure où tous les calculs peuvent se faire analytiquement et hors ligne.

La fonction tangente hyperbolique doit tenir compte des écarts latéral et longitudinal d_{Lat} et d_{Long} respectivement, obtenus selon la distance d'arrêt disponible en considérant les Hypothèses 2 et 3. Elle doit également considérer la courbure maximum admissible ρ_{max} permettant d'effectuer la manœuvre avec le freinage différentiel tout en garantissant la stabilité latérale du véhicule. Le bloc de génération de trajectoire d'urgence doit ainsi construire une trajectoire d'urgence basée sur la tangente hyperbolique en ajustant seulement quelques paramètres, à savoir d_{Lat} , d_{Long} et ρ_{max} comme le montre la Figure 4.3.

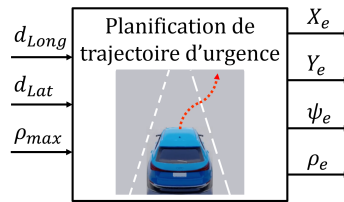


FIGURE 4.3 – Entrées/sortie de la planification de trajectoire d'urgence

La trajectoire d'urgence (changement de voie) est donc modélisée mathématiquement dans le repère local lié au véhicule comme suit [Boudali, 2019] :

$$X_e(X) = X + a_1 \quad (4.1a)$$

$$Y_e(X) = b_1 \tanh(c_1 X) + b_1 \quad (4.1b)$$

avec $a_1 = \frac{d_{Long}}{2}$, $b_1 = \frac{d_{Lat}}{2}$, $c_1 = f(\rho_{max}, b_1)$ calculé ci-dessous et $X \in [-a_1, a_1]$.

Ainsi, à partir de la fonction tangente hyperbolique symétrique par rapport à l'origine, a_1 vise à réaliser une translation sur l'axe longitudinal, tandis que b_1 vise à effectuer une translation sur l'axe latéral et également à gérer l'écart latéral. La variable intermédiaire X est utilisée pour construire le changement de voie.

Il est proposé ici de calculer le paramètre c_1 en fonction de b_1 et ρ_{max} . En effet, à partir de (4.1), il est facile de calculer l'angle d'orientation de référence ψ_e ainsi que la courbure ρ_e en utilisant les expressions suivantes [Rajamani, 2012]

$$\psi_e(X) = \arctan\left(\frac{dY_e(X)}{dX}\right) \quad (4.2a)$$

$$\rho_e(X) = \frac{d\psi_e(X)}{dX} \quad (4.2b)$$

Il est important de noter que le guidage d'urgence se fait uniquement par freinage différentiel. Or, la génération d'un moment de lacet en utilisant des freins est limitée [Jonasson et Thor, 2018]. La courbure de la trajectoire doit donc être relativement faible afin que la trajectoire de référence soit atteignable. De plus, l'angle d'orientation est également faible en raison de la grande différence entre les écarts longitudinal et latéral ($d_{Long} \gg d_{Lat}$). L'approximation suivante est alors faite :

$$\psi_e(X) \approx \frac{dY_e(X)}{dX} \quad (4.3a)$$

$$\rho_e(X) \approx \frac{d^2Y_e(X)}{dX^2} \quad (4.3b)$$

En remplaçant (4.1b) dans (4.3), les équations suivantes sont obtenues [Boudali, 2019] :

$$\psi_e(X) = \frac{b_1 c_1}{\cosh^2(c_1 X)} \quad (4.4a)$$

$$\rho_e(X) = -\frac{2b_1 c_1^2 \sinh(c_1 X)}{\cosh^3(c_1 X)} \quad (4.4b)$$

Le paramètre c_1 , dans (4.1b) et (4.4), permet de gérer la forme de la trajectoire (virage fluide/serré), il est calculé par le biais de la courbure maximale admissible ρ_{max} donnée au point d'inflexion

$$\frac{d\rho_e(X)}{dX} = 0 \quad (4.5)$$

À partir de (4.4b) et (4.5), la variable X^* nécessaire pour calculer ρ_{max} est obtenue comme suit

$$\rho_{max} = \rho_e(X^*) \quad (4.6a)$$

$$X^* = \frac{\operatorname{asinh}(\sqrt{1/2})}{c_1} \quad (4.6b)$$

Étant donné que ρ_{max} est l'un des paramètres d'entrée pour générer la trajectoire de référence d'urgence, (4.6) permet d'obtenir la valeur de c_1 pour un ρ_{max} donné en utilisant l'expression suivante :

$$c_1 = 1.14 \sqrt{\frac{\rho_{max}}{b_1}} \quad (4.7)$$

En fonction des paramètres d_{Lat} , d_{Long} et ρ_{max} , certains résultats sont présentés sur la Figure 4.4. Cette dernière montre l'influence du choix des paramètres et plus précisément celui de ρ_{max} . En effet, plus ρ_{max} est grand et plus le changement de voie est serré et inversement.

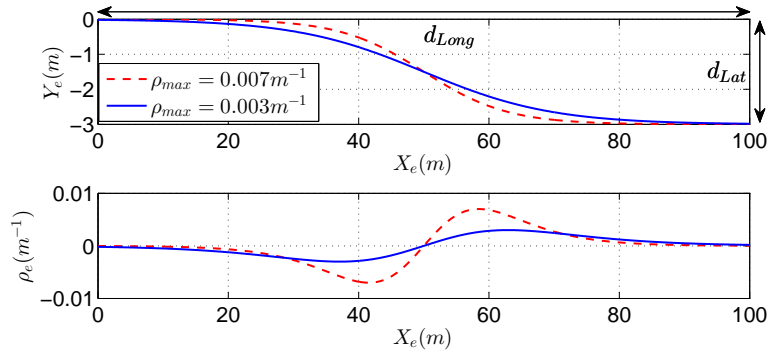


FIGURE 4.4 – Génération de trajectoire d'urgence

En réalité, les paramètres d_{Lat} et d_{Long} doivent être définis en se basant sur des informations environnementales afin de générer une trajectoire suivant les Hypothèses 2 et 3 et à l'intérieur des limites de la route. Une fois ces paramètres fixés, le choix de la courbure maximale ρ_{max} est crucial pour obtenir un changement de voie fluide/serré comme le montre la Figure 4.4. Cette courbure maximale doit être atteignable en utilisant le freinage différentiel ($\rho_{max} \leq \rho_{att}$). Elle doit également garantir la stabilité latérale du véhicule ($\rho_{max} \leq \rho_{stab}$). Par conséquent, nous proposons, dans ce qui suit, la définition des courbures ρ_{stab} et ρ_{att} afin de définir la courbure maximale qui peut être utilisée garantissant de bonnes performances de guidage d'urgence.

Courbure admissible pour la stabilité latérale du véhicule ρ_{stab}

Cette courbure peut être définie, d'après [Rajamani, 2012], par

$$\rho_{stab} = \frac{\dot{\psi}_{max}}{V_x} \quad (4.8a)$$

$$\dot{\psi}_{max} = 0.85 \frac{\mu g}{V_x} \quad (4.8b)$$

avec $\dot{\psi}_{max}$ la vitesse de lacet maximale définissant la limite de manœuvrabilité. En choisissant $\rho_{max} = \rho_{stab}$, cela constitue la manœuvre la plus agressive à la limite de manœuvrabilité qui peut être réalisée.

Courbure atteignable par freinage différentiel ρ_{att}

La courbure maximale de la trajectoire doit également tenir compte de la courbure pouvant être atteinte en utilisant le freinage différentiel. En effet, la courbure de la trajectoire atteinte avec un freinage différentiel est nettement moins importante que celle obtenue avec un simple braquage des roues comme étudié dans [Jonasson et Thor, 2018]. Par conséquent, ρ_{stab} défini ci-dessus comme la limite de manœuvrabilité n'est pas toujours atteignable. Une façon d'approximer la courbure maximale atteignable en utilisant le freinage différentiel est d'exprimer la courbure en fonction du moment de lacet M_z en considérant un angle de braquage nul ($\delta_a = 0$). Ce moment de lacet est habituellement utilisé pour la stabilisation latérale du véhicule (voir Chapitre 3) et s'exprime par :

$$M_z = \frac{L_w}{2}(F_{x_{fr}} - F_{x_{fl}}) + \frac{L_w}{2}(F_{x_{rr}} - F_{x_{rl}}) \quad (4.9)$$

Le moment de lacet maximal $M_{z_{max}}$ qui peut être généré est quant à lui approximé à partir de (4.9) en supposant que la force longitudinale maximale du pneu est $F_{x_i} = \mu F_{z_i}$ (le transfert de charge est négligé) et que le freinage différentiel est obtenu d'un seul côté du véhicule [Jonasson et Thor, 2018]. Ainsi, le moment de lacet maximal est exprimé par

$$M_{z_{max}} = \frac{L_w \mu F_z}{4} \quad (4.10)$$

Ensuite, l'expression simplifiée de la courbure $\rho = \frac{\dot{\psi}}{V_x}$ est introduite dans la représentation d'état du modèle bicyclette linéaire suivant :

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (4.11)$$

où le vecteur d'état $x = [V_y \ \dot{\psi}]^T$, le vecteur d'entrées $u = [\delta \ M_z]^T$, la matrice d'état A et la matrice d'entrée B , sont définies dans la Section 2.7. Par conséquent, l'expression de la courbure en régime permanent est établie en considérant la représentation d'état (4.11) comme suit :

$$\rho_{att} = G_{M_z} M_{z_{max}} \quad (4.12a)$$

$$G_{M_z} = \frac{C_f + C_r}{4s_1^2 + 2C_f C_r L^2 + s_1 m V_x^2} \quad (4.12b)$$

où $s_1 = (C_f L_f - C_r L_r)$.

Enfin, les courbures résultantes ρ_{stab} et ρ_{att} sont illustrées sur la Figure 4.5 en fonction de la vitesse du véhicule. Une limitation est plus restrictive que l'autre en fonction de la vitesse, et la commutation se produit autour de $V_x \sim 30$ m/s. Le modèle proposé de ρ_{stab} présente une singularité à $V_x = 0$ m/s et ne doit donc pas être utilisé à très faible vitesse ($V_x < 5$ m/s).

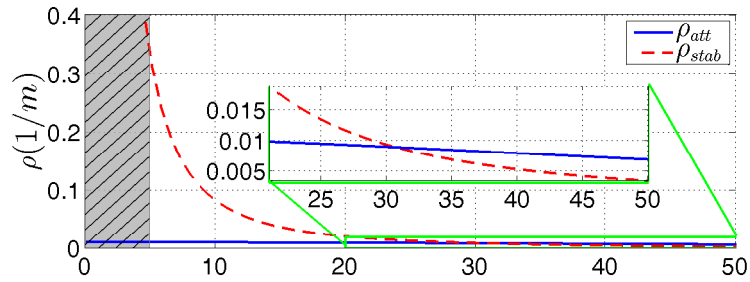


FIGURE 4.5 – Courbures ρ_{att} et ρ_{stab} en fonction des variations de V_x

Ces résultats sont obtenus en utilisant les paramètres du véhicule présentés dans le tableau 2.3 . La courbure maximale ρ_{max} est ainsi choisie comme

$$\rho_{max} \leq \min(\rho_{stab}, \rho_{att}) \quad (4.13)$$

Il est intéressant de définir également le maximum d'angle de braquage qui peut être reproduit par freinage différentiel si l'actionneur de la colonne de direction est défaillant. Pour ce faire, la courbure atteignable est exprimée, cette fois-ci, en fonction de l'angle de braquage maximal $\bar{\delta}_{max}$ en considérant un moment de lacet nul ($M_z = 0$). L'expression de la courbure en régime permanent est donc donnée par

$$\bar{\rho}_{att} = G_\delta \bar{\delta}_{max} \quad (4.14a)$$

$$G_\delta = \frac{L C_f C_r}{4s_1^2 + 2C_f C_r L^2 + s_1 m V_x^2} \quad (4.14b)$$

Il convient de remarquer que l'angle de braquage permet d'obtenir une courbure de trajectoire plus grande que celle obtenue avec un freinage différentiel $\bar{\rho}_{att} > \rho_{att}$ [Jonasson et Thor, 2018]. Par conséquent, pour une courbure atteignable avec un freinage différentiel ρ_{att} donnée, il est possible d'obtenir l'angle de braquage maximal δ_{max} pouvant être transformé en freinage différentiel en égalant les équations (4.14a) et (4.12a), ce qui permet d'écrire :

$$\delta_{max} = \frac{G_{M_z}}{G_\delta} M_{z_{max}} = \frac{C_f + C_r}{LC_f C_r} M_{z_{max}} \quad (4.15)$$

Les coordonnées du véhicule (4.1) sont exprimées dans le repère local du véhicule. Lorsqu'une défaillance du système de direction est détectée, la trajectoire d'urgence (4.1) se superpose à la trajectoire de référence nominale exprimée dans le repère absolu comme

$$X_{ref} = X_n + |Y_e| \sin(\psi_n) \quad (4.16a)$$

$$Y_{ref} = Y_n - |Y_e| \cos(\psi_n) \quad (4.16b)$$

$$\psi_{ref} = \psi_e + \psi_n \quad (4.16c)$$

$$\rho_{ref} = \rho_e + \rho_n \quad (4.16d)$$

où X_n , Y_n , ψ_n et ρ_n sont les coordonnées de la trajectoire de référence nominale lorsqu'aucune défaillance du système de direction n'apparaît. La trajectoire d'urgence est ainsi prise en compte lorsque la défaillance apparaît aussi bien en ligne droite qu'en virage.

4.3.2 Profil de vitesse

Durant la conduite automatisée, la vitesse du véhicule doit être ajustée en fonction des informations liées à la route. En situation normale de conduite, la vitesse doit être augmentée dans les portions de route en ligne droite et réduite pendant les virages afin de préserver la stabilité du véhicule [Funke et al., 2017].

De nombreuses approches de génération du profil de vitesse ont été développées au cours des deux dernières décennies. La méthode basée sur la limitation du "Jerk", initialement proposée par [Liu, 2002], consiste à mettre en place un profil "Jerk" qui permet de générer par la suite des profils d'accélération et de vitesse. Le but est de générer ces profils sans changements brusques tout en respectant les limites d'accélération et donc les critères de confort. Dans [Daniel et al., 2009], un profil de vitesse, en fonction de la limitation de vitesse, des contraintes de la trajectoire, de la stabilité et des critères de confort de conduite, est proposé. Une méthode de profil de vitesse basée sur les courbes de Bézier a été proposée par [Gonzalez et al., 2016] de

façon à améliorer le confort en assurant des profils lisses de "Jerk" et d'accélération. Un autre profil de vitesse est proposé dans [Funke et al., 2017] en considérant les limites d'adhérence des pneus pour garantir la faisabilité du suivi de la trajectoire. Toutes ces méthodes sont néanmoins conçues lors des situations normales de conduite.

Peu de travaux portent cependant sur la génération de profils de vitesse lors d'une situation d'urgence nécessitant un arrêt sûr. Le profil de vitesse généré par l'algorithme de génération de références dans [Svensson et al., 2018] pour un arrêt sûr, selon la gravité de la panne détectée d'un système interne, considère une décélération uniforme jusqu'à l'arrêt complet. La variation du profil de vitesse en fonction de la trajectoire de référence est alors négligée. De plus, la détection générale de défaillance est utilisée uniquement comme déclencheur pour l'activation du mode d'urgence et le calcul des références. L'étude ne comprend donc aucune analyse de défaillance spécifique. De ce fait, l'effet résultant du guidage d'urgence avec freinage différentiel (lors d'une défaillance du système de direction) sur le mouvement longitudinal n'est pas pris en compte lors de la génération du profil de vitesse.

Pour tenter d'y remédier, une machine à états finis est proposée dans ce chapitre afin de générer un profil d'accélération longitudinale et donc un profil de vitesse. La transition d'un état à un autre dépend des informations liées à la trajectoire de référence définie dans la section 4.3.1 et plus précisément de la courbure ρ_e et de sa dérivée $\dot{\rho}_e$ comme le montre la Figure 4.6 et Figure 4.7.

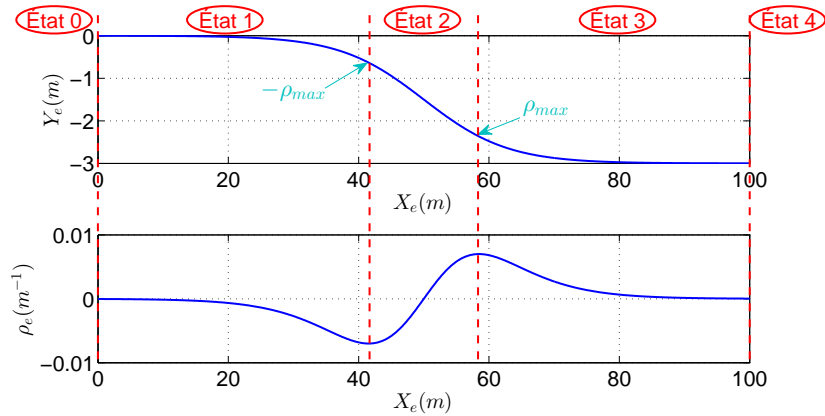


FIGURE 4.6 – Décomposition de la trajectoire et de la courbure de la trajectoire

L'accélération longitudinale du véhicule, en considérant un angle de braquage nul ($\delta_a = 0$), est donnée par :

$$a_x = \frac{1}{m} (F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}} + F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}}) \quad (4.17)$$

Il est supposé que la vitesse de référence est constante en situation normale de conduite induisant ainsi une accélération de référence supposée nulle ($a_{x_{ref}} = 0\text{m/s}^2$ à l'État 0). Lorsque la défaillance est détectée, la décélération $a_{x_{ref}}$ est limitée par $a_{x1_{max}}$ (État 1). L'accélération maximale $a_{x1_{max}}$ pouvant être générée est approximée à partir de (4.17) en supposant que la force longitudinale maximale du pneu est $F_{x_i} = \min \left\{ \mu F_{z_i}, \frac{T_{b_{max}}}{r} \right\}$ (le transfert de charge est négligé) et en considérant un couple de freinage maximal appliqué à la roue $T_{b_{max}} = 1200\text{Nm}$. Ainsi, l'accélération longitudinale maximale est approximée à $a_{x1_{max}} \approx -8\text{m/s}^2$. Cette accélération maximale, étant trop importante, ne doit cependant pas être appliquée à l'État 1 afin d'éviter que le véhicule ne s'arrête au milieu de la manœuvre. Il est alors plus pertinent d'appliquer une accélération nettement moins importante. Lorsque le véhicule pointe vers la droite pour atteindre la bande d'arrêt d'urgence, la vitesse de référence est constante afin de maintenir la manœuvrabilité latérale pour le reste de la manœuvre (État 2). Une fois la bande d'arrêt d'urgence atteinte, le véhicule reprend une trajectoire rectiligne et dans ce cas une décélération maximale $a_{x3_{max}}$ est appliquée pour l'arrêter (État 3). A l'arrêt, aucune accélération/décélération n'est appliquée (État 4).

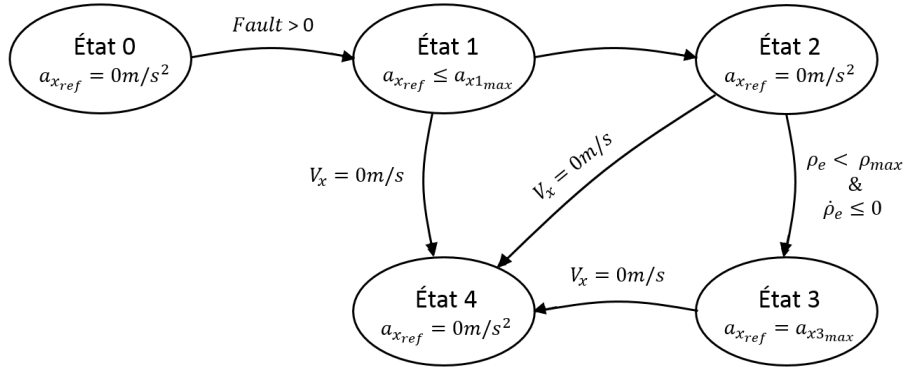


FIGURE 4.7 – Machine à états finis pour la génération du profil d'accélération

La décélération maximale $a_{x_{max}}$ à l'État 3 est établie en fonction de la vitesse du véhicule $V_{x_{s3}}$ lors du passage à l'État 3 et de la distance d'arrêt d_{Stop} calculée comme étant la différence entre d_{Long} et la valeur de référence X_e lors du passage à l'État 3. Le véhicule se trouvant à ce stade dans la bande d'arrêt d'urgence, l'arrêt total de celui-ci est approximé à une décélération en ligne droite en considérant un mouvement droit uniformément décéléré vers $V_x = 0\text{m/s}$. L'équation suivante est donc prise en compte :

$$a_{x3_{max}} = -\frac{V_{x_{s3}}^2}{2d_{Stop}} \quad (4.18)$$

Ainsi, pour une vitesse donnée $V_{x_{s3}}$, la décélération maximale $a_{x3_{max}}$ peut être calculée en

fonction de la distance d'arrêt d_{stop} . Le profil d'accélération résultant de cette approche est illustré sur la Figure 4.8 lorsque $a_{x1max} = -1\text{m/s}^2$ et $a_{x3max} = -1.5\text{m/s}^2$.



FIGURE 4.8 – Génération de profils d'accélération

4.4 Correcteur de guidage

Dans cette section, le correcteur de guidage est présenté. Celui-ci est composé d'un correcteur de guidage latéral qui permet de suivre la trajectoire de référence en fournissant l'angle de braquage nécessaire, et d'un correcteur de guidage longitudinal qui permet de suivre le profil de vitesse en générant des couples de freinage ou de traction. En vue de simplicité, la synthèse de ces correcteurs est découplée.

4.4.1 Correcteur de guidage latéral

L'objectif du contrôleur de guidage latéral est de garantir le suivi de la trajectoire de référence et plusieurs lois de commande (contrôleur PID [Chaib et al., 2004, Marino et al., 2011], MPC [Falcone et al., 2007, Pouly, 2009, Attia, 2015], retour d'état [Rajamani, 2012, Boudali, 2019]) ont été étudiées avec succès. Ces lois de commande cherchent à minimiser l'erreur latérale exprimée par rapport au centre de gravité (CoG) du véhicule. Cependant, en s'appuyant sur le CoG, une perte de la précision du suivi de trajectoire aux limites de manoeuvrabilité du véhicule peut être constatée. Afin de surmonter ce problème, l'erreur latérale exprimée par rapport au centre de percussion (CoP) est étudiée dans [Kapania et Gerdes, 2015].

Le centre de percussion représente un point de pivot fixe pour un objet, défini de masse m et d'inertie I , soumis à une force F . La particularité de ce point réside dans l'annulation des mouvements de translation et de rotation à ce niveau. Un exemple de poutre rigide attachée à un pivot pouvant se déplacer grâce à une glissière, illustrée dans la Figure 4.9, est introduit afin de mieux comprendre la définition du CoP. L'ensemble poutre/glissière est posé sur une surface avec une adhérence uniforme.

La force F , appliquée à la poutre, produit une accélération de translation a_{cog} et une accélération de rotation $\ddot{\psi}_{cog}$. Lorsque la force F est appliquée au centre de gravité, seul un mouvement de translation se crée entraînant la poutre dans le sens de la force. Cependant, si la force F est appliquée au-dessus (au-dessous) du centre de percussion, des mouvements de translation et de rotation se créent entraînant le centre de pivot dans le sens (le sens contraire) de la force. Enfin, si la force est appliquée au centre de percussion, les mouvements de rotation et de translation s'annulent au niveau du centre de pivot (voir Figure 4.9).

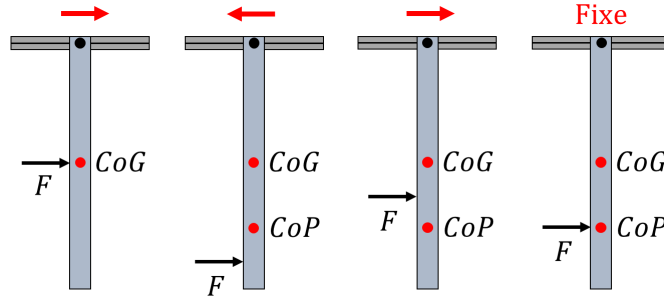


FIGURE 4.9 – Représentation du centre de percussion (CoP)

Le mouvement du CoP est alors décrit par son accélération donnée par [Cross, 2004] :

$$a_{cop} = a_{cog} + x_{cop}\ddot{\psi}_{cog} \quad (4.19)$$

où $a_{cog} = \frac{F}{m}$ et $\ddot{\psi} = \frac{LF}{I}$, avec L la distance entre le point d'application de la force F et le centre de gravité de la poutre. L'accélération (4.19) permet de définir la distance x_{cop} entre le centre de gravité et le centre de percussion de tel sorte que les mouvements de translation et de rotation s'annulent. Cela permet donc de définir x_{cop} comme suit :

$$x_{cop} = \frac{I}{Lm} \quad (4.20)$$

Le même principe est appliqué au véhicule en considérant un modèle d'erreur au centre de percussion. Ce modèle est basé sur l'erreur latérale ramenée au CoP situé à l'avant du CoG sur l'axe longitudinale du véhicule comme le montre la Figure 4.10. L'avantage du choix du modèle CoP réside dans le fait que la complexité de la dynamique latérale est réduite puisque la force latérale arrière n'affecte pas le mouvement du CoP [Kapania et Gerdes, 2015]. De plus, l'erreur au CoP permet d'effectuer une sorte de prédiction de l'erreur au CoG en amplifiant cette dernière et en anticipant ses variations [Boudali, 2019]. La distance x_{cop} est définie dans ce cas par :

$$x_{cop} = \frac{I_z}{L_f m} \quad (4.21)$$

Dans cette section, la synthèse du correcteur latérale repose sur une commande par retour d'état utilisant le modèle CoP [Boudali et al., 2017]. Ce modèle s'appuie sur le modèle 2-DOF (4.11) en considérant comme entrée de commande l'angle de braquage uniquement. Ainsi, le moment de lacet M_z est négligé.

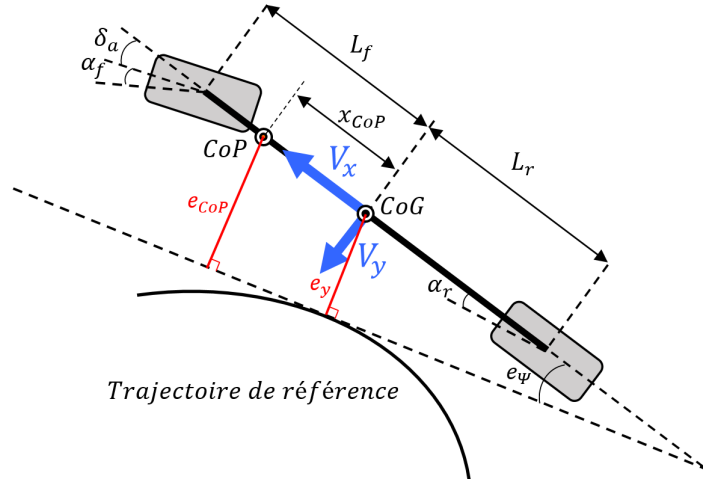


FIGURE 4.10 – Modèle bicyclette

L'erreur CoP e_{cop} est exprimée selon l'erreur CoG e_y , l'erreur d'orientation e_ψ et la distance x_{cop} comme [Boudali et al., 2017]

$$e_{cop} = e_y + x_{cop}e_\psi \quad (4.22)$$

où

$$\dot{e}_y = V_y + V_x e_\psi \quad (4.23a)$$

$$e_\psi = \psi - \psi_{ref} \quad (4.23b)$$

avec ψ l'angle de lacet et ψ_{ref} l'angle de lacet de référence. A partir de (4.22), il peut être remarqué que l'erreur latérale de position est anticipée et qu'un meilleur suivi de trajectoire peut être attendu puisque l'erreur CoP e_{cop} est supérieure à l'erreur CoG e_y . En utilisant les erreurs de suivi (4.22) et (4.23), le modèle d'erreur au CoP est donné par la représentation d'état suivante :

$$\dot{\xi} = A_c \xi + B_c \delta_a + D_c d \quad (4.24)$$

avec $\xi = [e_{cop}, \dot{e}_{cop}, e_\psi, \dot{e}_\psi]^T$ le vecteur d'erreurs, $d = [\dot{\psi}_{ref}, \ddot{\psi}_{ref}]^T$ le vecteur de perturbations dont l'influence doit être réduite. Les matrices dans (4.24) sont données par :

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-2R_l C_f}{mV_x} & \frac{2R_l C_f}{m} & \frac{2R_l C_f(x_{cop} - L_f)}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{-b}{I_z V_x} & \frac{b}{I_z} & \frac{bx_{cop} - c}{I_z V_x} \end{bmatrix}, B_c = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2R_l C_f}{m} \\ 0 \\ \frac{2C_f L_f}{I_z} \end{bmatrix}, D_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{-2R_l C_f L_f}{mV_x} - V_x & -x_{cop} \\ 0 & 0 \\ \frac{-c}{I_z V_x} & -1 \end{bmatrix}.$$

les abréviations a , b , c et R_l sont définies comme suit

$$\begin{aligned} a &= 2(C_f + C_r), & b &= 2(L_f C_f - L_r C_r) \\ R_l &= (L_f + L_r)/L_r, & c &= 2(L_f^2 C_f + L_r^2 C_r) \end{aligned}$$

Il est important de noter que le coefficient C_r n'est plus utilisé dans le modèle d'erreur au CoP contrairement au modèle d'erreur au CoG. Par conséquent, l'estimation de celui-ci n'est plus requise [Boudali, 2019].

La synthèse du correcteur de guidage latéral est réalisée en utilisant le modèle CoP (4.24). Ce correcteur repose sur la combinaison d'une action de feed-forward u_{FB} couplée à une action par retour d'état robuste u_{FB} décrit comme [Boudali et al., 2017]

$$\delta_c(t) = u_{FF}(t) + u_{FB}(t) \quad (4.25)$$

Il convient de noter que pour la synthèse du correcteur, la sortie de celui-ci δ_c est supposée être appliquée directement à l'actionneur du véhicule ($\delta_c = \delta_a$). Lorsqu'une situation d'urgence est détectée, δ_c sera modifié par l'allocation de commande ($\delta_c \neq \delta_a$) comme illustré au cours de la Section 4.5.

Synthèse du correcteur feedforward

L'action de feedforward permet de réduire partiellement l'impact de la perturbation d sur le vecteur d'erreur $\xi(t)$. Suivant la structure du modèle au CoP (4.24), l'impact de d est partiellement réduit en considérant l'erreur e_{cop} et la matrice D_c . L'action de feed-forward est donc calculée en introduisant l'équation de l'angle de braquage (4.25) dans l'expression de l'erreur CoP comme suit [Boudali, 2019] :

$$\begin{aligned} \ddot{e}_{cop}(t) &= \frac{-2R_l C_f}{mV_x} \dot{e}_{cop}(t) + \frac{2R_l C_f}{m} e_\psi(t) - \frac{2R_l C_f L_f}{mV_x} \dot{e}_\psi(t) + \frac{2R_l C_f}{m} u_{FFcop}(t) \\ &+ \frac{2R_l C_f}{m} u_{FBcop}(t) - \left(\frac{2R_l C_f L_f}{mV_x} + V_x \right) \dot{\psi}_{ref}(t) - x_{cop} \ddot{\psi}_{ref}(t) \end{aligned} \quad (4.26)$$

Dans le but d'éliminer l'impact du vecteur d , à savoir la vitesse de lacet désirée $\dot{\psi}_{ref}$ et l'accélération de lacet désirée $\ddot{\psi}_{ref}$, sur la dynamique de l'erreur latérale au CoP (4.26), l'action du

feedforward est formulée par :

$$u_{FF} = \frac{m}{2R_l C_f} \left(\frac{2R_l C_f L_f}{mV_x} + V_x \right) \dot{\psi}_{ref} + \frac{m}{2R_l C_f} x_{cop} \ddot{\psi}_{ref} \quad (4.27)$$

L'application de l'angle de braquage (4.25) avec l'action du feed-forward (4.27) permet d'écrire le modèle d'erreur suivant :

$$\dot{\xi} = A_c \xi + B_c u_{FB} + D'_c d \quad (4.28)$$

avec

$$D'_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{-c}{I_z V_x} + \frac{L_f m}{R_l I_z} \left(\frac{2R_l C_f L_f}{mV_x} + V_x \right) & -1 + \frac{mL_f}{R_l I_z} x_{CoP} \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

Synthèse du correcteur par retour d'état robuste

L'action du retour d'état assure la stabilité en boucle fermée, la convergence exponentielle à zéro du vecteur d'erreur $\xi(t)$ et l'atténuation de la perturbation $d(t)$. La synthèse de ce correcteur est donnée par

$$u_{FB} = -K_y \xi \quad (4.30)$$

où $K_y \in R^{1 \times n}$ est le gain du retour d'état. Cette synthèse se fait à partir du modèle d'erreur en boucle fermée. Ce dernier est obtenu en considérant (4.28) et (4.30) et s'écrit comme suit :

$$\dot{\xi} = (A_c - B_c K_y) \xi + D'_c d \quad (4.31)$$

Les matrices A_c , B_c et D'_c sont en fonction de paramètres variables comme la masse m , l'inertie I_z , la vitesse du véhicule V_x et les rigidités de dérive C_f et C_r . Tandis que la masse, l'inertie et les rigidités de dérive sont supposées constantes durant la manœuvre, la vitesse du véhicule varie significativement lors de la situation d'urgence de la vitesse initiale jusqu'à l'arrêt complet. Il est donc nécessaire de garantir les performances dynamiques de la loi de commande dans une grande plage de variation de la vitesse longitudinale. Par conséquent, il existe deux approches possibles permettant de prendre en compte la variation de vitesse longitudinale V_x , et donc l'interaction longitudinal/latéral. La première consiste à utiliser une approche polytopique afin de trouver les gains du correcteur valides dans un intervalle de vitesse très grand balayant plusieurs

vitesse même les plus basses. Cette approche permet de garantir la stabilité en boucle fermée. Cependant, l'existence d'une solution pour des intervalles grands de vitesse n'est pas garantie. La seconde approche consiste à réaliser du gain scheduling en définissant différents gains de correcteurs à certaines vitesses uniquement. Cette approche, bien qu'elle facilite le calcul, ne permet pas de garantir la stabilité en boucle fermée. Le choix du gain scheduling est retenu dans cette section en considérant une formulation qLPV (quasi-Linear Time Varying) en fonction de la vitesse V_x . La formulation qLPV permet de considérer les gains des différents correcteurs comme une seule entité où le passage d'un correcteur à l'autre dépend directement de la variation de la vitesse [Bokor, 2007].

Le calcul des gains K_y pour différentes vitesses choisies est réalisé de tel sorte que les valeurs propres de la matrice $(A_x - B_c K_y)$ soient à partie réelle négative. La robustesse du correcteur est obtenue en atténuant l'impact de la perturbation d sur le vecteur d'état ξ . Cette atténuation peut être effectuée en minimisant le transfert d'énergie entre la perturbation d et la totalité ou une partie du vecteur d'état ξ . Ceci peut être réalisé en minimisant la norme énergétique H_2 entre d et un signal intermédiaire z défini par

$$z(t) = H\xi(t) \tag{4.32}$$

où $H \in R^{n_z \times n}$ 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 d sur le signal cible z . Ceci peut être formulé à partir de la condition suivante [Boyd et al., 1994] :

$$\|z\|_2^2 < \gamma \|d\|_2^2 \tag{4.33}$$

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 .

En prenant en compte une fonction de Lyapunov et en faisant un changement de variable $M = KP^{-1}$, où $P = P^T > 0$ une matrice inconnue vérifiant l'équation de Lyapunov, l'inégalité

matricielle linéaire (LMI) est donnée par [Boudali, 2019]

$$\begin{bmatrix} AQ + QA^T - BM - M^T B^T + 2\alpha Q + D' D'^T / \gamma & (HQ)^T \\ & HQ \\ & & -I \end{bmatrix} < 0 \quad (4.34)$$

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

$$K = MQ^{-1} \quad (4.35)$$

Il est possible d'améliorer certaines performances dynamiques du système en boucle fermée (ex. rapidité, amortissement, etc.) en faisant du placement de pôles dans certaines régions spécifiques du plan complexe. Ce placement de pôles peut être réalisé en mettant en oeuvre différentes LMIs comme présenté dans [Boudali, 2019].

4.4.2 Correcteur de guidage longitudinal

Le correcteur longitudinal permet de suivre le profil de vitesse fourni par le niveau de génération de référence. Les systèmes de contrôle longitudinal ont connu un développement remarquable au cours des deux dernières décennies. Par exemple, le régulateur de vitesse (cruise control CC) standard permet d'agir uniquement sur l'accélérateur afin de maintenir une vitesse constante du véhicule définie par le conducteur. Dans ce sens, un CC basé sur un contrôleur PI est proposé dans [Rajamani, 2012]. Afin d'améliorer la sécurité et le confort de conduite, le CC adaptatif (ACC) a été développé. Ce système est équipé de capteur mesurant la distance entre le véhicule et celui qui le précède afin de pouvoir maintenir une distance de sécurité en agissant sur les freins si nécessaire. Une technique de mode glissant est étudiée dans [Nouvelière et Mammar, 2007] pour un CC actif (ACC).

Dans le cadre du véhicule autonome, et plus précisément la manoeuvre d'urgence traitée dans ce chapitre, le profil de vitesse peut considérablement varier. La notion d'adaptateur de vitesse n'est donc plus suffisante. Il est alors impératif de considérer une commande balayant différents points de fonctionnement du véhicule. Pour cette raison, la commande non-linéaire basée sur une approche de Lyapunov [Attia et al., 2014] est choisie dans cette section. Celle-ci constitue également une méthode de synthèse de commande non-linéaire très efficace et facile à mettre en oeuvre.

La synthèse du correcteur longitudinal est effectuée en considérant le modèle longitudinal

présenté dans la Section 2.8 et rappelé ici afin de faciliter la lecture du chapitre. La dynamique longitudinale est modélisée par :

$$m_v \dot{V}_x = \frac{4T_w}{r} + m\dot{\psi}V_y \quad (4.36)$$

où $m_v = m + \frac{4J_w}{r^2}$.

Le couple global T_w appliqué à la roue est considéré comme une entrée contrôlée. Ainsi, le correcteur longitudinal permet de réduire l'erreur de suivi du profil de vitesse

$$e_v = V_{x_{ref}} - V_x \quad (4.37a)$$

$$\dot{e}_v = a_{x_{ref}} - \frac{1}{m_v} \left(\frac{4}{r} T_w + m\dot{\psi}V_y \right) \quad (4.37b)$$

où $V_{x_{ref}}$ et $a_{x_{ref}}$ sont les profils de vitesse et d'accélération définis au cours de la section 4.3.2. En utilisant l'approche de Lyapunov [Attia et al., 2014], la fonction candidate de Lyapunov peut être considérée comme suit :

$$V = \frac{1}{2} e_v^2 \quad (4.38)$$

ainsi que sa dérivée :

$$\dot{V} = e_v \dot{e}_v \quad (4.39)$$

Afin de garantir une convergence exponentielle vers zéro de l'erreur de suivi (4.37a), la condition ci-dessous doit être vérifiée [Attia et al., 2014]

$$\dot{V} = -K_x V \quad (4.40)$$

où $K_x > 0$ est le taux de décroissance qui permet de modifier les performances de décroissance de la loi de commande. En introduisant (4.37b) dans (4.39) et en prenant en compte la condition de stabilité (4.40), la loi de commande est donnée par

$$T_w^* = \frac{r}{4} (m_v (a_{x_{ref}} + K_x e_v) - m\dot{\psi}V_y) \quad (4.41)$$

Ce couple global, pouvant prendre des valeurs positives (traction) comme négatives (freinage), peut être exprimé par $T_w^* = T_{wd}^* - T_{wb}^*$ comme dans (2.35). Dans ce chapitre, seuls les couples de freinage T_{wb}^* sont utilisés lors d'une situation d'urgence.

Enfin, les sorties du correcteur de guidage issues des correcteurs latéral et longitudinal y_c

sont données par

$$y_c = \begin{bmatrix} \delta_c & T_{wb}^* & T_{wb}^* & T_{wb}^* & T_{wb}^* \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

Ces sorties (4.42) seront manipulées, selon l'apparition d'une défaillance de la colonne de direction, à travers le niveau d'allocation de commande décrit dans la section suivante afin de garantir de bonnes performances de guidage en toutes circonstances.

4.5 Allocation de commande

La conduite automatisée du véhicule représente un problème de suivi de référence d'un système sur-actionné composé du système de direction et des quatre freins. Dans l'approche proposée, les sorties du correcteur de guidage y_c (4.42) ne sont pas directement appliquées au véhicule. Ces signaux, en réalité, alimentent le niveau d'allocation de commande où ils sont manipulés, si nécessaire selon les informations du superviseur FDI, comme le montre la Figure 4.11, avant d'être envoyés aux actionneurs.

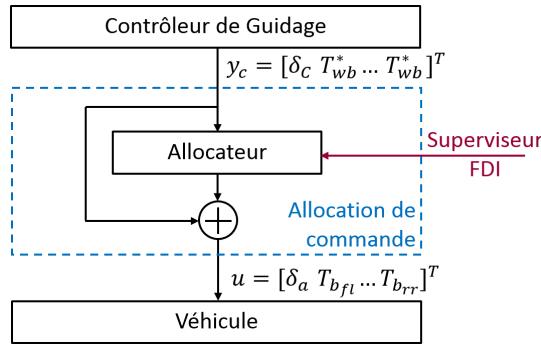


FIGURE 4.11 – Schéma d'allocation

Lors des situations normales de conduite, les sorties de l'allocation de commande $u = \begin{bmatrix} \delta_a & T_{bfl} & T_{bfr} & T_{brl} & T_{brr} \end{bmatrix}^T$ appliquées au véhicule sont simplement égales à y_c (4.42). À l'inverse, lors des situations d'urgence, l'allocation de commande pénalise l'angle de braquage δ_c provenant du correcteur de guidage et remplace son action par l'action des quatre freins (freinage différentiel). Dans ce cas, l'angle de braquage appliqué δ_a est constant et est égale à la position bloquée $\delta_a = \delta_j$ afin de simuler actionnement bloqué (Hypothèse 4).

Pour accomplir cette tâche, la théorie d'allocation de commande dynamique proposée par [Zaccarian, 2009] est utilisée. En plus de la facilité d'implémentation qu'implique cet allocateur, ce dernier présente des propriétés de stabilité en bouclé fermée et des performances garanties lors de la pénalisation d'un actionneur défaillant. L'avantage également réside dans l'absence de processus d'optimisation itérative en ligne. Dans cette section, cet allocateur sera utilisé afin

de pénaliser l'action de l'angle de braquage en favorisant le freinage différentiel afin de satisfaire l'objectif de commande dans les deux situations.

4.5.1 Théorie de l'allocation de commande

Comme défini dans [Zaccarian, 2009], un système est fortement redondant en entrée s'il y a au moins une entrée qui peut toujours être remplacée par une combinaison adéquate des entrées restantes. Ainsi, les entrées du système doivent satisfaire

$$\text{Im}(B_{\perp}) = \text{Ker} \left(\begin{bmatrix} B \\ D \end{bmatrix} \right) \neq \emptyset \quad (4.43)$$

où la matrice B_{\perp} satisfait

$$B_{\perp}^T B_{\perp} > 0 \quad \text{and} \quad \begin{bmatrix} B \\ D \end{bmatrix} B_{\perp} = 0 \quad (4.44)$$

La vérification de cette propriété se traduit par la capacité de l'allocateur à gérer les actionneurs afin d'assurer le guidage latéral à tout moment notamment lorsque le système de direction est défaillant. Dans notre cas, le modèle bicyclette linéaire (4.11) satisfait cette propriété.

L'allocateur dynamique suivant est considéré [Zaccarian, 2009]

$$\begin{aligned} \dot{w} &= -KB_{\perp}^T \bar{W}u \\ u &= y_c + B_{\perp}w \end{aligned} \quad (4.45)$$

où $w \in R^{n_w}$ est le vecteur d'état de l'allocateur, $u \in R^{n_u}$ et $y_c \in R^{n_y}$ sont définis comme précédemment. Les matrices $K \in R^{n_w \times n_w}$ et $\bar{W} \in R^{n_u \times n_u}$ sont des matrices de pondération. \bar{W} est choisi comme matrice diagonale $\bar{W} = \text{diag}[\bar{W}_1 \dots \bar{W}_i \dots \bar{W}_{n_u}]$ et a pour effet de pénaliser ou de favoriser l'action de certains actionneurs par rapport aux autres, c'est-à-dire que plus la valeur de \bar{W}_i est élevée, plus l'actionneur correspondant est pénalisé. La matrice $K = \lambda I$, $\lambda \in R^+$ détermine la dynamique de l'allocateur et sa vitesse de convergence. En effet, une réponse plus rapide de l'allocateur peut être obtenue en choisissant une valeur plus élevée de λ , si la stabilité et les contraintes de saturation sont satisfaites. Le but de l'allocateur est d'injecter un signal ajusté par des matrices de pondération dans certaines directions des actionneurs afin de pénaliser certains d'entre eux.

Il est intéressant de noter que la dynamique de l'allocateur est invisible du point de vue du

correcteur. En fait, en remplaçant le vecteur d'entrée du véhicule (4.45) dans (4.11)

$$\dot{x} = Ax + B(y_c + B_{\perp}w) \quad (4.46)$$

qui devient

$$\dot{x} = Ax + By_c \quad (4.47)$$

en considérant la propriété (4.44). Par conséquent, l'allocation de commande n'affecte pas les états du véhicule. De plus, cela n'affecte pas non plus la couche de correcteur de guidage déjà conçue. L'allocateur étant stable par construction (voir [Zaccarian, 2009]), l'interconnexion en boucle fermée avec l'allocateur est stable si et seulement si cette interconnexion sans l'allocateur l'est aussi. La stabilité de l'interconnexion en boucle fermée avec les correcteurs de guidage latéral et longitudinal, conçus dans la Section 4.4, n'est pas étudiée ici mais elle est supposée être vérifiée car le correcteur de guidage latéral prend en compte la variation de vitesse, donc stable dans un domaine de validité défini par les points de fonctionnement choisis. De plus, le choix approprié de ρ_{max} selon (4.13), garantissant l'évitement de saturation du système de freinage, permet de déduire que la défaillance du système de direction ne compromet pas la stabilité globale du système en boucle fermée.

4.5.2 Formulation de l'allocation de commande pour le guidage normal/urgence

La formulation de l'allocateur de commande passe par une nouvelle formulation de la matrice B du modèle bicyclette (4.11). Celle-ci est obtenue en remplaçant M_z dans (4.11) par son expression (4.9) et en considérant les forces longitudinales comme des entrées contrôlées. Ainsi, les matrices B et D peuvent être réécrites comme suit

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{m} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{2C_f L_f}{I_z} & -\frac{L_w}{2I_z} & \frac{L_w}{2I_z} & -\frac{L_w}{2I_z} & \frac{L_w}{2I_z} \end{bmatrix}, D = \mathbf{0}^{2 \times 5} \quad (4.48)$$

Les forces longitudinales dans le vecteur d'entrées contrôlées

$$u' = \begin{bmatrix} \delta_a & F_{x_{fl}} & F_{x_{fr}} & F_{x_{rl}} & F_{x_{rr}} \end{bmatrix}^T \quad (4.49)$$

sont ensuite appliquées aux roues sous forme de couples de freinage/traction comme suit

$$T_i = rF_{x_i} \iff u = \text{diag} \begin{bmatrix} 1 & r & r & r & r \end{bmatrix} u' \quad (4.50)$$

La nouvelle matrice B (4.48) n'affecte pas la conception du correcteur latéral puisque ce dernier est déjà conçu à partir du modèle négligeant le moment de lacet M_z . La matrice B (4.48) montre que seul l'angle de braquage agit sur le mouvement latéral du véhicule. Par conséquent, le problème de pénalisation de l'angle de braquage et donc la reconfiguration des actionneurs devient irréalisable. Une solution consiste à reformuler le modèle mathématique, en particulier la matrice B , en tenant compte de l'effet du freinage sur le mouvement latéral du véhicule.

Pour ce faire, le moment créé autour de chaque roue exprimé par (2.30) est utilisé (Figure 4.12). Généralement, il est supposé que le mouvement de lacet n'est contrôlé que par l'angle de braquage δ_c fourni par le correcteur latéral. Par conséquent, seules les forces latérales sont supposées agir sur le mouvement de lacet. L'action des forces longitudinales, regroupées dans (4.9), agit donc comme une compensation généralement utilisée pour la stabilisation latérale du véhicule [Rajamani, 2012]. Cette hypothèse peut être appliquée aux équations (2.30) comme suit

$$(L_f a_2 - \frac{L_w}{2} b_2) F_{x_{fl}} \approx -(L_f b_2 + \frac{L_w}{2} a_2) F_{y_{fl}} \quad (4.51a)$$

$$(L_f a_2 + \frac{L_w}{2} b_2) F_{x_{fr}} \approx -(L_f b_2 - \frac{L_w}{2} a_2) F_{y_{fr}} \quad (4.51b)$$

$$-\frac{L_w}{2} F_{x_{rl}} \approx L_r F_{y_{rl}} \quad (4.51c)$$

$$\frac{L_w}{2} F_{x_{rr}} \approx L_r F_{y_{rr}} \quad (4.51d)$$

où $a_2 = \sin(\delta_a)$ et $b_2 = \cos(\delta_a)$.

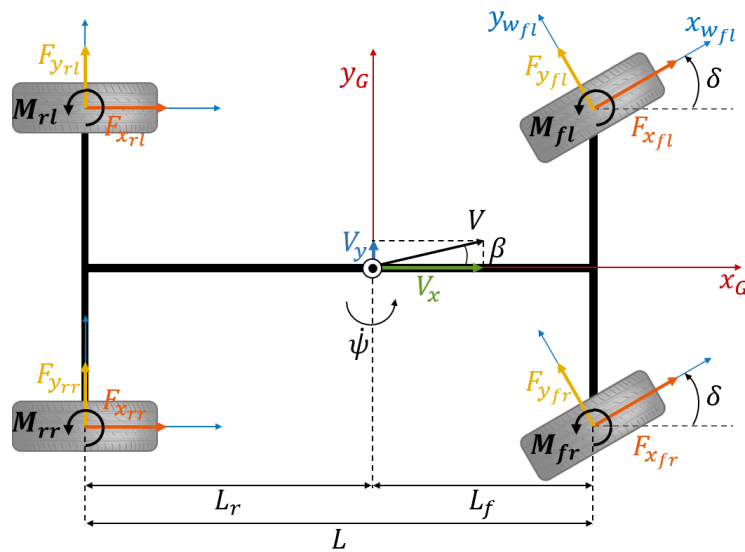


FIGURE 4.12 – Représentation des moments créés autour des roues

A partir de (4.51) et compte tenu de l'hypothèse de petits angles de braquage, les forces latérales peuvent être approximées en fonction des forces longitudinales comme suit

$$F_{y_{fl}} \approx \frac{L_w}{2L_f} F_{x_{fl}} \quad (4.52a)$$

$$F_{y_{fr}} \approx -\frac{L_w}{2L_f} F_{x_{fr}} \quad (4.52b)$$

$$F_{y_{rl}} \approx -\frac{L_w}{2L_r} F_{x_{rl}} \quad (4.52c)$$

$$F_{y_{rr}} \approx \frac{L_w}{2L_r} F_{x_{rr}} \quad (4.52d)$$

En utilisant (4.52), la matrice B (4.48) devient

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{m} & \frac{L_w}{2L_fm} & -\frac{L_w}{2L_fm} & -\frac{L_w}{2L_rm} & \frac{L_w}{2L_rm} \\ \frac{2C_f L_f}{I_z} & -\frac{L_w}{2I_z} & \frac{L_w}{2I_z} & -\frac{L_w}{2I_z} & \frac{L_w}{2I_z} \end{bmatrix} \quad (4.53)$$

Cette matrice B implique que le mouvement latéral du véhicule est influencé aussi bien par l'angle de braquage que par les forces longitudinales des pneus.

Il convient de remarquer que seules les forces négatives (freinage) doivent être considérées lors de la manœuvre de guidage d'urgence. Par conséquent, cette contrainte est prise en compte, en utilisant la saturation de magnitude exprimée par

$$sat(F_{xi}) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(-(\pi + F_{xi})) \quad (4.54)$$

Ainsi, la matrice B (4.53) devient

$$B = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{m} & \frac{L_w}{2L_fm} & -\frac{L_w}{2L_fm} & -\frac{L_w}{2L_rm} & \frac{L_w}{2L_rm} \\ \frac{2C_f L_f}{I_z} & -\frac{L_w}{2I_z} & \frac{L_w}{2I_z} & -\frac{L_w}{2I_z} & \frac{L_w}{2I_z} \end{bmatrix} sat(F_x) \quad (4.55)$$

où $sat(F_x) = diag \left[1 \quad sat(F_{x_{fl}}) \quad sat(F_{x_{fr}}) \quad sat(F_{x_{rl}}) \quad sat(F_{x_{rr}}) \right]$

4.6 Application au véhicule - CarMaker

Dans cette section, les performances de l'architecture de commande hiérarchisée proposée en situation d'urgence sont étudiées. Pour cela, l'environnement CarMaker est utilisé en considérant les paramètres du véhicule de la Renault Scenic présentés dans le Tableau 2.3.

4.6.1 Définition du test

Parmi de multiples simulations réalisées afin de valider l'architecture de commande proposée, les scénarios choisis sont présentés sur les Figures 4.13 et 4.14. La trajectoire en situation normale (ligne continue sur les Figures 4.13 et 4.14) se compose d'un virage suivi d'une ligne droite, tandis que les trajectoires des situations d'urgence montrent une déviation vers la bande d'arrêt d'urgence. Quatre cas de trajectoire d'urgence sont considérés selon les paramètres d'urgence décrits dans le Tableau 4.1.

Paramètre	Valeur (unité)		
Paramètres de trajectoire d'urgence			
Cas 1		Cas 2	
d_{Lat}	3.5 (m)	d_{Lat}	3.5 (m)
d_{Long}	200 (m)	d_{Long}	200 (m)
ρ_{max}	2×10^{-3} (m ⁻¹)	ρ_{max}	10^{-2} (m ⁻¹)
δ_j	0° (ligne droite)	δ_j	0° (ligne droite)
Cas 3		Cas 4	
d_{Lat}	3.5 (m)	d_{Lat}	3.5 (m)
d_{Long}	200 (m)	d_{Long}	200 (m)
ρ_{max}	2×10^{-3} (m ⁻¹)	ρ_{max}	2×10^{-3} (m ⁻¹)
δ_j	0.83° (milieu du virage)	δ_j	0.4° (sortie du virage)
Paramètres des correcteurs			
K_x	-50		
$K_y(V_x)$	$K_y(75) = [0, 3725 \quad 0, 0444 \quad 4, 1889 \quad 0, 4012]$		
Matrices de pondération de l'allicateur			
\bar{W}	$\bar{W} = diag[10^{12} \quad 10^{-2} \quad 10^{-2} \quad 10^{-2} \quad 10^{-2}]$, situation d'urgence		
K	$K = 100diag[1 \quad 1 \quad 1]$		

TABLE 4.1 – Paramètres de la trajectoire, des correcteurs et de l'allicateur

Les cas 1 et 2 permettent d'évaluer le paramétrage de la trajectoire de référence d'urgence en fonction de la courbure maximale ρ_{max} . De ce fait, ces deux cas sont considérés en ligne droite et ont le même point de départ correspondant au moment d'apparition de la défaillance. Une position bloquée du braquage des roues avant à zéro ($\delta_j = 0^\circ$) est considérée pour ce test. Ces deux cas considèrent également les mêmes écarts latéral d_{Lat} et longitudinal d_{Long} comme le montre la Figure 4.13. Cependant, la courbure maximum ρ_{max} diffère. Selon les paramètres du véhicule, ρ_{max} dans le cas 1 satisfait la condition (4.13) tandis que ρ_{max} dans le cas 2 ne satisfait pas la même condition (ici $\rho_{max} > \rho_{att}$).

Les cas 3 et 4 évaluent la faisabilité de la trajectoire d'urgence lorsque la défaillance apparaît pendant le virage. Ces deux cas ont les mêmes paramètres de trajectoire de référence d'urgence

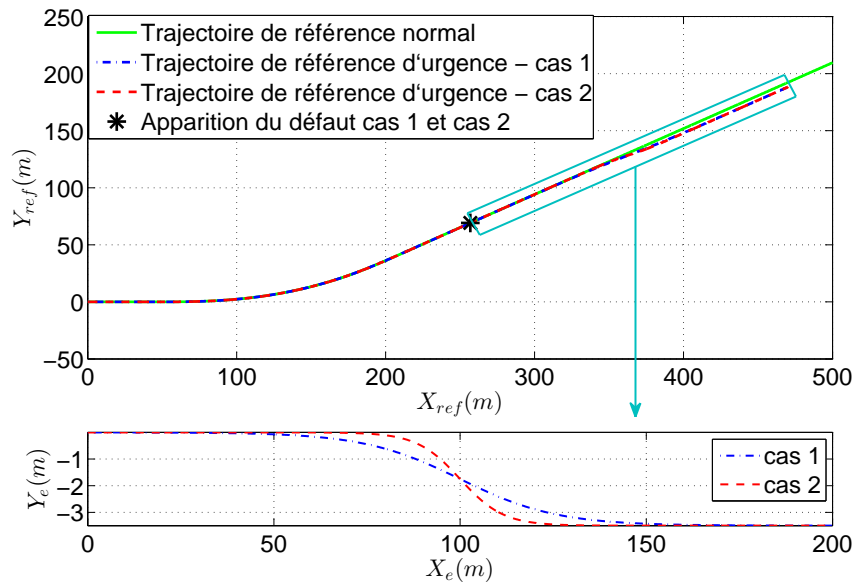


FIGURE 4.13 – Trajectoire de référence - cas 1 et 2

d_{Lat} , d_{Long} et ρ_{max} que ceux utilisés dans le cas 1. Cependant, la défaillance apparaît au milieu du virage dans le cas 3, alors qu'elle apparaît à la fin du virage dans le cas 4 comme le montre la Figure 4.14. Ici, on suppose que l'angle de braquage des deux roues avant reste bloqué à un angle constant δ_j prenant la valeur de l'angle de braquage à l'instant où la défaillance se produit (Hypothèse 4).

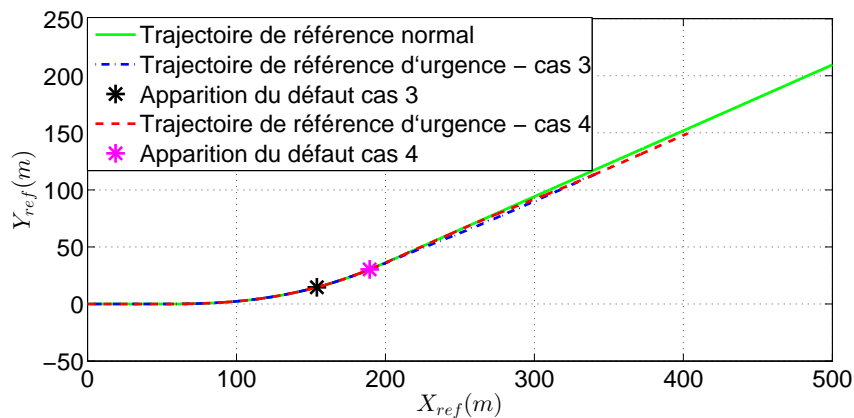


FIGURE 4.14 – Trajectoire de référence - cas 3 et 4

Lors des situations normales de conduite, la vitesse du véhicule est supposée constante (ici $V_x = 70\text{Km}$). Une défaillance complète du système de direction est simulée à $t = 8\text{s}$ pour le cas 3, $t = 10\text{s}$ pour le cas 4, et $t = 14\text{s}$ pour les cas 1 et 2.

Les paramètres des correcteurs donnés dans le tableau 4.1 sont obtenus à partir de la synthèse

des correcteurs décrite dans la Section 4.4. Pour le correcteur latéral, des points de fonctionnement ($V_x = [5 \ 25 \ 50 \ 75 \ 100 \ 125]$ km/h) sont sélectionnés afin de mettre en œuvre le gain scheduling. Les gain du correcteur pour une vitesse de 75km/h sont présentés dans le Tableau 4.1. Les matrices de pondération de l'allocateur \bar{W} et K choisies pour ce test sont également présentées dans le tableau 4.1. La matrice de pondération \bar{W} change en fonction des informations livrées par le superviseur FDI. En effet, en situation normale de conduite, \bar{W} est choisie pour qu'aucun actionneur ne soit pénalisé ni favorisé par rapport aux autres. A l'inverse, en situation d'urgence, le poids donné à l'angle de braquage est augmenté et ceux donnés aux freins sont diminués. La matrice de pondération K est heuristiquement choisie pour que la vitesse de l'allocateur soit suffisante.

4.6.2 Évaluation des performances du guidage d'urgence

Afin d'évaluer les performances du guidage d'urgence, des critères d'erreurs latérale et d'orientation ont été établis suivant la largeur de la bande d'arrêt d'urgence ainsi que les dimensions du véhicule comme le montre la Figure 4.15.

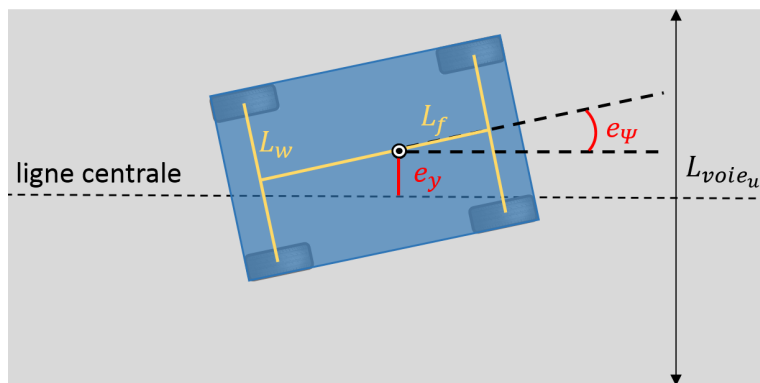


FIGURE 4.15 – Évaluation des performances du guidage d'urgence

Pour une erreur d'orientation maximale donnée ($e_{\psi_{max}} = 3^\circ$), l'erreur latérale maximale est approximée par :

$$e_{y_{max}} \approx \frac{L_{voie_u}}{2} - L_f \sin(e_{\psi_{max}}) - \frac{L_w}{2} \cos(e_{\psi_{max}}) \quad (4.56)$$

avec $L_{voie_u} = 3$ m la largeur de la bande d'arrêt d'urgence [Berthier, 2011]. En utilisant les paramètres du véhicule présentés dans le Tableau 4.1, l'erreur latérale maximale est fixée à $e_{y_{max}} = 0.5$ m.

4.6.3 Résultats de simulation

Lorsque le système de direction est exempt de défaut ($t < 14s$ dans les cas 1 et 2, $t < 8s$ dans le cas 3 et $t < 10s$ dans le cas 4), la sortie du contrôleur de guidage y_c et celle de l'allicateur u coïncident (Figures 4.16 et 4.20) et pour maintenir une vitesse constante du véhicule, aucun couple de freinage n'est nécessaire comme indiqué sur les Figures 4.17 et 4.21. La réponse du système de commande change radicalement après la détection de défaut dans les quatre cas.

Résultats de simulations des cas 1 et 2

Lorsque la défaillance se produit, l'allicateur envoie la commande de direction à zéro ($\delta_a = 0$) car la position bloquée est nulle ($\delta_j = 0$) (trait continu sur la Figure 4.16), et compense donc avec l'action du freinage différentiel comme le montre la Figure 4.17 ce qui permet d'obtenir la même réponse y_c .

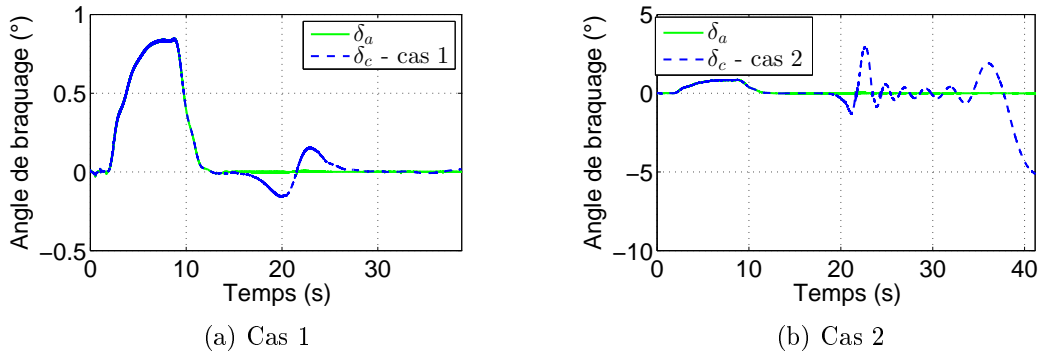


FIGURE 4.16 – Angle de braquage - cas 1 et 2

En effet, le freinage différentiel fournit le moment de lacet au CoG nécessaire pour faire tourner le véhicule et assurer le guidage latéral vers la bande d'arrêt d'urgence. L'analyse des résultats du cas 1 montre qu'un virage à droite est obtenu par un angle de braquage nul δ_a (Figure 4.16a) et un couple de freinage plus élevé à la roue arrière droite $T_{b_{rr}}$ (Figure 4.17a). De la même manière, lorsque le véhicule doit tourner à gauche, l'angle de braquage donné par le guidage latéral δ_c est principalement remplacé par un couple de freinage de la roue arrière gauche $T_{b_{rl}}$ comme le montre la Figure 4.17a.

Dans le cas 2, l'angle de braquage nécessaire pour effectuer la manœuvre (ligne pointillée sur la Figure 4.16b) est plus élevé que dans le cas 1 en raison du ρ_{max} choisi. Par conséquent, les couples de freinage correspondants sont trop élevés, ce qui entraîne une saturation des forces des pneumatiques comme indiqué sur la Figure 4.17b. Cela pourrait entraîner une instabilité latérale

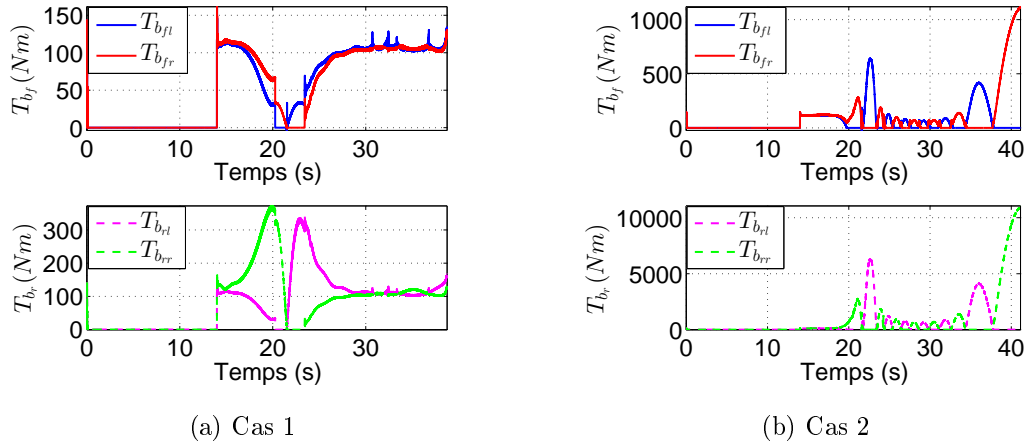


FIGURE 4.17 – Couples de freinage appliqués aux roues - cas 1 et 2

du véhicule lors de la manœuvre de changement de voie rendant la trajectoire de référence irréalisable.

L'action de freinage différentiel affecte fortement le dynamique longitudinale du véhicule dès l'apparition de la défaillance du système de direction comme le montre la Figure 4.18. La variation du profil de vitesse diffère car elle dépend de la courbure maximale ρ_{max} choisi différemment dans les deux cas.

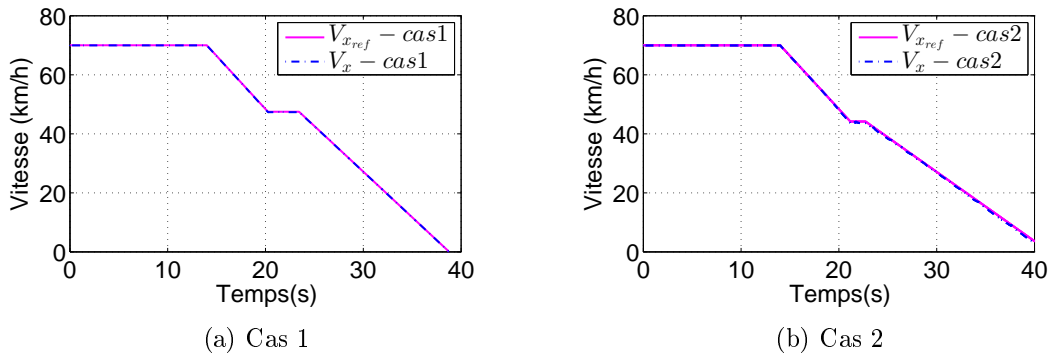


FIGURE 4.18 – Suivi du profil de vitesse - cas 1 et 2

Dans le cas 1, lorsque le véhicule atteint la bande d'arrêt d'urgence, l'action latérale n'est plus nécessaire ($\delta_c = 0$ sur la Figure 4.16a), et les quatre couples de freinage reviennent à un comportement symétrique ($T_{b_i} = T_{wb}^*$) comme illustré sur la Figure 4.17a. Cela amène le véhicule à un arrêt complet en utilisant les couples de freinage générés par le correcteur de guidage longitudinal. Cependant, dans le cas 2, le véhicule décélère jusqu'à l'arrêt complet, mais sa stabilité n'est pas garantie en raison de la forte utilisation du freinage différentiel (Figure 4.17b).

Les résultats obtenus sont évalués en termes d'erreur latérale maximale $e_{y_{max}}$ et d'erreur d'orientation maximale $e_{\psi_{max}}$ par rapport à la ligne centrale de la bande d'arrêt d'urgence (voir Section 4.6.2). Afin d'évaluer les résultats, le système non-défectueux est utilisé comme base de référence, ses performances sont illustrées par des traits continus sur la Figure 4.19a.

Les résultats obtenus démontrent les performances et les propriétés de stabilité de l'architecture proposée et confirment la discussion de la Section 4.5.1. Le suivi de trajectoire avec haute précision ($e_y \leq 0.2\text{m}$ et $e_\psi \leq 1^\circ$) et la réponse temporelle stable reflètent de très près le comportement non-défectueux du système dans la simulation du cas 1. La confirmation est fournie dans le cas 2, où les réponses du système défectueux et non-défectueux correspondent jusqu'à ce que ρ devienne en même temps $> \rho_{att}$ et $< \rho_{stab}$, rendant la réponse du système défectueux instable et avec des performances inacceptables ($e_y \leq 0.6\text{m}$ et $e_\psi \leq 4.5^\circ$). Les performances du système non-défectueux restent admissibles car la courbure atteignable en utilisant l'angle de braquage est plus grande que celle obtenue avec le freinage différentiel (voir Section 4.3.1).

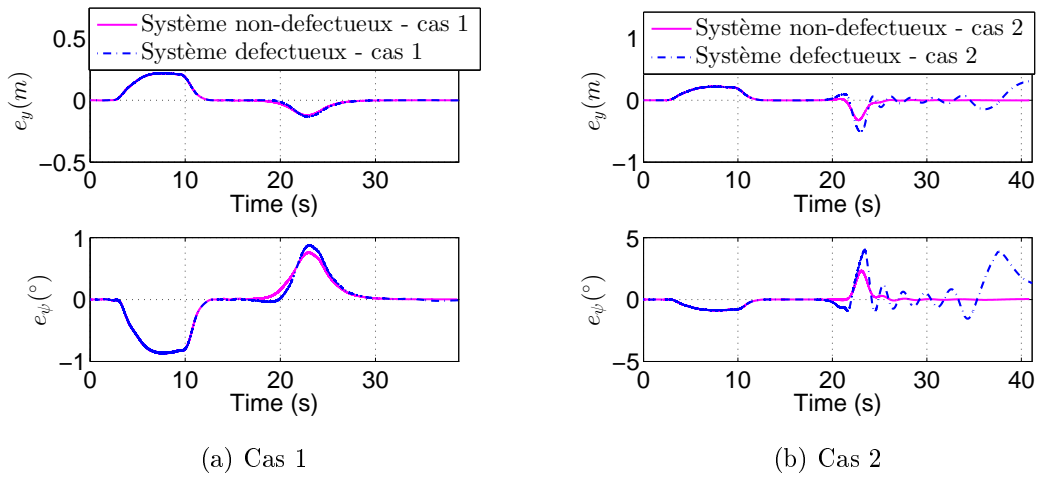


FIGURE 4.19 – Erreurs de suivi - cas 1 et 2

Résultats de simulation des cas 3 et 4

Dans ces cas, l'allocateur renvoie la position bloquée du braquage des roues avant ($\delta_a = \delta_j$, voir Tableau 4.1) lorsque la défaillance se produit comme le montre la Figure 4.20.

La position bloquée positive (roues avant bloquées dans le sens positif) est gérée par un freinage différentiel principalement sur les roues droites dans le but d'effectuer la manœuvre de changement de voie comme illustré sur la Figure 4.21. Lorsque le véhicule atteint la bande d'arrêt d'urgence ($t = 18\text{s}$ dans le cas 3 et $t = 25\text{s}$ dans le cas 4), les quatre commandes de freinage ne

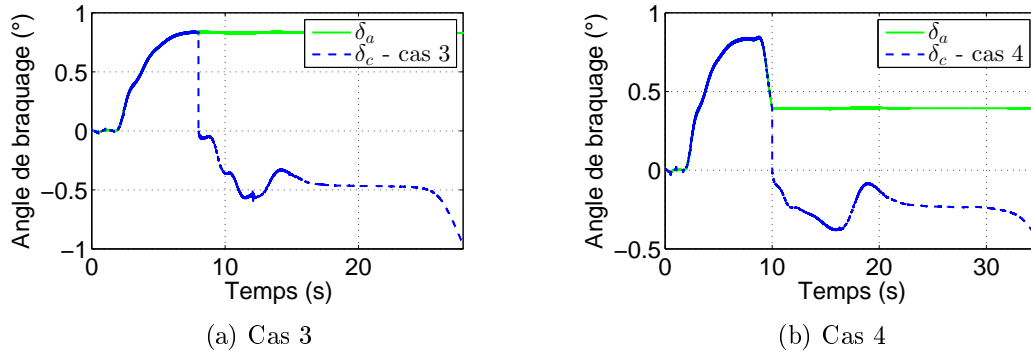


FIGURE 4.20 – Angle de braquage - cas 3 et 4

reviennent pas à un comportement symétrique pour arrêter complètement le véhicule. Cela est dû à la position bloquée non-nulle des roues avant.

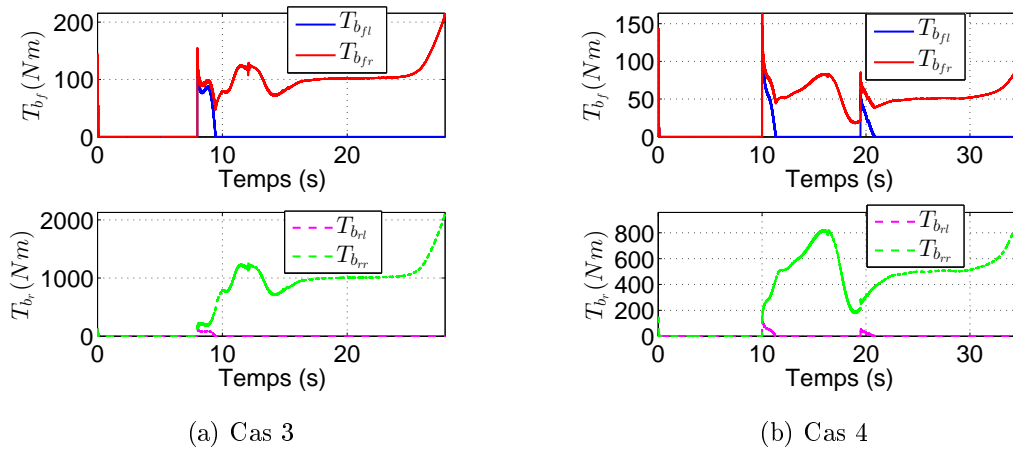


FIGURE 4.21 – Couples de freinage appliqués aux roues - cas 3 et 4

La vitesse du véhicule est aussi fortement affectée dans ces cas comme illustré sur la Figure 4.22. Remarquons que dans ces deux cas, la variation du profil de vitesse diffère étant donné que la panne se produit à des instants différents. Cette variation est également due à l'amplitude différente de la position bloquée du braquage.

Les bonnes performances de guidage peuvent être observées à travers les erreurs de suivi admissibles, selon $e_{y_{max}}$ et $e_{\psi_{max}}$ définies dans la Section 4.6.2, indiquées dans les Figures 4.23a et 4.23b ($e_y \leq 0.25m$, $e_\psi \leq 1.34^\circ$ dans le cas 3 et $e_y \leq 0.21m$, $e_\psi \leq 0.86^\circ$ dans le cas 4). Les réponses du système défectueux et non-défectueux correspondent étroitement en terme d'erreur latérale e_y mais différent en terme d'erreur d'orientation e_ψ en raison de la position bloquée non-nulle de l'angle de braquage ($\delta_j \neq 0$).

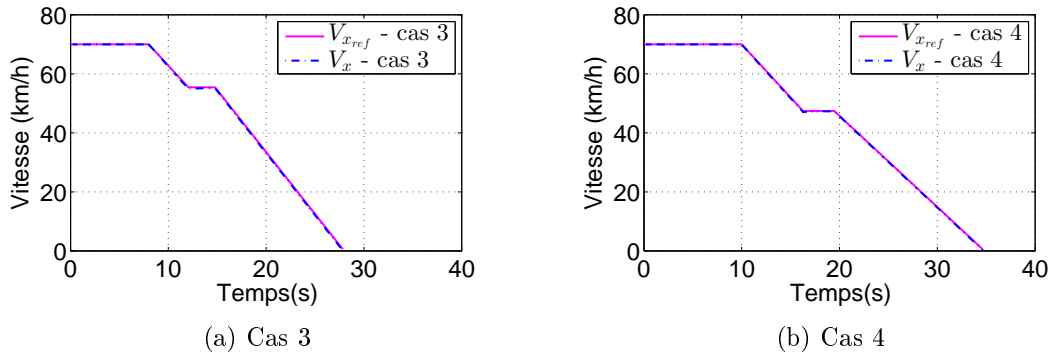


FIGURE 4.22 – Suivi du profil de vitesse - cas 3 et 4

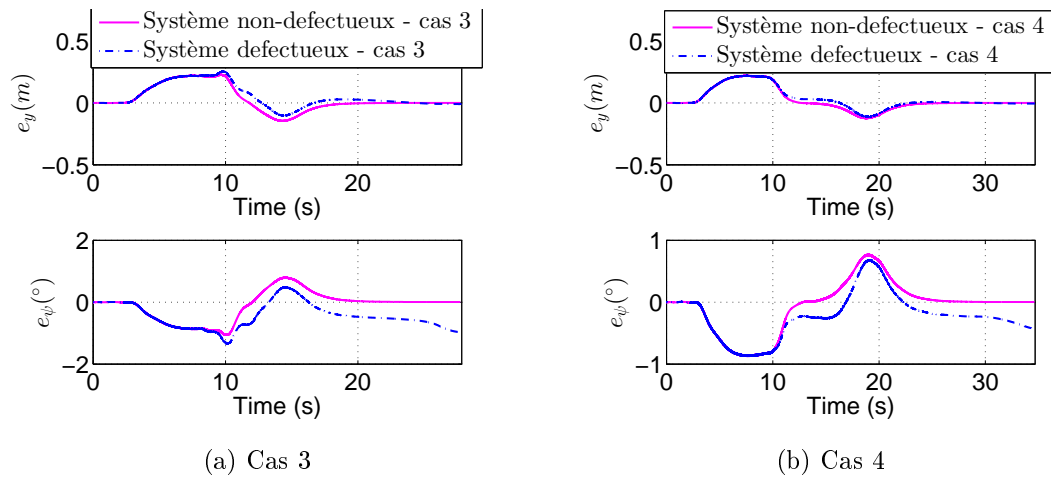


FIGURE 4.23 – Erreurs de suivi - cas 3 et 4

4.6.4 Discussion des résultats

L'analyse des quatre cas d'étude rapportés ci-dessus démontre l'efficacité de l'architecture de commande implémentée. D'une part, à partir des cas 1 et 2, il est possible de remarquer que lorsque la courbure maximale ρ_{max} satisfait la condition (4.13) dans le cas 1, le guidage d'urgence vers un arrêt sûr dans la bande d'arrêt d'urgence est garanti avec de bonnes performances de guidage. En revanche, lorsque la condition (4.13) n'est pas satisfaite dans le cas 2 par exemple, ni le guidage latéral ni la stabilité latérale du véhicule ne sont garantis. Cela met en évidence l'importance du paramétrage d'une trajectoire d'urgence réalisable lors de l'utilisation du freinage différentiel. D'autre part, les cas 3 et 4 montrent l'efficacité de l'approche proposée lorsque la défaillance du système de direction survient lors d'un virage en prenant en compte une position bloquée de braquage non-nulle ($\delta_j \neq 0$). Le véhicule arrive donc à atteindre la bande d'arrêt d'urgence avec de bonnes performances de guidage.

4.7 Conclusion

Dans ce chapitre, la problématique liée au guidage d'urgence dans le cas d'une défaillance du système de direction est traitée. Une architecture de commande de guidage hiérarchisée pour la gestion du comportement du véhicule lors d'une situation d'urgence (défaillance du système de direction) est proposée. Le problème posé par la génération de références lors d'une situation d'urgence est également traité. Ces références permettent au véhicule d'atteindre en toute sécurité la bande d'arrêt d'urgence. Un correcteur de guidage, composé d'un correcteur latéral et d'un correcteur longitudinal, assure le suivi des références en fournissant les entrées de commande nécessaires, à savoir l'angle de braquage et les freins des quatre roues. Une formulation de l'allocation de commande est finalement proposée pour gérer les entrées contrôlées lors des situations normales et d'urgence. Son rôle est crucial dans cette étude car elle permet de pénaliser le système de direction (angle de braquage), lorsque celui-ci est défectueux, et le remplacer par un freinage différentiel pour continuer à assurer le guidage latéral. L'efficacité de l'approche proposée est mise en évidence par l'analyse de l'influence de la courbure maximale de la trajectoire, ainsi que par la prise en compte des positions bloquées de braquage non nulles lors d'une défaillance que ce soit en ligne droite ou en virage.

L'approche proposée, étant basée sur le freinage différentiel, nécessite une certaine vitesse minimale pour guider le véhicule en situation d'urgence. En effet, le freinage différentiel affecte fortement la dynamique longitudinale ce qui peut provoquer l'arrêt du véhicule au milieu de la manœuvre de changement de voie. Les contraintes de saturation des couples de freinage n'ont pas été incluses, à ce stade, dans la formulation du problème d'allocation de commande. Une manière prometteuse d'y remédier serait d'employer l'allocation de commande dynamique étendue pour les systèmes avec entrées de commande saturées, proposée dans [Zaccarian, 2009].

Parmi les perspectives, l'analyse des différents scénarios de défaillance totale ou de perte d'efficacité seulement de la colonne de direction mais aussi des freins est à réaliser en agissant sur les matrices de pondération de l'allicateur. La prise en compte d'un système de détection d'obstacles lors de la situation d'urgence est également envisageable. Cela permet de définir les écarts longitudinal et latéral de la trajectoire d'urgence en fonction de la distance du véhicule par rapport aux obstacles adjacents. La comparaison de l'approche proposée avec d'autres approches existantes sera basée sur l'évaluation de la complexité des algorithmes, du nombre de paramètres nécessaires à la génération de trajectoire et de l'efficacité des méthodes d'allocation de commande pour une reconfiguration rapide d'actionneurs.

Chapitre 5

Vers un contrôle global du châssis tolérant aux défauts

Sommaire

5.1	Introduction	141
5.2	Architecture hiérarchisée de GCC d'un véhicule autonome	145
5.3	Théorie de l'allocation de commande tolérante aux défauts	147
5.3.1	Modélisation du défaut actionneur	147
5.3.2	Algorithme de l'allocation de commande tolérante aux défauts FTCA	149
5.4	Formulations d'allocation de commande vers un GCC	150
5.4.1	Choix des entrées u et de leurs contraintes suivant la configuration du véhicule	151
5.4.2	FTCA pour le guidage longitudinal et la stabilisation latérale	153
5.4.3	Résumé de la formulation générique de l'algorithme de FTCA proposé	159
5.4.4	Exemples illustratifs de la FTCA	161
5.5	Application au véhicule - CarMaker	163
5.5.1	Résultats de simulations du Test 1 : en ligne droite	164
5.5.2	Résultats de simulations du Test 2 : Virage brusque avec accélération	171
5.6	Conclusion	174

5.1 Introduction

Une conduite autonome sûre doit intégrer dans la même architecture globale de commande les couches liées au guidage latéral, au guidage longitudinal et à la stabilisation latérale. Afin de satisfaire ces différents objectifs de commande, des architectures sont généralement conçues d'une

façon indépendante sans prendre toujours en compte leurs interactions. Or, la prise en compte de ces interactions s'avère incontournable afin d'éviter l'apparition de phénomènes indésirables pouvant dégrader les performances globales de la conduite autonome. Par exemple, la génération des couples de traction appliqués aux roues afin d'assurer l'objectif de guidage longitudinal peut entrer en conflit avec la génération des couples de freinage afin d'assurer l'objectif de stabilisation latérale. De ce fait, certaines roues peuvent recevoir deux consignes opposées. Il est alors important de prendre en compte ce genre de conflit en favorisant un objectif à la fois si les deux ne peuvent être atteints simultanément. La prise en compte d'un éventuel défaut actionneur est tout aussi importante car ce dernier impacte fortement les performances de commande. Par exemple, la présence d'un défaut freinant l'une des roues du véhicule impacte directement les performances de la stratégie de commande longitudinal mais entraîne également une déviation indésirable de la trajectoire latérale du véhicule. Le guidage latéral va, par conséquent, générer une action de commande sur l'angle de braquage des roues assurant le suivi de la trajectoire de référence mais qui peut à son tour impacter la commande longitudinale. Cet exemple illustre bien la forte interaction entre les stratégies de commande, en particulier lors d'une situation critique de conduite liée à une perte d'efficacité ou un défaut d'un actionneur. Ces interactions peuvent devenir encore plus importantes quand la stratégie de stabilisation est également déclenchée. D'où l'importance de concevoir de nouvelles architectures de commande permettant de coordonner l'utilisation des différents actionneurs utilisés par chaque stratégie de commande.

La coordination des différentes stratégies de commande au sein d'une architecture globale peut être effectuée en introduisant une couche supplémentaire dite d'allocation de commande (comme vu dans les Chapitres 3 et 4). Cette dernière permet de mieux gérer les actionneurs en exploitant la caractéristique de sur-actionnement naturellement présente dans le véhicule autonome. L'allocation de commande proposée au cours de ce chapitre vise à satisfaire deux objectifs. Elle permet tout d'abord de garantir de bonnes performances de guidage et de stabilisation du véhicule en privilégiant cette dernière afin de garantir la sécurité des usagers de la route. Elle permet également d'effectuer une reconfiguration des actionneurs, en particulier en cas d'une défaillance, dans la perspective de garantir des performances acceptables de guidage et de stabilisation.

Différentes formulations du problème d'allocation de commande sont proposées dans la littérature afin de coordonner le guidage et la stabilisation d'un véhicule en tenant compte des saturations d'actionneurs. Parmi elles, figurent les approches d'allocation de commande fondées sur des algorithmes basés sur des règles (rule-based algorithms) et celles fondées sur des algorithmes d'optimisation (optimization-based algorithms). La première classe d'approches (rule-based al-

gorithms) permet de configurer la distribution des commandes virtuelles sur les actionneurs selon des seuils définis suivant les conditions de conduite [Shaout et McGirr, 2013, Lee et Lee, 2020]. Ce type d’approches définit des modes de fonctionnement (mode nominal, mode dégradé, mode d’urgence, etc.) reflétant un fonctionnement préférentiel dans chaque condition de conduite. Malgré une bonne applicabilité de cette approche pour l’intégration de différents actionneurs du point de vue de robustesse et de faible demande de ressources de calcul, elle ne garantit pas une meilleure utilisation des performances des actionneurs [Ivanov et Savitski, 2015]. Quant aux approches fondées sur des algorithmes d’optimisation, elles permettent de gérer la distribution des commandes virtuelles sur l’ensemble d’actionneurs de façon optimale à travers la minimisation d’une fonction coût. Cette fonction coût peut prendre en compte les aspects liés à la sollicitation des actionneurs, mais aussi à l’erreur d’allocation. Ce type d’approches permet de gérer les actionneurs suivant leurs modes de fonctionnement (mode nominal, mode saturé, mode défaillant, etc.) à travers des contraintes imposées et une prise en compte d’une éventuelle défaillance d’actionneurs lors de la formulation du problème d’optimisation. L’optimisation quadratique (quadratic programming) est la bien souvent utilisée lors de la résolution de ce problème d’optimisation comme proposé dans divers travaux, dans le domaine de l’automobile, sans prise en compte du défaut actionneur [F. Lin et Wang, 2019, Li et al., 2019, Guo et al., 2019, Jingbo et al., 2020].

La gestion des actionneurs en présence des défauts est incontournable afin de garantir une navigation sûre d’un véhicule autonome. Toutefois, les techniques d’allocation de commande tolérante aux défauts actionneurs basées sur des algorithmes d’optimisation sont moins répandue dans le domaine de l’automobile même si elles ont fait l’objet de nombreux travaux dans les domaines du spatial et de l’aéronautique [Fonod et al., 2015, Sadien, 2020]. Dans le domaine de l’aéronautique, par exemple, un algorithme d’allocation de commande tolérante aux défauts a été proposé dans les récents travaux de [Sadien, 2020]. Cet algorithme repose sur des formulations classiques d’allocation de commande (optimisation quadratique) mais introduit une modification de la matrice d’efficacité et des commandes virtuelles à réaliser compte tenu de l’état des actionneurs (actionneur opérationnel ou défaillant). Il peut être alors intéressant d’étudier dans quelle mesure cette formulation du problème d’allocation de commande peut être transposée au monde du véhicule autonome en mettant à profit la similarité entre les formulations mathématiques des problèmes considérés.

Dans ce chapitre, une architecture hiérarchisée de contrôle global du châssis avec une couche d’allocation de commande tolérante aux défauts actionneurs, est proposée. La couche d’allocation de commande est développée en tenant compte de la configuration du véhicule (roues simples, roues motorisées, roues motorisées + système de freinage, etc.). L’architecture globale proposée

permet d'unifier dans une seule architecture de commande les stratégies développées au cours des chapitres précédents, à savoir, l'architecture de stabilisation latérale (Chapitre 3) et celle de guidage en situation normale (Chapitre 4). L'allocation de commande permet, quant à elle, de gérer les objectifs de stabilisation latérale et de guidage longitudinal. Pour ce faire, l'allocation de commande basée sur l'algorithme d'optimisation quadratique (utilisés dans la Section 3.6.4) est reformulée afin de prendre en compte le défaut actionneur suivant la formulation mathématique du problème proposée dans [Sadien, 2020].

En plus des hypothèses émises au cours du Chapitre 4 (voir Section 4.1), les hypothèses suivantes sont également considérées dans ce chapitre :

Hypothèse 5 *Le défaut actionneur est supposé connu, soit à travers une mesure directe de déflexion de l'actionneur si celle-ci est accessible, soit à travers un superviseur FDI basé sur un schéma de reconstruction du défaut actionneur [Zhang et Jiang, 2002, Tan et Edwards, 2003, Orjuela et al., 2009]. Il existe également des actionneurs intelligents dotés de module de détection du défaut [Kissai, 2019].*

Hypothèse 6 *Une défaillance de l'actionneur est considérée comme une perte d'efficacité (partielle ou totale) ou un actionnement bloqué [Fonod et al., 2015, Sadien et al., 2020].*

Hypothèse 7 *La dynamique de l'actionneur est négligée, sa fonction de transfert vaut alors un [Bošković et Mehra, 2003].*

Hypothèse 8 *Le cercle d'adhérence du pneu est considéré connu. Ainsi, les forces associées au pneumatique ainsi que l'adhérence du sol sont supposées connues et accessibles. Le lecteur peut se référer à [Kissai, 2019] afin d'avoir plus de détails sur une méthodologie d'estimation développée.*

Dans ce chapitre, l'architecture hiérarchisée de GCC d'un véhicule autonome est présentée dans la Section 5.2. La théorie d'allocation de commande tolérante aux défauts est introduite dans la Section 5.3 en présentant la modélisation du défaut actionneur et l'algorithme de FTCA. La Section 5.4 est dédiée à la formulation d'allocation de commande vers un GCC. Cette section a pour but de présenter le choix des entrées et leurs contraintes selon la configuration du véhicule. Ces entrées et contraintes sont ensuite utilisées lors de la formulation de FTCA pour le guidage longitudinal et la stabilisation latérale. Un résumé de la formulation générique de l'algorithme de FTCA proposé ainsi que des exemples illustratifs sont donnés. Les résultats de simulations illustrant l'efficacité de l'approche proposée sont présentés au cours de la Section 5.5.

5.2 Architecture hiérarchisée de GCC d'un véhicule autonome

Le pilote virtuel requis d'un véhicule autonome doit gérer en permanence différents objectifs de conduite (guidage latéral, guidage longitudinal, stabilisation latérale, évitement d'obstacles, etc.). Un Niveau 5 d'automatisation de la conduite doit être envisagé afin de garantir tous ces objectifs. Ce niveau d'automatisation n'est toutefois pas encore atteint et la plupart des systèmes d'aide à la conduite actuels visant un Niveau 2 ou 3 ne sont en mesure de gérer qu'un seul objectif de commande. Les autres objectifs de commande sont assurés par l'intervention humaine. Par exemple, lors de la stabilisation latérale (présentée dans le Chapitre 3), le guidage longitudinal est géré par le pilote humain tandis que le système de stabilisation (AFS + DYC) agit sur la dynamique latérale afin de stabiliser le véhicule. Lors d'une conduite complètement autonome, le pilote virtuel doit générer les actions de commande pertinentes afin d'assurer les différents objectifs de commande tout en évitant l'apparition de conflits entre les actions générées. De ce fait, une architecture globale GCC gérant différents objectifs en prévoyant les interactions, s'avère nécessaire. Cette architecture doit remplir certains critères, parmi eux [Kissai, 2019] :

- La reconfiguration dynamique permettant une transition fluide afin de maintenir la stabilité globale du système.
- La tolérance aux défauts permettant d'avoir des modes dégradés de conduite assurant la sécurité des usagers de la route en cas de défaillance d'un ou de plusieurs systèmes de contrôle du châssis.
- L'extensibilité permettant d'insérer rapidement de nouvelles technologies sans redéfinir l'architecture globale pour autant.

Une architecture hiérarchisée de GCC, comprenant une allocation de commande basée sur des algorithmes d'optimisation, est nécessaire afin de remplir ces critères et gérer une multitude d'objectifs simultanément. Un exemple d'une future architecture de commande hiérarchisée d'un véhicule autonome (Niveau 5) est illustré dans la Figure 5.1. Le niveau de commande, objet de notre étude, devrait contenir des commandes haut-niveau permettant de calculer les commandes virtuelles (les forces et les moments généralisés) à partir des informations issues de la couche de perception et de génération des références. Ces commandes virtuelles alimentent une couche d'allocation de commande permettant de générer les commandes réelles physiquement applicables au véhicule. Outre la distribution optimale des commandes virtuelles, la couche d'allocation de commande permet également de gérer les différents objectifs, les interactions et les contraintes à satisfaire lors de la distribution des commandes virtuelles sur l'ensemble d'actionneurs.

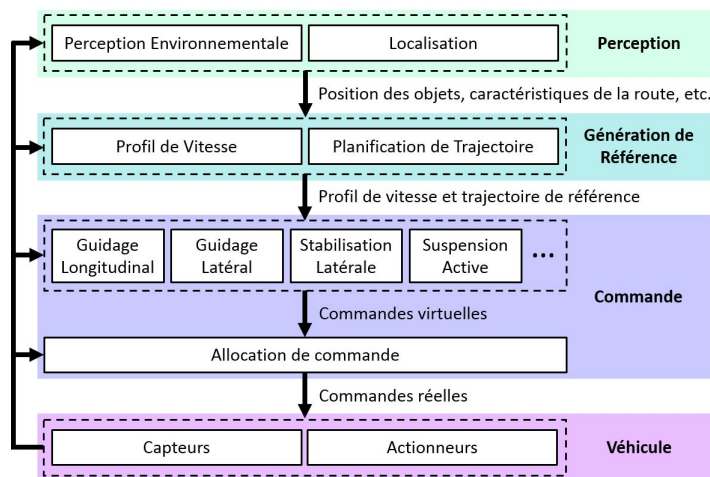


FIGURE 5.1 – Exemple de future architecture de commande hiérarchisée d'un véhicule autonome

Dans notre approche, l'allocation de commande est au cœur de cette architecture de CGC d'un véhicule autonome. Elle permet de mettre à profit la propriété de sur-actionnement du véhicule (c'est-à-dire qu'un objectif de commande peut être réalisé à l'aide de différentes actions de commande) en permettant de compenser l'action d'un système de commande, si celui-ci ne remplit pas son objectif, par d'autres systèmes de commande disponibles.

La proposition d'une architecture globale de commande d'un véhicule autonome reste encore un défi à surmonter en raison du nombre croissant de systèmes d'aide à la conduite à gérer. Néanmoins, certaines études présentes dans la littérature traitent la coordination de plusieurs systèmes de commande à travers une allocation de commande. Par exemple, une allocation de commande basée sur une optimisation mixte a été proposée dans [Soltani, 2014] afin de coordonner l'EPAS (Electric Power-Assisted Steering) et l'ESP. Dans [Heo et al., 2015], une coordination d'un correcteur électronique de stabilité (Electronic Stability Control ESC), d'un système de traction intégrale (4-wheels drive 4WD) et d'un contrôle actif du roulis (Active Roll Control ARC) a été réalisée à travers une allocation de commande basée sur des règles (Rule-based Control Allocation) afin d'améliorer les performances en virage à grande vitesse. Dans [Guo et al., 2019], une allocation de commande basée sur une optimisation quadratique a été utilisée dans une architecture hiérarchisée afin de coordonner le correcteur de stabilisation latérale et le correcteur du taux de glissement longitudinal. Cela a permis d'optimiser la répartition des couples de traction/freinage améliorant ainsi la tenue de route et la stabilité du véhicule.

Au cours de ce chapitre, la coordination du correcteur de guidage longitudinal et de la stabilisation latérale est réalisée à travers une allocation de commande tolérante aux défauts actionneurs. Pour ce faire, la théorie de cette dernière est présentée dans la section suivante pour

ensuite être appliquée à la formulation du problème de guidage longitudinal/stabilisation latérale d'un véhicule autonome.

5.3 Théorie de l'allocation de commande tolérante aux défauts

L'allocation de commande tolérante aux défauts (Fault Tolerant Control Allocation FTCA) représente l'une des fonctionnalités de l'allocation de commande permettant de reconfigurer cette dernière en fonction de l'apparition d'un défaut et de garantir ainsi des performances acceptables en mode dégradé lors d'un cas non-nominal du fonctionnement du système. Les algorithmes de FTCA reposent sur la connaissance du défaut actionneur dont la dynamique est présentée au cours de la Section 5.3.1. À l'aide de cette modélisation, le principe des algorithmes FTCA est présenté au cours de la Section 5.3.2.

5.3.1 Modélisation du défaut actionneur

En considérant les Hypothèses 5 et 6 données dans la Section 5.1, le défaut actionneur peut être caractérisé suivant quatre types (illustrés sur la Figure 5.2) donnés par [Bošković et Mehra, 2003] :

- Perte d'efficacité de l'actionneur (Loss-Of-Efficiency (LOE)).
- Verrouillage en place de l'actionneur (Lock-In-Place (LIP)).
- Défaillance de l'actionneur (Hard-Over Failure (HOF)).
- Actionneur flottant (Float).

La perte d'efficacité (LOE) est caractérisée par une diminution du gain de l'actionneur par rapport à sa valeur nominale. Le verrouillage en place de l'actionneur (LIP) signifie qu'il se fige à une certaine valeur. la défaillance HOF se caractérise par le déplacement de l'actionneur vers la limite supérieur ou inférieur de sa position. Un actionneur flottant (Float) est caractérisé par un moment nul et ne contribue donc pas au contrôle (libre de se déplacer) [Bošković et Mehra, 2003].

Quelque soit le type du défaut, la dynamique de l'actionneur défaillant, compte tenu de l'Hypothèse 7, est donnée par [Yang et al., 2010] :

$$U_i = (1 - m_i)n_i u_i + m_i u_{p_i} \tag{5.1}$$

où l'indice i reflète la $i^{\text{ème}}$ entrée de commande du véhicule, U_i est l'entrée de commande, u_i est

l'entrée générée par le correcteur et u_{p_i} est la position bloquée de l'actionneur donnée par :

$$u_{p_i} = \begin{cases} 0 & \text{si l'actionneur est opérationnel ou un défaut LOE} \\ \text{position bloquée} & \text{si l'actionneur est défaillant (LIP, HOF et Float)} \end{cases} \quad (5.2)$$

m_i et n_i sont des pondérations données par :

$$m_i = \begin{cases} 0 & \text{si l'actionneur est opérationnel ou un défaut LOE} \\ 1 & \text{si l'actionneur est défaillant (LIP, HOF et Float)} \end{cases} \quad (5.3)$$

$$n_i = \begin{cases} 0 & \text{actionneur défaillant (LIP, HOF et Float)} \\ 0 < n_i < 1 & \text{perte d'efficacité partielle (LOF)} \\ 1 & \text{actionneur opérationnel} \end{cases} \quad (5.4)$$

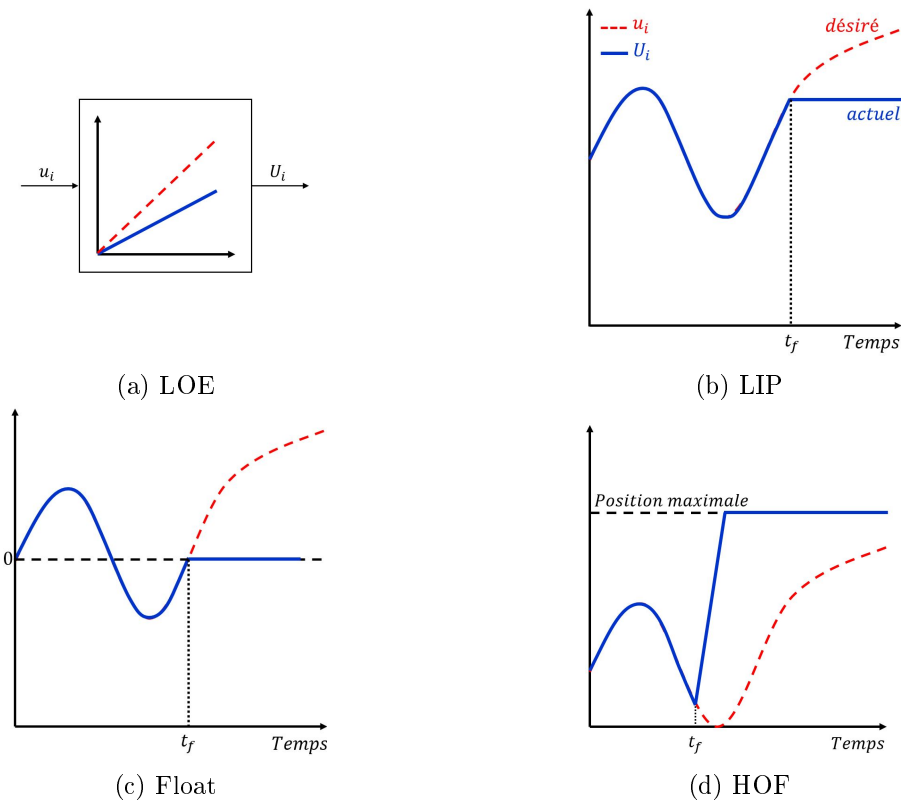


FIGURE 5.2 – Types de défaut actionneur [Bošković et Mehra, 2003]

Suivant les Hypothèses 1 et 5 et 6, les informations liées au défaut actionneur à savoir u_{p_i} , m_i et n_i peuvent être obtenues de différentes façons. Parmi elles, figure le schéma de reconstruction de défaut, largement étudié dans la littérature à l'aide par exemple d'un observateur par mode glissant [Tan et Edwards, 2003] ou d'un filtre de Kalman adaptatif [Zhang et Jiang, 2002]. Au

cours des travaux de cette thèse, les gains u_{p_i} , m_i et n_i sont supposés connus et disponibles et par conséquent l'étude sur la détection du défaut n'est pas menée ici.

5.3.2 Algorithme de l'allocation de commande tolérante aux défauts FTCA

L'algorithme de FTCA proposé ici repose sur une allocation de commande par optimisation mixte (3.36) également appelée technique des moindres carrés pondérés (WLS). Elle est reformulée afin de prendre en compte des défauts actionneurs comme suit :

$$u = \arg \min_{u \in \mathbb{R}^m} \|W_u(u - u_p)\|^2 + \|W_v(\bar{v} - \bar{B}u)\|^2 \quad (5.5)$$

avec $u \in \mathbb{R}^m$, $u_p \in \mathbb{R}^m$, $\bar{v} \in \mathbb{R}^p$, m le nombre de commandes réelles, p le nombre de commandes virtuelles, $W_u \in \mathbb{R}^{m \times m} = \text{diag}(W_{u_1}, \dots, W_{u_m})$ la matrice de pondération des entrées réelles, $W_v \in \mathbb{R}^{p \times p} = \text{diag}(W_{v_1}, \dots, W_{v_p})$ la matrice de pondération des commandes virtuelles. La matrice d'efficacité $\bar{B} \in \mathbb{R}^{p \times m}$ et le vecteur de commandes virtuelles \bar{v} sont calculés à partir de B et v respectivement en tenant compte de la position bloquée des actionneurs u_p . Le vecteur u_p devient alors la position souhaitée des actionneurs à la sortie de la FTCA si un défaut apparaît ($u_p \neq 0$). Si un ou plusieurs actionneurs sont bloqués, les limitations de la commande sont recalculées en conséquence afin de limiter ces dernières à ce qui peut être atteint en fonction des défauts actionneurs. Ces limitations sont données par :

$$\bar{u}_{min} = u_{min} - u_p \quad (5.6a)$$

$$\bar{u}_{max} = u_{max} - u_p \quad (5.6b)$$

Les composantes b_{ji} ($j \in \{1, \dots, p\}$ et $i \in \{1, \dots, m\}$) de la matrice d'efficacité B sont aussi recalculées en fonction des défauts/pertes d'efficacité afin de pénaliser l'actionneur défaillant comme suit :

$$\bar{b}_{ji} = (1 - m_i)n_i b_{ji} \quad (5.7)$$

Les commandes virtuelles réalisables \bar{v} par l'ensemble des actionneurs (opérationnels/défaillants) sont calculées afin de considérer les commandes virtuelles indésirables (Bu_p) générées par les actionneurs défaillants et sont données par [Sadien, 2020] :

$$\bar{v} = v - Bu_p \quad (5.8)$$

Les commandes virtuelles réalisables minimales et maximales, \bar{v}_{min} et \bar{v}_{max} , données par :

$$\bar{v}_{min} = \bar{B}u_{lim}^{min} - Bu_p \quad (5.9)$$

$$\bar{v}_{max} = \bar{B}u_{lim}^{max} - Bu_p \quad (5.10)$$

avec les limitations corrigées minimales et maximales u_{lim}^{min} et u_{lim}^{max} [Sadien, 2020] :

$$u_{lim_i}^{min} = \begin{cases} \bar{u}_{min_i} & \text{si } \bar{b}_i \geq 0 \\ \bar{u}_{max_i} & \text{sinon} \end{cases} \quad (5.11)$$

$$u_{lim_i}^{max} = \begin{cases} \bar{u}_{max_i} & \text{si } \bar{b}_i \geq 0 \\ \bar{u}_{min_i} & \text{sinon} \end{cases} \quad (5.12)$$

permettent de donner une information précise sur les limites des commandes virtuelles pouvant être réalisées en présence de défauts actionneurs.

L'algorithme de FTCA doit être en mesure de trouver une solution optimale, en un nombre fini d'itérations, au problème posé par l'allocation/réallocation en cas de fonctionnement normal/dégradé des actionneurs. L'algorithme doit être suffisamment rapide afin de garantir les exigences de calcul en temps réel. L'algorithme WLS (Weighted Least-Squares) formulé par (5.5) est alors implémenté sous Matlab à l'aide de la QCAT Toolbox (Quadratic Programming Control Allocation Toolbox)⁵. Cet algorithme se base sur un solver *active set*. En effet, les solvers *active set* montrent de bons résultats en termes d'optimalité et de rapidité de convergence en un nombre fini d'itérations [Harkegard, 2002, Kissai, 2019].

L'allocation de commande tolérante aux défauts, présentée dans cette section, sera utilisée dans la formulation du problème du GCC présentée dans la section suivante.

5.4 Formulations d'allocation de commande vers un GCC

L'allocation de commande tolérante aux défauts actionneurs permet de coordonner le guidage longitudinal et la stabilisation latérale du véhicule. Cette coordination a été abordée dans la littérature, pour le cas des véhicules possédant quatre roues motorisées, à travers une allocation de commande basée sur une optimisation quadratique sans prise en compte du défaut actionneur [Guo et al., 2019, Jingbo et al., 2020]. La prise en compte du défaut pour ce type de véhicule a été réalisée à travers une commande haut niveau tolérante aux défauts [Zhang et Cocquempot, 2014]

5. <http://research.harkegard.se/qcat>

ou à travers une allocation de commande basée sur des règles [Lee et Lee, 2020]. Ce chapitre présente un algorithme de FTCA en mesure de prendre en compte différentes configurations du véhicule. Les configurations envisagées sont :

- **Cas 1** : Véhicule standard avec quatre roues motrices où seuls les freins sont pilotés individuellement.
- **Cas 2** : Véhicule avec quatre roues motorisées où la traction et le freinage de chaque roue sont pilotés par un moteur-roue [Freitag et Schramm, 2012].
- **Cas 3** : Véhicule avec quatre roues motorisées où les moteurs-roues sont utilisés uniquement afin d'assurer la traction du véhicule. Le freinage est assuré par un système de freinage classique (système de freinage hydraulique, système de freinage pneumatique, etc.) [Le Solliec, G. et al., 2013].
- **Cas 4** : Véhicule avec quatre roues motorisées où les moteurs-roues sont utilisés afin d'assurer la traction et le freinage du véhicule. Le freinage issu des moteurs-roues est cependant compensé par un système de freinage classique si ceux-ci ne garantissent pas le freinage requis.

La généralisation de l'algorithme de FTCA proposé prend comme point de départ la formulation d'allocation de commande (5.5). Dans ce qui suit, seuls les trois premiers cas sont étudiés. Quant au quatrième cas, il est discuté au cours de la Section 5.6.

5.4.1 Choix des entrées u et de leurs contraintes suivant la configuration du véhicule

Le nombre de commandes réelles u prises en compte dans la formulation (5.5) dépend de la configuration du véhicule. Le vecteur de commande u et ses contraintes sont définis dans les sections suivantes pour chaque cas de configuration du véhicule.

Définition du vecteur de commandes u

La formulation de l'allocation de commande (5.5) est identique pour les trois cas étudiés. Le vecteur de commandes est cependant défini différemment dans chaque cas. Les différents vecteurs de commande associés à chaque cas sont présentés dans le Tableau 5.1.

Pour le Cas 1, l'allocation de commande gère uniquement les freins des quatre roues. Le même vecteur de commandes est considéré lors du Cas 2 où l'allocation de commande gère le freinage et la traction du véhicule à travers les quatre moteurs-roues. La différence entre les deux cas sera prise en compte au niveau des contraintes sur u définies dans la section suivante. Quant au Cas

	Vecteur de commandes u
Cas 1	$u = [F_{x_{fl}} \ F_{x_{fr}} \ F_{x_{rl}} \ F_{x_{rr}}]^T$ (5.13)
Cas 2	idem (5.13)
Cas 3	$u = [F_x^t \ F_x^b]^T = [F_{x_{fl}}^d \ F_{x_{fr}}^d \ F_{x_{rl}}^d \ F_{x_{rr}}^d \ F_{x_{fl}}^b \ F_{x_{fr}}^b \ F_{x_{rl}}^b \ F_{x_{rr}}^b]^T$ (5.14)

TABLE 5.1 – Vecteurs de commande pour les Cas 1 à 3

3, l'allocation de commande gère cette fois-ci la traction du véhicule à travers les moteurs-roues et le freinage à travers un système de freinage classique. Le vecteur de commandes u est alors choisi de manière à dissocier les entrées positives F_x^d (traction) et négative F_x^b (freinage).

Contraintes sur le vecteur de commande

Les contraintes prises en compte sont de deux natures : les contraintes liées au moteur-roue et au système de freinage et les contraintes liées aux forces pouvant être générées par le pneumatique.

Les contraintes liées au moteur-roue peuvent être formulées par :

$$T_{i_{min}}^b \leq T_i \leq T_{i_{max}}^d \quad (5.15)$$

où $T_{i_{min}}^b$ et $T_{i_{max}}^d$ représentent les couples maximaux de freinage et de traction respectivement. En utilisant la relation qui relie le couple à la roue T_i à la force longitudinale F_{x_i} par $T_i = rF_{x_i}$, les contraintes peuvent être reformulées en fonction des efforts longitudinaux :

$$F_{i_{min}}^b \leq F_{x_i} \leq F_{i_{max}}^d \quad (5.16)$$

avec $F_{i_{min}}^b = \frac{T_{i_{min}}^b}{r}$ et $F_{i_{max}}^d = \frac{T_{i_{max}}^d}{r}$.

Les contraintes liées au système de freinage classique peuvent être formulées par :

$$\bar{T}_{i_{min}}^b \leq T_i \leq 0 \quad (5.17)$$

ce qui peut être reformulé en termes de forces comme suit

$$\bar{F}_{i_{min}}^b \leq F_{x_i} \leq 0 \quad (5.18)$$

Les contraintes liées aux forces générées par le pneumatique peuvent être formulées à partir de

l'équation du cercle d'adhérence, suivant l'Hypothèse 8, donnée par :

$$\sqrt{F_{x_i}^2 + F_{y_i}^2} \leq \mu F_{z_i} \quad (5.19)$$

ce qui permet d'écrire la contrainte suivante :

$$F_{x_i} \leq \sqrt{(\mu F_{z_i})^2 - F_{y_i}^2} \quad (5.20)$$

avec μ l'adhérence du sol supposée connue (Hypothèse 8). En considérant les contraintes définies par les équations (5.16), (5.18) et (5.20), le vecteur des contraintes utilisées dans chaque cas de configuration du véhicule est illustré dans le Tableau 5.2.

Dans le cas d'utilisation exclusive des moteurs-roues (Cas 2), les limitations des couples aux roues pouvant être générés sont symétriques ce qui permet d'écrire :

$$F_{x_{min}} = -F_{x_{max}} \quad (5.21)$$

Il est important de noter que le Cas 3 de configuration du véhicule nécessite une contrainte supplémentaire formulée par :

$$F_{x_i}^d F_{x_i}^b \geq 0 \quad (5.22)$$

Cela permet de donner une consigne à la fois et éviter ainsi les situations conflictuelles entre le freinage et la traction. Cette contrainte non-linéaire nécessite une optimisation non-linéaire qui peut être réalisée, par exemple, à l'aide de la fonction *fmincon* de Matlab. Néanmoins, la formulation WLS (5.5) reste inchangée et la résolution du problème d'optimisation est également effectuée en choisissant le solveur *active set*.

5.4.2 FTCA pour le guidage longitudinal et la stabilisation latérale

Les objectifs de commande considérés dans cette section portent sur le maintien de bonnes performances de guidage longitudinal/latéral et de stabilisation latérale en cas d'apparition de défauts actionneurs sur les systèmes de freinage et/ou sur les moteurs-roues. Pour ce faire, une architecture hiérarchisée de CGC avec FTCA assurant le guidage longitudinal et la stabilisation latérale, est proposée.

	Contraintes	Limitations
Cas 1	$F_{x_{min}} \leq F_x \leq 0$ (5.23)	$F_{x_{i_{min}}} = \max(\bar{F}_{i_{min}}^b, -\sqrt{(\mu F_{z_i})^2 - F_{y_i}^2})$ (5.24)
Cas 2	$F_{x_{min}} \leq F_x \leq F_{x_{max}}$ (5.25)	$F_{x_{min}} = \max(F_{i_{min}}^b, -\sqrt{(\mu F_{z_i})^2 - F_{y_i}^2})$ (5.26a) $F_{x_{max}} = \min(F_{i_{max}}^d, \sqrt{(\mu F_{z_i})^2 - F_{y_i}^2})$ (5.26b)
Cas 3	$\begin{bmatrix} 0 \\ F_{x_{min}} \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} F_x^d \\ F_x^b \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} F_{x_{max}} \\ 0 \end{bmatrix}$ (5.27)	$F_{x_{min}} = \max(\bar{F}_{i_{min}}^b, -\sqrt{(\mu F_{z_i})^2 - F_{y_i}^2})$ (5.28a) $F_{x_{max}} = \min(F_{i_{max}}^d, \sqrt{(\mu F_{z_i})^2 - F_{y_i}^2})$ (5.28b)

TABLE 5.2 – Contraintes et limitations liées aux Cas 1 à 3

Architecture de commande tolérante aux défauts proposée

L'architecture de commande présentée dans la Figure 5.3 regroupe l'architecture de stabilisation latérale (présentée au cours de la Section 3.3) et l'architecture de guidage normal (présentée dans la Section 4.2).

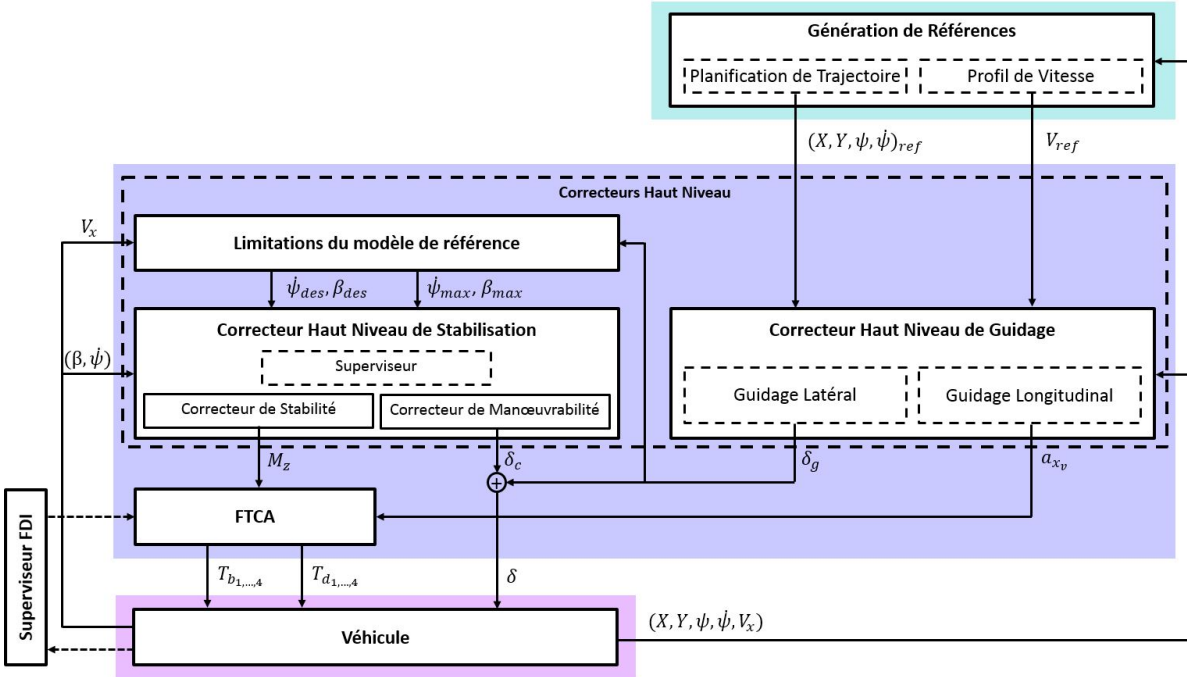


FIGURE 5.3 – Architecture hiérarchisée de guidage/stabilisation tolérants aux défauts

Le niveau de génération de références permet de calculer le profil de vitesse $V_{x_{ref}}$ et la trajectoire de référence $(X, Y, \psi, \dot{\psi})$ utilisés ensuite par le niveau de commande. Ce dernier est composé de correcteurs hauts-niveaux de guidage et de stabilisation et d'un bloc de FTCA permettant de coordonner les différents correcteurs. La couche de commande pour le guidage, composée d'un correcteur de guidage longitudinal et d'un correcteur de guidage latéral, permet de générer respectivement une accélération longitudinale virtuelle a_{x_v} et un angle de braquage δ_g afin d'assurer le suivi des références données. Le correcteur de stabilisation latérale, composé d'un correcteur de manœuvrabilité et d'un correcteur de stabilité permet, à son niveau, de générer respectivement un angle de braquage correctif δ_c et un moment stabilisant M_z et ce, suivant la situation de conduite détectée par le superviseur. L'angle de braquage δ_c est additionné à celui généré par le correcteur de guidage latéral δ_g avant d'être appliqué au véhicule. Le moment stabilisant M_z et l'accélération longitudinale virtuelle a_{x_v} représentent des commandes virtuelles fournies par les correcteurs hauts-niveaux. Ces commandes virtuelles sont alors distribuées sur les différentes entrées réelles disponibles sur le véhicule à l'aide du bloc de FTCA.

Le niveau de génération de références pour un guidage en situation normale n'est pas traité ici, contrairement à celui en situation d'urgence traité au cours du Chapitre 4. Les différents correcteurs du niveau de commande ont été développés au cours des Chapitres 3 et 4. L'intérêt ici est porté sur la conception du niveau de FTCA. Ce niveau de FTCA permet de générer l'accélération longitudinale virtuelle a_{x_v} et le moment stabilisant M_z en utilisant les actionneurs disponibles selon la configuration du véhicule et l'information de l'apparition du défaut actionneur délivrée par le superviseur FDI.

Formulation du problème de FTCA

Le niveau de FTCA utilise comme commandes virtuelles le moment stabilisant M_z et l'accélération longitudinale virtuelle a_{x_v} , que l'on peut mettre sous la forme :

$$v = \begin{bmatrix} M_z \\ a_{x_v} \end{bmatrix} \quad (5.29)$$

L'accélération longitudinale virtuelle a_{x_v} à produire est formulée à partir des couples T_w^* (4.41) issus du correcteur de guidage longitudinal synthétisé dans le Chapitre 4 (voir la Section 4.4.2). Ces couples sont introduits dans le modèle longitudinal (4.36) afin d'obtenir l'accélération virtuelle a_{x_v} donnée par :

$$a_{x_v} = \frac{4}{m_v r} T_w^* - \frac{4J_w}{r^2} \dot{\psi} V_y \quad (5.30)$$

La matrice d'efficacité B est obtenue à partir de la formulation du principe fondamental de la dynamique en translation longitudinale, décrite dans Chapitre 2 (voir la Section 2.6.2). L'accélération longitudinale en fonction des efforts longitudinaux est donnée comme suit [Rajamani, 2012] :

$$a_{x_v} = \frac{1}{m} ((F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}) \cos(\delta) + F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}}) \quad (5.31)$$

Le moment stabilisant est, quant à lui, fourni par le correcteur de stabilité latérale synthétisé dans le Chapitre 3 (voir la Section 3.5.5). Ce moment M_z est écrit en fonction des efforts appliqués aux roues comme suit [Rajamani, 2012] :

$$M_z = \left(L_f \sin(\delta) - \frac{L_w}{2} \cos(\delta) \right) F_{x_{fl}} + \left(L_f \sin(\delta) + \frac{L_w}{2} \cos(\delta) \right) F_{x_{fr}} - \frac{L_w}{2} F_{x_{rl}} + \frac{L_w}{2} F_{x_{rr}} \quad (5.32)$$

À partir des équations (5.31) et (5.32), les commandes virtuelles v peuvent s'exprimer en fonction des commandes réelles F_x comme suit :

$$v = BF_x \quad (5.33)$$

La matrice d'efficacité B est donnée, selon le vecteur d'entrées u (voir le Tableau 5.1), par le Tableau 5.3. avec $b_1 = L_f \sin(\delta) - \frac{L_w}{2} \cos(\delta)$ et $b_2 = L_f \sin(\delta) + \frac{L_w}{2} \cos(\delta)$

Matrice d'efficacité B	
Cas 1	$B = \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & -\frac{L_w}{2} & \frac{L_w}{2} \\ \frac{1}{m} \cos(\delta) & \frac{1}{m} \cos(\delta) & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \end{bmatrix}$ (5.34)
Cas 2	idem (5.34)
Cas 3	$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & b_1 & b_2 & -\frac{L_w}{2} & \frac{L_w}{2} \\ \frac{1}{m} \cos(\delta) & \frac{1}{m} \cos(\delta) & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \cos(\delta) & \frac{1}{m} \cos(\delta) & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \end{bmatrix}$ (5.35)

TABLE 5.3 – Matrice d'efficacité B pour les Cas 1 à 3

La matrice B est identique pour les Cas 1 et 2. Les contraintes sur les entrées u sont cependant différentes. Par conséquent, l'allocation de commande dans le Cas 1 permet de reproduire v pour la phase de freinage uniquement. Dans ce cas, les couples de traction fournis par le correcteur de guidage longitudinal sont appliqués directement au véhicule.

Choix des matrices de pondération W_v et W_u

Les mêmes actionneurs sont utilisés afin de satisfaire les deux objectifs de commande liés au guidage longitudinal et à la stabilisation latérale. L'utilisation simultanée des mêmes actionneurs

peut être à l'origine d'un conflit. En effet, quand les deux objectifs ne peuvent pas être simultanément satisfaits, une priorité à chaque objectif suivant la situation de conduite rencontrée doit être accordée. Cette situation peut être illustrée à travers l'exemple suivant. Considérons la situation où a_{x_v} et M_z sont positifs. Cela correspond à appliquer des efforts longitudinaux positifs sur les quatre roues pour satisfaire l'objectif de a_{x_v} , mais aussi à appliquer des efforts longitudinaux négatifs sur les roues gauches du véhicule pour satisfaire l'objectif de M_z . Dans ce cas, les roues gauches du véhicule recevront deux consignes opposées. Il est donc nécessaire de pondérer les commandes virtuelles (objectifs) en fonction de la situation de conduite. Le but de l'optimisation étant de minimiser la valeur de la fonction de coût, l'augmentation d'une pondération associée à un objectif de commande augmentera sa priorité.

Dans ce chapitre, l'objectif de stabilisation latérale est priorisé afin de garantir la sécurité des passagers et des usagers de la route. En d'autres termes, dans le cas où les deux objectifs de commande sont en conflit, l'objectif de guidage longitudinal est ignoré en attribuant moins de pondération à celui-ci. La matrice de pondération W_v est finalement donnée, en fonction de M_z , par :

$$W_v = \begin{bmatrix} W_{v_1} & 0 \\ 0 & W_{v_2} \end{bmatrix} \quad (5.36)$$

$$W_{v_1} = \nu \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} (\tanh(M_z - \Delta)) \right) \quad (5.37)$$

$$W_{v_2} = \nu \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} (\tanh(M_z - \Delta)) \right) \quad (5.38)$$

où ν est un facteur de pondération et Δ est un facteur permettant d'éviter les oscillations des pondérations à faibles moments M_z et de garder ainsi la priorité pour le guidage longitudinal jusqu'à ce que M_z atteigne de plus grandes valeurs. Un exemple de pondérations W_v est illustré dans la Figure 5.4 où $\nu = 10^4$ et $\Delta = 50$ Nm.

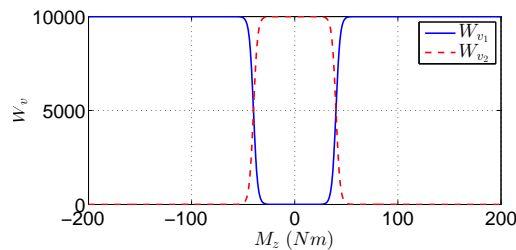


FIGURE 5.4 – Choix des pondérations W_v

Les commandes réelles sont également pondérées à travers la matrice de pondération W_u .

Cette dernière est choisie comme étant l'inverse de la force maximale de chaque pneu μF_{z_i} [Soltani, 2014]. Cela permet de pénaliser chacune des entrées approchant de la saturation et favoriser les entrées ayant une plus grande marge de fonctionnement. La matrice de pondération W_u est adaptée ici afin de prendre en compte le défaut actionneur et est donnée dans le Tableau 5.4.

Matrice de pondération W_u		
Cas 1	$W_u = \text{diag} \left[\frac{1}{\mu F_{z_{fl}} \varepsilon_{fl}^f}, \frac{1}{\mu F_{z_{fr}} \varepsilon_{fr}^f}, \frac{1}{\mu F_{z_{rl}} \varepsilon_{rl}^f}, \frac{1}{\mu F_{z_{rr}} \varepsilon_{rr}^f} \right]$	(5.39)
Cas 2	$W_u = \text{diag} \left[\frac{1}{\mu F_{z_{fl}} \varepsilon_{fl}^m}, \frac{1}{\mu F_{z_{fr}} \varepsilon_{fr}^m}, \frac{1}{\mu F_{z_{rl}} \varepsilon_{rl}^m}, \frac{1}{\mu F_{z_{rr}} \varepsilon_{rr}^m} \right]$	(5.40)
Cas 3	$W_u = \text{diag} \left[\frac{1}{\mu F_{z_{fl}} \varepsilon_{fl}^m}, \frac{1}{\mu F_{z_{fr}} \varepsilon_{fr}^m}, \frac{1}{\mu F_{z_{rl}} \varepsilon_{rl}^m}, \frac{1}{\mu F_{z_{rr}} \varepsilon_{rr}^m}, \frac{1}{\mu F_{z_{fl}} \varepsilon_{fl}^f}, \frac{1}{\mu F_{z_{fr}} \varepsilon_{fr}^f}, \frac{1}{\mu F_{z_{rl}} \varepsilon_{rl}^f}, \frac{1}{\mu F_{z_{rr}} \varepsilon_{rr}^f} \right]$	(5.41)

TABLE 5.4 – Matrice de pondération pour les Cas 1 à 3

où $\varepsilon_{fr}^f = 1 - (1 - \epsilon)m_i^f$ et $\varepsilon_{fr}^m = 1 - (1 - \epsilon)m_i^m$ représentent l'état du système de freinage et du moteur-roue respectivement en tenant compte de (5.3). Le facteur ϵ permet d'éviter que les pondérations tendent à l'infini. Si un actionneur est défaillant ($m_i = 1$), la pondération devient alors grande afin de donner plus de poids à la minimisation de l'énergie de l'actionneur défaillant. Dans le cas contraire ($m_i = 0$), la pondération devient petite, permettant ainsi d'utiliser l'actionneur opérationnel suivant son potentiel d'adhérence.

La formulation de W_u permet également de prendre en compte les limitations du pneumatique à générer des efforts longitudinaux selon les éventuels reports de charge liés à chaque manœuvre. Un exemple illustratif du potentiel d'adhérence des pneus d'un véhicule lors d'un virage à gauche ($\delta > 0$) stabilisé par un moment $M_z < 0$ généré suite à un survirage est illustré sur la Figure 5.5.

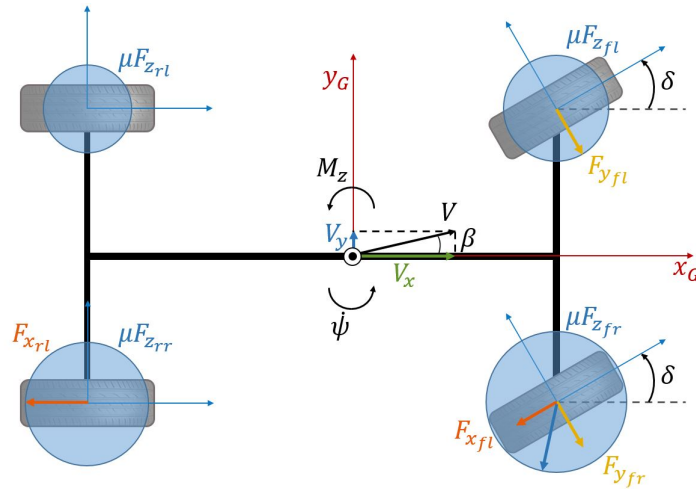


FIGURE 5.5 – Exemple de choix des actionneurs pour $\delta > 0$ et $M_z < 0$

Remarquons tout d'abord que le potentiel du pneumatique à générer des efforts à l'avant du véhicule est plus grand (cercle d'adhérence plus grand vers l'avant du véhicule) du fait que le moteur est situé à l'avant du véhicule. Lors d'un virage brusque à gauche, un report de charge vers le côté droit du véhicule (côté extérieur au virage) se produit, rendant les charges verticales appliquées aux roues droites plus importantes. Cela implique un potentiel de génération des efforts plus grand du côté extérieur au virage (cercle d'adhérence plus grand du côté droit du véhicule).

5.4.3 Résumé de la formulation générique de l'algorithme de FTCA proposé

L'allocation de commande tolérante aux défauts (FTCA), illustrée sur la Figure 5.6, repose sur l'approche des moindres carrés pondérés (WLS) reconfigurée selon l'apparition du défaut actionneur. Afin de généraliser l'approche de FTCA proposée aux différents cas de configuration de véhicule vus précédemment, deux booléens n_t et n_s sont introduits comme suit :

$$n_t = \begin{cases} 0 & \text{si le véhicule possède 4 roues motrices où seuls les freins sont pilotés} \\ & \text{individuellement} \\ 1 & \text{si le véhicule possède 4 moteurs-roues (traction et frein moteur)} \end{cases} \quad (5.42)$$

$$n_s = \begin{cases} 0 & \text{si les moteurs-roues agissent seuls} \\ 1 & \text{si les moteurs-roues agissent en parallèle d'un système de freinage classique} \end{cases} \quad (5.43)$$

Ces deux booléens permettent de gérer le nombre d'entrées (Tableau 5.1), le calcul des contraintes (Tableau 5.2), le choix de la matrice d'efficacité B (Tableau 5.3) et le choix des pondérations W_u (Tableau 5.4), suivant les trois cas de configuration du véhicule.

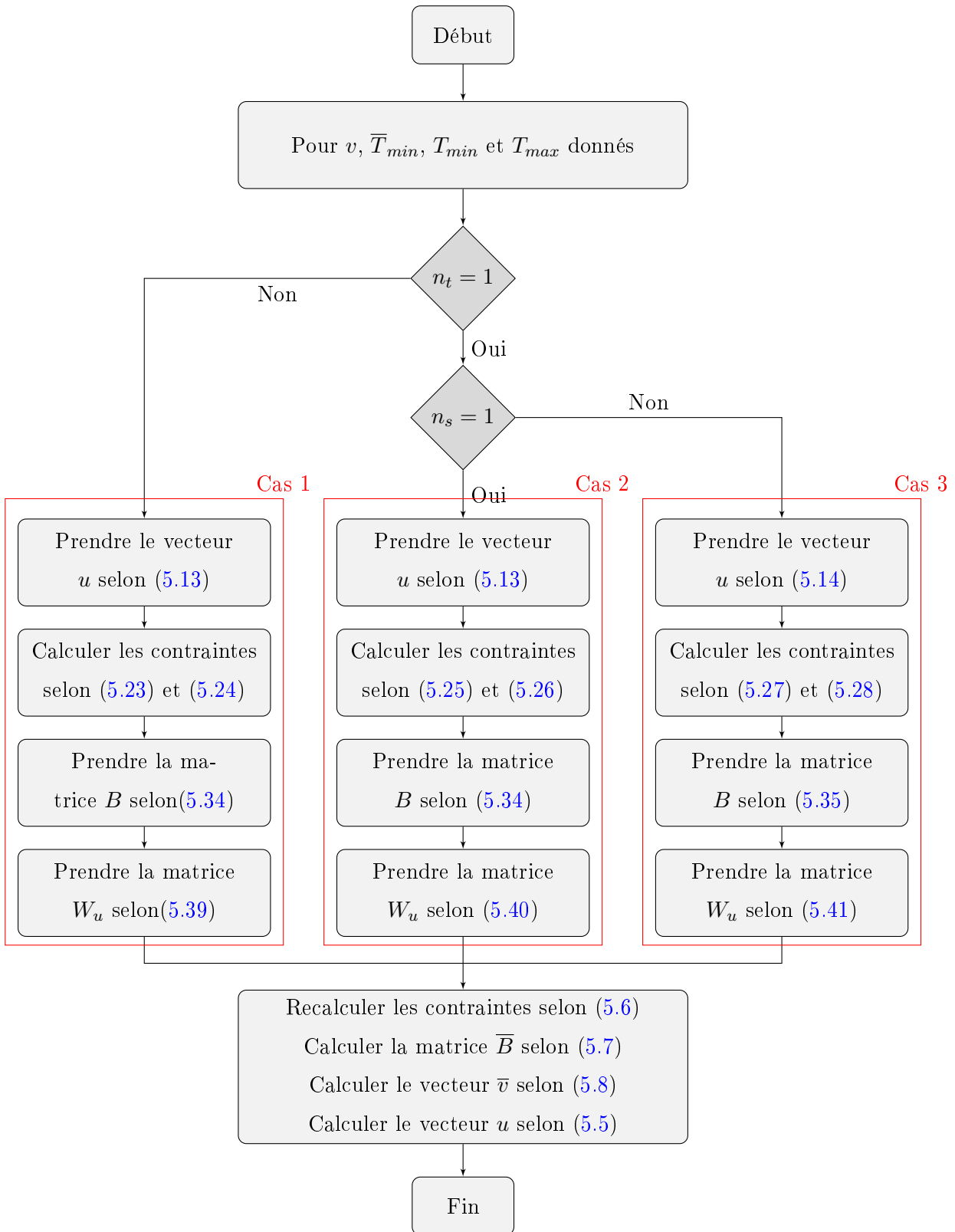


FIGURE 5.6 – Algorithme d'allocation de commande proposé

5.4.4 Exemples illustratifs de la FTCA

Le comportement de la FTCA seule, en boucle ouverte, est étudié à travers quatre scénarios de défaillances actionneurs, décrits dans la Section 5.3.1, pour le même problème d'allocation de commande. Les entrées/contraintes considérées pour ces exemples correspondent au Cas 2 de la configuration du véhicule (véhicule doté de quatre moteurs-roues). Le défaut est considéré sur le moteur-roue arrière gauche pour les quatre scénarios.

Le test effectué pour les quatre scénarios consiste en une ligne droite ($\delta = 0$, $F_y = 0^{4 \times 1}$, $M_z = 0$) avec une accélération longitudinale en rampe (a_{x_v} de 0 m/s^{-2} à 2 m/s^{-2}). Les reports de charge ne sont pas considérés étant donné que la FTCA est appliquée seule (sans prendre en compte le véhicule). De ce fait, les charges verticales initiales sont maintenues et données par $F_{z_{fl}} = F_{z_{fr}} = \frac{L_r}{2L} F_z$ et $F_{z_{rl}} = F_{z_{rr}} = \frac{L_f}{2L} F_z$.

- Exemple 1 : Défaut LOE avec une perte d'efficacité de 50% à partir de 1 s.
- Exemple 2 : Défaut LIP avec une position bloquée à partir de 1 s.
- Exemple 3 : Défaut Float à partir de 1 s.
- Exemple 4 : Défaut HOF avec une position bloquée maximale de 1000 Nm à partir de 1 s.

Les couples de traction/freinage délivrés par la FTCA en cas de défaut sont comparés avec ceux délivrés en cas de non-défaut.

Exemple 1. Lorsque la perte d'efficacité sur le moteur-roue arrière gauche survient à $t = 1$ s, le moteur-roue avant gauche compense cette perte en appliquant plus de couple de traction comparé au cas sans défaut (Figure 5.7a). Cette perte d'efficacité ne modifie pas les commandes virtuelles corrigées \overline{M}_z et \overline{a}_{x_v} (trait continu sur la Figure 5.7b) par rapport aux entrées de commandes virtuelles M_z et a_{x_v} étant donné que le moteur-roue n'est pas bloqué à une position donnée. Les commandes virtuelles réalisées M_z^r et $a_{x_v}^r$ (tirets sur la Figure 5.7b) sont proches des commandes virtuelles en entrées M_z et a_{x_v} (point-tiret sur la Figure 5.7b) et celles corrigées \overline{M}_z et \overline{a}_{x_v} (Figure 5.7b) montrant ainsi que les objectifs de commandes sont atteints.

Exemple 2. Lors de ce test, la position du moteur roue est bloquée à sa valeur quand le défaut survient à $t = 1$ s. Cette position bloquée est compensée par le moteur-roue avant gauche qui délivre plus de couple de traction afin de remplir les objectifs de commande (Figure 5.8a). La position bloquée étant faible, cela modifie légèrement les commande virtuelles corrigées (trait continu sur la Figure 5.8b) par rapport aux entrées (point-tiret sur la Figure 5.8b). Néanmoins les commandes réalisées (tirets sur la Figure 5.8b) sont proches de celles corrigées (Figure 5.8b).

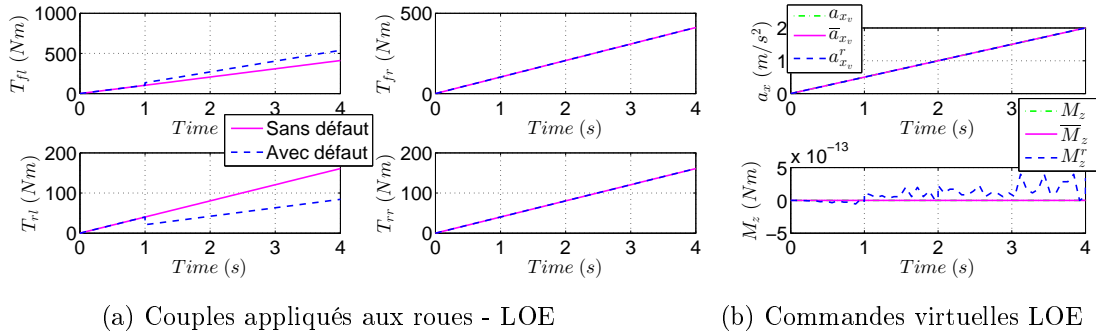


FIGURE 5.7 – Exemple 1 : LOE

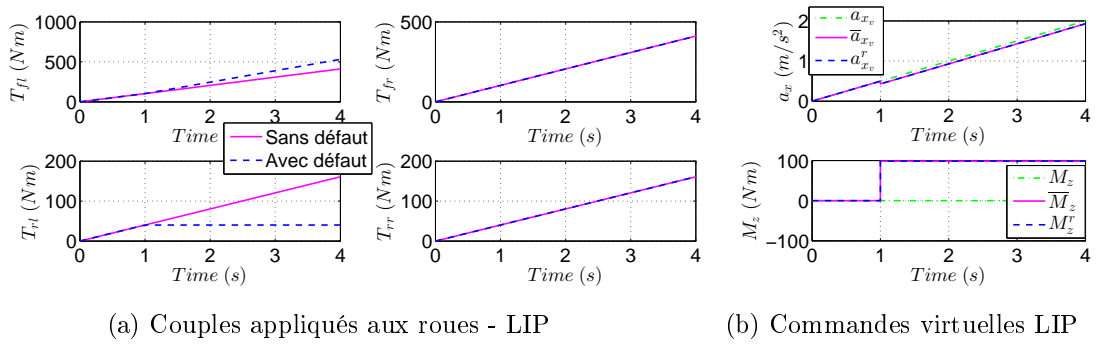


FIGURE 5.8 – Exemple 2 : LIP

Exemple 3. Lors de la défaillance du moteur-roue arrière gauche, celui-ci ne délivre plus de couple de traction nécessaire afin de réaliser les objectifs de commande. Il est donc entièrement compensé par le moteur-roue avant gauche qui fournit plus de couple de traction (Figure 5.9a). Les commandes virtuelles corrigées (trait continu sur la Figure 5.9b) sont identiques à celles en entrée (point-tiret sur la Figure 5.9b) étant donné qu'il n'y pas de position bloquée du moteur-roue. Les commande virtuelles réalisées (tirets sur la Figure 5.9b) sont très proches des commandes virtuelles corrigées (Figure 5.9b).

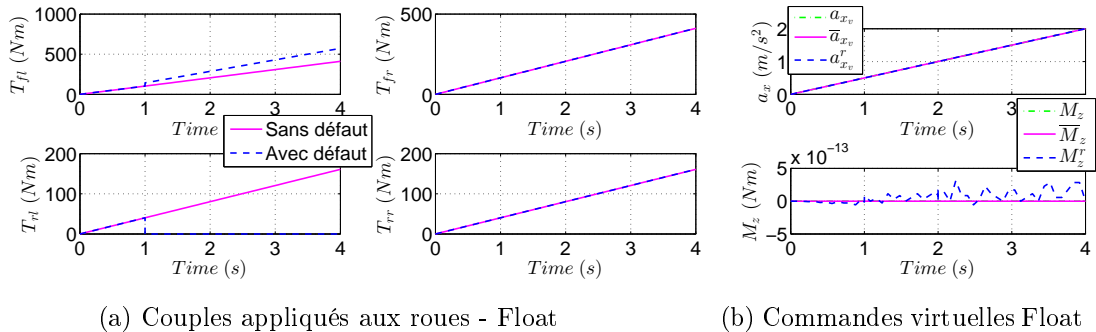


FIGURE 5.9 – Exemple 3 : Float

Exemple 4. Lorsque le défaut survient, le moteur-roue arrière gauche est bloqué au couple maximal pouvant être délivré. Ce dernier étant important, la compensation par le moteur-roue avant gauche se fait cette fois-ci à travers un freinage (Figure 5.10a). Les commandes virtuelles corrigées (trait continu sur la Figure 5.10b) diffèrent largement des commandes virtuelles en entrée (point-tiret sur la Figure 5.10b). Cela est dû à la position bloquée importante qui requiert une reconfiguration de la FTCA. Néanmoins les commandes virtuelles réalisées (tirets sur la Figure 5.10b) sont proches de celles corrigées indiquant qu’avec ce défaut les deux objectifs de commandes sont atteints.

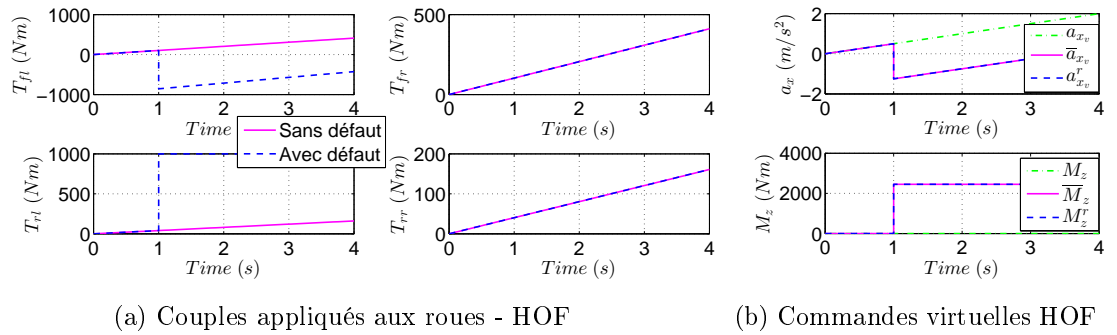


FIGURE 5.10 – Exemple 4 : HOF

Ces différents exemples montrent les différentes caractéristiques de reconfiguration de l’algorithme de FTCA proposé en cas d’apparition de différents types de défaillance actionneur. Lors de l’application au véhicule, décrite dans la Section 5.5, seul le type de défaut HOF est considéré, car il représente le cas extrême d’une défaillance actionneur.

5.5 Application au véhicule - CarMaker

Dans cette section, les performances de l’architecture de commande hiérarchisée proposée incluant la FTCA, sont étudiées. Pour cela, l’environnement CarMaker est utilisé en prenant en compte les paramètres du véhicule d’essai du laboratoire (Renault Scenic) présentés dans le Tableau 2.3. Les limitations des couples des moteurs-roues et du système de freinage classique sont données dans le Tableau 5.5. Parmi de multiples simulations réalisées afin de valider l’architecture de commande proposée, deux sont sélectionnées et présentées ici.

Test 1. Le premier test consiste à tester les trois cas de configuration du véhicule lors d’un freinage en ligne droite avec une décélération longitudinale constante de $0.1g$ ($V_{x_{init}} = 50$ km/h et $M_z = 0$ Nm). Un défaut HOF survient à $t = 1$ s sur le frein arrière gauche dans les Cas

1 et 3 et sur le moteur-roue arrière gauche dans le Cas 2. Ce test a pour but de démontrer l'influence d'une telle défaillance sur le comportement des véhicules avec et sans FTCA. Une fois la différence entre les trois cas de configuration du véhicule établie, seul le Cas 2 est sélectionné pour le test suivant.

Test 2. Le deuxième test consiste en un virage brusque à gauche avec une accélération longitudinale constante de $0.1g$ ($V_{x_{init}} = 75$ km/h). Ce test permet de simuler une perte de stabilité latérale ($M_z \neq 0$), car la courbure de la trajectoire est trop importante par rapport à la vitesse du véhicule (courbure non atteignable). Un défaut HOF est également simulé à $t = 2$ s sur le moteur-roue arrière gauche pour le Cas 2 traité. Ce test a pour but de montrer l'interaction entre les deux dynamiques longitudinale et latérale avec et sans FTCA.

Il est à noter que les résultats de chaque test réalisé avec l'architecture proposée (incluant la FTCA) sont comparés avec les résultats issus de l'architecture sans FTCA, où les couples du guidage longitudinal sont additionnés aux couples de la stabilisation latérale avant d'être appliqués aux roues. Le système non-défectueux, représentant le comportement nominal du système en l'absence de défaut, est également basé sur l'architecture avec FTCA.

Paramètre	Valeur (unité)		
Moteur-roue	Système de freinage		
$T_{i_{min}}^b$	-1000 (Nm)	$\bar{T}_{i_{min}}^b$	-1200 (Nm)
$T_{i_{max}}^d$	1000 (Nm)	$\bar{T}_{i_{max}}^d$	0 (Nm)

TABLE 5.5 – Limitations des couples délivrés par les moteurs-roues et le système de freinage

5.5.1 Résultats de simulations du Test 1 : en ligne droite

Dans cette section, les différents résultats de simulation des trois cas de configuration de véhicule traités (voir Section 5.4), sont présentés.

Véhicule du Cas 1

Avant l'apparition du défaut ($t < 1$ s), dans les cas d'utilisation de la FTCA, les couples de freinage appliqués aux roues (trait continu et tirets dans la Figure 5.11) sont plus importants à l'avant du véhicule en raison des reports de charges dus au freinage. En effet, la FTCA proposée permet d'avoir une distribution de couples selon le cercle d'adhérence de chaque pneumatique. Quant aux couples de freinage fournis par l'architecture de commande ne possédant pas de FTCA, ils sont de distribution identique sur les quatre roues (le cercle d'adhérence n'est pas pris en compte) (tiret-point sur la Figure 5.11). Les erreurs de suivi de trajectoire et de profil de

vitesse sont identiques et quasi-nulles pour les trois cas de simulation (Figure 5.14). Les couples de traction sont nuls pour les trois cas simulés avant l'apparition du défaut (Figure 5.12), car le véhicule décélère.

Lorsque le défaut HOF apparaît sur le frein arrière gauche (à $t = 1$ s) le faisant bloquer à son maximum de couple de freinage (-1200 Nm), les trois réponses diffèrent. En effet, l'architecture sans FTCA compense le défaut avec des couples de traction de faible amplitude ($T \approx 185$ Nm) avec une distribution identique sur les trois roues opérationnelles (tiret-point sur la Figure 5.12), tandis que les couples de freinage sont mis à zéro (tiret-point sur la Figure 5.11). Un angle de braquage δ_c est requis afin de maintenir le véhicule en ligne droite (tiret-point sur la Figure 5.13a). Cela est dû au correcteur de manœuvrabilité fournissant un angle de braquage de compensation en l'absence de compensation par les freins opérationnels.

L'architecture avec FTCA compense également le défaut avec des couples de traction de faible amplitude (tirets sur la Figure 5.12), tandis que les couples de freinage délivrés par la FTCA sont nuls (tirets sur la Figure 5.11). En effet, le défaut étant important, sa compensation nécessite des accélérations longitudinales virtuelles (a_{x_v} et sa corrigée \bar{a}_{x_v}) positives (tiret-point et tirets sur la Figure 5.13b). Or, la configuration du véhicule permet à la FTCA de gérer uniquement les freins, d'où la valeur nulle de l'accélération virtuelle réalisée $a_{x_v}^r$ (trait continu sur la Figure 5.13b). Un angle de braquage, fourni par le correcteur de manœuvrabilité, est alors nécessaire afin de maintenir le véhicule en ligne droite (Trait continu sur la Figure 5.13a).

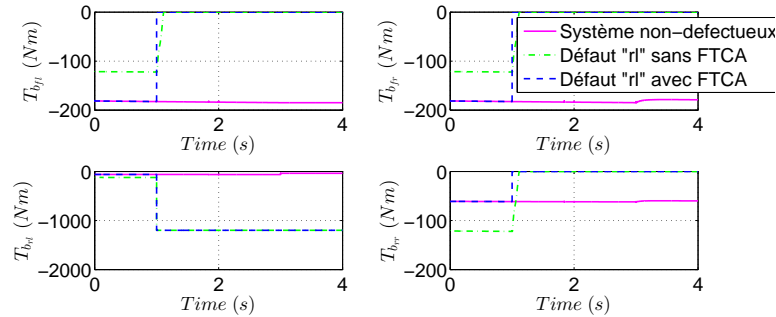


FIGURE 5.11 – Couples de freinage appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 1

Lors d'une défaillance avec une position bloquée du frein, les commandes virtuelles (tiret-point sur la Figure 5.13b) sont recalculées afin de compenser le défaut (trait continu sur la Figure 5.13b). Le moment réalisé M_z^r (tirets sur la Figure 5.13b) est différent de celui corrigé \bar{M}_z (trait continu sur la Figure 5.13b), car plus de poids est attribué à l'objectif de guidage longitudinal (selon la matrice de pondération W_v (5.36)) quand le moment M_z est nul (tiret-point sur la Figure 5.13b). L'accélération longitudinale corrigée est positive (trait continu sur la

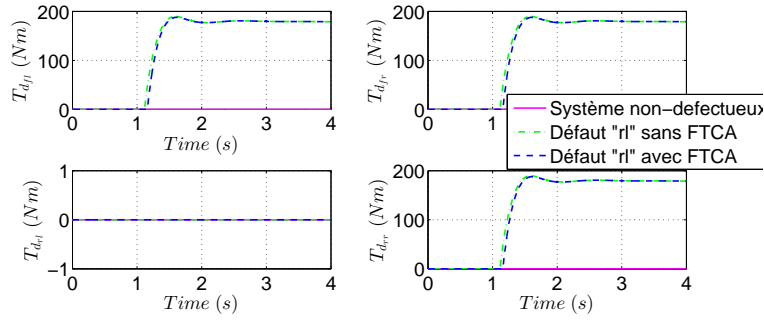
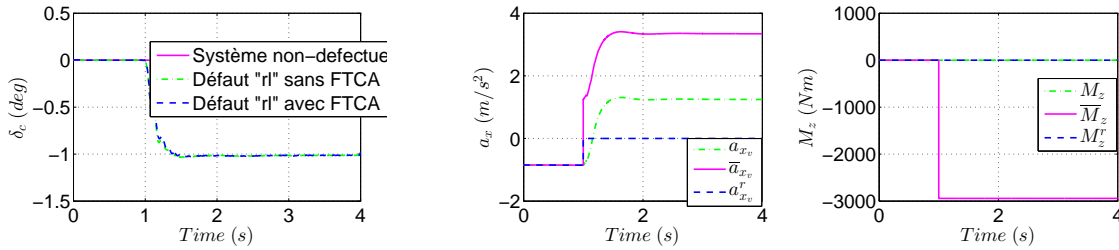


FIGURE 5.12 – Couples de traction appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 1

Figure 5.13b) et ne peut pas être réalisée par la FTCA (a_{xv}^r différente de \bar{a}_{xv}).

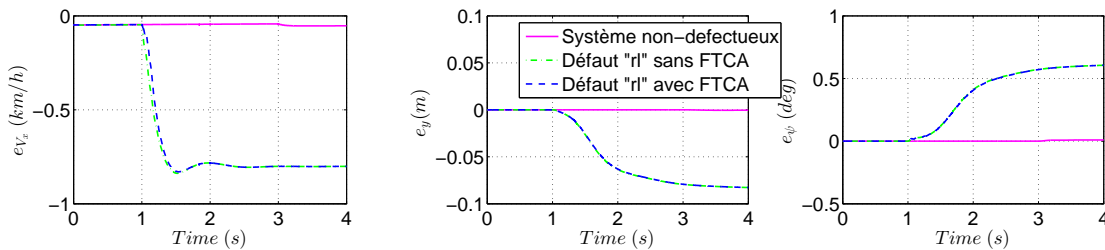


(a) Angle de braquage - Test 1 - Véhicule 1

(b) Commandes virtuelles - Test 1 - Véhicule 1

FIGURE 5.13 – Angle de braquage et commandes virtuelles - Test 1 - Véhicule 1

L'erreur de suivi du profil de vitesse dans le cas avec FTCA (tirets sur la Figure 5.14a) et sans FTCA (tiret-point sur la Figure 5.14a) sont similaires ($|e_{V_x}| \leq 0.8$ km/h). Idem pour les erreurs latérale et d'orientation (5.14b) qui sont similaires pour les cas avec et sans FTCA et qui sont acceptables selon la définition donnée dans la Section 4.6.2 ($|e_y| \leq 0.08$ m et $|e_\psi| \leq 0.6^\circ$).



(a) Erreur de vitesse longitudinale - Test 1 - Véhicule 1

(b) Erreurs latérales - Test 1 - Véhicule 1

FIGURE 5.14 – Erreurs de suivi des références - Test 1 - Véhicule 1

Véhicule du Cas 2

Avant l'apparition du défaut ($t < 1$ s), les couples appliqués aux roues sont plus importants à l'avant du véhicule dans le cas d'une architecture incluant la FTCA (trait continu et tirets dans la Figure 5.15). Les couples fournis par l'architecture de commande sans FTCA sont, quant à eux, de distribution identique sur les quatre roues (tiret-point sur la Figure 5.15). Les erreurs de suivi de trajectoire et de profil de vitesse sont identiques et quasi-nulles pour les trois cas simulés (Figure 5.17).

Lorsque la défaillance HOF apparaît sur le moteur-roue arrière gauche (à $t = 1$ s) le faisant bloquer à son maximum de couple de freinage (-1000 Nm), les réponses des trois cas simulés diffèrent. En effet, l'architecture sans FTCA compense le défaut avec des couples de traction de faibles amplitudes ($T \approx 185$ Nm) de façon identique sur les trois moteurs opérationnels restants (tiret-point sur la Figure 5.15). À l'inverse, l'architecture avec FTCA compense le défaut uniquement avec un couple de traction sur le moteur-roue avant gauche (tirets sur la Figure 5.15).

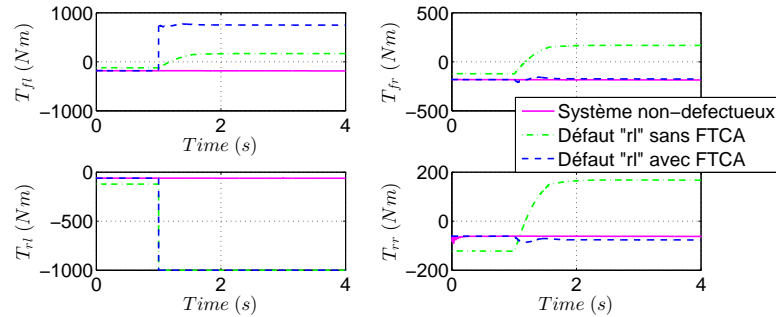


FIGURE 5.15 – Couples appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 2

Dans le cas sans FTCA, un angle de braquage δ_c est requis afin de rester en ligne droite (tiret-point sur la Figure 5.16a). Cela est dû au correcteur de manœuvrabilité fournissant un angle de braquage de compensation en l'absence de compensation par les moteurs-roues opérationnels.

En revanche, la FTCA permet de prendre en compte l'objectif de guidage latéral en ligne droite. De ce fait, très peu d'angle de braquage est requis (tirets sur la Figure 5.16a). En effet, lors d'une défaillance avec une position bloquée du moteur-roue, les commandes virtuelles (tiret-point sur la Figure 5.16b) sont recalculées afin de compenser le défaut (trait continu sur la Figure 5.16b). Dans ce cas, les commandes virtuelles réalisées (tirets sur la Figure 5.16b) et corrigées sont très proches permettant ainsi de satisfaire les deux objectifs de commande.

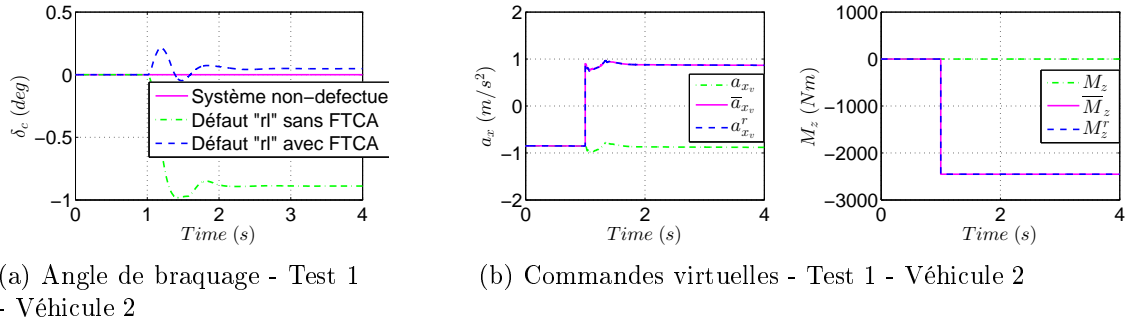


FIGURE 5.16 – Angle de braquage et commandes virtuelles - Test 1 - Véhicule 2

L'erreur de suivi du profil de vitesse dans le cas avec FTCA (tirets sur la Figure 5.16a) est quasi-identique à celle du système non-défectueux (trait continu sur la Figure 5.16a). Tandis que celle obtenue sans FTCA est plus grande ($e_{V_x} \approx -1.5$ km/h). La compensation avec les autres moteurs-roues opérationnels (cas avec FTCA) permet d'avoir de faibles erreurs latérales et d'orientation (tirets sur la Figure 5.17b). La compensation avec l'angle de braquage (cas sans FTCA) permet de réduire l'erreur latérale tandis que l'erreur d'orientation augmente étant donné que le véhicule reste orienté dans le sens d'utilisation du braquage de compensation (tiret-point sur la Figure 5.17b).

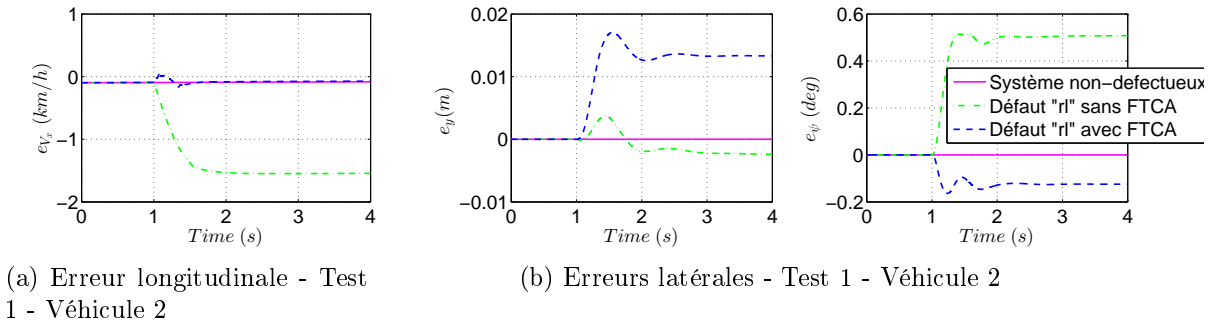


FIGURE 5.17 – Erreurs de suivi des références - Test 1 - Véhicule 2

Véhicule du Cas 3

Cette fois-ci, le défaut HOF apparaît sur le frein arrière gauche à $t = 1$ s. Avant l'apparition du défaut ($t < 1$ s), le même constat que celui des simulations des cas précédents de configuration de véhicule, peut être fait. Dans les cas d'utilisation de la FTCA, les couples de freinage appliqués aux roues (trait continu et tirets dans la Figure 5.18) sont plus importants à l'avant du véhicule en raison des reports de charges dus au freinage. Quant aux couples de freinage fournis par l'architecture de commande ne possédant pas de FTCA, ils sont de distribution identique sur

les quatre roues (tiret-point sur la Figure 5.18). Aucun couple de traction n'est appliqué (Figure 5.19) en raison de la phase de freinage entamée. Les erreurs de suivi de trajectoire et de profil de vitesse sont identiques et quasi-nulles pour les trois cas de simulation (Figure 5.14).

Lorsque le défaut apparaît sur le frein arrière gauche ($t = 1$ s) le faisant bloquer à son maximum de couple de freinage (-1200 Nm), les trois simulations diffèrent. En effet, l'architecture sans FTCA compense le défaut avec des couples de traction identiques sur les autres roues restantes (tiret-point sur la Figure 5.19) tandis que les couples de freinage sont mis à zéro (tiret-point sur la Figure 5.18). La compensation ainsi faite permet de rétablir les performances de guidage longitudinal (suivi du profil de vitesse), mais pas de maintenir le véhicule en ligne droite. Par conséquent, ce cas de simulation nécessite une compensation par un angle de braquage δ_c fourni par le correcteur de manœuvrabilité (tiret-point sur la Figure 5.20a). Ainsi, de bonnes performances de guidage longitudinal et latéral peuvent être constatées sur la Figure 5.21 ($|e_{V_x}| \leq 0.6$ km/h, $|e_y| \leq 0.01$ m et $|e_\psi| \leq 0.6^\circ$).

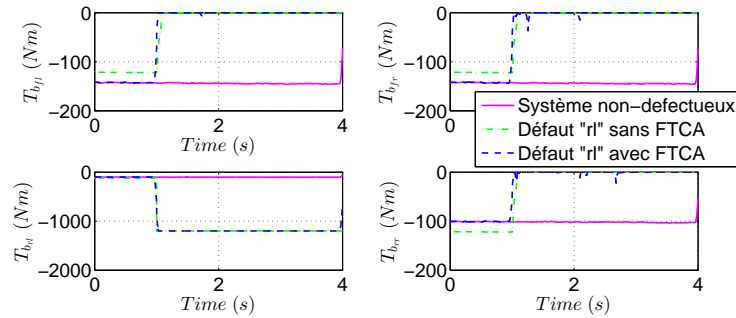


FIGURE 5.18 – Couples de freinage appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 3

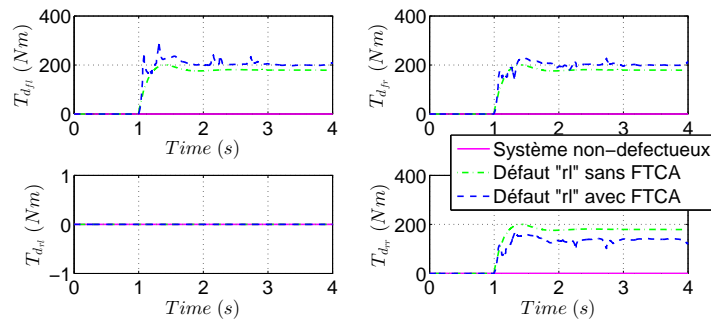
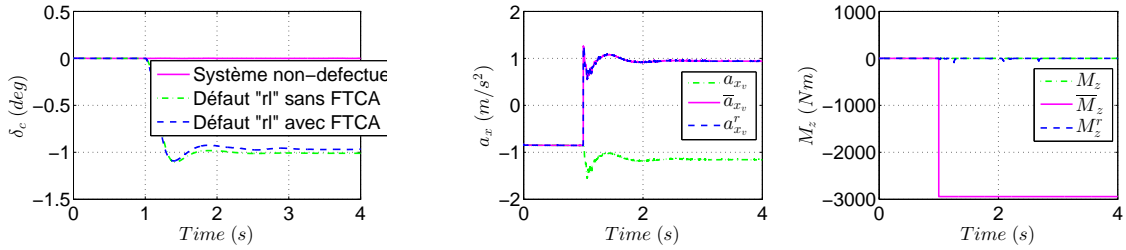


FIGURE 5.19 – Couples de traction appliqués aux roues - Test 1 - Véhicule 3

Le cas du simulation avec FTCA permet de compenser le défaut par des couples de traction avec une distribution non-identique suivant le cercle d'adhérence du pneumatique (tirets sur la Figure 5.19). Un angle de braquage δ_c est cependant nécessaire afin de maintenir le véhicule

en ligne droite (tirets sur la Figure 5.20a). En effet, la composition de la matrice d'efficacité B (5.35) ne permet pas de compenser ce défaut avec des couples de traction dissymétriques. De plus, l'utilisation de la FTCA permet de reconfigurer la distribution des couples en calculant les commandes virtuelles corrigées \bar{a}_{x_v} et \bar{M}_z . Ces dernières tiennent compte des commandes virtuelles indésirables induites par la présence du défaut. Le moment M_z étant nul (tiret-point sur la Figure 5.20b), plus de poids est attribué à la réalisation de l'accélération longitudinale virtuelle a_{x_v} (selon la matrice de pondération W_v (5.36)). Ainsi, $a_{x_v}^r$ réalisées par la FTCA (tirets sur la Figure 5.20b) est proche de celle corrigée (trait continu sur la Figure 5.20b), tandis que M_z^r (tirets sur la Figure 5.20b) est différent de celui corrigé (trait continu sur la Figure 5.20b). L'objectif de guidage latéral ne peut donc pas être satisfait sans utilisation de braquage.

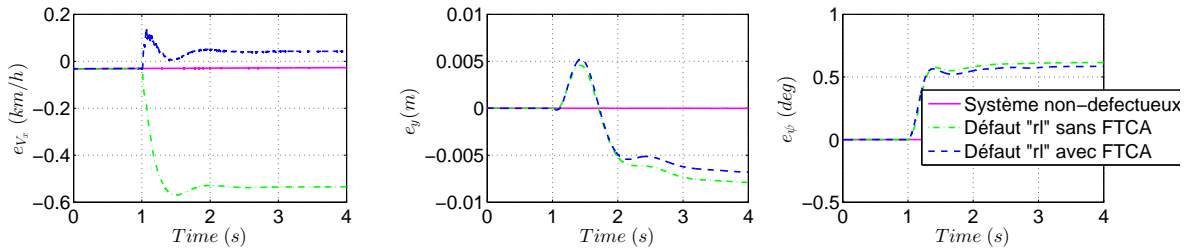


(a) Angle de braquage - Test 1 - Véhicule 3

(b) Commandes virtuelles - Test 1 - Véhicule 3

FIGURE 5.20 – Angle de braquage et commandes virtuelles - Test 1 - Véhicule 3

Cette distribution (avec FTCA) permet de maintenir de bonnes performances de guidage longitudinal ($|e_{V_x}| \leq 0.1$ km/h (tirets sur la Figure 5.21a)). L'utilisation du braquage fournit par le correcteur de manœuvrabilité permet quant à lui d'avoir de bonnes performances de guidage latéral ($|e_y| \leq 0.01$ m et $|e_\psi| \leq 0.6^\circ$) (tirets sur la Figure 5.21b).



(a) Erreur longitudinale - Test 1 - Véhicule 3

(b) Erreurs latérales - Test 1 - Véhicule 3

FIGURE 5.21 – Erreurs de suivi des références - Test 1 - Véhicule 3

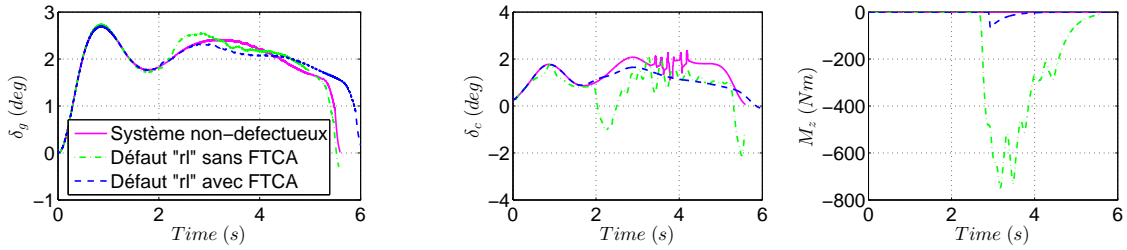
À l'issu des simulations réalisées suivant les trois cas de configuration du véhicule, il peut être noté que le Cas 1 ne permet pas d'inclure la phase d'accélération dans la FTCA du fait des

actionneurs utilisés (freins uniquement). Le Cas 2, quant à lui, inclut les deux phases d'accélération et de freinage ce qui permet d'assurer le guidage longitudinal et latéral avec une faible sollicitation de braquage grâce au choix de la matrice B . Enfin, le Cas 3 permet de prendre en compte les deux phases d'accélération et de freinage. Cependant, le test étant effectué en ligne droite (pas de perte de stabilité $M_z = 0$), plus de poids est attribué à l'objectif de guidage longitudinal. Par conséquent, l'utilisation symétrique des moteurs-roues, afin de compenser le défaut et de garantir de bonnes performances de guidage longitudinal, nécessite un angle de braquage afin de maintenir le suivi de la trajectoire de référence en ligne droite. La différence entre les trois cas de configuration étant établie, seul le Cas 2 est utilisé pour le test suivant en virage afin de montrer le potentiel de l'architecture FTCA proposée.

5.5.2 Résultats de simulations du Test 2 : Virage brusque avec accélération

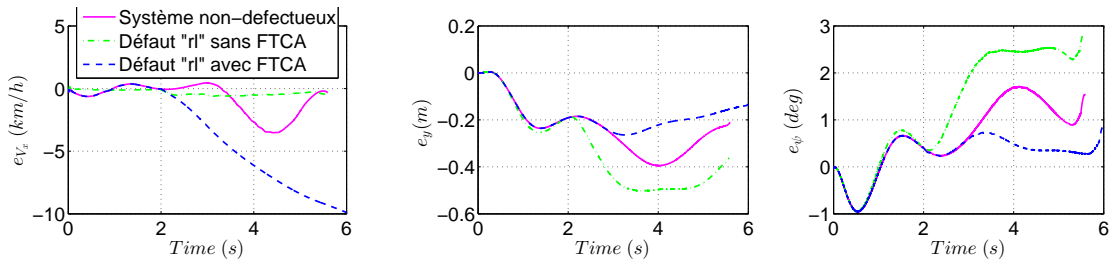
Au cours de cette section, les résultats de simulations du Test 2, appliqué au Cas 2 de configuration du véhicule, sont présentés. Ce test est réalisé tout d'abord sans défaut (avec FTCA) et ensuite comparé avec le cas défectueux (défaut HOF sur le moteur-roue arrière gauche) avec et sans FTCA. Rappelons ici que pour le cas d'étude sans FTCA, les couples issus du correcteur de guidage longitudinal et les couples issus de la couche de stabilisation latérale sont additionnés avant d'être appliqués au véhicule. Il n'y a donc pas de mécanisme de gestion des objectifs de guidage et de stabilisation.

Avant l'apparition du défaut ($t \in [0, 2]$ s) l'angle de braquage du guidage latérale δ_g , l'angle de braquage de correction δ_c et le moment stabilisant M_z sont identiques pour le cas avec FTCA (trait continu et tirets dans la Figure 5.22) et sans FTCA (tiret-point dans la Figure 5.22). L'angle de braquage δ_g positif permet de suivre la trajectoire de virage à gauche. Un angle de braquage correctif δ_c est ajouté afin d'avoir une meilleure manœuvrabilité du véhicule. Le moment M_z est quant à lui nul car la situation de conduite est stable. L'erreur de suivi de vitesse e_{V_x} , l'erreur latérale e_y et l'erreur d'orientation e_ψ sont faibles montrant un bon suivi des références et sont également identiques pour les cas avec et sans FTCA. Les couples appliqués aux roues sont positifs (Figure 5.24) afin de suivre le profil de vitesse croissant (accélération longitudinale constante de $0.1g$). La distribution des couples est cependant différente. En effet, dans le cas de simulation sans FTCA (tiret-point sur la Figure 5.24), la distribution issue du correcteur de guidage longitudinal est identique sur les quatre roues, tandis que dans les cas de simulations avec FTCA (trait continu et tirets sur la Figure 5.24), la distribution est réalisée à travers l'allocation de commande avec prise en compte du cercle d'adhérence de chaque pneumatique.



(a) Angle de braquage du guidage latéral - Test 2 - Véhicule 2
 (b) Angle de braquage et moment stabilisant de la stabilisation latérale - Test 2 - Véhicule 2

FIGURE 5.22 – Sorties des correcteurs de guidage et stabilisation latérale - Test 2 - Véhicule 2



(a) Erreur longitudinale - Test 2 - Véhicule 2
 (b) Erreurs latérales - Test 2 - Véhicule 2

FIGURE 5.23 – Erreurs de suivi des références - Test 2 - Véhicule 2

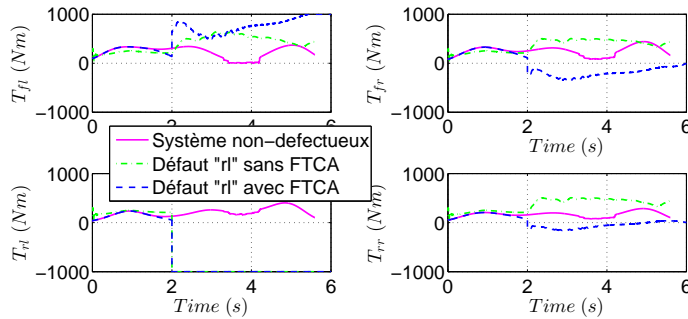


FIGURE 5.24 – Couples appliqués aux roues - Test 2 - Véhicule 2

Dans le cas du système non-défectueux (à partir de $t = 2$ s), un angle de braquage de guidage δ_g ainsi qu'un angle de braquage correctif δ_c (trait continu sur la Figure 5.22) sont appliqués afin de suivre la trajectoire de référence en maintenant la manœuvrabilité du véhicule. Des performances acceptables de guidage longitudinal et latéral sont à noter (trait continu sur la Figure 5.23 ($|e_{V_x}| \leq 3.5$ km/h, $|e_y| \leq 0.4$ m et $|e_\psi| \leq 2^\circ$). La FTCA répartit les couples suivant le potentiel d'adhérence des pneumatiques (trait continu sur la Figure 5.24). Au début de la manœuvre, plus de couples sont appliqués à l'avant du véhicule en raison de la charge importante à l'avant. Durant la manœuvre de virage à gauche un transfert de charge se fait vers

le coté droit du véhicule, tandis que l'accélération longitudinale renvoie plus de charge à l'arrière de celui-ci.

Dès l'apparition du défaut à $t = 2$ s, le défaut HOF sur le moteur-roue arrière gauche engendre une position bloquée de -1000 Nm. Cela crée un moment de lacet indésirable faisant tourner le véhicule d'avantage à gauche ce qui mène à une perte de stabilité latérale de celui-ci. Dans le cas d'étude sans FTCA, une correction de l'angle de braquage δ_c de signe opposé est appliquée (tiret-point sur la Figure 5.22b) afin maintenir la manœuvrabilité du véhicule. Ceci n'étant pas suffisant afin de garantir la stabilité latérale du véhicule, un moment stabilisant ($M_z \neq 0$) est nécessaire afin de stabiliser celui-ci (tiret-point sur la Figure 5.22b). De bonnes performances de guidage longitudinal sont à noter ($|e_{V_x}| \leq 0.5$ km/h). Les performances du guidage latéral restent acceptables ($|e_y| \leq 0.5$ m et $|e_\psi| \leq 3^\circ$) en dépit de leurs croissance due au défaut actionneur.

Dans le cas d'étude avec FTCA, l'angle de braquage correctif δ_c et l'angle de braquage de guidage δ_g sont légèrement diminués étant donné que le moment de lacet indésirable est dans le sens de la trajectoire de référence. Le correcteur de stabilité latérale est moins sollicité (tirets dans la Figure 5.22b), car la FTCA permet de limiter les performances de guidage au potentiel d'adhérence des pneumatiques. La FTCA recalcule également les commandes virtuelles corrigées \bar{M}_z et \bar{a}_{x_v} (traits continus sur la Figure 5.25) afin de compenser le défaut actionneur. La Figure 5.25 montre que le moment M_z^r réalisé par la FTCA proche de celui corrigé \bar{M}_z indiquant ainsi que l'objectif de stabilisation est atteint. Cependant, l'objectif de guidage longitudinal n'est pas atteint étant donné que l'accélération longitudinale virtuelle réalisée $a_{x_v}^r$ n'est pas proche de celle corrigée \bar{a}_{x_v} comme le montre la Figure 5.25. Ainsi, de bonnes performances de guidage latéral peuvent être constatées sur la Figure 5.23b (tirets sur la Figure 5.23b avec $|e_y| \leq 0.25$ m et $|e_\psi| \leq 1^\circ$). Tandis que les performances de guidage longitudinal sont dégradées comme illustré sur la Figure 5.23a (e_{V_x} grand).

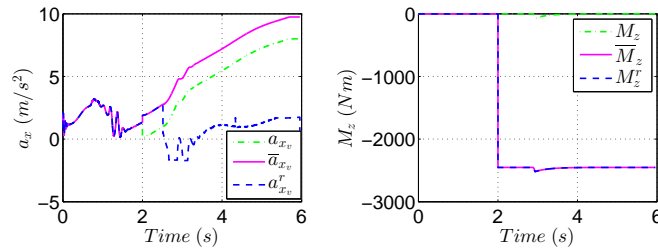


FIGURE 5.25 – Commandes virtuelles en utilisant la FTCA - Test 2 - Véhicule 2

Le haute precision du suivi du profil de vitesse lors du cas d'étude sans FTCA ne tient pas

compte du potentiel d'adhérence des pneumatiques et engendre ainsi une perte de stabilité latérale du véhicule ce qui nécessite l'application d'un moment stabilisant. En revanche, dans les cas d'étude avec FTCA (avec et sans défaut actionneur), la prise en compte du potentiel d'adhérence des pneumatiques afin d'atteindre l'objectif de guidage longitudinal, limite les performances de celui-ci et préserve la stabilité latérale du véhicule.

5.6 Conclusion

Dans ce chapitre, la coordination du guidage longitudinal et de la stabilisation latérale dans le cas d'une défaillance d'actionneur est traitée. Une architecture de commande hiérarchisée du GCC est proposée. Le problème posé par le conflit entre les deux objectifs de guidage et de stabilisation ainsi que par la défaillance d'actionneur est traité à travers une allocation de commande tolérante aux défauts actionneurs (FTCA). Cette dernière est basée sur la connaissance du défaut actionneur dont la dynamique est donnée selon quatre types de défauts. Cette allocation de commande permet de reconfigurer la distribution des commandes virtuelles sur les commandes réelles selon l'objectif de commande et l'apparition du défaut actionneur. Les performances de l'allocation de commande en boucle ouverte ont été évaluées à travers des exemples illustratifs selon le type de défaut pris en compte. La généralisation de l'algorithme d'allocation de commande proposée permet à celui-ci de s'appliquer sur différentes configurations du véhicule. L'efficacité de l'approche proposée est mise en évidence à travers l'étude et l'analyse de trois cas de configurations du véhicule.

Parmi les perspectives pouvant être explorées, la prise en compte de la dynamique des actionneurs est à considérer à travers une nouvelle formulation de la matrice de pondération des commandes réelles. L'étude du Cas 4 de configuration du véhicule est également à mener. Cela peut être réalisé à partir du Cas 3 en considérant cette fois-ci l'utilisation des moteurs-roues également pour la phase de freinage à travers la modification des contraintes sur la commande. Cela permet de coordonner l'utilisation du freinage par les moteurs-roues et le système de freinage classique [Le Solliec, G. et al., 2013]. Cette coordination peut être réalisée à travers la méthode d'allocation en série (Daisy Chaining) en considérant les moteurs-roues comme actionneurs primaires et le système de freinage classique comme actionneur secondaire suivant la formulation donnée dans [Sadien, 2020]. Il est ainsi possible d'utiliser uniquement les moteurs-roues si les objectifs de commande sont atteints et de compenser avec le système de freinage classique dans le cas contraire.

Dans la perspective de traiter également la tolérance au défaut de l'actionneur de la colonne

de direction dans la même architecture, il est possible d'introduire la couche d'allocation de commande (développée au cours du Chapitre 4) en cascade après celle développée au cours de ce chapitre. Les objectifs de commandes ne sont cependant pas garantis si l'utilisation de la seconde couche d'allocation engendre une saturation des actionneurs. Une piste intéressante à explorer consiste à unifier les objectifs de commande dans une seule allocation de commande. La formulation de cette dernière, donnée dans ce chapitre, peut être étendue afin de prendre en compte l'accélération latérale virtuelle qui peut être distribuée sur le vecteur des commandes réelles [Soltani, 2014]. Ce dernier est composé des forces latérales et longitudinales. Ainsi, les objectifs de guidage longitudinal/latéral et de stabilisation latérale peuvent être traités simultanément selon les contraintes/défaillances des actionneurs.

Conclusion Générale et Perspectives

Les travaux de cette thèse sont réalisés dans le cadre du projet SIMPHA qui vise à développer des systèmes dédiés à la conduite autonome pour une mobilité durable et pour tous. Ces travaux portent principalement sur la proposition d'architectures de guidage et de stabilisation d'un véhicule autonome en présence de défauts actionneurs. Trois principales problématiques sont traitées. Pour commencer, la problématique de stabilisation latérale est traitée afin de mieux coordonner les différents correcteurs de stabilisation. La problématique de guidage d'urgence est en suite abordée dans le cas d'une défaillance du système de direction. Enfin, la problématique d'unification des objectifs de commande de guidage et de stabilisation dans une seule architecture est abordée en tenant compte des défauts actionneurs. Les solutions proposées pour ces différentes problématiques reposent sur des architectures hiérarchisées de GCC et sont mises en œuvre sur CarMaker. La démarche de synthèse proposée va de la modélisation de la dynamique du véhicule à la conception et la validation en simulation.

Le point de départ de la synthèse des stratégies de commande est la modélisation de la dynamique du véhicule. Différents modèles orientés commande sont exposés compte tenu des hypothèses simplificatrices émises. L'environnement de simulation CarMaker est également présenté. Il est utilisé afin de valider les performances des stratégies de commande. En effet, une validation expérimentale n'est pas envisageable en raison des manœuvres critiques à effectuer sur un véhicule réel et des actionneurs spécifiques qui doivent équiper le véhicule, etc.

La stabilisation latérale du véhicule, représentant la première contribution de cette thèse, est traitée à travers la proposition d'une architecture de commande hiérarchisée. Cette architecture permet de coordonner les actions issues d'un braquage actif avant (AFS) et d'un contrôle direct de lacet (DYC). Différents critères de stabilité ont été introduits afin de proposer un superviseur permettant de coordonner ces systèmes actifs. Le superviseur proposé est basé sur la décomposition en différentes régions du pseudo plan de phase $\dot{\psi}$ - β . Chaque région permet de définir une zone de manœuvrabilité et une zone de perte de stabilité à travers deux fonctions d'activation. Ces dernières fournies en temps réel par le superviseur sont alors employées afin de coordonner

les actions des systèmes actifs [Khelladi et al., 2020]. La proposition d'utilisation de dispersions variables constitue une originalité de l'approche proposée, car cela permet de mieux anticiper le comportement du véhicule, et d'activer ainsi le système actif adéquat. Les performances de l'architecture proposée sont évaluées à travers de multiples simulations. Ces performances sont comparées, par des simulations, à celles obtenues en utilisant un superviseur basé sur le plan de phase $\beta-\dot{\beta}$, mais en gardant la même architecture. L'architecture de commande proposée permet de réduire l'amplitude de freinage nécessaire à la stabilisation, mais le temps utilisation de celui-ci est plus étendu comparé à l'approche classique.

Le guidage en situation d'urgence en présence de défaillance du système de direction est abordé en proposant une architecture de commande hiérarchisée. Cette dernière permet de gérer le comportement du véhicule en situation d'urgence afin de maintenir des performances acceptables de guidage lui permettant de s'arrêter, en toute sécurité, sur la bande d'arrêt d'urgence [Khelladi et al., 2020]. Les différents niveaux de l'architecture ont été adaptés afin de satisfaire ce objectif de commande. Tout d'abord, le problème posé par la génération de références lors d'une situation d'urgence est traité. Ensuite, le correcteur de guidage, composé d'un correcteur longitudinal et d'un correcteur latéral, assurent le suivi des références en fournissant les entrées de commandes adéquates, à savoir les couples de freinage et l'angle de braquage. Enfin, une formulation de l'allocation de commande est proposée afin de gérer les entrées de commande lors d'une situation normale et d'urgence. Son rôle est capital dans cette architecture, car elle permet de pénaliser l'angle de braquage, lorsque le système de direction est défaillant, et le remplacer par un freinage différentiel permettant ainsi de continuer à assurer le guidage latéral vers la bande d'arrêt d'urgence. Une attention particulière a été prêtée à la courbure maximale de la trajectoire et à la prise en compte des positions bloquées non nulles du braquage lors d'une défaillance en ligne droite et en virage. L'efficacité de l'approche proposée a été mise en évidence à travers différents cas de simulations.

Le contrôle global du châssis, assurant le guidage et la stabilisation du véhicule en présence de défaut actionneur, représente la troisième contribution de cette thèse. Le GCC est traité à travers la proposition d'une architecture de commande hiérarchisée permettant de coordonner les objectifs de guidage longitudinal et de stabilisation latérale utilisant les mêmes actionneurs. Le problème posé par le conflit entre les deux objectifs ainsi que par l'éventuelle défaillance actionneur est traité à travers la formulation d'une allocation de commande tolérante aux défauts actionneurs (FTCA). Cette dernière est basée sur la connaissance du défaut actionneur présenté selon quatre types. La FTCA permet de reconfigurer la distribution des commandes virtuelles sur les commandes réelles selon la priorité de l'objectif de commande (priorité à la stabilisation

latérale afin d'assurer la sécurité des passagers) ainsi que l'apparition du défaut actionneur. La généralisation de l'algorithme d'allocation de commande tolérante aux défauts permet à celui-ci de s'appliquer sur différentes configurations du véhicule. Les performances de l'architecture proposée incluant la FTCA sont finalement évaluées à travers de multiples simulations pour différents cas de configurations du véhicule.

Les travaux proposés dans cette thèse ouvrent des perspectives intéressantes sur la conception d'architectures de stabilisation et de guidage du véhicule autonome. Certaines de ces perspectives ont déjà été évoquées à la fin de chaque chapitre et peuvent être regroupées autour de quatre principales directions.

L'étude de la stabilisation latérale du véhicule peut être complétée en proposant une méthodologie de réglage du superviseur $\dot{\psi}$ - β fondée sur la mise en œuvre d'une analyse de sensibilité de ses paramètres. Par ailleurs, une autre formulation d'allocation de commande peut être envisagée afin de prendre en compte le transfert de couple à moyennes vitesses, limitant ainsi l'influence du DYC sur la dynamique longitudinale.

La stratégie de guidage d'urgence montre de bonnes performances lors d'une défaillance totale du système de direction. Il peut être intéressant néanmoins d'étendre l'approche proposée au cas de perte d'efficacité à travers un réglage de la matrice d'efficacité. Dans cette même perspective, la prise en compte des pertes d'efficacité/défaillance totale des freins mérite d'être abordée. Enfin, la génération de trajectoire peut être générée en prenant en compte des informations liées à la présence d'obstacles sur la route. L'idée est de définir les écarts longitudinal et latéral de la trajectoire d'urgence en fonction de la distance du véhicule par rapport aux obstacles adjacents.

L'architecture du contrôle global du châssis tolérante aux défauts peut être généralisée afin de faire face à un défaut du système de direction. Deux pistes peuvent être envisagées. La première porte sur l'introduction de la couche d'allocation de commande (développée au cours du Chapitre 4) en cascade à celle déjà intégrée dans l'architecture globale (Chapitre 5). Si cette solution semble aisée à mettre en œuvre, elle ne garantit pas pour autant que les objectifs de commandes soient atteints en présence de saturation des actionneurs. La deuxième piste contourne cette difficulté à travers une unification des objectifs de commande dans une seule allocation de commande. Cette nouvelle formulation doit prendre en compte l'accélération latérale virtuelle qui peut être distribuée sur le vecteur des commandes réelles. Ce dernier est composé des forces latérales et longitudinales. Ainsi, les objectifs de guidage longitudinal/latéral et de stabilisation latérale peuvent être traités simultanément selon les contraintes/défaillances des actionneurs.

Enfin, la validation expérimentale des stratégies de commande développées au cours de cette

thèse doit être conduite. Il est envisagé à cet effet d'utiliser la nouvelle plateforme expérimentale du véhicule à l'échelle réduite (1/5) en cours d'instrumentation. D'autre part, le robot mobile avec quatre roues motorisées récemment acquis dans le cadre du projet de recherche structurant SMART-UHA peut également servir comme moyen de validation de ces travaux.

Bibliographie

- [Abe et al., 2001] Abe, M., Kano, Y., Suzuki, K., Shibahata, Y., et Furukawa, Y. (2001). Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion by direct yaw moment. *Society of Automotive Engineers of Japan*, 22(4) :413 – 419.
- [Ammour et al., 2020] Ammour, M., Orjuela, R., et Basset, M. (2020). Trajectory Reference Generation and Guidance Control for Autonomous Vehicle Lane Change Maneuver. In *IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation*, Saint-Raphaël, France.
- [Anwar, 2005] Anwar, S. (2005). Yaw stability control of an automotive vehicle via generalized predictive algorithm. In *IEEE American Control Conference (ACC)*, Portland, USA.
- [Aripin et al., 2014] Aripin, M. K., Sam, Y. M., Danapalasingam, K. A., K. Peng, N. H., et Ismail, M. F. (2014). A Review of Active Yaw Control System for Vehicle Handling and Stability Enhancement. *International Journal of Vehicular Technology*, 2014 :15.
- [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., Daniel, J., Lauffenburger, J.-P., Orjuela, R., et Basset, M. (2012). Reference Generation and Control Strategy for Automated Vehicle Guidance. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV 2012)*, Alcalá de Henares, Spain.
- [Attia et al., 2014] Attia, R., Orjuela, R., et Basset, M. (2014). Dual-mode Control Allocation for Integrated Chassis Stabilization. In *19th IFAC WC*, Cape Town, South Africa.
- [Badji, 2009] Badji, B. (2009). *Non linear behaviour characterisation in vehicule dynamics domain*. Thèse de doctorat, Université de Technologie de Belfort-Montbéliard.
- [Bardawil et al., 2014] Bardawil, C., Talj, R., Francis, C., Charara, A., et Doumiati, M. (2014). Integrated vehicle lateral stability control with different coordination strategies between ac-

- tive steering and differential braking. In *17th IEEE International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*, Qingdao, China.
- [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 *20th IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety (ICVES)*, Madrid, Spain.
- [Berthier, 2011] Berthier, J. (2011). Les routes - géométrie des routes. Tech. Rep C4310 V1, Construction et travaux publics | Travaux publics et infrastructures.
- [Besselink et al., 2008] Besselink, I., Veldhuizen, T., et Nijmeijer, H. (2008). Improving yaw dynamics by feedforward rear wheel steering. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV 2008)*, Eindhoven, The Netherlands.
- [Bodson, 2002] Bodson, M. (2002). Evaluation of optimization methods for control allocation. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 25(4) :703–711.
- [Bokor, 2007] Bokor, J. (2007). Robust adaptive control : The qlpv paradigm. In *European Control Conference (ECC)*, Kos, Greece.
- [Bošković et Mehra, 2003] Bošković, J. D. et Mehra, R. K. (2003). Failure detection, identification and reconfiguration in flight control. In *Fault Diagnosis and Fault Tolerance for Mechatronic Systems : Recent Advances*. Springer-Verlag.
- [Boudali, 2019] Boudali, M. (2019). *Contributions au guidage d'un véhicule autonome en situations non conventionnelles de conduite*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.
- [Boudali et al., 2017] Boudali, M., Orjuela, R., et Basset, M. (2017). A comparison of two guidance strategies for autonomous vehicles. In *20th IFAC World Congress (WC)*, Toulouse, France.
- [Boudali et al., 2018] Boudali, M., Orjuela, R., Basset, M., et Attia, R. (2018). Emergency autonomous vehicle guidance under steering loss. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV 2018)*, Changshu, China.
- [Bouvin et al., 2018] Bouvin, J.-L., Hamrouni, E., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P., et Oustaloup, A. (2018). Hierarchical approach for Global Chassis Control. In *IEEE European Control Conference*, Limassol, Cyprus.
- [Boyd et al., 1994] Boyd, S., El Ghaoui, L., Feron, E., et Balakrishnan, V. (1994). *Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory*. Society for Industrial and Applied Mathematics.
- [Brach, 2009] Brach, R. (2009). Tire models for vehicle dynamic simulation and accident reconstruction. In *SAE Technical Paper*.

-
- [Brossard, 2006] Brossard, J.-P. (2006). *Dynamique du véhicule : modélisation des systèmes complexes*. Presses polytechniques et universitaires romandes.
- [Burckhardt, 1993] Burckhardt, M. (1993). *Fahrwerktechnik : Radschlupf-Regelsysteme*. Vogel Fachbuch.
- [Caroux, 2007] Caroux, J. (2007). *Modélisation, identification et observation de la dynamique transversale d'un véhicule*. Thèse de doctorat, Université de Haute Alsace - Mulhouse.
- [Chaib et al., 2004] Chaib, S., Netto, M. S., et Mammar, S. (2004). H/sub /spl infin//, adaptive, PID and fuzzy control : a comparison of controllers for vehicle lane keeping. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV 2004)*, Parma, Italy.
- [Chan, 2017] Chan, C.-Y. (2017). Advancements, prospects, and impacts of automated driving systems. *International Journal of Transportation Science and Technology*, (6) :208–216,.
- [Chokor, 2019] Chokor, A. (2019). *Design of several centralized and decentralized multilayer robust control architectures for global chassis control*. Thèse de doctorat, Université de Technologie de Compiègne.
- [Chokor et al., 2019] Chokor, A., Talj, R., Doumiati, M., et Charara, A. (2019). A global chassis control system involving active suspensions, direct yaw control and active front steering. In *9th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, Orléans, France.
- [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., 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. In *12th IFAC Symposium on Transportation Systems*, Redondo Beach, CA, USA.
- [Di Martino, 2005] Di Martino, R. (2005). *Modelling and simulation of the dynamic behaviour of the automobile*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.
- [Doumiati et al., 2013] Doumiati, M., Sename, O., Dugard, L., Martinez Molina, J., Gaspar, P., et Szabo, Z. (2013). Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking. *European Journal of Control*, 19(2) :121–143.
- [Dugoff et al., 1969] Dugoff, H., Fancher, P., et Segal, L. (1969). Tyre performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. Final report, US National Bureau of Standards.

- [F. Lin et Wang, 2019] F. Lin, Y. Zhang, Y. Z. G. Y. H. Z. et Wang, K. (2019). Trajectory tracking of autonomous vehicle with the fusion of dyc and longitudinal–lateral control. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 32(16).
- [Falcone et al., 2007] Falcone, P., Borrelli, F., Asgari, J., Hongtei, E. T., et Hrovat, D. (2007). Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 15(3) :566–580.
- [Feng et al., 2018] Feng, J., Bao, C., Wu, J., Cheng, S., Xu, G., et Liu, S. (2018). Research on methods of active steering control based on receding horizon control. *Energies*, 11(9).
- [Floquet, 2000] Floquet, T. (2000). *Contributions à la commande par modes glissants d'ordre supérieur*. Thèse de doctorat, Université de Lille 1 - Sciences et Technologies.
- [Fonod et al., 2015] Fonod, R., Henry, D., Charbonnel, C., Bornschlegl, E., Losa, D., et Ben-nani, S. (2015). Robust FDI for fault-tolerant thrust allocation with application to spacecraft rendezvous. *Control Engineering Practice*, 42 :12–27.
- [Forkenbrock et al., 2005] Forkenbrock, G., Elsasser, D. H., et O’Harra, B. C. (2005). Nhtsa’s light vehicle handling and esc effectiveness research program. Tech. Rep 05-0221.
- [Freitag et Schramm, 2012] Freitag, G. et Schramm, M. (2012). Electric wheel hub motor with high recuperative brake performance in automotive design. *World Electric Vehicle Journal*, 5(2) :510–513.
- [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, 2015] Funke, J. et Gerdes, J. C. (2015). Simple clothoid lane change trajectories for automated vehicles incorporating friction constraints. *ASME Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 138(2) :021002–9.
- [Furukawa et Abe, 1997] Furukawa, Y. et Abe, M. (1997). Advanced chassis control systems for vehicle handling and active safety. *Vehicle System Dynamics*, 28(2-3) :59–86.
- [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 Advanced in Automotive Control*, Orléans, France.
- [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 (ITSC)*, Rio de Janeiro, Brazil.

-
- [Gonzalez et al., 2015] Gonzalez, D., Perez, J., Milanés, V., et Nashashibi, F. (2015). A Review of Motion Planning Techniques for Automated Vehicles. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 17(4) :1135–1145.
- [Gordon et al., 2013] Gordon, T., Howell, M., et Brandao, F. (2013). Integrated control methodologies for road vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 40(1-3) :157–190.
- [Guillet, 2011] Guillet, J. (2011). *Etude et réduction d'ordre de modèles linéaires structurés Application à la dynamique du véhicule*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.
- [Guo et al., 2019] Guo, L., Ge, P., et Sun, D. (2019). Torque distribution algorithm for stability control of electric vehicle driven by four in-wheel motors under emergency conditions. *IEEE Access*, 7 :104737–104748.
- [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.
- [Haddad et al., 2012] Haddad, A., Aitouche, A., et Cocquempot, V. (2012). Fault tolerant control for autonomous vehicle by generating references for rear wheels steering. *IFAC Proceedings Volumes*, 45(24) :328 – 333.
- [Hamrouni et al., 2019] Hamrouni, E., Moreau, X., Benine-Neto, A., et Hernette, V. (2019). Skyhook and crone active suspensions : A comparative study. In *9th IFAC International Symposium on Advanced in Automotive Control*, Orléans, France.
- [Harkegard, 2002] Harkegard, O. (2002). Efficient active set algorithms for solving constrained least squares problems in aircraft control allocation. In *Proceedings of the 41st IEEE Conference on Decision and Control*, Las Vegas, USA.
- [He, 2005] He, J. (2005). *Integrated Vehicle Dynamics Control Using Active Steering, Driveline and Braking*. Thèse de doctorat, The University of Leeds, School of Mechanical Engineering.
- [Heo et al., 2015] Heo, H., Joa, E., Yi, K., et Kim, K. (2015). Integrated chassis control for enhancement of high speed cornering performance. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 8 :102–109.
- [Ivanov et Savitski, 2015] Ivanov, V. et Savitski, D. (2015). Systematization of integrated motion control of ground vehicles. *IEEE Access*, 3 :2080–2099.
- [Jingbo et al., 2020] Jingbo, Z., Jie, C., et Chengye, L. (2020). Stability coordinated control of distributed drive electric vehicle based on condition switching. *Mathematical Problems in Engineering*, 2020.
- [Johansen et Fossen, 2013] Johansen, T. A. et Fossen, T. I. (2013). Control allocation—a survey. *Automatica*, 49(5) :1087 – 1103.

- [Jonasson et Thor, 2018] Jonasson, M. et Thor, M. (2018). Steering redundancy for self-driving vehicles using differential braking. *Vehicle System Dynamics*, 56(5) :791–809.
- [Kapania et Gerdes, 2015] Kapania, N. 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.
- [Khelladi et al., 2020] Khelladi, F., Boudali, M., Orjuela, R., Cassaro, M., Basset, M., et Roos, C. (2020). An emergency hierarchical guidance control strategy for autonomous vehicles. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, pages 1–12.
- [Khelladi et al., 2019] Khelladi, F., Orjuela, R., et Basset, M. (2019). Direct yaw control based on a phase plan decomposition for enhanced vehicle stability. In *10th IFAC Symposium on Intelligent Autonomous Vehicles*, Gdansk, Poland.
- [Khelladi et al., 2020] Khelladi, F., Orjuela, R., et Basset, M. (2020). Coordinated afs and dyc for autonomous vehicle steerability and stability enhancement. In *21st IFAC World Congress (WC)*, Berlin, Germany.
- [Kissai, 2019] Kissai, M. (2019). *Optimal Coordination of Chassis Systems for Vehicle Motion Control*. Thèse de doctorat, Université de Pais-Saclay.
- [Laghmara, 2020] Laghmara, H. (2020). *Association et suivi d'objets par les fonctions de croyance. Application à la perception multisensorielle*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.
- [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 *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV 2019)*, Paris, France.
- [Laghmara et al., 2017] Laghmara, H., Doumiati, M., Talj, R., et Charara, A. (2017). Yaw moment Lyapunov based control for In-Wheel-Motor-Drive Electric Vehicle. In *20th IFAC World Congress (WC)*, Toulouse, 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 - Mulhouse.
- [Le Sollic, G. et al., 2013] Le Sollic, G., Chasse, A., Van-Frank, J., et Walser, D. (2013). Dual mode vehicle with in-wheel motor : Regenerative braking optimization. *Oil Gas Sci. Technol. - Rev. IFP Energies nouvelles*, 68(1) :95–108.
- [Lee et al., 2007] Lee, J., H.Lee, J.Kim, et J.Jeong (2007). Model-based fault detection and iso-

-
- lation for electric power steering system. In *International Conference on Control, Automation and Systems*, Seoul, Korea.
- [Lee et Lee, 2020] Lee, K. et Lee, M. (2020). Fault-tolerant stability control for independent four-wheel drive electric vehicle under actuator fault conditions. *IEEE Access*, 8 :91368–91378.
- [Lee et al., 2014] Lee, S., Son, Y., et Chung, C. (2014). Robust real-time optimal autonomous highway driving control system : Development and implementation. In *19th IFAC World Congress (WC)*, Cape Town, South Africa.
- [Li et al., 2019] Li, B., Siampis, E., Lin, C., Longo, S., et Velenis, E. (2019). A time-efficient integrated path-tracking and control allocation method for autonomous electric vehicle. In *58th IEEE Conference on Decision and Control (CDC 2019)*, Nice, France.
- [Liu et al., 2018] Liu, K., Gong, J., Kurt, A., Chen, H., et Ozguner, U. (2018). Dynamic modeling and control of high-speed automated vehicles for lane change maneuver. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, 3(3) :329–339.
- [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. Proceedings*, Maribor, Slovenia.
- [Liu et al., 2017] Liu, W., Xiong, L., Leng, B., Meng, H., et Zhang, R. (2017). Vehicle stability criterion research based on phase plane method. In *WCXTM 17 : SAE WC*, Detroit, United States.
- [Mammar et Koenig, 2002] Mammar, S. et Koenig, D. (2002). Vehicle handling improvement by active steering. *Vehicle System Dynamics*, 38(3) :211–242.
- [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.
- [Michelin, 2001] Michelin (2001). *Le pneu L'adhérence*. Société de Technologie Michelin.
- [Mirzaei, 2010] Mirzaei, M. (2010). A new strategy for minimum usage of external yaw moment in vehicle dynamic control system. *Transportation Research Part C : Emerging Technologies*, 18(2) :213 – 224.
- [Montrouge, 2019] Montrouge, A. (2019). *On Study and Identification Methodology of Tire/Road Interaction from Instrumented Vehicle Tests*. Thèse de doctorat, Université de Haute Alsace - Mulhouse.
- [Moshchuk et al., 2013] Moshchuk, N.-K., Chen, S.-K., Lee, J.-W., Zagorski, C.-T., et Chatterjee, A. (2013). Collision avoidance maneuver through differential braking. *Patent US 2013/0030651 A1*.

- [Mousavinejad et al., 2017] Mousavinejad, E., Han, Q. L., Yang, F., Zhu, Y., et Vlacic, L. (2017). Integrated control of ground vehicles dynamics via advanced terminal sliding mode control. *Vehicle System Dynamics*, 55(2) :268–294.
- [Nielsen et Kiencke, 2000] Nielsen, L. et Kiencke, U. (2000). *Automotive Control Systems : For Engine, Driveline, and Vehicle*. Springer, 2nd edition.
- [Nouvelière et Mammar, 2007] Nouvelière, L. et Mammar, S. (2007). Experimental vehicle longitudinal control using a second order sliding mode technique. *Control Engineering Practice*, 15(8) :943 – 954.
- [Oppenheimer et al., 2006] Oppenheimer, M. W., Doman, D. B., et Bolender, M. A. (2006). Control allocation for over-actuated systems. In *14th Mediterranean Conference on Control and Automation*, Ancona, Italy.
- [Orjuela et al., 2019] Orjuela, R., Ledy, J., et Basset, M. (2019). SIMPHA Experience : Contribution to new mobility solutions for people with reduced mobility in the Upper Rhine context. In *Sustainability research in the Upper Rhine region*.
- [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).
- [Orjuela et al., 2009] Orjuela, R., Marx, B., Ragot, J., et Maquin, D. (2009). On the simultaneous state and unknown input estimation of complex systems via a multiple model strategy. *IET Control Theory and Applications*, 3(7) :877–890.
- [Pacejka, 2005] Pacejka, H. (2005). *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2nd edition.
- [Porcel, 2003] Porcel, A. (2003). *Contribution à la commande multivariable des systèmes complexes rapides, instables ou pseudostables*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.
- [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, 2nd edition.
- [Rathai et al., 2019] Rathai, K., Alamir, M., et Sename, O. (2019). Experimental implementation of model predictive control scheme for control of semi-active suspension system. In *9th IFAC International Symposium on Advances in Automotive Control*, Orleans, France.
- [Sabra, 2015] Sabra, H. (2015). *Contribution à l'analyse de sensibilité des systèmes complexes : application à la dynamique du véhicule*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.

-
- [Sadien, 2020] Sadien, E. (2020). *Design of aircraft integrated ground control laws*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace.
- [Sadien et al., 2020] Sadien, E., Roos, C., Birouche, A., Carton, M., Grimault, C., Romana, L. E., et Basset, M. (2020). A simple and efficient control allocation scheme for on-ground aircraft runway centerline tracking. *Control Engineering Practice*, 95 :104228.
- [Savitski et al., 2015] Savitski, D., Ivanov, V., Augsborg, K., Dhaens, M., Els, S., et Sandu, C. (2015). State-Of-The-Art and future developments in integrated chassis control for ground vehicles. In *13th ISTVS European Conferen*, Rome, Italy.
- [Selby, 2003] Selby, M. A. (2003). *Intelligent Vehicle Motion Control*. Thèse de doctorat, The University of Leeds, School of Mechanical Engineering.
- [Shaout et McGirr, 2013] Shaout, A. et McGirr, K. (2013). Real-time systems in automotive applications : Vehicle stability control. *Electrical Engineering Research*, 1(4) :703–711.
- [Shen et Tan, 2017] Shen, H. et Tan, Y. (2017). Vehicle handling and stability control by the cooperative control of 4WS and DYC. *Modern Physics Letters B*, 31(19-21) :1740090.1–1740090.6.
- [Shibahata, 2005] Shibahata, Y. (2005). Progress and future direction of chassis control technology. *Annual Reviews in Control*, 29 :151–158.
- [Shibahata et al., 1993] Shibahata, Y., Shimada, K., et Tomari, T. (1993). Improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control. *Vehicle System Dynamics : International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 22(5-6) :465–481.
- [Shtessel et al., 2014] Shtessel, Y., Edwards, C., Fridman, L., et Levant, A. (2014). *Sliding Mode Control and Observation*. Springer.
- [Smakman, 2000] Smakman, H. (2000). *Functional integration of slip control with active suspension for improved lateral vehicle dynamics*. Thèse de doctorat, Delft University of Technology.
- [Soltani, 2014] Soltani, A. (2014). *Low Cost Integration of Electric Power-Assisted Steering (EPAS) with Enhanced Stability Program (ESP)*. Thèse de doctorat, Université de Cranfield.
- [Son et al., 2015] Son, Y. S., Kim, W., Lee, S., et Chung, C. C. (2015). Robust multirate control scheme with predictive virtual lanes for lane-keeping system of autonomous highway driving. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 64(8) :3378–3391.
- [Svensson et al., 2018] Svensson, L., Masson, L., Mohan, N., Ward, E., Brenden, A. P., Feng, L., et Torngren, M. (2018). Safe Stop Trajectory Planning for Highly Automated Vehicles : An Optimal Control Problem Formulation. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV 2018)*, Changshu, China.

- [Tagne Fokam, 2014] Tagne Fokam, G. (2014). *Commande et planification de trajectoires pour la navigation de véhicules autonomes*. Thèse de doctorat, Université de Technologie de Compiègne.
- [Tan et Edwards, 2003] Tan, C. P. et Edwards, C. (2003). Sliding mode observers for robust detection and reconstruction of actuator and sensor faults. *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 13 :443–463.
- [Termous et al., 2018] Termous, H., Shraim, H., Talj, R., Francis, C., et Charara, A. (2018). Coordinated control strategies for active steering, differential braking and active suspension for vehicle stability, handling and safety improvement. *Vehicle System Dynamics*, 57(10) :1494–1529.
- [Tondel et Johansen, 2005] Tondel, P. et Johansen, T. (2005). Control allocation for yaw stabilization in automotive vehicles using multiparametric nonlinear programming. In *IEEE American Control Conference (ACC)*, Portland, OR, USA.
- [Utkin, 1992] Utkin, V. (1992). *Sliding Modes in Control and Optimization*. Springer.
- [Veldhuizen, 2007] Veldhuizen, T. (2007). Yaw rate feedback by active rear wheel steering. Master’s thesis, Eindhoven University of Technology.
- [Venture, 2003] Venture, G. (2003). *Identification des paramètres dynamiques d’une voiture*. Thèse de doctorat, École Centrale de Nantes.
- [Wong, 2001] Wong, J. (2001). *Theory of Ground vehicles*. John Wiley and Sons, INC, 3rd edition.
- [Yang et al., 2010] Yang, I., Kim, D., et Lee, D. (2010). Fault-tolerant control strategy based on control allocation using smart actuators. In *Conference on Control and Fault-Tolerant Systems (SysTol 2010)*, Nice, France.
- [Zaccarian, 2009] Zaccarian, L. (2009). Dynamic allocation for input redundant control systems. *Automatica*, 45(6) :1431–1438.
- [Zami, 2005] Zami, B. (2005). *Contribution à l’identification de la liaison Véhicule-Sol d’un véhicule automobile : Estimation des paramètres de modèles de pneumatiques*. Thèse de doctorat, Université de Haute Alsace - Mulhouse.
- [Zhang et Cocquempot, 2014] Zhang, X. et Cocquempot, V. (2014). Fault tolerant control for an electric 4wd vehicle’s path tracking with active fault diagnosis. *IFAC Proceedings Volumes*, 47(3) :6728–6734.
- [Zhang et Jiang, 2002] Zhang, Y. et Jiang, J. (2002). Active fault-tolerant control system against partial actuator failures. *IEE Proceedings : Control Theory and Applications*, 149(1) :95–104.
