



HAL
open science

Contribution à la modélisation et au contrôle global de la dynamique d'un robot agricole autonome sous-actionné

David Vieira Gois Fernandes

► To cite this version:

David Vieira Gois Fernandes. Contribution à la modélisation et au contrôle global de la dynamique d'un robot agricole autonome sous-actionné. Automatique / Robotique. Université de Haute Alsace - Mulhouse, 2022. Français. NNT : 2022MULH5706 . tel-04300638

HAL Id: tel-04300638

<https://theses.hal.science/tel-04300638>

Submitted on 22 Nov 2023

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.

Année 2022

N° d'ordre :

UNIVERSITÉ DE HAUTE-ALSACE
UNIVERSITÉ DE STRASBOURG

THÈSE

Pour l'obtention du grade de
DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE HAUTE-ALSACE
ÉCOLE DOCTORALE : Mathématiques, Sciences de l'information et de l'ingénieur (ED 269)
Discipline : Automatique

Présentée et soutenue publiquement
par
David VIEIRA GOIS FERNANDES

Le 8 Décembre 2022

Contribution à la modélisation et au contrôle global de la dynamique d'un robot agricole autonome sous-actionné

Composition du jury :

<i>Rapporteurs :</i>	Rachid OUTBIB	Prof. à l'Université de Aix Marseille
	Olivier SENAME	Prof. à Grenoble INP
<i>Examineur :</i>	Reine TALJ	Chargée de Recherche CNRS, HDR à l'Université Technologie de Compiègne
<i>Encadrants :</i>	Michel BASSET	Prof. à l'Université de Haute-Alsace
	Rodolfo ORJUELA	Prof. à l'Université de Haute-Alsace
<i>Invité :</i>	Matthias SPISSER	Ing. à Technology&Strategy Group

David Vieira

david.vieira-gois-fernandes@uha.fr

2019-2022 

Remerciements

Je commence mes remerciements en exprimant ma profonde gratitude envers toute l'équipe MIAM qui m'a chaleureusement entouré tout au long de cette merveilleuse aventure. Je tiens particulièrement à adresser mes sincères remerciements à Jonathan Ledy, l'âme vibrante de cette équipe, sans qui mon expérience au sein du MIAM n'aurait certainement pas été la même. Mes collègues doctorants méritent également toute ma reconnaissance pour avoir partagé avec moi des moments empreints de joie, de doute et surtout de solitude.

Un remerciement spécial va à Jules, avec qui j'ai partagé d'innombrables délires scientifiques jusqu'à en perdre le sommeil. Je souhaite également exprimer ma profonde gratitude à mon compagnon d'aventures, Vasile, avec qui j'ai vécu des moments inoubliables lors de nos escapades sauvages à travers la France et au-delà. Je tiens également à adresser mes remerciements à Joël, notre assistant ingénieur hors pair, capable du meilleur comme du pire, mais surtout du pire ! Merci pour tous les moments partagés et ton soutien infaillible, toi qui viens des Vosges !

Enfin, mes encadrants, Matthias, Rodolfo et Michel, méritent un remerciement sincère. Leur confiance en moi et leur soutien inestimable m'ont accompagné tant dans les bons moments que dans les plus difficiles. Je tiens à vous remercier chaleureusement pour tout cela. Mes remerciements vont également aux membres du jury, Reine Talj, Olivier Sename et Rachid Outbib, qui ont accepté de consacrer leur temps à lire et à écouter ce travail.

En dernier lieu, comment pourrais-je ne pas exprimer ma profonde gratitude envers ma famille. Mes parents et mes sœurs méritent tout mon respect pour m'avoir encouragé et soutenu tout au long de ce projet. Je termine ces remerciements en exprimant ma reconnaissance la plus profonde envers une personne qui a généreusement consacré son temps et m'a soutenu malgré toutes les contraintes que cela impliquait. À toi, mon amie, ma confidente, ma compagne Aurore, qui a toujours été à mes côtés, merci du fond du cœur !

À tous ceux que j'ai mentionnés, à ceux que je n'ai pas nommés mais à qui je pense, à tous ceux qui ont participé de près ou de loin à cette aventure, je tiens à vous assurer que vous ne quitterez jamais mes pensées.

In cordibus nostris vivas.

Table des matières

Table des figures	ix
Liste des tableaux	xiii
Publications	xv
Nomenclature	xviii
1. Introduction	1
1.1. Contexte scientifique et industriel	1
1.1.1. Défis scientifiques et enjeux environnementaux	2
1.1.2. Problématiques inhérentes au contexte agricole	4
1.1.3. Collaboration industrielle	6
1.1.4. Objectifs de la thèse	6
1.2. Contributions de la thèse	7
1.2.1. Modélisation de l'interaction roue/sol en milieux déformables	7
1.2.2. Commande de véhicule tout-terrain en présence de fort glissement	8
1.2.3. Commande de véhicule tout-terrain en présence de grande dérive	8
1.2.4. Mise en œuvre d'un environnement de co-simulation ciblé tout-terrain	9
1.2.5. Déploiement des algorithmes sur le système embarqué	9
1.2.6. Dissémination grand public dans le contexte industriel	10
1.3. Organisation du manuscrit	10
2. Modélisation des véhicules tout-terrain	13
2.1. Introduction	13
2.2. Modélisation générale du véhicule	14
2.2.1. Système de coordonnées et repérage	15
2.3. Cinématique du véhicule	16
2.3.1. Hypothèse de roulement sans glissement	16
2.3.2. Modèle cinématique	17
2.3.3. Modèle cinématique étendu	19
2.4. Dynamique du véhicule	21
2.4.1. Système de coordonnées et paramétrage	21
2.4.2. Modèle bicyclette	23
2.4.3. Modèle 4 roues non-linéaire	26
2.5. Modèle de validation d'un véhicule tout-terrain	28
2.5.1. Simulation sous l'environnement <i>ProjectChrono</i>	29
2.5.2. Modèle <i>ProjectChrono</i> d'un véhicule tout-terrain	30
2.6. Moyens d'essais expérimentaux : présentation du véhicule prototype tout-terrain	32
2.6.1. Capteurs embarqués sur KIPP	33
2.6.2. Actionneurs embarqués sur KIPP	34
2.6.3. Déploiement des algorithmes embarqués sur KIPP	35

2.6.4.	Support technique mis à disposition	35
2.7.	Conclusion	36
3.	Modélisation de l'interaction roue/sol en environnements déformables	37
3.1.	Introduction	37
3.2.	Formalisme et notations des phénomènes physiques appliqués au pneumatique	38
3.2.1.	Glissement longitudinal	40
3.2.2.	Glissement latéral ou angle de dérive	41
3.3.	Modèle d'interaction roue/sol déformable pour des véhicules à roues	41
3.3.1.	Propriétés d'un sol déformable	42
3.3.2.	Théorie de l'élasticité/plasticité	43
3.3.3.	Équations du modèle d'interaction tout-terrain	44
3.3.4.	Caractéristiques inhérentes au modèle d'interaction tout-terrain	46
3.4.	Modèle pneumatique de synthèse pour des applications en milieux déformables	49
3.4.1.	Modèle de Burckhardt adapté aux applications tout-terrain (<i>Adapted Burckhardt Tire Model (ABTM)</i>)	50
3.4.2.	Procédure d'une <i>flat-trac</i> virtuelle pour la génération d'un ensemble de données représentatif de l'interaction roue/sol déformable	53
3.4.3.	Procédure d'identification des paramètres du modèle ABTM	56
3.4.4.	Estimation des paramètres du modèle ABTM pour différents sols déformables	58
3.5.	Conclusion	59
4.	Stratégies de commande robustes longitudinales en présence de fort glissement	61
4.1.	Introduction	61
4.2.	Modèle de synthèse longitudinal	62
4.2.1.	Modèle pneumatique ABTM linéarisé	63
4.2.2.	Modèle longitudinal LTI de synthèse	66
4.3.	Commande longitudinale de suivi de vitesse	67
4.3.1.	Formulation du problème et objectifs	68
4.3.2.	Approche par <i>Gain Scheduling</i>	68
4.3.3.	Approche robuste par synthèse H_∞	72
4.4.	Limitation du glissement longitudinal par mode glissant	82
4.4.1.	Principe de la commande par mode glissant	83
4.4.2.	Modèle non-linéaire de synthèse	85
4.4.3.	Conception d'un contrôleur de glissement : approche SMC	85
4.4.4.	Estimation des efforts longitudinaux et du glissement à la roue	87
4.5.	Architecture globale de commande et résultats	88
4.5.1.	Architecture de commande longitudinale multi-objectifs	89
4.5.2.	Résultats de simulation sous l'environnement <i>ProjectChrono</i>	90
4.5.3.	Résultats expérimentaux réels sur prototype	95
4.6.	Conclusion	96
5.	Stratégies de commande robustes latérales en présence de grande dérive	99
5.1.	Introduction	99
5.2.	Modèle latéral de synthèse	101
5.2.1.	Modèle LTI de synthèse	102
5.3.	Stratégies de guidage latéral	105
5.3.1.	Formulation du problème et objectifs	105

5.3.2. Algorithme de guidage latéral basé sur une approche géométrique dynamique combinée	106
5.4. Estimation de la localisation et attitude du véhicule par fusion de données	109
5.4.1. Architecture de fusion INS/GNSS par couplage lâche	110
5.4.2. Résultats expérimentaux sur prototype	117
5.5. Commande latérale de suivi de trajectoire	118
5.5.1. Approche robuste par synthèse \mathcal{H}_∞	118
5.5.2. Modèle LPV de synthèse	120
5.5.3. Modèle LPV <i>Grid-Based</i> de synthèse	122
5.5.4. Application à la synthèse robuste par modèle <i>Grid-Based</i> au problème de guidage latéral	123
5.6. Architecture globale de commande et résultats	126
5.6.1. Architecture globale de commande pour le guidage latéral	126
5.6.2. Résultats de simulation sous l'environnement <i>ProjectChrono</i>	127
5.6.3. Résultats expérimentaux sur prototype	130
5.7. Conclusion	134
6. Conclusion générale	137
6.1. Bilan des travaux	137
6.2. Valorisation industrielle	138
6.3. Limitations et perspectives	138
6.4. Vers un prototype de 2ème génération sur-actionné	139
Bibliographie	141
A. Configuration des essais sur la <i>flat-trac</i> virtuelle	151
B. Estimateurs d'état à base de filtrage de Kalman	153

Table des figures

1.1. Domaines d'application de l'agriculture 4.0.	2
1.2. Exemple de concepts de robots agricoles autonomes.	3
1.3. Illustration de la compaction du sol suite au passage d'un tracteur.	3
1.4. Exemples de systèmes de guidage d'outils passifs.	5
1.5. Exemples de manœuvres de demi-tour.	5
1.6. Collaboration industrielle de recherche.	6
1.7. Description de la procédure d'obtention d'un modèle d'interaction roue/sol déformable de synthèse.	8
1.8. Schéma de synthèse du manuscrit de thèse et les inter-connexions entre les chapitres.	10
2.1. Catégorie d'appartenance des modèles de modélisation du comportement du véhicule.	15
2.2. Repérage d'un robot mobile.	15
2.3. Roulement sans glissement.	17
2.4. Modèle bicyclette cinématique.	18
2.5. Modèle bicyclette cinématique étendu.	19
2.6. Composition de la dynamique globale du châssis.	21
2.7. Conventions des axes et repérage du châssis.	22
2.8. Mouvements de rotation du véhicule.	22
2.9. Repérage d'une roue.	23
2.10. Modèle bicyclette.	24
2.11. Modèle 4 roues.	26
2.12. Modèle longitudinal.	27
2.13. Principaux systèmes et flux de données d'échange.	29
2.14. Module de co-simulation.	30
2.15. Modèle de simulation sous l'environnement <i>ProjectChrono</i>	31
2.16. Plate-forme expérimentale KIPP.	32
2.17. Architecture globale des composants du prototype KIPP.	32
2.18. Capteurs embarqués dans la plate-forme d'essais KIPP.	33
2.19. Actionneurs embarqués dans la plate-forme d'essais KIPP.	34
2.20. Génération de code pour l'intégration des algorithmes de commande sur KIPP.	35
3.1. Définition des efforts et moments au point de contact entre la roue et le sol.	39
3.2. Caractéristiques principales des efforts pneumatiques.	40
3.3. Glissement latéral ou angle de dérive.	41
3.4. Cercles de Mohr.	42
3.5. Techniques de caractérisation des paramètres d'un sol déformable.	43
3.6. Courbe de contrainte/déformation du sol.	43
3.7. Contrainte normale et de cisaillement d'une roue mobile sur un terrain déformable.	44
3.8. Déplacement des particules liées au sol en fonction de la vitesse d'une roue [Wong et Reece, 1967b].	45

3.9. Exemple de forces longitudinales pures ($\alpha = 0$ deg) pour un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m.	47
3.10. Exemple des forces latérales pour un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m se mouvant sur un sol de type sablonneux/boueux.	48
3.11. Ellipse d'adhérence pour un sol déformable sablonneux/boueux en contact d'une roue rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m.	48
3.12. Analyse de l'influence des paramètres de forme sur les forces longitudinales du pneu : comparaison entre le modèle original de Burckhardt et le modèle ABTM.	52
3.13. Modèle numérique d'élévation (<i>Digital Elevation Model</i> (DEM)) d'une surface de terrain déformable.	54
3.14. Comparaison entre une <i>Flat-trac</i> réelle et virtuelle.	55
3.15. Efforts longitudinaux et latéraux obtenus à partir d'un banc d'essai virtuel pour un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m se mouvant sur différents types de sol déformable.	55
3.16. Analyse de la fonction coût pour quatre couples différents de paramètres.	57
3.17. Courbes des forces longitudinales estimées du modèle ABTM pour une interaction roue/sol déformable et un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m.	58
3.18. Organigramme des principales étapes d'estimation des paramètres du modèle ABTM.	59
4.1. Modèle de la chaîne de traction longitudinale.	63
4.2. Définition des régions d'intérêt de l'effort longitudinal.	64
4.3. Courbes des forces longitudinales estimées en traction pour une interaction roue/sol déformable et un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m.	64
4.4. Rigidités longitudinales du modèle ABTM.	65
4.5. Schéma général de l'approche de contrôle par <i>Gain Scheduling</i>	68
4.6. Diagramme de Bode du système LTI (4.5) pour trois types de rigidité pneumatique.	70
4.7. Schéma de la boucle fermée : approche PID- <i>Gain Scheduling</i>	71
4.8. Résultats de simulation en boucle fermée PID- <i>Gain Scheduling</i> pour un suivi de vitesse sur sols de différentes natures.	71
4.9. Problème \mathcal{H}_∞ standard.	74
4.10. Problème de sensibilité mixte.	76
4.11. Diagramme de Bode du modèle nominal et de la famille des modèles incertains.	77
4.12. Gabarits des fonctions de sensibilité w_1 et w_2 par rapport au modèle nominal et incertain.	79
4.13. Diagramme de Bode du régulateur longitudinal robuste $K(j\omega)$	79
4.14. Schéma d'interconnexion standard pour la μ -analyse.	80
4.15. Diagramme de Black-Nichols de la boucle ouverte (FTBO) en présence d'incertitudes paramétriques.	81
4.16. Théorème des Petits Gains : stabilité robuste.	82
4.17. Principe de la méthode par mode glissant.	83
4.18. Définition des entrées/sorties de l'estimateur longitudinal pour la commande par mode glissant.	87
4.19. Comparaison des estimations des variables longitudinales nécessaires à la commande par mode glissant.	89

4.20. Architecture globale de commande multi-objectif d'un véhicule tout-terrain sous-actionné.	90
5.1. Modèle du système de direction.	101
5.2. Erreurs de guidage latéral.	105
5.3. Algorithme de <i>Pure Pursuit</i>	107
5.4. Architecture géométrique et dynamique unifiée pour le suivi de trajectoire.	108
5.5. Extraction de la trajectoire local pour l'algorithme de suivi combiné.	109
5.6. Référentiels de coordonnées du système.	110
5.7. Définition des référentiels liés au véhicule.	111
5.8. Diagramme de mécanisation de l'INS.	112
5.9. IMU sensor errors modeling.	113
5.10. Mesures des données de l'accéléromètre et du gyroscope.	114
5.11. Exemple de quantification des paramètres constituant le modèle de bruit à partir de l'analyse graphique de la variance d'Allan.	114
5.12. Architecture de fusion de données par couplage lâche entre un IMU et deux RTK-GNSS.	116
5.13. Résultats expérimentaux sur la localisation et attitude obtenus après la fusion de données.	117
5.14. Attitude estimée.	118
5.15. Diagramme de Bode du modèle nominal et de la famille des modèles incertains.	119
5.16. Gabarits des fonctions de sensibilité w_1 et w_2 de synthèse latérale.	120
5.17. Représentation d'un système polytopique à deux paramètres variants.	122
5.18. Représentation d'un système LPV <i>Grid-Based</i> à deux paramètres variants.	122
5.19. Comparaison du modèle LPV <i>Grid-Based</i> par rapport au modèle non-linéaire.	123
5.20. Performances en boucle fermée par synthèse LPV <i>Grid-Based</i> : sommet $v_k = 1$ km/h	125
5.21. Performances en boucle fermée par synthèse LPV <i>Grid-Based</i> : sommet $v_k = 15$ km/h	125
5.22. Diagramme de Bode des contrôleurs latéraux synthétisés par l'approche LPV <i>Grid-Based</i>	126
5.23. Architecture globale de commande pour le guidage latéral de précision.	127
5.24. Suivie de trajectoire par approche <i>Pure Pursuit</i> : comparaison entre un modèle véhicule comprenant un modèle actionneur et sans modèle actionneur.	128
5.25. Robustesse à la variation de vitesse longitudinale v_x par approche LPV <i>Grid-Based</i> sur sol rigide.	129
5.26. Robustesse à la variation de vitesse longitudinale v_x par approche LPV <i>Grid-Based</i> sur sol déformable.	130
5.27. Robustesse à la variation de vitesse longitudinale v_x sur sol rigide par approche <i>Grid-Based</i> avec le prototype d'essais.	131
5.28. Robustesse à la variation de rigidité latérale C_α sur sol rigide par approche <i>Grid-Based</i> avec le prototype d'essais.	132
5.29. Photographies de KIPP sur des trajectoires réelles.	133
5.30. Robustesse à la variation à la variation de la nature du sol par approche <i>Grid-Based</i> avec le prototype d'essais dans un verger.	134
5.31. Robustesse à la variation à la variation de la nature du sol par approche <i>Grid-Based</i> avec le prototype d'essais sur un chemin de terre entre deux champs.	134

6.1. Évolution de la plateforme expérimentale.	139
B.1. Comparaison du principe de fonctionnement entre un Filtre de Kalman Linéaire et un Filtre de Kalman Étendu.	153
B.2. Procédure récursive d'un Filtre de Kalman Étendu.	154

Liste des tableaux

2.1. Valeurs des paramètres du véhicule du simulateur <i>SIL</i>	31
3.1. Différents modes de glissement longitudinal.	41
3.2. Phénomènes physiques tout-terrain simulés	46
3.3. Valeurs des paramètres des sols déformables.	47
3.4. Valeurs des coefficients de forme pour l'étude qualitative.	52
3.5. Signification physique des coefficients de forme du modèle ABTM.	53
3.6. Comparaison des caractéristiques principales des modèles pneumatiques.	53
3.7. Bornes des paramètres longitudinales du modèle ABTM.	57
3.8. Paramètres du modèle ABTM obtenus	58
4.1. Précision du modèle de traction ABTM proposé.	65
4.2. Rigidités longitudinale obtenues à partir du modèle d'interaction ABTM.	65
4.3. Rigidités longitudinales pneumatique pour une roue rigide de rayon $r = 0,335$ m et de largeur $b = 0,203$ m se déplaçant sur un sol déformable et un glissement longitudinal constant de 10%.	70
4.4. Valeurs des paramètres fixés pour les fonctions de pondération w_1 et w_2	78
4.5. Erreur RMS de suivi de vitesse sur sol rigide.	92
4.6. Erreur RMS de suivie de vitesse sur un sol rigide à adhérence mixte.	93
4.7. Erreur RMS de suivie de vitesse sur sol mixte.	94
4.8. Erreur RMS de suivi de consigne de vitesse longitudinale sur prototype.	96
5.1. Valeurs des paramètres fixés pour l'algorithme <i>Pure Pursuit</i>	107
5.2. Quantification des paramètres du modèle d'erreur obtenus pour l'IMU Xsens MTi-2T series.	115
5.3. Valeurs des paramètres fixés pour les fonctions de pondération w_1 et w_2 pour la synthèse latérale.	119
5.4. Valeurs des paramètres fixés pour les fonctions de pondération w_1 et w_2 pour la synthèse latérale par approche <i>Grid-Based</i>	124
5.5. Indice de performance de la synthèse \mathcal{H}_∞ par approche <i>Grid-Based</i>	124
5.6. Marge de stabilité robuste des contrôleurs par approche <i>Grid-Based</i>	125
5.7. Erreur RMS latérale en suivi de trajectoire par approche LPV <i>Grid-Based</i> sur sol rigide pour différentes vitesses longitudinales.	128
5.8. Erreur RMS latérale en suivi de trajectoire par approche LPV <i>Grid-Based</i> sur sol déformable pour différentes vitesses longitudinales.	129
5.9. Erreur RMS latérale en suivi de trajectoire par approche LPV <i>Grid-Based</i> sur sol rigide pour différentes vitesses longitudinales sur le prototype d'essais.	131
5.10. Erreur RMS latérale en suivi de trajectoire par approche LPV <i>Grid-Based</i> sur sol rigide pour différentes vitesses longitudinales et différentes pressions des pneumatiques sur le prototype d'essais.	133
A.1. Description des tests réalisés sur la <i>flat-trac</i> virtuelle.	151

A.2. Valeurs des paramètres des sols déformables. 151

Publications

Journal international avec comité de lecture :

- [Vieira *et al.*, 2022a] VIEIRA, D., ORJUELA, R., SPISSER, M. et BASSET, M. (2022). An Adapted Burckhardt Tire Model for Off-Road Vehicle Applications. *Journal of Terramechanics*, 104:15–24. 3–24, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2022.08.001>.

Conférences internationales avec comité de lecture :

- [Vieira *et al.*, 2021a] VIEIRA, D., ORJUELA, R., SPISSER, M. et BASSET, M. (2021). Longitudinal Vehicle Control based on Off-road Tire Model for Soft Soil Applications. *In 6th IFAC Conference on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling*, Tokyo, Japon.
- [Vieira *et al.*, 2022b] VIEIRA, D., ORJUELA, R., SPISSER, M. et BASSET, M. (2021). Positioning and Attitude determination for Precision Agriculture Robots based on IMU and Two RTK GPSs Sensor Fusion. *In 7th IFAC Conference Sensing, Control and Automation for Agriculture*, Munich, Germany.

Conférences nationales sans acte :

- [Vieira *et al.*, 2021b] VIEIRA, D., ORJUELA, R., SPISSER, M. et BASSET, M. (2021). Modélisation et conception de stratégies de guidage d'un véhicule agricole autonome. *In Journées Nationales Automatique de la SAGIP et demi-journée GDR MACS*, France.

Rapport interne confidentiel :

- [Vieira, 2021] VIEIRA, D. (2021). Matlab code generation for embedded applications. Rapport Interne. *Technology&Strategy Group*, Schiltigheim, France.

Nomenclature

Variables Physiques du Véhicule

Symbole	Description	Unité
α	Glissement latéral ou dérive du pneumatique	rad
δ	Angle de braquage d'une roue	rad
η	Efficacité de transfert de puissance de la chaîne de traction	-
γ	Angle de carrossage d'une roue	rad
ω	Vitesse de rotation d'une roue	rad/s
ϕ	Angle de roulis	rad
ψ	Angle d'orientation	rad
Θ	Pente de la route	rad
θ	Angle de tangage	rad
a_w	Accélération longitudinale d'une roue	m/s ²
b	Largeur d'une roue	m
C_α	Coefficient de rigidité de dérive	N/rad
C_s	Coefficient de rigidité longitudinal	N/-
F_x	Effort longitudinal du pneumatique	N
F_y	Effort latéral du pneumatique	N
F_z	Effort vertical du pneumatique	N
g	Constante de gravité	m/s ²
h	Hauteur du CoG	m
I_{zz}	Matrice d'inertie	kg.m ²
J_w	Moment d'inertie des roues par rapport à leur axe de rotation	kg.m ²
k_f	Coefficient de frottement visqueux d'un roue	Nm/rad/s
L	Voie du véhicule	m
l	Empattement total	m
l_f	Demi-empattement arrière	m
l_r	Demi-empattement avant	m
m	Masse globale	kg
m_w	Masse d'une roue	kg
M_x	Moment de renversement	Nm
M_y	Moment de résistance au roulement	Nm
M_z	Moment d'auto-alignement	Nm
N	Gain du réducteur	-
r	Rayon d'une roue	m
s_w	Glissement longitudinal du pneumatique	-
T_m	Couple moteur	Nm
T_w	Couple appliqué à la roue	Nm
v_x	Vitesse longitudinale	m/s
v_y	Vitesse latérale	m/s
X_G	Position longitudinale du centre de gravité	m
Y_G	Position latérale du centre de gravité	m

Variables Physiques d'un Sol Déformable

Symbole	Description	Unité
ϕ_s	Angle de frottement interne	rad
σ	Contrainte normale	Pa

τ	Contrainte en cisaillement	Pa
c	Cohésion des particules	Pa
F_{bd}	Effet <i>Bulldozing</i>	N
F_{ys}	Effort latéral de cisaillement	N
j_x	Déplacement en cisaillement longitudinal	m
j_y	Déplacement en cisaillement latéral	m
k_ϕ	Module de pression-enfoncement	N/m ⁿ⁺²
k_c	Module de pression-enfoncement	N/m ⁿ⁺¹
k_x	Module de déformation en cisaillement longitudinal	m
k_y	Module de déformation en cisaillement latéral	m
n	Exposant de lissage	-
z	Enfoncement de la roue dans le sol	m

Autres Variables

Symbole	Description	Unité
Δ	Matrice d'incertitudes	-
κ	Courbure de la trajectoire	rad
\mathbb{I}	Matrice identité	-
\mathbb{R}	Ensemble des nombres réels	-
\mathbf{U}	Vecteur de commande	-
\mathbb{X}	Vecteur d'état	-
\mathcal{N}	Variable de densité de probabilité Gaussienne	-
\mathcal{F}	Transformation Linéaire Fractionnelle	-
ω_n	Pulsation nominale	rad/s
\Re	Partie réel d'un ensemble complexe	-
ρ	Variable non-linéaire	-
τ_b	Temps de corrélation	s
\wedge	Produit vectoriel	-
ξ	Coefficient d'amortissement	-
C_o	Matrice de commandabilité	-
$j\omega$	Variable de la transformée de Fourier	-
l_d	Distance d'anticipation	m
M_ϕ	Marge de phase	deg
s	Variable de Laplace	-
$S_c(x)$	Surface de glissement	-
T_s	Période d'échantillonnage	s

Liste des Abréviations

CoG	<i>Center of Gravity</i>
EKF	<i>Extended Kalman Filter</i>
ENU	<i>Repère East, North, Up</i>
GNSS	<i>Global Navigation Satellite System</i>
IMU	<i>Inertial Measurement Unit</i>
INS	<i>Inertial Navigation System</i>
RMSE	<i>Root Mean Square Error</i>
RTK	<i>Real-Time Kinematic</i>
SCM	<i>Soil Contact Model</i>
SMC	<i>Sliding Mode Control</i>

Introduction

Les travaux présentés dans ce manuscrit de thèse s'inscrivent dans le cadre général de la navigation autonome des robots tout-terrain agricoles. Ce chapitre présente le contexte global de la thèse ainsi que ses objectifs. Les contributions majeures sont énumérées résumant les différents axes de recherche explorés.

Sommaire

1.1. Contexte scientifique et industriel	1
1.1.1. Défis scientifiques et enjeux environnementaux	2
1.1.2. Problématiques inhérentes au contexte agricole	4
1.1.3. Collaboration industrielle	6
1.1.4. Objectifs de la thèse	6
1.2. Contributions de la thèse	7
1.2.1. Modélisation de l'interaction roue/sol en milieux déformables	7
1.2.2. Commande de véhicule tout-terrain en présence de fort glissement	8
1.2.3. Commande de véhicule tout-terrain en présence de grande dérive	8
1.2.4. Mise en œuvre d'un environnement de co-simulation ciblé tout-terrain	9
1.2.5. Déploiement des algorithmes sur le système embarqué	9
1.2.6. Dissémination grand public dans le contexte industriel	10
1.3. Organisation du manuscrit	10

1.1. Contexte scientifique et industriel

Avec une croissance démographique en pleine expansion, ainsi qu'une altération climatique évidente, l'agriculture conventionnelle est en pleine mutation depuis plusieurs années. De multiples facteurs, tels qu'un faible apport en irrigation dans les cultures, l'amenuisement des différentes ressources fossiles, l'appauvrissement des sols, une forte pénurie de main d'œuvre, amènent un changement profond dans les méthodes conventionnelles de l'agriculture et une mutation vers une agriculture 4.0 [Javaid *et al.*, 2022]. Malgré un contexte a priori défavorable, il faut continuer à produire suffisamment pour nourrir de façon convenable la population mondiale. D'autre part, ces changements augmentent les risques économiques pour les exploitations agricoles dont les moyens sont limités pour faire face à ces changements. Par conséquent, le monde académique et industriel est aujourd'hui, de par leur recherche scientifique, un acteur majeur pouvant apporter des solutions technologiques innovantes. Le principal enjeu est ainsi de réduire les risques économiques et augmenter la production tout en assurant des conditions de travail acceptables pour les agriculteurs. L'agriculture de demain (agriculture 4.0) touche différents domaines comme l'illustre la Figure 1.1. Parmi ces domaines, le domaine de la "Navigation" ouvre des perspectives intéressantes en matière de robotique autonome agricole et plus particulièrement, la contribution au contrôle global de ce type de véhicules. La nécessité de mieux comprendre, mesurer et travailler la nature repose sur des méthodes et outils avancés accompagnés d'équipements dédiés,

dont la robotique autonome agricole est aujourd'hui capable de pouvoir y répondre.

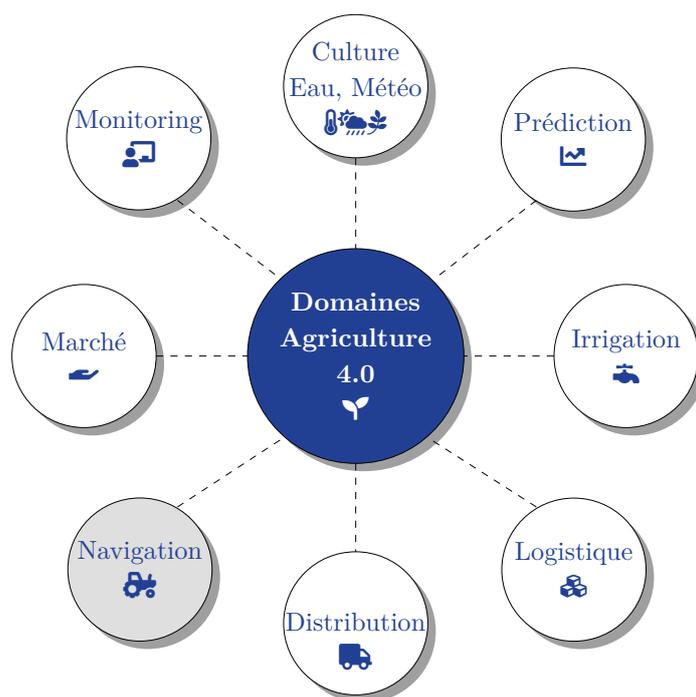


Figure 1.1. – Domaines d'application de l'agriculture 4.0.

Cette courte introduction expose les enjeux économiques et environnementaux auxquels l'agriculture est actuellement confrontée. Elle permet également de bien situer les travaux de cette thèse parmi les différents développements passés ou actuellement en cours et d'apporter de nouveaux éléments de réponse aux problématiques toujours existantes. Enfin, cette introduction présente les différents objectifs et contributions apportées ainsi que l'organisation du manuscrit.

1.1.1. Défis scientifiques et enjeux environnementaux

Afin de répondre favorablement aux défis du monde agricole de demain et d'améliorer les conditions de travail des agriculteurs, une solution envisagée par les gouvernements actuels consiste à s'orienter vers une agriculture durable épaulée par la robotique agricole. L'objectif est d'attendre une souveraineté alimentaire, comme l'expose la direction de l'information légale et administrative française dans son dernier communiqué [LaRédaction, 2022]. Parmi les nombreuses voies d'évolution envisagées, la diminution de l'utilisation d'engrais et pesticides, la limitation du gaspillage et l'allègement de la pénibilité du travail font partie des enjeux de la robotique agricole, aujourd'hui considérée comme un levier agroécologique et qui offre une alternative au modèle productiviste de l'agriculture conventionnelle.

L'utilisation de robots agricoles existe depuis plusieurs années permet déjà d'effectuer certaines tâches bien précises. Il existe des robots d'élevage, de traite, des robots autonomes capables de nettoyer des lisiers ou encore d'effectuer le paillage du sol. Malgré ces progrès, lorsqu'il s'agit de robots plus évolués comme des enjambeurs viticoles, maraîchers ou de désherbage, cela reste encore au stade expérimental, comme le souligne Roland Lenain, directeur de recherche à l'INRAE (Institut national de la recherche agronomique). Certaines réflexions sont encore à mener afin de lever certains verrous techniques liés aux développements de petites machines agricoles moins énergivores et dangereuses que les gros robots [LaRédaction, 2022]. En ce sens, une nécessité d'évolution de certains robots et d'outils de production s'avère cruciale

comme le montre le rapport de la FAO (*Food and Agriculture Organization of the United Nations*) [Santos Valle et Kienzle, 2021]. La transformation de matériels agricoles voire même la création de nouveaux robots étant au cœur des sujets de recherche. D'après [Lenain *et al.*, 2019] les robots agricoles réellement utilisés à ce jour demeurent toutefois restreints à des tâches très ciblées et des contextes d'évolution limités. En réponse à ces défis, des acteurs tels que Naio Technologies¹, Cerescon², Guss³ ou encore John Deere⁴ se sont emparés de la question en développant des concepts de tracteurs autonomes (voir Figure 1.2). Cependant, à la différence des petits robots de désherbage, la vision de développement s'inscrit dans la continuité des pratiques actuelles et envisage la robotique comme une automatisation des tâches manuelles existantes. Or au-delà d'une simple automatisation, l'exploitation de ce type de robots en agriculture peut à terme permettre d'envisager de nouvelles pratiques en intervenant de manière différente et en prenant en compte d'autres contraintes que celles subies par les humains.



Figure 1.2. – Exemple de concepts de robots agricoles autonomes.

Le développement de robots plus légers que les machines conventionnelles (c'est-à-dire les tracteurs avec leurs outils ou leurs équipements spécifiques pour la pulvérisation ou la récolte) est en plein essor de façon à atténuer les problèmes liés au compactage du sol (voir Figure 1.3) et accéder à des champs qui ne conviennent pas aux machines lourdes (par exemple, les vignobles en pente ou les terrains affectés par des conditions humides) [Santos Valle et Kienzle, 2021]. Afin de rendre les robots efficaces en milieux naturels, il est alors fondamental que ces derniers aient des capacités d'adaptation aux tâches à réaliser ainsi qu'aux contextes d'évolution. Il est alors nécessaire que les capacités d'adaptation des robots intervenant dans ces contextes très variés garantissent un haut niveau de précision et de répétabilité. Des développements sont donc encore nécessaires, tant d'un point de vue technologique que scientifique [Lenain *et al.*, 2019].



Figure 1.3. – Illustration de la compaction du sol suite au passage d'un tracteur.

Un autre défi que la robotique agricole doit relever porte sur la proposition de solutions

1. www.naio-technologies.com

2. www.cerescon.com

3. www.gussag.com

4. www.deere.fr

techniques à faible coût. Compte tenu du prix d'achat et des compétences requises pour utiliser et entretenir ce type d'équipements, la façon la plus rentable pour les agriculteurs de tirer parti de ces avantages peut être de recourir à des services de location, moyennant lesquels un opérateur spécialisé, propriétaire de la machine ou employé par le propriétaire du matériel, effectue lui-même la tâche requise contre une rémunération. Les agriculteurs peuvent ainsi profiter des robots sans avoir nécessairement à demander des prêts importants ni à engager des dépenses considérables pour obtenir du matériel dont l'usage requiert des compétences spécialisées.

En conclusion, les robots agricoles n'en sont encore qu'à leurs premières phases de développement, mais ils offrent un grand potentiel pour l'agriculture de demain. Les défis à relever sont tout aussi d'ordre scientifique que socioéconomique, et pourront contribuer à une agriculture durable en améliorant les techniques agricoles existantes. Ces robots offrent la possibilité d'améliorer l'efficacité de production en introduisant des technologies de pointe dans ces nouveaux domaines. À l'instar du véhicule autonome, les robots pour l'agriculture doivent faire face à un milieu en perpétuelle évolution, avec des phénomènes de nature changeante et incertaine. La capacité d'adaptation des robots constitue donc un élément clef pour leur essor dans le domaine de l'agriculture. Ainsi, les travaux de cette thèse s'orientent vers l'automatisation de petits véhicules tout-terrain agricoles dont l'objectif est d'apporter un support innovant pour les agriculteurs.

1.1.2. Problématiques inhérentes au contexte agricole

Malgré les nombreux travaux dans la littérature sur le développement de robots agricoles autonomes [Lenain, 2005, Cariou, 2012, Osinenko *et al.*, 2015, Li, 2021, Santos Valle et Kienzle, 2021], le contrôle de la mobilité des véhicules agricoles à l'intérieur des parcelles fait partie des axes de recherche privilégiés pour atteindre l'autonomie souhaitée dans le contexte de l'agriculture 4.0. Des prototypes sont à ce jour au stade d'essais sur des tâches bien précises limitant l'incertitude dans les actions fixées par l'utilisation. L'objectif d'un développement durable exige aussi un effort particulier au niveau des déplacements des véhicules agricoles en perspective de les rendre moins polluants et surtout moins intrusifs vis-à-vis de la compaction des sols en profondeur causée par les passages répétitifs des tracteurs [Mileusnić *et al.*, 2022]. Un début de solution est apporté par la mise en place d'une meilleure planification du travail des cultures, mais aussi à travers l'utilisation de véhicules plus précis et légers. Cependant, différentes problématiques technologiques restent encore ouvertes autour du développement de tels robots :

- Le coût excessif des systèmes de guidage, tels que les dispositifs GNSS-RTK, dont l'investissement conséquent est un frein à l'agriculture de précision [Nowak, 2021]. La recherche de solutions moins onéreuses est un élément essentiel afin de pouvoir proposer cette technologie dans le futur.
- Les performances de guidage des robots autonomes actuellement proposées sur les différents prototypes d'essais sont souvent décevantes en dehors du cadre bien précis et défini par l'utilisation du robot. En effet, le suivi de trajectoire sur des terrains déstructurés, non-plats et dont les conditions de surface évoluent (adhérence, virages, pentes, vitesses variables), montre des écarts latéraux pouvant atteindre plusieurs dizaines de centimètres [Radicioni *et al.*, 2020, Zhang *et al.*, 2021]. Cela est particulièrement dû aux conditions difficiles de roulage que ces robots doivent affronter, dont l'ampleur se manifeste par des glissements et dérives latérales importantes.
- Le contrôle des trajectoires des outils traînés (voir Figure 1.4) est aussi affecté par les

faibles conditions d'adhérence en pente ou simplement par la nature des virages à forte courbure. La tendance actuelle consiste à ajouter des masses à l'avant des tracteurs ainsi qu'à augmenter les dimensions de ces derniers, afin de limiter les phénomènes de glissement. Toutefois, cela accentue la compaction des sols et diminue les zones de travail puisque certains virages sont coupés afin de pouvoir diriger l'outil correctement.



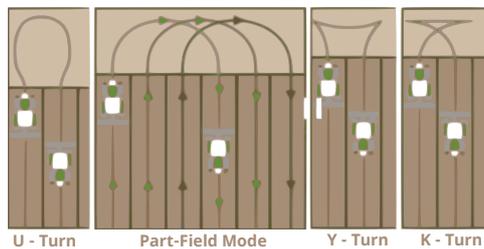
(a) Système TrueGuide passif qui contrôle le tracteur pour positionner l'outil (source : Vantage AM) (b) Décalage du tracteur pour positionner correctement l'outil (source : John Deere)

Figure 1.4. – Exemples de systèmes de guidage d'outils passifs.

- L'automatisation des manœuvres de demi-tour (voir Figure 1.5) souvent exécutées par les opérateurs, sont particulièrement difficiles à effectuer de manière autonome. Ces zones de demi-tour ont souvent des rendements faibles compte tenu de leur forte compaction du sol. La majorité des véhicules commercialisés ne disposent pas de systèmes automatisés permettant de réaliser cette manœuvre manière autonome.



(a) Exemple de demi-tour (b) Exemple de virage de type U-Turn (c) Exemple de virage en boucle



(d) Différents types de manœuvres de demi-tour (source : Fendt)

Figure 1.5. – Exemples de manœuvres de demi-tour.

En conclusion, l'apport des solutions innovantes à ces problématiques permettrait d'ouvrir le spectre d'intervention des véhicules agricoles autonomes. Certains acteurs du marché commencent à apporter des éléments de réponse à travers le développement de prototypes expérimentaux, sur-actionnés et dotés de capteurs intelligents avancés. En ce sens, le problème posé

par la modélisation du comportement des véhicules tout-terrain, la synthèse de lois de commandes pour le suivi de trajectoires, ou encore la réduction de la compaction du sol sont des axes de recherche ouverts nécessitant encore d'être explorés.

Dans ce contexte, les travaux présentés dans cette thèse portent sur la contribution du contrôle global de légers véhicules agricoles autonomes. Parmi les différentes problématiques énoncées, la modélisation et le contrôle du véhicule sont les axes de recherche dominants de ces travaux. L'enjeu scientifique et industriel est de pouvoir acquérir de la connaissance dans le domaine à travers les différentes recherches menées, mais aussi de démontrer la capacité de développement de certaines solutions à travers un prototype d'essais réalisé en partenariat avec *Technology and Strategy Group*, et qui sera utilisé lors de la validation de certains développements.

1.1.3. Collaboration industrielle

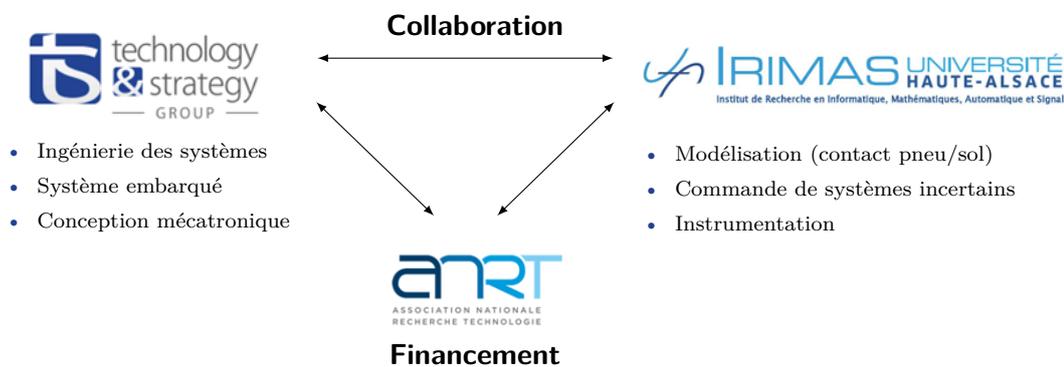


Figure 1.6. – Collaboration industrielle de recherche.

L'expertise du partenaire industriel, *Technology and Strategy Group* à travers son équipe recherche et développement Pôle Innovation de son département *ENGLAB*, se situe dans le cadre du développement de systèmes complexes, en particulier les systèmes embarqués et la conception mécatronique. Le laboratoire IRIMAS (Institut de Recherche en Informatique, Mathématiques, Automatique et Signal), à travers son équipe de recherche MIAM (Modélisation Identification en Automatique et Mécanique) du département ASI (Automatique Signal et Image), est quant à lui expert dans le domaine de la recherche en modélisation et en commande des systèmes non-linéaires incertains. De la complémentarité des savoirs-faire entre les partenaires est née une collaboration afin de mener différentes recherches et expérimentations dans le milieu des véhicules agricoles autonomes. Cette collaboration s'est concrétisée par la proposition de cette thèse CIFRE (Conventions industrielles de formation par la recherche) qui doit conduire entre autre à la réalisation d'un prototype de robot agricole autonome. La Figure 1.6 donne un aperçu de cette collaboration financée par l'Association Nationale de Recherche et Technologie (ANRT).

1.1.4. Objectifs de la thèse

D'un point de vue académique, les travaux de cette thèse portent sur la contribution globale à la modélisation et au contrôle de véhicules tout-terrain, particulièrement dans le domaine de la robotique agricole de précision. Il s'agit de développer de nouvelles architectures de commande élaborées à partir de modèles plus au moins complexes. Du point de vue industriel, l'objectif est de pouvoir éprouver les différents algorithmes développés en conditions réelles d'utilisation. Un prototype d'essais a été développé, dont le but est de pouvoir l'utiliser comme une plateforme

expérimentale vis-à-vis des différentes recherches menées dans le cadre de la collaboration dont fait l'objet cette thèse.

Les principaux objectifs scientifiques portent sur la modélisation de l'interaction roue/sol déformable, dont la compréhension est primordiale pour la synthèse des contrôleurs pouvant équiper le véhicule. D'autre part, le contrôle actif de la traction du véhicule est un autre enjeu de ces travaux. Le but est de pouvoir contrôler de manière autonome le comportement longitudinal du véhicule, tout en assurant des niveaux de glissement faibles, afin de limiter la consommation excessive d'énergie et surtout d'éviter la compaction des sols. Le dernier objectif consiste à développer un algorithme de guidage pouvant être robuste à la variation de l'état de surface des sols naturels qui peut varier. L'algorithme de guidage latéral proposé utilise une brique de localisation développée spécialement dans le but d'augmenter la précision de la localisation du véhicule à faible coût. Les travaux effectués vont ainsi de la conception jusqu'à l'intégration sur un prototype réel en passant par les phases de modélisation, de synthèse et de simulation. Les différentes contributions apportées ont abouti à la réalisation d'un prototype expérimental de type tout-terrain de petit gabarit sous-actionné pouvant naviguer de manière autonome sur des terrains déstructurés.

1.2. Contributions de la thèse

Les différentes contributions apportées par cette thèse [Vieira *et al.*, 2021, Vieira *et al.*, 2022b, Vieira *et al.*, 2022a] ont permis de mieux comprendre l'influence de l'interaction roue/sol déformable sur le comportement global du véhicule, ainsi que de développer des architectures de commande permettant de répondre à certaines problématiques ouvertes dans le contrôle globale du véhicule sur des terrains naturels. Une brève description de chacune des contributions est proposée dans cette section.

1.2.1. Modélisation de l'interaction roue/sol en milieux déformables

La modélisation des véhicules incluant l'interaction roue/sol déformable [Bekker, 1962, Wong et Reece, 1967a] constitue la première contribution de cette thèse. La modélisation mathématique du comportement déformable du terrain passe par le développement d'outils mathématiques ainsi que d'outils de simulation complexes, dont l'approche de modélisation repose sur la base de la théorie de *Bekker-Wong* [Wong et Reece, 1967a]. Il s'agit d'un modèle mathématique considérant le sol comme un matériau déformable dont le comportement est décrit par la théorie de l'élasticité-plasticité [Karafiath et Nowatzki, 1978]. En utilisant cette approche, un modèle d'interaction roue/sol donnant lieu au calcul des différents efforts et moments mis en jeu lors du contact entre le pneumatique et le terrain peut être proposé. Un tel modèle, ne peut cependant pas être utilisé dans un objectif de synthèse de lois de commande. En effet, des modèles simples sont souvent requis afin de simplifier le problème. Par conséquent, la première contribution de ce manuscrit a été d'établir un modèle d'interaction roue/sol simplifié (Modèle ABTM (*Adapted Burckhardt Tire Model*)) pouvant être utilisé lors de la synthèse des régulateurs, tout en décrivant les principales caractéristiques du modèle original [Vieira *et al.*, 2022a]. L'élaboration du modèle proposé s'inspire du modèle de *Burckhardt* [Burckhardt, 1993]. Une procédure d'identification des paramètres a également été proposée suite à des acquisitions de données fournies par un simulateur complexe (*ProjectChrono*) pouvant reproduire un contact roue/sol déformable à l'aide d'une *Flat-Trac* virtuelle. Un schéma de principe indiquant l'obtention d'un tel modèle de synthèse est donné à la Figure 1.7.

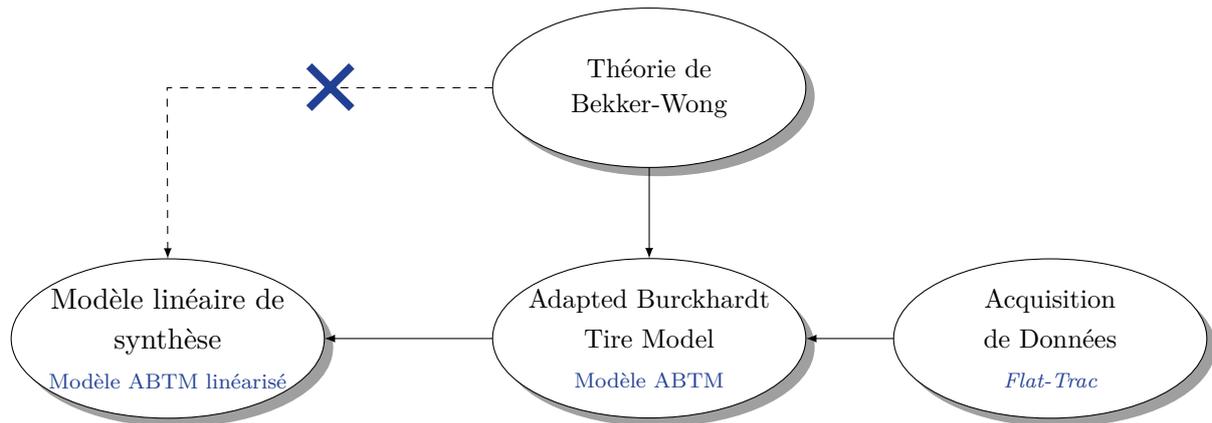


Figure 1.7. – Description de la procédure d’obtention d’un modèle d’interaction roue/sol déformable de synthèse.

À travers ce résultat, il est désormais possible d’obtenir des paramètres simplifiés pouvant décrire le contact roue/sol à partir d’une structure mathématique moins complexe, mais approchant toujours la théorie des sols déformables [Vieira *et al.*, 2022a]. Il est d’un grand intérêt vis-à-vis de la synthèse de lois de commande, de disposer de ce type de modèles représentatifs, mais de complexité réduite afin d’utiliser des outils mathématiques connus et éprouvés en théorie du contrôle.

1.2.2. Commande de véhicule tout-terrain en présence de fort glissement

La deuxième contribution de ces travaux est la proposition d’une architecture de commande longitudinale robuste multi-objectifs permettant d’une part, de déplacer le véhicule à différentes vitesses sur des terrains de différentes natures, et d’autre part, de réduire le fort glissement des roues motrices. L’objectif est de limiter la consommation de l’énergie et de diminuer la dégradation des sols suite au passage et au patinage excessif des véhicules. Cette architecture se compose, d’un contrôleur robuste de type \mathcal{H}_∞ [Sename *et al.*, 2013] permettant d’assurer des performances robustes vis-à-vis des différentes surfaces et d’un contrôleur de type *Sliding Mode Control* [Levant, 1998, Fokam, 2014] pour la limitation du glissement longitudinal engendré aux roues. L’architecture globale de commande longitudinale permet ainsi de répondre aux différents objectifs fixés à travers la commande d’un seul actionneur pilotant la traction du véhicule. La validation en simulation a été réalisée à travers un simulateur complexe décrivant l’interaction roue/sol déformable d’une manière très précise couplé à l’environnement Matlab/Simulink par co-simulation. L’intégration sur le véhicule d’essais a également suivi une démarche spécifiquement réalisée dans le cadre de cette thèse. Il s’agit ici d’une intégration de code C généré par Matlab [Vieira, 2021] selon des spécifications industrielles imposées. Les résultats obtenus en simulation, montrent la pertinence et la robustesse de l’architecture développée. Quant aux résultats obtenus avec le prototype d’essais, le contrôle longitudinal a été validé sans l’aspect limitant le glissement. Toutefois, des essais d’intégration sont en cours et feront l’objet de la suite des travaux de cette thèse.

1.2.3. Commande de véhicule tout-terrain en présence de grande dérive

La troisième contribution de cette thèse porte sur le guidage latéral autonome du véhicule par rapport à des trajectoires de référence sur des sols déformables. Une architecture globale de guidage est proposée à partir d’une combinaison originale d’un algorithme géométrique et

d'un algorithme dynamique couplant les avantages des deux méthodes. Il s'agit de coupler un algorithme de type *Pure Pursuit*, dont la simplicité d'intégration est un atout, avec une approche robuste de commande basée sur un modèle dynamique. L'approche proposée permet ainsi de définir un certain niveau de robustesse vis-à-vis de la variation de la nature du sol, mais aussi par rapport à la variation de la vitesse longitudinale du véhicule. La commande obtenue est synthétisée par une approche *Grid-Based* de type \mathcal{H}_∞ , qui permet de prendre en compte des modèles LPV (Linéaires à Paramètres Variants) lors de la synthèse [Sename *et al.*, 2013]. De plus, un algorithme de fusion de données issues des différents capteurs de localisation du véhicule (Dual GNSS-RTK et IMU) a été proposé afin d'obtenir une meilleure précision pour le guidage [Vieira *et al.*, 2022b]. Cet algorithme se base sur une architecture à couplage lâche à partir d'un estimateur de Kalman Étendu [Noureldin *et al.*, 2013]. La brique de perception ainsi couplée à l'algorithme de commande permet un guidage de précision lors de manoeuvres sur des parcelles agricoles. Cette démarche a également été validée en simulation puis sur le prototype d'essais. Les résultats obtenus montrent l'efficacité de l'algorithme de guidage sur des conditions de terrain déstructuré pour des trajectoires diverses à des vitesses longitudinales différentes. D'autre part, les tests réalisés avec le prototype ont livré des performances très satisfaisantes. La brique de fusion fournit également un niveau de précision très satisfaisant pour le contrôle du suivi de trajectoire.

1.2.4. Mise en œuvre d'un environnement de co-simulation ciblé tout-terrain

L'importance d'un environnement de simulation est d'une importance fondamentale dans la validation des algorithmes développés. Il s'agit d'une part d'éprouver les algorithmes en conditions proches de la réalité et d'autre part, de gagner du temps de développement et ainsi réduire les coûts. En ce qui concerne les simulateurs de comportement du véhicule, il en existe plusieurs dans le domaine des véhicules routiers (CarMaker, Adams, CarSim, etc.). Cependant, des simulateurs axés tout-terrain restent encore très peu nombreux et souvent inconnus des laboratoires. Dans le cadre de cette thèse, l'utilisation du projet *open-source ProjectChrono* [Tasora *et al.*, 2015] a permis de modéliser des véhicules évoluant sur des surfaces déformables puis de tester les algorithmes de commande développés sur Matlab/Simulink. La prise en main de ce simulateur n'a pas été simple, puisqu'aucune interface utilisateur n'est disponible. Du temps de développement a également été consacré à la mise en place d'une brique de co-simulation permettant d'interagir entre le simulateur et Matlab/Simulink.

1.2.5. Déploiement des algorithmes sur le système embarqué

Parmi les objectifs de cette collaboration, l'intégration et la validation sur le prototype d'essais des différentes briques développées, étaient des étapes indispensables d'un point de vue industriel. En effet, comme pour les plates-formes existantes, ce qui intéresse les agriculteurs est la preuve réelle de l'existence d'une solution aux problématiques rencontrées sur le terrain. Ainsi, une procédure spécifique, permettant de générer les algorithmes développés a été élaborée et validé en simulation, puis déployés sur le système embarqué du prototype. Cette étape a également reçu une attention particulière durant cette thèse, dont la rédaction d'un rapport interne confidentiel [Vieira, 2021] fait aujourd'hui l'objet d'un guide très utile vis-à-vis de l'intégration des algorithmes développées, sur le prototype d'essais.

1.2.6. Dissémination grand public dans le contexte industriel

Dans le cadre de ce projet de collaboration, la communication des résultats obtenus fait partie entière de la stratégie d'informer la communauté scientifique, mais aussi des potentiels partenaires industriels ou clients, afin de créer l'émulation autour du sujet proposé. Plus généralement, ces projets innovants ont pour objectif de promouvoir et accélérer la pénétration du marché et collecter des retours de ce dernier. Ainsi, des actions telles que la participation à un événement de rencontre professionnel au verger expérimental Vérexal d'Alsace en Juillet 2022⁵, ou encore la mise en œuvre d'un plan de communication sur les réseaux de communication du groupe, ont permis de partager les avancées scientifiques ainsi que les différentes publications académiques.

1.3. Organisation du manuscrit

Les contributions cette thèse sont illustrées à la Figure 1.8 à travers les différentes inter-connexions entre les chapitres du manuscrit.

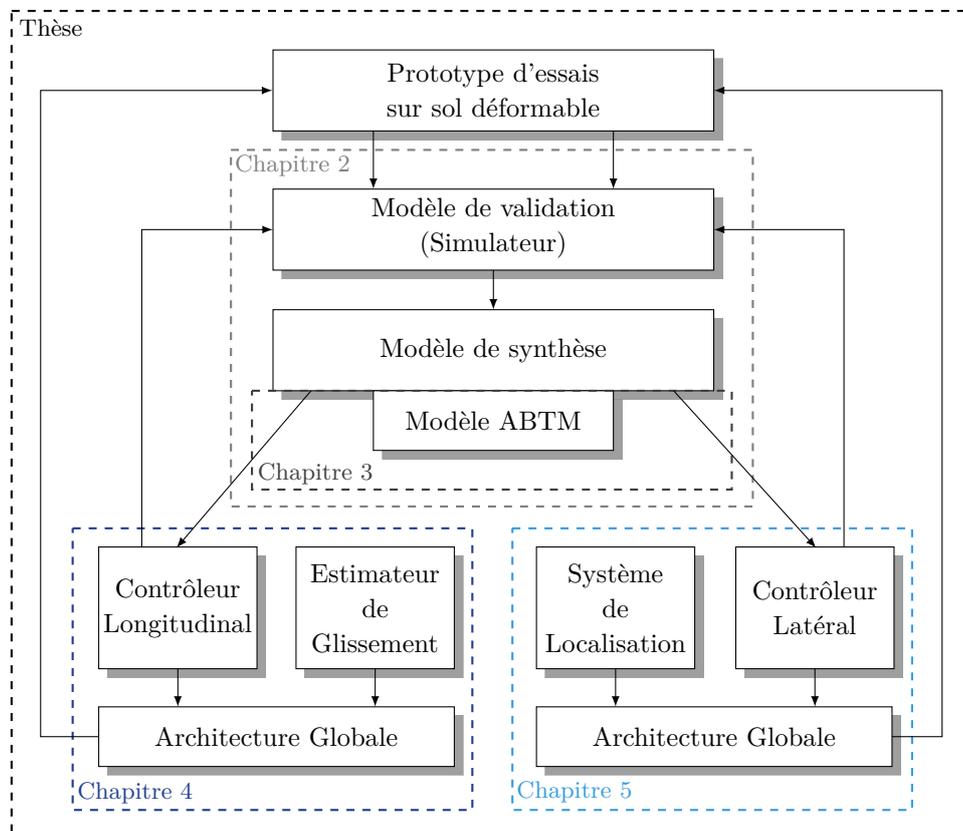


Figure 1.8. – Schéma de synthèse du manuscrit de thèse et les inter-connexions entre les chapitres.

Dans cette figure, les périmètres qui définissent les sujets traités dans chacun des chapitres sont entourés par les cadres en pointillés. Les flèches entre les différents blocs indiquent les interactions qui existent entre les différents sujets. Ainsi, l'organisation de ce manuscrit est la suivante :

Chapitre 2. Les différents types de modélisation du véhicule sont présentés par ordre de complexité croissante. La présentation va du modèle cinématique jusqu'au modèle dynamique multi-corps utilisé dans le simulateur *ProjectChrono*. D'autre part, une présentation détaillée

5. <https://www.youtube.com/watch?v=BpvmLEPmDYw>

du prototype d'essais est également proposée dans ce chapitre.

Chapitre 3. Les principales notions de la modélisation du pneumatique sont introduites dans ce chapitre. L'interaction roue/sol déformable est au cœur de ce chapitre. Dans un premier temps la modélisation des sols déformables est abordée à travers le cadre général proposé par la théorie de *Bekker-Wong*. Le cœur du chapitre est situé dans la proposition d'un modèle de synthèse appelé *Adapted Burckhardt Tire Model* (ABTM) adapté à la synthèse des lois de commandes.

Chapitre 4. Dans ce chapitre, une architecture de commande longitudinale d'un véhicule tout-terrain multi-objectifs vis-à-vis d'incertitudes liées à la nature du terrain ainsi qu'à la limitation du glissement des roues, est proposée. Les lois de commande proposées reposent sur un contrôleur robuste de type \mathcal{H}_∞ et d'un autre contrôleur de type *Sliding Mode Control*. permettant d'estimer le glissement est développé. Un estimateur du glissement des roues est également établi, permettant d'obtenir les entrées nécessaires au contrôle du glissement des roues. La validation de cette architecture a été réalisée en simulation, mais aussi sur le prototype d'essais.

Chapitre 5. Ce dernier chapitre traite du problème de guidage latéral du véhicule sur des terrains déstructurés. En utilisant une approche combinée entre un algorithme de guidage géométrique et dynamique, une architecture *Grid-Based* robuste \mathcal{H}_∞ est établie permettant de prendre en compte les incertitudes liées à la nature du terrain, mais également les variations de vitesse longitudinale. Une brique de localisation, conçue sur la base de la fusion de données capteurs, permet d'améliorer les performances de guidage latéral. Enfin, la validation de cette architecture globale a été réalisée en simulation et également sur le prototype d'essais.

Modélisation des véhicules tout-terrain

Ce chapitre est dédié à la modélisation des véhicules tout-terrain ainsi qu'à la description du prototype utilisé pour la phase de validation expérimentale. L'utilisation d'un simulateur réaliste constituant une étape intermédiaire dans la validation des algorithmes proposés, constitue également un résultat innovant dans la problématique considérée.

Sommaire

2.1. Introduction	13
2.2. Modélisation générale du véhicule	14
2.2.1. Système de coordonnées et repérage	15
2.3. Cinématique du véhicule	16
2.3.1. Hypothèse de roulement sans glissement	16
2.3.2. Modèle cinématique	17
2.3.3. Modèle cinématique étendu	19
2.4. Dynamique du véhicule	21
2.4.1. Système de coordonnées et paramétrage	21
2.4.2. Modèle bicyclette	23
2.4.3. Modèle 4 roues non-linéaire	26
2.5. Modèle de validation d'un véhicule tout-terrain	28
2.5.1. Simulation sous l'environnement <i>ProjectChrono</i>	29
2.5.2. Modèle <i>ProjectChrono</i> d'un véhicule tout-terrain	30
2.6. Moyens d'essais expérimentaux : présentation du véhicule prototype tout-terrain	32
2.6.1. Capteurs embarqués sur KIPP	33
2.6.2. Actionneurs embarqués sur KIPP	34
2.6.3. Déploiement des algorithmes embarqués sur KIPP	35
2.6.4. Support technique mis à disposition	35
2.7. Conclusion	36

2.1. Introduction

La construction d'un modèle décrivant un système physique, constitue une étape fondamentale dans la compréhension du comportement de ces derniers. Par ailleurs, un modèle décrit toujours une représentation physique approchée de la réalité et peut être établi mathématiquement à partir des lois de la physique par des équations algébriques ou différentielles. De plus, son degré de complexité varie en fonction de l'application visée. Dans un contexte de modélisation du comportement global des véhicules, différentes approches de modélisation sont décrites dans la littérature [Kiencke et Nielsen, 2000, Rajamani, 2011]. Les modèles de type 4 roues, bicyclette et 1/4 de véhicule, sont les plus utilisés. Ils peuvent être cinématiques, basés sur des conceptions

géométriques, ou dynamiques, basés sur le principe fondamental de la dynamique (PFD). L'approche cinématique [Lenain, 2005, Cariou, 2012, Li, 2021] est souvent utilisée dans un contexte de véhicules évoluant à faible vitesse. Cependant, lorsque l'on considère un environnement déstructuré, tels que des sols meubles, des phénomènes physiques comme les glissements, dérapages, ou des pertes d'adhérence, ces derniers deviennent des éléments perturbateurs dans le comportement global du véhicule [Taghavifar et Mardani, 2017]. Ces perturbations surviennent à des dynamiques importantes et par conséquent le modèle cinématique se révèle insuffisant. Par conséquent, dans le contexte des véhicules tout-terrain, ces conditions d'adhérence liées à la nature de la surface déformable engendrent des phénomènes physiques non négligeables. La compréhension du comportement global du véhicule évoluant sur ce type de surfaces devient alors un facteur prépondérant dans l'élaboration d'un tel modèle. Des méthodes basées sur la modélisation de la dynamique du véhicule permettent de mieux prendre en compte ces caractéristiques. Des modèles, plus complexes tels que ceux développés par des simulateurs [CarMaker, 2017, Tasora *et al.*, 2015], sont quant à eux basés sur des approches multi-corps permettant de définir des interactions plus fines entre les différents sous-systèmes composant le véhicule et son environnement. D'autre part, dans le but de construire des lois de commande avancées, des modèles moins complexes sont également nécessaires [Rajamani, 2011].

Par conséquent, afin d'obtenir des modèles représentatifs du comportement global des véhicules tout-terrain sur des environnements déformables, ainsi que de des modèles des lois adaptées pour la synthèse de lois de commande, deux modèles différents seront établis :

- le modèle de synthèse, permettant de concevoir les lois de commande.
- le modèle de validation, permettant de simuler de manière plus précise le comportement global du véhicule évoluant sur des surfaces déformables et/ou rigides, et d'éprouver les lois de contrôle dans des conditions plus réalistes.

Ainsi, l'obtention de ces modèles constitue la première contribution de ces travaux de thèse.

Ce chapitre a donc pour objectif de présenter les différentes méthodes de modélisation des véhicules. Il s'agit d'introduire de manière progressive les différentes approches existantes, en partant des modèles cinématiques (Section 2.3), puis dynamiques (Section 2.4) et enfin un modèle dit de validation (Section 2.5). Dans la construction du modèle de validation, ce dernier s'appuie sur le simulateur *ProjectChrono* capable de modéliser des surfaces déformables. Pour finir, la présentation d'un prototype d'essais KIPP est donnée à la Section 2.6, ce dernier constituant la dernière étape dans la validation des différents algorithmes qui seront développés dans cette thèse.

2.2. Modélisation générale du véhicule

Cette section présente les différents modèles et hypothèses simplificatrices utilisées dans l'élaboration des différents modèles proposés dans ces travaux de thèse. Trois méthodes de modélisation du véhicule sont abordées : l'approche cinématique, cinématique étendue et dynamique. Parmi ces modèles, deux catégories se distinguent vis-à-vis de leur complexité mathématique et structurelle du modèle. La Figure 2.1 illustre de manière schématique, l'appartenance à la catégorie de chacun des modèles étudiés. Les modèles de synthèse s'appuient sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- l'ensemble masse suspendue/masse non-suspendue constitue un seul et même corps rigide.

- compte tenu du petit gabarit des véhicules étudiés, le transfert de charge, le roulis et le tangage sont négligés.
- les angles de braquages des roues directrices sont appliqués uniquement aux roues avant.
- le véhicule est considéré comme symétrique par rapport à l'axe longitudinal.

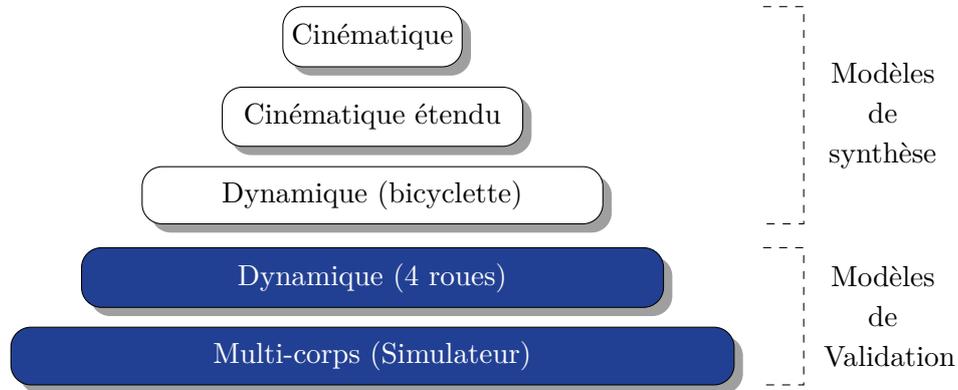


Figure 2.1. – Catégorie d'appartenance des modèles de modélisation du comportement du véhicule.

Il en résulte que les modèles à faible complexité mathématique établis avec les hypothèses simplificatrices sont les plus adaptés à la synthèse des lois de commande, tandis que les modèles très complexes sont utilisés comme des modèles de validation. Dans les sections suivantes, les détails des équations mathématiques seront établis pour chaque modèle introduit ci-dessus.

2.2.1. Système de coordonnées et repérage

On considère un robot mobile se déplaçant sur un plan 2D (voir Figure 2.2) dans lequel le repère local cartésien considéré comme inertiel est défini par $\mathcal{R}_l = (O, \vec{i}_l, \vec{j}_l)$.

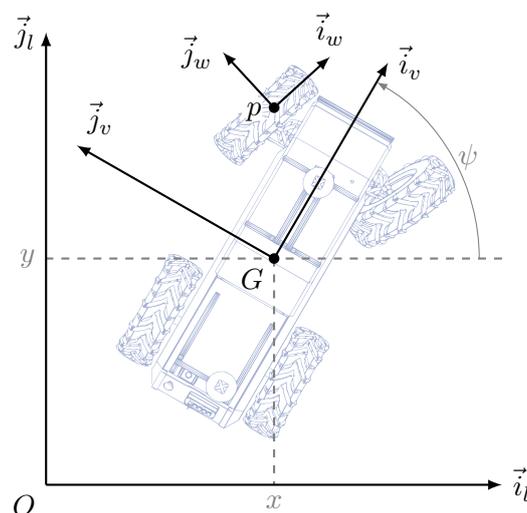


Figure 2.2. – Repérage d'un robot mobile.

On définit également le repère mobile fixé au centre de gravité du robot par $\mathcal{R}_v = (G, \vec{i}_v, \vec{j}_v)$, où la direction d'avancement est définie selon l'axe \vec{i}_v . Enfin, le repère lié à la roue est défini par $\mathcal{R}_w = (p, \vec{i}_w, \vec{j}_w)$, où p est un point défini au centre de la roue.

Les coordonnées du centre de gravité (CoG) du robot dans le repère local sont exprimées par :

$$\vec{OG} = x\vec{i}_l + y\vec{j}_l \quad (2.1)$$

et son orientation par :

$$\psi = \widehat{\vec{i}_l, \vec{i}_v} \quad (2.2)$$

Enfin, la vitesse de G par rapport au repère \mathcal{R}_l exprimé dans le repère \mathcal{R}_l est exprimée comme :

$$\vec{V}_{G/\mathcal{R}_l} = \dot{x}\vec{i}_l + \dot{y}\vec{j}_l \quad (2.3)$$

La vitesse du robot dans son propre repère (\mathcal{R}_v) exprimé dans le repère (\mathcal{R}_l) est donnée par :

$$\vec{V}_{G \in \mathcal{R}_v / \mathcal{R}_l} = v_x \vec{i}_v + v_y \vec{j}_v \quad (2.4)$$

avec v_x et v_y respectivement la vitesse longitudinale et latérale telles que :

$$\begin{cases} v_x = \dot{x} \cos(\psi) + \dot{y} \sin(\psi) \\ v_y = -\dot{x} \sin(\psi) + \dot{y} \cos(\psi) \end{cases} \quad (2.5)$$

Ainsi, avec ce paramétrage, il est désormais possible de déterminer la position du robot dans un repère local par trois variables (x , y et ψ). On appelle vecteur d'état le vecteur \mathbb{X} défini par :

$$\mathbb{X} = [x \quad y \quad \psi \quad v_x \quad v_y \quad \dot{\psi}]^T \quad (2.6)$$

regroupant les composantes cinématiques du système.

2.3. Cinématique du véhicule

Une première approche de modélisation du comportement global du véhicule peut être considérée en utilisant uniquement les composantes cinématiques du système (vitesses), et en supposant un roulement sans glissement des roues sur le sol. Cette hypothèse implique que le vecteur vitesse de chacune des roues est orienté dans la direction d'avancement de la roue (\vec{i}_w) comme montré à la Figure 2.3. De plus, il est supposé que le véhicule se déplace exclusivement sur un plan négligeant ainsi tout effet de roulis et de tangage. Le véhicule est supposé symétrique selon un plan de symétrie vertical passant par son centre de gravité et le milieu des deux essieux (avant et arrière). Enfin, les effets aérodynamiques et de transfert de charge sont négligés.

2.3.1. Hypothèse de roulement sans glissement

On considère que la roue évolue sur le plan horizontal (O, \vec{i}_l, \vec{j}_l) et que le point O_w est au centre de la roue, ainsi la distance $O_w \vec{p}_1 = -r \vec{k}_w$, avec r le rayon effectif de la roue.

En définissant ω comme la vitesse instantanée de rotation de la roue autour de son axe de révolution (\vec{j}_w) et δ autour de son axe de révolution (\vec{k}_w), le vecteur vitesse de rotation instantanée de la roue peut s'écrire comme :

$$\vec{\Omega}_{\mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l} = \delta \vec{k}_w - \omega \vec{j}_w \quad (2.7)$$

On décrit la vitesse linéaire d'entraînement du point p_1 appartenant à la roue par :

$$\vec{V}_{p_1 \in \mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l} = \vec{V}_{O_w \in \mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l} + p_1 \vec{O}_w \wedge \vec{\Omega}_{\mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l} \quad (2.8)$$

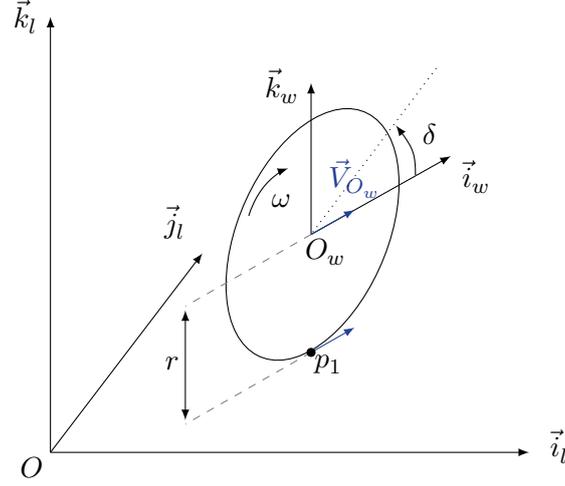


Figure 2.3. – Roulement sans glissement.

Ainsi d'après la condition de roulement sans glissement, $\vec{V}_{p_1 \in \mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l}$ au point de contact entre la roue et le sol est supposée nulle. Par conséquent,

$$\vec{V}_{p_1 \in \mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l} = \vec{V}_{O_w \in \mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l} + p_1 \vec{O}_w \wedge \vec{\Omega}_{\mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l} = \vec{0} \quad (2.9)$$

Finalement, la vitesse linéaire instantanée du point O_w peut s'exprimer à l'aide de la relation (2.9) par :

$$\begin{aligned} \vec{V}_{O_w \in \mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l} &= p_1 \vec{O}_w \wedge \vec{\Omega}_{\mathcal{R}_w / \mathcal{R}_l} \\ &= r \vec{k}_w \wedge (\delta \vec{k}_w - \omega \vec{j}_w) \\ &= r \omega \vec{i}_w \end{aligned} \quad (2.10)$$

L'équation (2.10) met en évidence que la vitesse d'avancement de la roue est toujours sur le plan $(O_w, \vec{i}_w, \vec{k}_w)$ suivant l'axe \vec{i}_w interdisant ainsi tout autre mouvement de la roue.

2.3.2. Modèle cinématique

Comme énoncé précédemment, ce type de modèle peut être considéré comme symétrique et par conséquent, il est possible de procéder à la simplification de l'écriture du modèle en introduisant la notion de modèle bicyclette [Rajamani, 2011]. Il s'agit d'une représentation du véhicule définie par deux-roues (une avant, une arrière), dont l'angle de braquage (δ) est associé à la roue avant, ainsi que par la voie (l) comme illustré à la Figure 2.4.

D'après la condition (2.9), la vitesse longitudinale du pneumatique au point p_r et p_f (centre de la roue arrière et avant) est directement définie par :

$$\|\vec{V}_{p_f}\| = V_{p_f} = r \omega_f \quad (2.11)$$

et

$$\|\vec{V}_{p_r}\| = V_{p_r} = r \omega_r \quad (2.12)$$

avec, ω_r , ω_f respectivement la vitesse de rotation de la roue arrière et la roue avant.

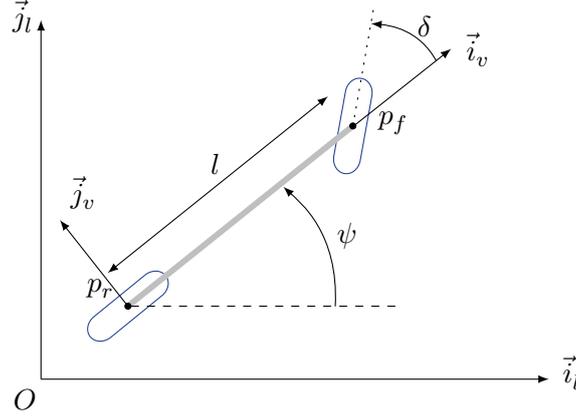


Figure 2.4. – Modèle bicyclette cinématique.

Par conséquent, il est possible d'exprimer la vitesse d'entraînement de la roue avant, en fonction de la vitesse de la roue arrière comme suit :

$$\begin{aligned}\vec{V}_{p_f \in \mathcal{R}_v / \mathcal{R}_l} &= \vec{V}_{p_r \in \mathcal{R}_v / \mathcal{R}_l} + p_f \vec{p}_r \wedge \vec{\Omega}_{\mathcal{R}_v / \mathcal{R}_l} \\ &= \vec{V}_{p_r} - l \vec{i}_v \wedge \dot{\psi} \vec{k}_v \\ \Rightarrow V_{p_f} (\cos(\delta) \vec{i}_v + \sin(\delta) \vec{j}_v) &= V_{p_r} \vec{i}_v + l \dot{\psi} \vec{j}_v\end{aligned}\quad (2.13)$$

D'après (2.13), il est possible d'exprimer chacune des quantités sur chaque axe de projection. L'égalité sur la composante \vec{i}_v donne alors :

$$\begin{aligned}V_{p_f} \cos(\delta) &= V_{p_r} \\ \Rightarrow V_{p_f} &= \frac{V_{p_r}}{\cos(\delta)}\end{aligned}\quad (2.14)$$

et sur la composante \vec{j}_v :

$$V_{p_f} \sin(\delta) = l \dot{\psi}\quad (2.15)$$

En remplaçant (2.14) dans (2.15), il vient que :

$$\dot{\psi} = \frac{V_{p_r}}{l} \tan(\delta)\quad (2.16)$$

D'autre part, l'expression de la vitesse de l'axe arrière dans le repère \mathcal{R}_l est définie par :

$$\begin{cases} \dot{x}_{p_r} = \vec{V}_{p_r} \cdot \vec{i}_l \\ \dot{y}_{p_r} = \vec{V}_{p_r} \cdot \vec{j}_l \end{cases}\quad (2.17)$$

Finalement, le modèle cinématique exprimé au point p_r par rapport au repère \mathcal{R}_l est donné par le système d'équations :

$$\boxed{\begin{cases} \dot{x}_{p_r} = V_{p_r} \cos(\psi) \\ \dot{y}_{p_r} = V_{p_r} \sin(\psi) \\ \dot{\psi} = \frac{V_{p_r}}{l} \tan(\delta) \end{cases}}\quad (2.18)$$

Il est ainsi possible de définir le vecteur d'état \mathbb{X} :

$$\mathbb{X} = [x_{p_r} \quad y_{p_r} \quad \psi]^T\quad (2.19)$$

et le vecteur de commande \mathbb{U} par :

$$\mathbb{U} = \begin{bmatrix} \delta & \omega_r \end{bmatrix}^T \quad (2.20)$$

avec δ l'angle de braquage de la roue avant et ω_r la vitesse de rotation de la roue arrière.

En conclusion, le modèle cinématique constitue un modèle non-linéaire décrivant le déplacement d'un véhicule sur un plan 2D, nécessitant très peu d'informations sur le modèle (seulement la longueur entraxe) et deux entrées de commande. Malgré une vaste utilisation de ce modèle [Thuilot *et al.*, 2002, Lenain, 2005, Eaton *et al.*, 2009, Cariou, 2012], il est limité pour des vitesses de déplacement faibles et des conditions de roulage très favorables (sol sec et adhérent). Par conséquent, ce modèle ne permet pas de décrire avec précision le comportement global du véhicule évoluant sur des surfaces déformables qui engendrent des forts glissements longitudinaux et latéraux compte tenu de la nature de la surface. Dans cette perspective, un autre type de modèle est proposé au paragraphe suivant.

2.3.3. Modèle cinématique étendu

Il a été vu précédemment que le modèle cinématique est développé selon certaines hypothèses fortes contraignant l'application d'un tel modèle pour des véhicules évoluant sur des terrains déstructurés. En effet, même si la plupart des applications dans ces environnements impliquent des vitesses faibles, il est néanmoins vrai que le véhicule est soumis à des forts glissements longitudinaux et latéraux, compte tenu de l'état et la nature de la surface dans lequel il se déplace. Pour cette raison, le modèle précédent est insuffisant et une extension est proposée (Figure 2.5) [Cariou, 2012]. Il s'agit ici d'introduire dans le modèle (2.18) la notion de dérive aux roues. En effet, le déplacement décrit par la roue n'évolue pas seulement selon l'axe longitudinal, mais par une combinaison entre le mouvement longitudinal et latéral de la roue. Cet effet est appelé angle de dérive et se note $\alpha_{f,r}$, respectivement l'angle de dérive à la roue avant et arrière.

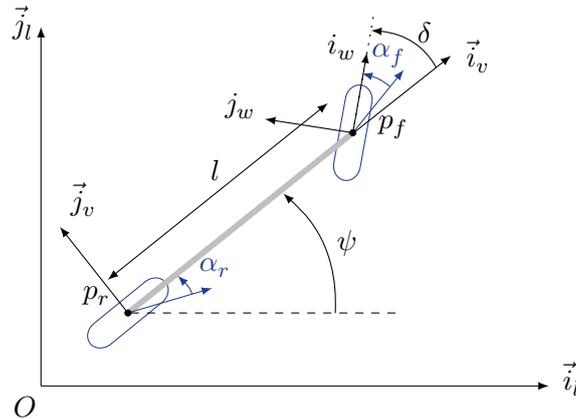


Figure 2.5. – Modèle bicyclette cinématique étendu.

Cet angle s'exprime comme étant l'angle entre l'axe longitudinal du pneumatique et le vecteur vitesse par :

$$\begin{cases} \alpha_f = \widehat{\vec{V}_{p_f}, \vec{i}_w} \\ \alpha_r = \widehat{\vec{V}_{p_r}, \vec{i}_v} \end{cases} \quad (2.21)$$

Il vient que :

$$\begin{cases} \vec{V}_{p_f \in \mathcal{R}_w / \mathcal{R}_v} = V_{p_f} \left(\cos(-\alpha_f) \vec{i}_w - \sin(-\alpha_f) \vec{j}_w \right) \\ \vec{V}_{p_r \in \mathcal{R}_v / \mathcal{R}_l} = V_{p_r} \left(\cos(-\alpha_r) \vec{i}_v - \sin(-\alpha_r) \vec{j}_v \right) \end{cases} \quad (2.22)$$

De plus, le vecteur \vec{V}_{p_f} exprimé dans le repère (\vec{i}_v, \vec{j}_v) par rapport à \mathcal{R}_l , devient :

$$\vec{V}_{p_f \in \mathcal{R}_v / \mathcal{R}_l} = V_{p_f} \left(\cos(\delta - \alpha_f) \vec{i}_v - \sin(\delta - \alpha_f) \vec{j}_v \right) \quad (2.23)$$

En exprimant la vitesse d'entraînement de la roue avant, en fonction de la vitesse de la roue arrière, et en appliquant la même méthode qu'en (2.13), il vient que :

$$V_{p_f} \left(\cos(\delta - \alpha_f) \vec{i}_v - \sin(\delta - \alpha_f) \vec{j}_v \right) = V_{p_r} \left(\cos(-\alpha_r) \vec{i}_v - \sin(-\alpha_r) \vec{j}_v \right) + l \dot{\psi} \vec{j}_v \quad (2.24)$$

En décomposant cette égalité selon \vec{i}_v , on obtient :

$$\begin{aligned} V_{p_f} \cos(\delta - \alpha_f) &= V_{p_r} \cos(-\alpha_r) \\ \Rightarrow V_{p_f} &= V_{p_r} \frac{\cos(-\alpha_r)}{\cos(\delta - \alpha_f)} \end{aligned} \quad (2.25)$$

et sur \vec{j}_v , on a :

$$-V_{p_f} \sin(\delta - \alpha_f) = -V_{p_r} \sin(-\alpha_r) + l \dot{\psi} \quad (2.26)$$

En remplaçant (2.25) dans (2.26), il résulte que :

$$\dot{\psi} = \frac{V_{p_r}}{l} \cos(-\alpha_r) (\tan(\delta - \alpha_f) - \tan(-\alpha_r)) \quad (2.27)$$

Enfin, l'expression de la vitesse de l'axe arrière dans le repère \mathcal{R}_l est définie par :

$$\begin{cases} \dot{x}_{p_r} = \vec{V}_{p_r} \cdot \vec{i}_l \\ \dot{y}_{p_r} = \vec{V}_{p_r} \cdot \vec{j}_l \end{cases} \quad (2.28)$$

Le modèle cinématique exprimé au point p_r par rapport au repère \mathcal{R}_l est donné par le système d'équations :

$$\begin{cases} \dot{x}_{p_r} = V_{p_r} \cos(\psi) \\ \dot{y}_{p_r} = V_{p_r} \sin(\psi) \\ \dot{\psi} = \frac{V_{p_r}}{l} \cos(-\alpha_r) (\tan(\delta - \alpha_f) - \tan(-\alpha_r)) \end{cases} \quad (2.29)$$

Il est ainsi possible de définir le vecteur d'état \mathbb{X} par :

$$\mathbb{X} = \begin{bmatrix} x_{p_r} & y_{p_r} & \psi \end{bmatrix}^T \quad (2.30)$$

le vecteur de commande \mathbb{U} par :

$$\mathbb{U} = \begin{bmatrix} \delta & \omega_r \end{bmatrix}^T \quad (2.31)$$

et un vecteur de perturbation appelé \mathbb{D} par :

$$\mathbb{D} = \begin{bmatrix} \alpha_f & \alpha_r \end{bmatrix}^T \quad (2.32)$$

Pour conclure, cette approche permet de mieux prendre en compte le comportement global du véhicule en présence de glissements sans pour autant devoir modéliser l'interaction roue/sol de manière précise. Il est désormais nécessaire de connaître les angles de dérive introduits dans le modèle. Ces angles sont en réalité très dépendants des conditions d'adhérence, de la vitesse du véhicule de la trajectoire considérée et de l'état des pneumatiques, etc. Il est donc indispensable d'apporter une mesure fiable de ces paramètres. Une méthode directe utilisant des mesures issues d'une centrale inertielle est possible, ou en utilisant un observateur d'état [Lenain *et al.*, 2010, Lamy, 2010] dans le cas d'une méthode par estimation.

2.4. Dynamique du véhicule

Dans l'intérêt de pouvoir prendre en compte le maximum d'influence de chaque élément constituant le véhicule ainsi que son environnement (état de la surface navigable), la modélisation de la dynamique du véhicule devient nécessaire. En effet, il s'agit d'une approche construite à partir des différentes accélérations subies par le véhicule afin de décrire son mouvement. Toutefois, le degré de complexité du modèle augmente, faisant intervenir des nouveaux paramètres tels que les inerties, les masses des éléments constituant le véhicule, etc. Par ailleurs, sous certaines hypothèses la dynamique globale du châssis peut être découplée et traitée individuellement comme le montre les travaux de [Kiencke et Nielsen, 2000, Rajamani, 2011, Taghavifar et Mardani, 2017]. D'après la Figure 2.6, chaque dynamique importante peut être traitée séparément :

- la dynamique longitudinale,
- la dynamique latérale,
- la dynamique verticale.

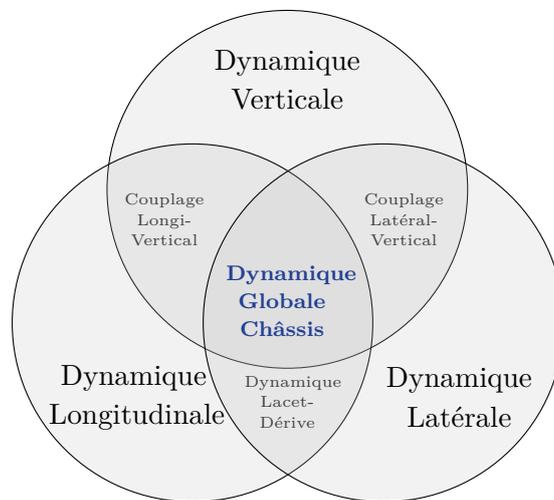


Figure 2.6. – Composition de la dynamique globale du châssis.

Cette décomposition peut être utile dans l'objectif de synthèse de lois de commande, où il est souvent question de traiter un problème de commande ciblé. Toutefois, dans l'objectif de développer un modèle de validation réaliste (cf. Section 2.1), un modèle non-linéaire couplé longitudinal/latéral sera construit dans cette section. La modélisation du pneumatique, qui constitue un facteur déterminant dans le comportement du véhicule, sera développée au Chapitre 3.

2.4.1. Système de coordonnées et paramétrage

Afin de déterminer les équations de la dynamique du véhicule, il est nécessaire au préalable de définir certains paramètres et les différents repères utilisés. La Figure 2.7 montre sous différentes orientations du véhicule, le repère lié au châssis. Dans la convention utilisée ici, l'axe x est dirigé vers l'avant du véhicule, l'axe y vers la gauche lorsque l'on regarde vers l'avant du véhicule et enfin la direction verticale est défini par l'axe z . De plus, à la Figure 2.7d certains paramètres importants comme l'empattement (L), la voie (l) ou encore les distances entre les essieux et le CoG sont donnés. Par ailleurs, les trois translations (x, y, z) décrivant le déplacement du véhicule, s'accompagnent également de trois mouvements de rotation. En effet, lorsque le véhicule braque ses roues, freine, accélère ou rencontre un obstacle des mouvements de roulis, tangage et lacet sont générés.

2. Modélisation des véhicules tout-terrain

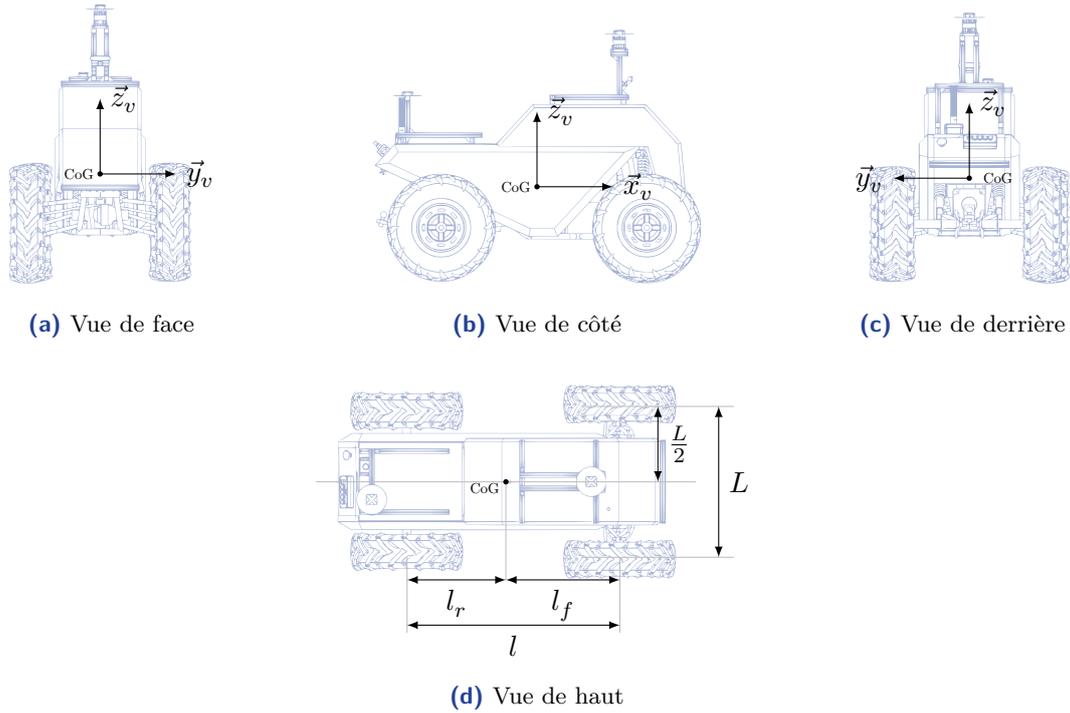


Figure 2.7. – Conventions des axes et repérage du châssis.

La Figure 2.8 montre les trois rotations possibles selon l'axe de rotation considéré. Le mouvement de roulis décrit un angle ϕ autour de l'axe \vec{x}_v de révolution, le mouvement de tangage d'angle θ se fait autour de l'axe \vec{y}_v et enfin la rotation autour de l'axe \vec{z}_v est donnée par l'angle de lacet ψ .

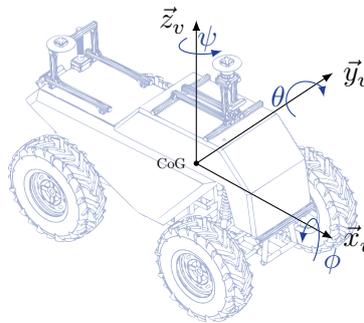


Figure 2.8. – Mouvements de rotation du véhicule.

De plus, la projection d'un vecteur \vec{v} défini dans le repère véhicule ($\text{CoG}, \vec{x}_v, \vec{y}_v, \vec{z}_v$) au repère local ($O, \vec{i}_l, \vec{j}_l, \vec{z}_l$) se calcule en considérant la séquence XYZ des angles d'Euler. Cela se traduit par une première rotation autour de l'axe z suivit de l'axe y et enfin se termine par une rotation autour de l'axe x . Ainsi la transformation des coordonnées du vecteur \vec{v} dans le repère local est donnée par :

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix}^l = R_z R_y R_x \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}^v \quad (2.33)$$

avec,

$$R_z = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad R_y = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & 0 & \sin(\theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad R_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi) & -\sin(\phi) \\ 0 & \sin(\phi) & \cos(\phi) \end{bmatrix}$$

On définit le repère lié à la roue $(O_w, \vec{x}_w, \vec{y}_w, \vec{z}_w)$, comme montré à la Figure 2.9, dont le centre du repère est donné par le point de contact entre la roue et le sol. L'axe \vec{x}_w est orienté vers l'avant de la roue et coïncide avec le plan de rotation de celle-ci. L'angle de braquage δ est alors défini comme l'angle entre le repère intermédiaire $(O_w, \vec{x}_i, \vec{y}_i, \vec{z}_i)$, fixe par rapport à la roue, et le repère mobile lié à la roue.

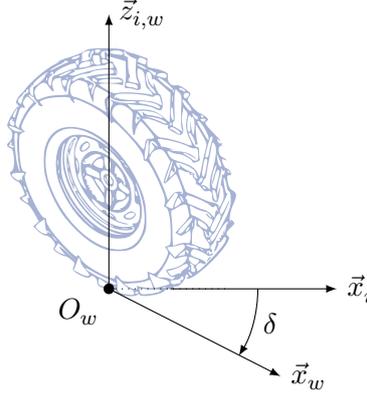


Figure 2.9. – Repérage d'une roue.

Ainsi, les coordonnées d'un vecteur \vec{u} défini dans le repère de la roue et projeté dans le repère du véhicule sont donnés par la relation :

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix}^v = R_w \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}^w \quad (2.34)$$

avec, $R_w = \begin{bmatrix} \cos(\delta_i) & -\sin(\delta_i) \\ \sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) \end{bmatrix}$ où $i \in [fl, fr, rl, rr]$, désigne la $i^{\text{ème}}$ roue du véhicule. Il est considéré par la suite que seules les roues avant sont directrices définissant alors $\delta_{fl,fr} = \delta$, respectivement l'angle de braquage de la roue avant gauche et droite. De plus, les roues arrières sont supposées non directrices ce qui permet d'écrire que $\delta_{rl,rr} = 0$, respectivement l'angle de braquage de la roue arrière gauche et droite.

2.4.2. Modèle bicyclette

Le modèle bicyclette (Figure 2.10), est une représentation simplifiée de la dynamique du véhicule. En effet, les dynamiques verticales et longitudinales sont négligées. De plus, les mouvements de roulis et tangage ne sont pas pris en compte faisant ainsi un modèle symétrique sur le plan x - z . La vitesse de déplacement longitudinale est admise constante, et aucune résistance aérodynamique n'est prise en compte. Enfin, les angles de braquage sont considérés faibles, ce qui permet d'écrire $\tan(\delta) = \delta$. Sous toutes ces hypothèses, et en appliquant le principe fondamental de la dynamique (PFD) au CoG, les équations du modèle sont :

$$m(\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) = F_{y_f} + F_{y_r} \quad (2.35)$$

$$I_{zz} \ddot{\psi} = l_f F_{y_f} - l_r F_{y_r} \quad (2.36)$$

2. Modélisation des véhicules tout-terrain

où m est la masse du véhicule et I_{zz} son inertie par rapport à l'axe de rotation z .

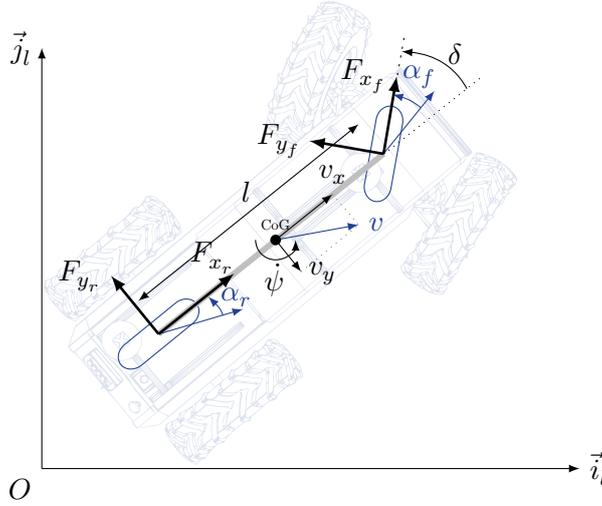


Figure 2.10. – Modèle bicyclette.

Dans la construction de ce modèle, seuls les efforts $F_{y_{f,r}}$ correspondant aux forces latérales générées par les pneumatiques sont considérés. Il s'agit ici d'une première approche dont les explications détaillées sur la modélisation des efforts des pneumatiques seront données au Chapitre 3. Dans un premier temps, ces efforts sont ici définis comme linéaires et exprimés comme suit :

$$F_{y_f} = C_{\alpha_f} \alpha_f \quad (2.37)$$

$$F_{y_r} = C_{\alpha_r} \alpha_r \quad (2.38)$$

où C_{α_f} et C_{α_r} sont respectivement, les coefficients de rigidité de dérive avant et arrière du pneumatique et α_f , α_r , respectivement l'angle de dérive du pneumatique avant et arrière, donnés par :

$$\alpha_f = \delta - \frac{v_y + l_f \dot{\psi}}{v_x} \quad (2.39)$$

$$\alpha_r = -\frac{v_y - l_r \dot{\psi}}{v_x} \quad (2.40)$$

En réinjectant les équations (2.37)-(2.40) dans (2.35) et (2.36), le modèle peut s'écrire comme :

$$\dot{v}_y = \frac{C_{\alpha_f}}{m} \delta - \left(\frac{C_{\alpha_f} l_f - C_{\alpha_r} l_r}{m v_x} - v_x \right) \dot{\psi} - \left(\frac{C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r}}{m v_x} \right) v_y \quad (2.41)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{l_f C_{\alpha_f}}{I_{zz}} \delta - \left(\frac{l_f^2 C_{\alpha_f} + l_r^2 C_{\alpha_r}}{I_{zz} v_x} \right) \dot{\psi} - \left(\frac{l_f C_{\alpha_f} - l_r C_{\alpha_r}}{I_{zz} v_x} \right) v_y \quad (2.42)$$

Enfin, une représentation d'état de la forme $\dot{\mathbb{X}} = A\mathbb{X} + BU$ est donnée par :

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r}}{m v_x} & -\frac{C_{\alpha_f} l_f - C_{\alpha_r} l_r}{m v_x} - v_x \\ -\frac{l_f C_{\alpha_f} - l_r C_{\alpha_r}}{I_{zz} v_x} & -\frac{l_f^2 C_{\alpha_f} + l_r^2 C_{\alpha_r}}{I_{zz} v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha_f}}{m} \\ \frac{l_f C_{\alpha_f}}{I_{zz}} \end{bmatrix} \delta \quad (2.43)$$

Avec, le vecteur d'état \mathbb{X} définit par :

$$\mathbb{X} = \begin{bmatrix} v_y & \psi \end{bmatrix}^T \quad (2.44)$$

et le signal de commande \mathbb{U} par :

$$\mathbb{U} = \delta \quad (2.45)$$

Analyse de stabilité

L'analyse de stabilité du modèle (2.43) peut s'effectuer à partir du polynôme caractéristique du système donné par :

$$P(s) = \det(s\mathbb{I} - A) \quad (2.46)$$

où s est la variable de Laplace, \mathbb{I} la matrice identité et $A \in \mathbb{R}^{2 \times 2}$ la matrice d'état donnée en (2.43).

Le système étant d'ordre 2, son polynôme caractéristique peut alors s'écrire comme suit :

$$P(s) = s^2 + sp + q \quad (2.47)$$

Ainsi, analytiquement le polynôme caractéristique de (2.43) s'écrit sous la forme suivante :

$$s^2 + \left(\frac{C_{\alpha_f} l_f^2 + C_{\alpha_r} l_r^2}{I_{zz} v_x} + \frac{C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r}}{m v_x} \right) s + \frac{C_{\alpha_f} C_{\alpha_r} (l_f + l_r)^2}{I_{zz} m v_x^2} - \frac{C_{\alpha_f} l_f - C_{\alpha_r} l_r}{I_{zz}} \quad (2.48)$$

Pour qu'un système soit asymptotiquement stable, il faut que toutes les racines de son polynôme caractéristique soient à parties réelles strictement négatives (cela revient à dire que toutes les valeurs propres de la matrice A sont à partie réelle strictement négative). Afin d'éviter de calculer les racines de ce polynôme, le critère de Routh [Routh, 1877] peut être utilisé. Ainsi, pour un système du second ordre, les conditions de stabilité sont vérifiées si et seulement si $pq > 0$, soit :

$$pq = \left(\frac{C_{\alpha_f} l_f^2 + C_{\alpha_r} l_r^2}{I_{zz} v_x} + \frac{C_{\alpha_f} + C_{\alpha_r}}{m v_x} \right) \left(\frac{C_{\alpha_f} C_{\alpha_r} (l_f + l_r)^2}{I_{zz} m v_x^2} - \frac{C_{\alpha_f} l_f - C_{\alpha_r} l_r}{I_{zz}} \right) \quad (2.49)$$

On remarque à partir de (2.49) que le terme de gauche est toujours positif ($p > 0$) et n'influe donc pas sur la stabilité du système. En revanche le terme de droite (q) peut être négatif et ainsi rendre le système instable. La condition d'instabilité devient alors :

$$\frac{C_{\alpha_f} C_{\alpha_r} (l_f + l_r)^2}{m v_x^2} < C_{\alpha_f} l_f - C_{\alpha_r} l_r \quad (2.50)$$

D'après (2.50), le terme qui se trouve à gauche de l'équation est toujours défini positif. Le terme situé à droite est appelé le Pouvoir Directeur des Essieux (PDE) [Xavier, 2019], représente la nature sur ou sous-vireur d'un véhicule et définit ainsi sa stabilité. Ce terme peut être positif ou négatif selon la géométrie du véhicule. Lorsque celui-ci est négatif, le véhicule a un caractère sous-vireur et donc inconditionnellement stable puisque la condition (2.50) n'est jamais vérifiée. En revanche, si ce terme est positif alors le véhicule est sur-vireur et la condition (2.50) peut être vérifiée induisant un comportement instable du véhicule. Dans ce cas, il est possible de trouver la valeur limite de $v_{x_{\text{lim}}}$, étant donné que c'est le seul paramètre variant connu. Cette valeur limite est alors définie par :

$$v_{x_{\text{lim}}} = \sqrt{\frac{C_{\alpha_f} C_{\alpha_r} (l_f + l_r)^2}{m (C_{\alpha_f} l_f - C_{\alpha_r} l_r)}} \quad (2.51)$$

En conclusion, au delà de cette vitesse limite $v_{x_{\text{lim}}}$, le comportement du véhicule devient instable lorsque ce dernier est sur-vireur.

2.4.3. Modèle 4 roues non-linéaire

Le modèle 4 roues permet de mieux caractériser le comportement global du véhicule. En effet, deux notions importantes sont introduites : l'ajout de la dynamique longitudinale, la représentation plus fine des efforts pneumatiques données par un modèle non-linéaire. En effet, dans le cas des véhicules tout-terrain ces efforts sont très dépendants de l'état de surface du sol et par conséquent un modèle linéaire n'est pas adapté.

Toujours sous l'hypothèse de faibles angles de braquage δ , le modèle est composé par :

- la dynamique latérale, incluant le mouvement en lacet du véhicule,
- 4 roues, dont les efforts pneumatiques sont des fonctions non linéaires,
- la dynamique longitudinale de la caisse,
- la dynamique des roues.

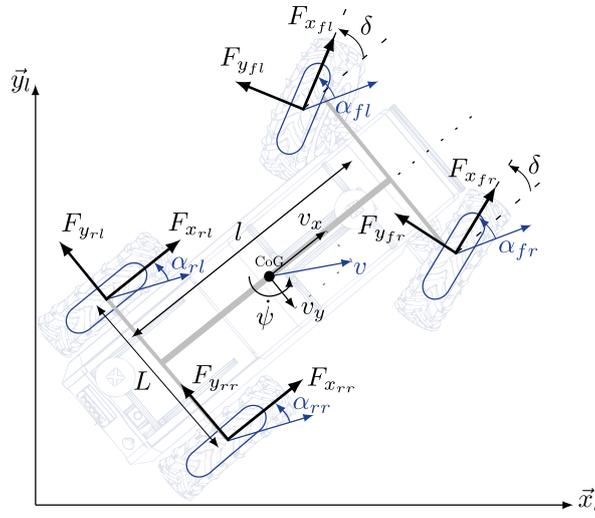


Figure 2.11. – Modèle 4 roues.

Enfin, en supposant un découplage entre les dynamiques décrivant le comportement global du véhicule, celles-ci peuvent être traitées séparément.

Dynamique latérale

Le modèle latéral correspondant au modèle 4 roues, reprend les mêmes principes déjà utilisés afin d'obtenir les équations (2.35) et (2.36). Les équations sont établies en prenant en compte 4 roues indépendantes. Les efforts pneumatiques étant non-linéaires, l'expression générale de la dynamique latérale devient :

$$m (\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) = \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \quad (2.52)$$

$$I_{zz} \ddot{\psi} = \frac{L}{2} (-F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}} - F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}}) + l_f (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) - l_r (F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}) \quad (2.53)$$

où i désigne la $i^{\text{ème}}$ roue du véhicule, $F_{x_{f,r}}$ les forces longitudinales et $F_{y_{f,r}}$ les forces latérales générées par les pneumatiques avant et arrière respectivement. De plus, les angles de dérive pour chacune des roues sont définis par :

$$\alpha_{fl} = \delta - \frac{v_y + l_f \dot{\psi}}{v_x - \frac{L}{2} \dot{\psi}} \quad \alpha_{fr} = \delta - \frac{v_y + l_f \dot{\psi}}{v_x + \frac{L}{2} \dot{\psi}} \quad \alpha_{rl} = -\frac{v_y - l_r \dot{\psi}}{v_x - \frac{L}{2} \dot{\psi}} \quad \alpha_{rr} = -\frac{v_y - l_r \dot{\psi}}{v_x + \frac{L}{2} \dot{\psi}}$$

Dynamique longitudinale

Le comportement longitudinal du véhicule (Figure 2.12) représente une dynamique importante pour les véhicules tout-terrain. Il s'agit de traduire dans ce modèle le transfert de puissance entre la chaîne de propulsion et la mise en mouvement de la caisse.

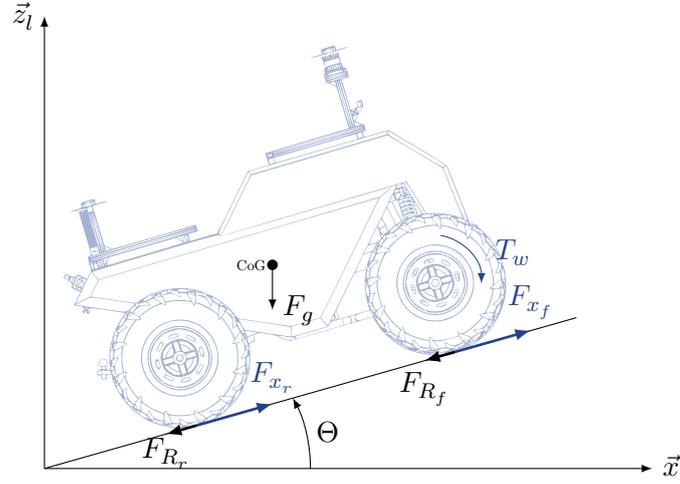


Figure 2.12. – Modèle longitudinal.

Le modèle est établi en appliquant le PFD au CoG du véhicule, soit :

$$m(\dot{v}_x - v_y \dot{\psi}) = \sum_{i=1}^4 F_{x_i} - \sum_{i=1}^4 F_{R_i} - mg \sin(\Theta) \quad (2.54)$$

où i désigne la $i^{\text{ème}}$ roue du véhicule, F_{R_i} représente la force s'opposant au roulement, m la masse globale du véhicule, g la constante de la gravité, ω la vitesse de rotation de la roue et Θ la pente de la route.

Dynamique des roues

Les roues constituent l'élément de transfert de puissance entre le véhicule et le sol. Les efforts des pneumatiques transmis au point de contact permettent de générer la traction et/ou le freinage suffisant afin de mettre en mouvement et/ou d'arrêter le véhicule. Toutefois, ces efforts sont la conséquence de la capacité de mise en mouvement de la roue soumise à des variations de couple. Le bilan des couples appliqués à la roue définit sa dynamique et il est donnée par la relation suivante :

$$J_w \dot{\omega} = T_w - r F_{x_i} - k_f \omega \quad (2.55)$$

avec J_w l'inertie de la roue, k_f un coefficient de frottement visqueux et T_w le couple appliqué à la roue. Ce couple peut être positif (couple de traction) ou négatif (couple de freinage).

À partir des équations (2.52)-(2.55) le modèle 4 roues non-linéaire peut être finalement obtenu

et résumé par l'ensemble des équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} m(\dot{v}_x - v_y \dot{\psi}) = \sum_{i=1}^4 F_{x_i} - \sum_{i=1}^4 F_{R_i} - mg \sin(\Theta) \\ m(\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) = \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \\ I_{zz} \ddot{\psi} = \frac{L}{2} (-F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}} - F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}}) + l_f (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) - l_r (F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}) \\ J_w \dot{\omega}_{fl} = T_w - r F_{x_{fl}} - k_f \omega \\ J_w \dot{\omega}_{fr} = T_w - r F_{x_{fr}} - k_f \omega \\ J_w \dot{\omega}_{rl} = T_w - r F_{x_{rl}} - k_f \omega \\ J_w \dot{\omega}_{rr} = T_w - r F_{x_{rr}} - k_f \omega \end{array} \right. \quad (2.56)$$

En conclusion, le modèle à 7 ddl (degrés de liberté) obtenu par l'étude du véhicule à 4 roues non-linéaire constitue une "bonne" approximation de la dynamique globale du véhicule. Néanmoins, sa validité reste limitée par certaines hypothèses simplificatrices comme la non prise en compte de la dynamique verticale et les faibles angles de braquage. Dans un contexte de véhicules roulant sur route, les hypothèses précédentes peuvent s'appliquer et le modèle (2.56) peut s'avérer suffisant. Cependant, dans le contexte des véhicules tout-terrain, le modèle n'est pas assez représentatif de la réalité puisque les surfaces déstructurées sollicitent d'une part, la dynamique verticale et d'autre part, des grands-angles de braquage afin de compenser les fortes dérives du pneumatique. Toutefois, le développement d'un tel modèle s'avère extrêmement complexe et nécessite une compréhension approfondie des dynamiques sollicitées et du contact roue/sol, ce dernier étant crucial dans la génération des efforts des pneumatiques.

2.5. Modèle de validation d'un véhicule tout-terrain

Afin de disposer d'un modèle de validation capable de capturer certains phénomènes complexes liés à l'interaction roue/sol, un simulateur très réaliste est proposé. Pour des applications comme celle des véhicules tout-terrain, la plupart des modèles décrivant le comportement des véhicules routiers peuvent s'avérer être insuffisants. Généralement, ces modèles sont utilisés dans des contextes de véhicule roulant sur route [Rajamani, 2011] dont les conditions de l'état de surface sont souvent bonnes et dont les glissements et dérives sont faibles.

Le développement de modèles véhicules avancés avec un grand degré de complexité, se présente généralement sous la forme d'un ensemble de multi-corps assemblés et liés entre eux par des relations causales. Ses modèles sont en général décrits par des sous-systèmes tels que : le châssis, les roues, les suspensions, la chaîne de traction, le système de direction et parfois la surface de roulage. D'autre part, lorsqu'un modèle devient très précis, son degré de complexité augmente et n'est alors plus utilisé qu'en simulation. Dans le cas de notre étude, cette catégorie de modèle peut être intéressante dans le but de valider dans des conditions proches de la réalité, les lois de commandes qui seront proposées dans les chapitres suivants. Dans cette thèse, un tel modèle de validation a été établi à partir d'un simulateur *open-source* nommé *ProjectChrono* [Tasora *et al.*, 2015]. Le choix de ce simulateur s'appuie sur sa capacité à modéliser des terrains déformables contrairement aux simulateurs connus dans le domaine du véhicule tels que CarMaker [CarMaker, 2017], Carla, Adams, etc. En effet, il est intéressant de remarquer que ce simulateur fait appel à une modélisation très fine du contact roue/sol permettant de caractériser

ser l'impact d'un terrain déformable à travers des paramètres décrivant la nature du sol, dont l'approche de modélisation du contact roue/sol déformable sera discutée au Chapitre 3.

Dans notre contexte, le simulateur *ProjectChrono* offre l'opportunité de valider des lois de commandes dans des environnements difficiles et déstructurés, tels que cela a été défini dans la problématique de cette thèse. De plus, ce simulateur a été validé et confronté à d'autres simulateurs tels que Adams [Taylor *et al.*, 2016]. Cependant, son utilisation est exclusivement programmable en C++ sans aucune interface graphique (GUI), ce qui rend délicate la prise en main, simple et rapide du logiciel de simulation. Par conséquent, il s'agit ici de présenter au lecteur la démarche de la construction d'un tel modèle de simulation sans rentrer dans les détails de modélisation de ce dernier. Enfin, ce modèle constituera le modèle véhicule de validation pour la suite des travaux présentés dans cette thèse.

2.5.1. Simulation sous l'environnement *ProjectChrono*

L'objectif de cette partie est de présenter l'environnement de simulation *ProjectChrono* dans le but de modéliser un véhicule tout-terrain. L'approche de modélisation est détaillée dans [Serban *et al.*, 2019].

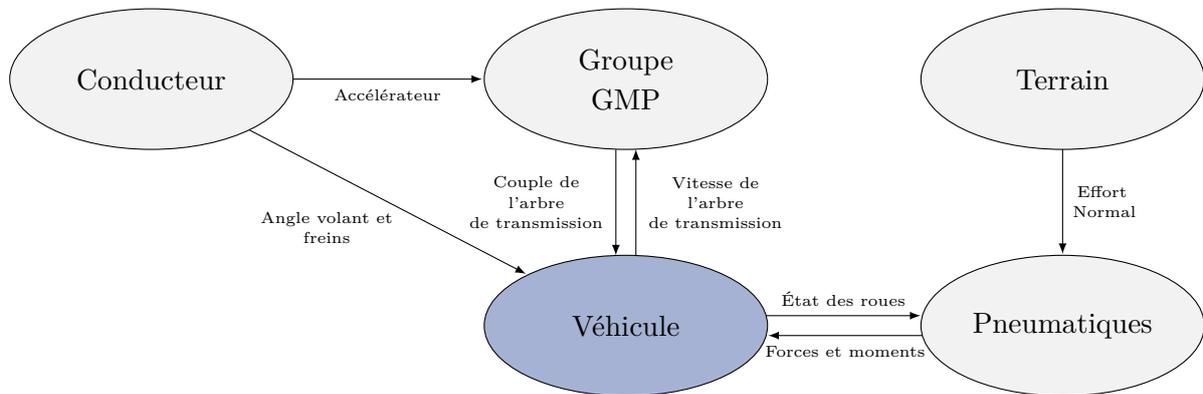


Figure 2.13. – Principaux systèmes et flux de données d'échange.

Les différents systèmes qui composent le modèle sont illustrés sur la Figure 2.13. Il s'agit d'un module (`Chrono::Vehicle`) qui rassemble tous les éléments de modélisation des véhicules tout-terrain, à savoir :

- Conducteur : il peut être interactif, lu depuis un fichier de données ou en boucle fermée (type PID).
- Groupe GMP (Groupe Motopropulseur) : cela regroupe l'ensemble, chaîne de transmission et motorisation. La chaîne de transmission peut être définie par deux roues motrices avant ou arrière, quatre roues motrices, ou chaque roue indépendante. Le bloc-moteur peut comporter une distribution de couples ou une cartographie (couple/vitesse de rotation) moteur. De plus, cet élément regroupe les roues et le système de direction qui peut être modélisé par différentes méthodes.
- Véhicule : il s'agit de l'élément principal constitué du châssis, des suspensions et qui relie tout les éléments entre eux.
- Pneumatiques : cet élément très important dans la génération des efforts entre le véhicule et le sol peut être défini par différents modèles disponibles. Des modèles semi-empiriques (Pacejka89, Pacejka02, TMeasy, Fiala), rigides ou encore modélisés par des éléments finis peuvent être utilisés.

- Terrain : la particularité de *ProjectChrono* est de pouvoir fournir des terrains déformables. Des terrains rigides, granulaires ou encore modélisés par des éléments finis font également partie des modèles disponibles.

Par ailleurs, l'avantage de ce simulateur réside dans l'utilisation de fichiers d'échange de données JSON (*JavaScript Object Notation*), dont les valeurs des paramètres du modèle de chaque sous-système peuvent être modifiés. Il s'agit d'un format de fichier léger qui peut être facilement interprété, ce qui rend très pratique la configuration d'un véhicule dans le simulateur.

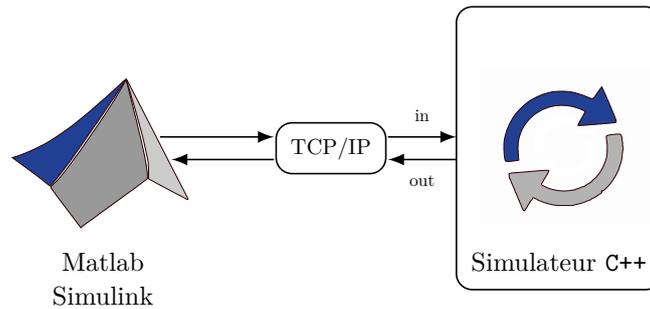


Figure 2.14. – Module de co-simulation.

Enfin, dans le cadre de ces travaux de thèse, une procédure de co-simulation (Figure 2.14) a été proposée, dont l'objectif est de permettre une interaction directe avec Matlab/Simulink. Il s'agit ici d'utiliser le simulateur dans une architecture SIL (*Software In the Loop*) dont les données transitent par un protocole TCP/IP. En effet, lors des tests de validation des lois de commandes en simulation, il faut être capable d'envoyer les entrées voulues et pouvoir récupérer les signaux de mesure désirés. Par conséquent, l'ajout de cette fonctionnalité permet d'avoir un outil de simulation complet et désormais interactif, facilitant la validation des algorithmes proposés.

2.5.2. Modèle *ProjectChrono* d'un véhicule tout-terrain

Le modèle de simulation utilisé pour la validation des lois de commande est fondé sur l'architecture déjà présentée à la Figure 2.13. Il s'agit d'un modèle reprenant les équations (2.56) avec l'ajout de la dynamique verticale et une représentation de l'interaction roue/sol plus précise. Par conséquent, le vecteur d'état représentant l'évolution de la dynamique du véhicule est donné par :

$$\mathbb{X} = [x \ v_x \ y \ v_y \ z \ v_z \ \phi \ \dot{\phi} \ \theta \ \dot{\theta} \ \psi \ \dot{\psi} \ \omega_{fl} \ \omega_{fr} \ \omega_{rl} \ \omega_{rr}]^T \quad (2.57)$$

et les variables de commande sont données par :

$$\mathbb{U} = [T_m \ \delta]^T \quad (2.58)$$

où T_m est le couple appliqué au moteur et δ l'angle de braquage moyen des roues avant directrices du véhicule. À noter que le véhicule prototype dispose de deux-roues motrices et directrices seulement à l'avant dont la répartition du couple se fait par un différentiel mécanique.

La Figure 2.15 présente à gauche une simulation du véhicule évoluant sur une surface déformable et à droite une autre où le véhicule se déplace sur une surface rigide.

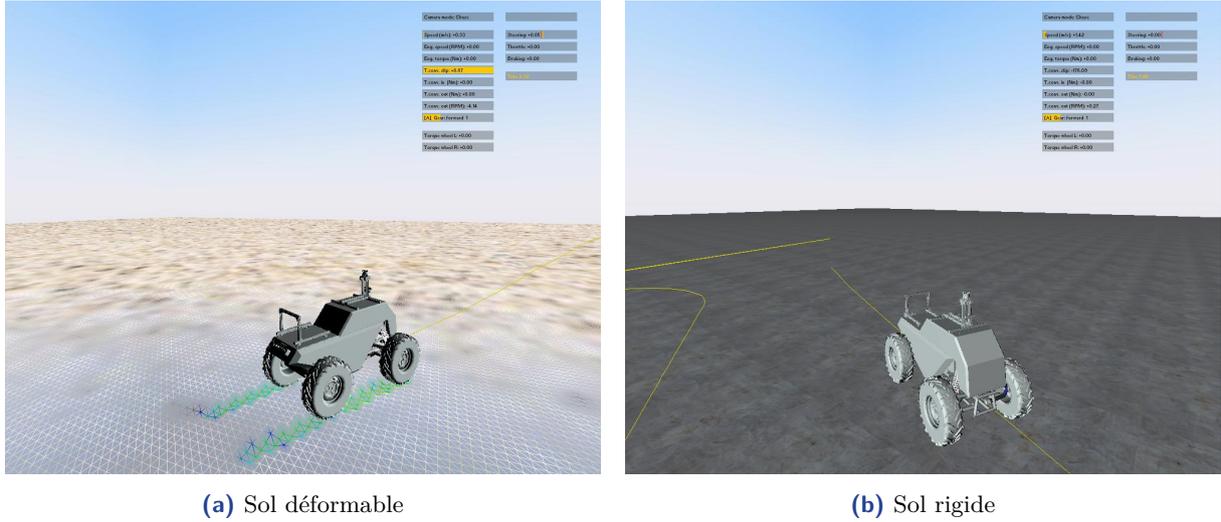


Figure 2.15. – Modèle de simulation sous l'environnement *ProjectChrono*.

Dans le premier cas, il est possible de voir la discrétisation du sol comme un maillage fixé par une grille dont la valeur peut être ajustée.

Enfin, les paramètres du véhicule utilisé comme modèle de validation sont donnés à la Table 2.1 et seront utilisés tout au long de ces travaux de thèse. En effet, ils correspondent aux paramètres du prototype d'essais présenté à la Section 2.5.2.

Paramètre	Valeur	Description
l	1.26 m	Empattement total : $l = l_r + l_f$ (Figure 2.7d)
l_f	0.57 m	Demi-empattement avant (distance entre essieu et CoG)
l_r	0.69 m	Demi-empattement arrière (distance entre essieu et CoG)
L	0.9 m	Voie (distance entre les deux roues d'un essieu)
m	440 kg	Masse totale du véhicule
I_{zz}	82.4 kg/m ²	Moment d'inertie par rapport à l'axe \vec{z}_v
h	0.31 m	Hauteur du CoG
m_w	15 kg	Masse d'une roue
r	0.335 m	Rayon des roues
b	0.203 m	Largeur des roues
J_w	0.99 kg/m ²	Moment d'inertie des roues par rapport à l'axe \vec{y}_w
k_f	0.2 Nm/s	Coefficient de frottement visqueux d'une roue
T_m^n	16 Nm	Couple moteur nominal
T_m^{\max}	42 Nm	Couple moteur maximal
N	20	Gain du réducteur (moteur-arbre de transmission)
δ^{\max}	±25 deg	Angle de braquage maximal
T_s	1 ms	Pas de simulation ($\mathbb{X}(t + T_s)$)

Table 2.1. – Valeurs des paramètres du véhicule du simulateur *SIL*.

Ces paramètres définissent la géométrie globale du châssis, des roues, et certains éléments liés aux actionneurs. Les paramètres décrivant les pneumatiques et la surface du terrain, sont abordés au Chapitre 3.

2.6. Moyens d'essais expérimentaux : présentation du véhicule prototype tout-terrain

En parallèle au simulateur mis au point sous l'environnement *ProjectChrono*, un prototype d'essais nommé KIPP (voir Figure 2.16) est également utilisé dans le cadre de ces travaux lors de la phase de validation expérimentale. Ce prototype a été développé en collaboration avec T&S. Ce dernier est utilisé dans le but de tester différents algorithmes de commande, de perception et autres briques d'ingénierie et de pouvoir récolter facilement des enregistrements d'essais réalisés. Le véhicule est équipé d'un certain nombre de capteurs et d'actionneurs (décrits par la suite) dans le but de rendre sa navigation autonome. Ainsi, une courte description des différents composants du véhicule est proposée¹.



Figure 2.16. – Plate-forme expérimentale KIPP.

L'architecture globale des composants présents sur cette plat-forme est donnée à la Figure 2.17. Dans ce diagramme sont regroupés les différents capteurs, actionneurs ainsi que le moyen de transfert des données entre les différents ECUs (*Electronic Control Unit*). Le développement d'une telle architecture est basé sur des micro-contrôleurs du type STM32, dont les principales fonctions sont embarquées en langage de programmation C.

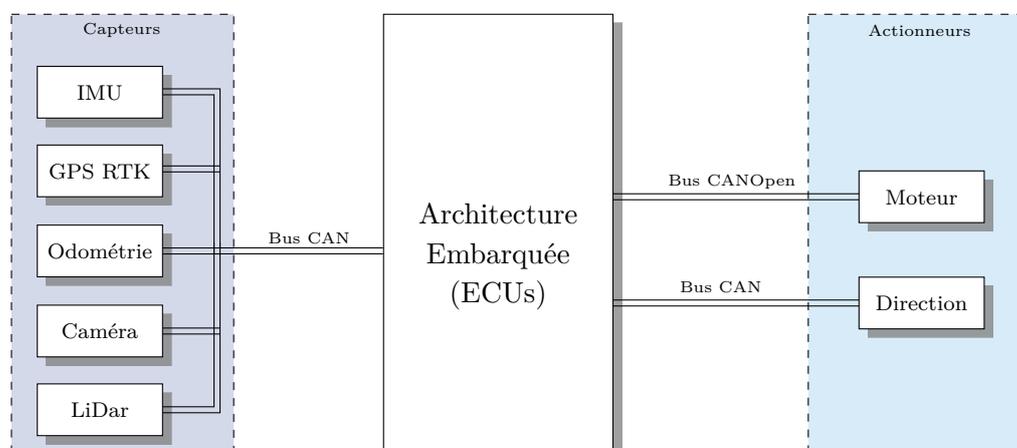


Figure 2.17. – Architecture globale des composants du prototype KIPP.

1. Informations données dans le respect de la confidentialité des développements industrielles.

2.6.1. Capteurs embarqués sur KIPP

Afin d'automatiser le véhicule d'essais, des informations relatives à la perception de l'environnement et à la localisation, sont nécessaires dans les algorithmes de commande. Ces informations proviennent de différentes sources disponibles dans le véhicule, dont les principales caractéristiques sont décrites ci-dessous :

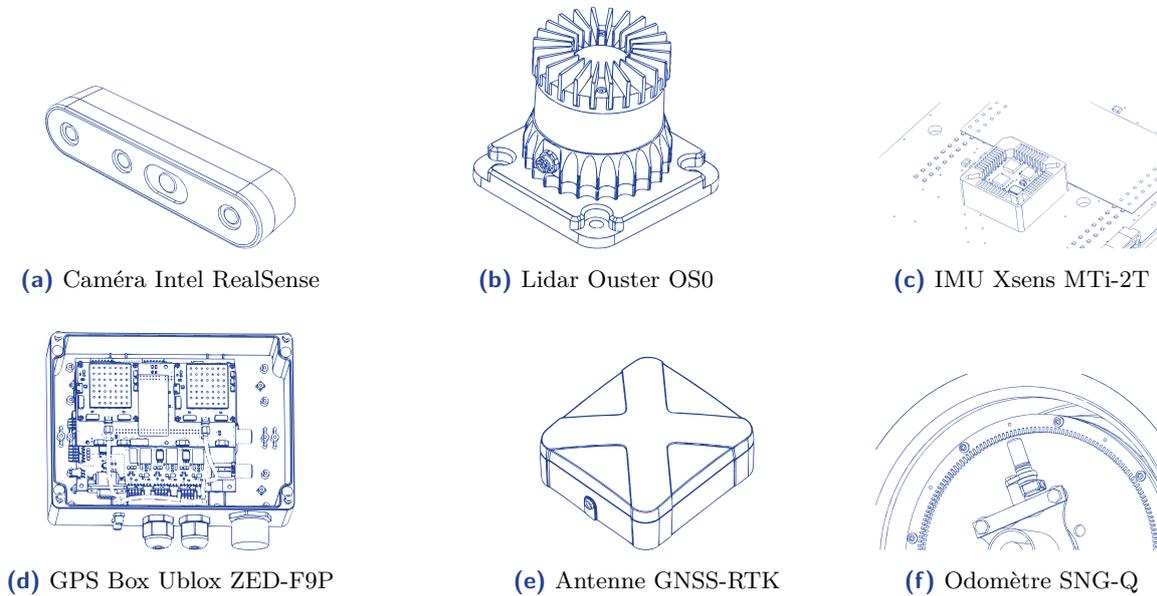


Figure 2.18. – Capteurs embarqués dans la plate-forme d'essais KIPP.

- Le véhicule est équipé d'une caméra RealSense D400 Series (voir Figure 2.18a). La particularité de ce module est de disposer de deux caméras stéréo *Rolling shutter* capables d'estimer la profondeur, couplés à une camera RGB et d'un projecteur laser Infra Rouge (IR). Avec cet équipement, pouvant capturer des images jusqu'à 90 fps et une résolution de 900000 points 3D, la capacité de localisation 3D dans l'espace est désormais possible. Celle-ci est placée à l'avant du véhicule permettant de détecter l'environnement proche du véhicule.
- La technologie LiDar installée dans le véhicule est illustrée par la Figure 2.18b. Ce module a l'avantage d'avoir un prix très attractif par rapport au marché de ce type d'équipements. Dans le cas présent, il s'agit d'un LiDar Ouster OS0 de 32 canaux avec la particularité d'avoir les faisceaux orientées de 0° jusqu'à 45° vers le bas par rapport à son plan horizontal, contrairement aux LiDars conventionnels. De plus, sa portée est de 50 m pouvant être également synchronisée avec un capteur GPS. Il est placé à l'avant du véhicule sur une colonne en hauteur, pouvant balayer l'environnement à 360° autour du véhicule.
- Une partie du système servant à la navigation est constituée de la centrale inertielle Xsens MTi-2T series (voir Figure 2.18c). Ce dispositif dispose d'un accéléromètre et d'un gyromètre 3 axes ainsi que d'un magnétomètre. De plus, plusieurs versions existent pouvant inclure des calculs avancés permettant de fournir une position et une orientation à partir des mesures inertielles. Le modèle qui équipe le véhicule est capable d'estimer une orientation sans référence, c'est-à-dire, que l'angle 0° est celui pris à l'état initial. Le capteur peut fonctionner à des fréquences d'acquisition pouvant aller jusqu'à 800 Hz. Le module est placé au plus près du centre de gravité du véhicule, dans la GPS Box (voir Figure 2.18d), permettant de capturer les accélérations et vitesses de rotation du châssis.

- Le deuxième module de localisation est le GNSS-RTK (*Real Time Kinematic*) disposant d'une correction de la position calculée par l'antenne mobile (voir Figure 2.18e) par rapport à une base fixe sur terre. Dans le prototype d'essais, deux modules GNSS-RTK de type Ublox ZED-F9P (voir Figure 2.18d) sont installés, dont l'acquisition est asynchrone à une fréquence de 10 Hz. Les deux antennes sont placées sur deux colonnes différentes (une à l'avant, l'autre à l'arrière) permettant de calculer le cap du véhicule sans l'aide d'une centrale inertielle.
- Enfin, le dernier capteur disponible sur le véhicule est un odomètre fixé en position radiale sur chacune des roues du véhicule comme le montre la Figure 2.18f. Les informations relatives à la vitesse sont fournies par des sorties numériques à onde carrée. La direction est fournie par une sortie en quadrature avec des signaux déphasés de 90° les uns par rapport aux autres. À partir du nombre de dents disponibles sur le disque et du nombre de crans mesurés pour une rotation complète, la vitesse de chacune des roues peut alors être déduite. De plus, sur le prototype en question, les roues avant seules sont motrices, et puisque l'information est disponible pour chaque roue, une estimation relative du glissement peut être faite grâce à ce dispositif.

2.6.2. Actionneurs embarqués sur KIPP

Les actionneurs constituent les organes de contrôle du véhicule permettant d'interagir avec l'environnement. Dans le prototype KIPP, seul un moteur permet d'imposer un couple sur les seules roues motrices situées à l'avant. D'autre part, la colonne de direction est reliée aux roues directrices situées également à l'avant par une liaison mécanique, le tout actionné par un vérin linéaire. Une description détaillée de ces organes de conduite est décrite ci-dessous.

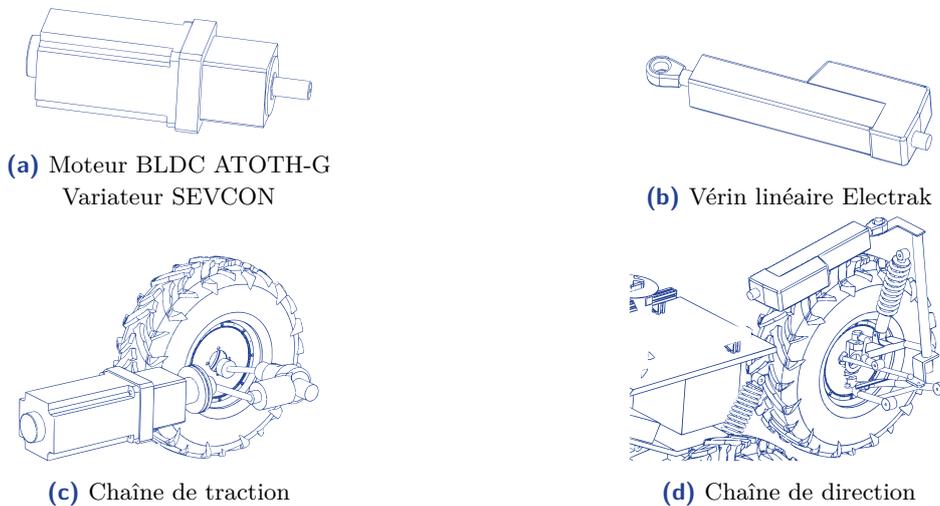


Figure 2.19. – Actionneurs embarqués dans la plate-forme d'essais KIPP.

- L'action de mise en mouvement et de freinage du véhicule est assurée par un moteur électrique de type BLDC (Brushless Direct Current) comme illustré à la Figure 2.19a. Il s'agit d'un moteur triphasé piloté à l'aide d'un driver (SEVCON), pouvant développer une puissance de 5 kW et un couple pouvant aller jusqu'à 42 Nm à 3000 rpm. Ce dernier est couplé à un réducteur permettant de démultiplier la vitesse de rotation du moteur et multiplier le couple en sortie d'arbre moteur. Enfin, un différentiel mécanique fait le lien entre les deux roues motrices et l'arbre de transmission.

- La direction des roues avant est pilotée par une chaîne de direction composée d'un vérin linéaire comme montré à la Figure 2.19d. Le vérin (voir Figure 2.19b) est connecté à la colonne de direction par un bras de levier permettant d'engendrer une rotation de la colonne puis une translation de la crémaillère de direction. Son fonctionnement nominal est de 8 A en pic de courant sous une tension de 24 V. D'autre part, la dynamique de l'actionneur est particulièrement lente, puisque une rotation de -25° à $+25^\circ$ (correspondant à l'amplitude maximale de braquage) au niveau des roues nécessite environ 2 s de course au niveau du vérin. Des essais effectués par une analyse de la réponse harmonique du système, fixent une bande passante autour du hertz, ce qui montre bien une dynamique assez lente compte tenu de la dynamique du véhicule.

2.6.3. Déploiement des algorithmes embarqués sur KIPP

Le véhicule est équipé de plusieurs micro-contrôleurs de type STM32, chacun d'entre eux dédiés à la gestion des différentes sous parties du système : le calcul de la localisation du véhicule, le calcul des différentes lois de commande, une supervision assurant la sécurité globale du véhicule et enfin la gestion de la batterie du véhicule. La communication entre les différents modules est assurée par plusieurs bus CAN, permettant d'assurer un certain niveau de robustesse ainsi que la gestion du flux important des données. Chaque calculateur est codé en langage de programmation C, visant à assurer un niveau d'efficacité du point de vue calculatoire le plus rapide possible.

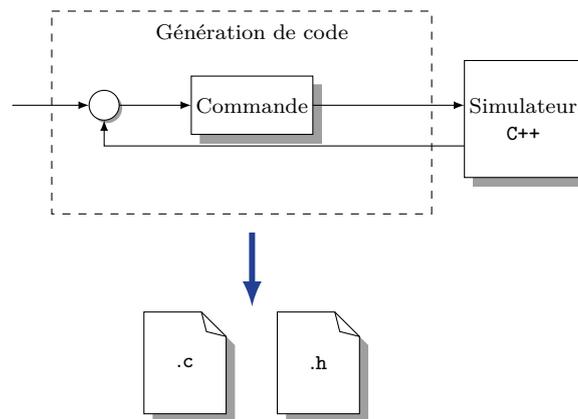


Figure 2.20. – Génération de code pour l'intégration des algorithmes de commande sur KIPP.

D'un point de vue intégration des lois de commande, une démarche qui consiste à porter du code C généré depuis Matlab a été développée au cours de ces travaux de thèse. En effet, la solution de déploiement sur le micro-contrôleur utilisé, a fait l'objet d'une étude approfondie permettant de générer le code associé après avoir testé ces mêmes algorithmes en simulation, permettant d'attester le bon fonctionnement du code embarqué. La Figure 2.20 montre le principe de génération de code dont la méthode a fait l'objet d'un rapport confidentiel [Vieira, 2021] décrivant les étapes nécessaires pour l'intégration des codes sources générés sur le prototype.

2.6.4. Support technique mis à disposition

La validation expérimentale des travaux de recherche présentés dans cette thèse a pu être menée grâce à l'appui technique du Pôle Innovation de l'ENGLAB du partenaire industriel *Technology and Strategy Group*. En effet, la réalisation mécanique, électronique et l'architecture

embarquée du prototype KIPP a été développée principalement par le partenaire industriel. En revanche les algorithmes de contrôle permettant l'automatisation du robot ont été développés au cours de ces travaux de thèse.

2.7. Conclusion

Dans ce chapitre, des éléments de modélisation du véhicule ont été introduits à travers des approches mathématiques différentes. Les développements ont été exposés par ordre de degré de complexité croissant. Des approches de modélisation telles que les approches cinématiques, dynamiques et enfin un modèle de validation basé sur un simulateur complexe ont été développées. Parmi ces modèles, deux catégories distinctes ont été présentées : les modèles dits de synthèse, permettant d'être utilisés dans la construction de lois de commande, puis des modèles dits de validation, décrivant plus finement le comportement du véhicule dans des conditions plus réalistes.

Dans le contexte des véhicules tout-terrain, la particularité des sols déformables implique la mise en place de modèles de validation plus complexes, dont l'utilisation du simulateur *ProjectChrono*, a permis de tenir compte de ces phénomènes. À travers ce résultat, un modèle de validation a été développé et est désormais utilisable par le biais de la mise en place d'une co-simulation entre Matlab et ce simulateur. Enfin, le modèle de validation établie dans ce simulateur a été développé en accord avec le prototype d'essais, également présenté dans ce chapitre.

Modélisation de l'interaction roue/sol en environnements déformables

Ce chapitre est dédié à l'étude de l'interaction roue/sol en milieux déformables. La particularité déformable du terrain est mise en avant à travers l'étude théorique du modèle d'interaction puis par le développement d'un modèle dit de synthèse pour le design des lois de commande, constituant une première contribution de ce manuscrit.

Sommaire

3.1. Introduction	37
3.2. Formalisme et notations des phénomènes physiques appliqués au pneumatique	38
3.2.1. Glissement longitudinal	40
3.2.2. Glissement latéral ou angle de dérive	41
3.3. Modèle d'interaction roue/sol déformable pour des véhicules à roues	41
3.3.1. Propriétés d'un sol déformable	42
3.3.2. Théorie de l'élasticité/plasticité	43
3.3.3. Équations du modèle d'interaction tout-terrain	44
3.3.4. Caractéristiques inhérentes au modèle d'interaction tout-terrain	46
3.4. Modèle pneumatique de synthèse pour des applications en milieux déformables	49
3.4.1. Modèle de Burckhardt adapté aux applications tout-terrain (<i>Adapted Burckhardt Tire Model</i> (ABTM))	50
3.4.2. Procédure d'une <i>flat-trac</i> virtuelle pour la génération d'un ensemble de données représentatif de l'interaction roue/sol déformable	53
3.4.3. Procédure d'identification des paramètres du modèle ABTM	56
3.4.4. Estimation des paramètres du modèle ABTM pour différents sols déformables	58
3.5. Conclusion	59

3.1. Introduction

La modélisation de l'interaction roue/sol en milieux déformables est un élément important dans l'analyse de la dynamique des véhicules tout-terrain, étant donné que les performances sont largement conditionnées par la nature du sol. L'intérêt de disposer d'un modèle permet tout d'abord de mieux modéliser l'ensemble du comportement du véhicule, puis d'élaborer une meilleure stratégie de synthèse des lois de commande.

Plus généralement, les modèles pneumatiques abordés dans la littérature sont souvent des modèles tels que le modèle de Pacejka ([Pacejka, 2005]), Dugoff ([Dugoff *et al.*, 1969]), LuGre ([De Wit *et al.*, 1995]) ou encore le TMeasy ([Hirschberg *et al.*, 2007]). Ces modèles sont de complexité différente et peuvent appartenir à trois classes bien distinctes : les modèles analytiques

(basés sur des équations physiques), semi-empiriques (basés sur des structures mathématiques dont les paramètres sont obtenus de manière expérimentale) ou empiriques (obtenus uniquement à partir de données expérimentales). Ils sont souvent utilisés en dynamique du véhicule ([Rajamani, 2011]) et suffisent à décrire le contact roue/sol sur des surfaces rigides.

Toutefois, ces modèles ne permettent pas d'expliquer certains phénomènes observés sur des surfaces déformables. L'apparition de nouveaux challenges autour des véhicules tout-terrain, a ainsi initié une démarche de développement de nouveaux modèles, dont l'un des principaux acteurs est l'*International Society of Terrain Vehicle Systems (ISTVS)* ([Meyer *et al.*, 1977]). Depuis 1960, l'ISTVS organise sa recherche autour de la modélisation des véhicules tout-terrain, et plus particulièrement sur la mécanique des sols. D'importantes recherches ont été menées dans ce domaine, proposant ainsi différentes approches de modélisation des interactions tout-terrain [Allen *et al.*, 1997, Abd El-Gawwad *et al.*, 1999, Taheri *et al.*, 2015, Ferhadbegovic *et al.*, 2015, He *et al.*, 2019, Sandu *et al.*, 2019].

D'autre part, des modèles théoriques proposés dans la littérature sont très représentatifs des phénomènes physiques décrivant l'interaction entre la roue et un sol déformable, mais sont cependant mathématiquement complexes et ne permettent pas un usage direct pour la synthèse des lois de commande [He *et al.*, 2019, Sandu *et al.*, 2019]. Ainsi, dans une démarche de simplification de ce type de modèles en vue des applications en commande, un nouveau modèle d'interaction est alors proposé dans ce chapitre. Ce modèle s'appuie sur une structure mathématique du modèle de Burckhardt [Burckhardt, 1993], qui par son faible nombre de paramètres devient un modèle intéressant. Par conséquent, la conception de ce modèle, appelé *Adapted Burckhardt Tire Model (ABTM)*, est constitué d'une part d'une structure mathématique modifiée, permettant de prendre en compte certains phénomènes physiques propres aux environnements déformables et d'une procédure d'identification de ses paramètres, d'autre part. Cette procédure est basée sur une optimisation des paramètres du modèle en utilisant des données de mesures issues du simulateur *ProjectChrono*, dont un banc d'essais virtuel a été développé dans le but d'obtenir des efforts d'interaction entre le sol et la roue de manière très réaliste.

Ce chapitre a donc pour objectif de présenter la modélisation de l'interaction roue/sol déformable. Il s'agit tout d'abord de présenter quelques formalismes importants lorsque l'on traite des phénomènes physiques liés au pneumatique (Section 3.2). Puis, à travers la Section 3.3 les notions de sol déformable permettant d'aboutir à un modèle d'interaction roue/sol déformable analytique, sont présentées. La description d'un modèle analytique basé sur la théorie de *Bekker-Wong* sera également présentée. Enfin, la Section 3.4 est dédiée à la construction du modèle ABTM, à travers la présentation des équations associées au modèle, de la proposition d'un banc d'essais virtuel et de la procédure d'identification des paramètres du modèle.

3.2. Formalisme et notations des phénomènes physiques appliqués au pneumatique

Le pneumatique est le seul élément en contact avec le terrain, ce qui le rend d'une certaine façon un élément "critique" pour différentes raisons. Il s'agit du seul composant qui supporte la charge du véhicule, transmet l'effort de traction à la route, permet de diriger le véhicule en virage et amortit les premières sollicitations issues de la topologie du terrain. Il est constitué

d'un grand nombre de particules de gomme dont la composition varie et est spécialement conçu pour chaque type d'utilisation.

Lors du contact pneu/sol deux phénomènes mécaniques sont mis en jeu : le cisaillement et le glissement [Nakajima, 2019]. En cisaillement, le pneumatique se déforme et un effort tangent au sol est généré provoquant un effort résistant en conséquence. Quand le maximum de cet effort est atteint, ce dernier se traduit par l'effort de *Coulomb*, et le glissement apparaît. Si celui-ci continue à augmenter et atteint la zone de glissement total, le pneu n'est alors plus dans sa zone d'adhérence et peut induire l'instabilité du véhicule. Tout l'enjeu de la modélisation est alors de pouvoir obtenir un modèle représentatif des efforts générés par le pneu (voir Figure 3.1) afin de mieux comprendre l'influence de certains paramètres extérieurs, tels que la charge sur la roue, l'adhérence de la route ou encore la nature de sa surfaces.

De façon générale, le pneumatique engendre différentes forces et moments en son point de contact avec le sol :

- La force longitudinale (F_x) : suivant l'axe \vec{i}_w , c'est la composante principale permettant de faire avancer le véhicule.
- La force latérale (F_y) : suivant l'axe \vec{j}_w , perpendiculairement à la roue elle permet de modifier la direction du véhicule.
- La force verticale (F_z) : suivant l'axe \vec{k}_w , due à la masse du véhicule, celle-ci peut varier selon les transferts de charge en virage.
- Le moment de renversement (M_x) : autour de l'axe \vec{i}_w , il peut être présent lorsque la réaction de la route n'est pas alignée avec la force verticale ou dans le cas d'un angle de carrossage (γ) non nul.
- Le moment de résistance au roulement (M_y) : autour de l'axe \vec{j}_w , est la résistance au mouvement d'avancement d'un pneumatique roulant en roulement libre.
- Le moment d'auto-alignement (M_z) : autour de l'axe \vec{k}_w , tend à faire tourner le pneumatique autour de l'axe \vec{k}_w en réduisant l'angle de dérive, s'opposant à l'angle de braquage.

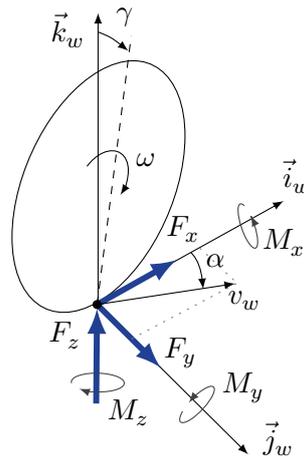


Figure 3.1. – Définition des efforts et moments au point de contact entre la roue et le sol.

Ainsi, les efforts permettant le mouvement du véhicule générés par le pneu sont l'effort longitudinal et l'effort latéral. D'après [Jazar, 2019], ces deux efforts respectent une ellipse d'adhérence (voir Figure 3.2a), en raison de l'équilibre existant entre la répartition de ses deux efforts. En-dehors de cette ellipse, l'une des deux forces atteint la saturation et par conséquent pénalise

l'autre. De plus, la zone de contact peut être considérée différemment selon le modèle utilisé. Cette zone de contact peut alors être considérée comme ponctuelle ou une région de contact.

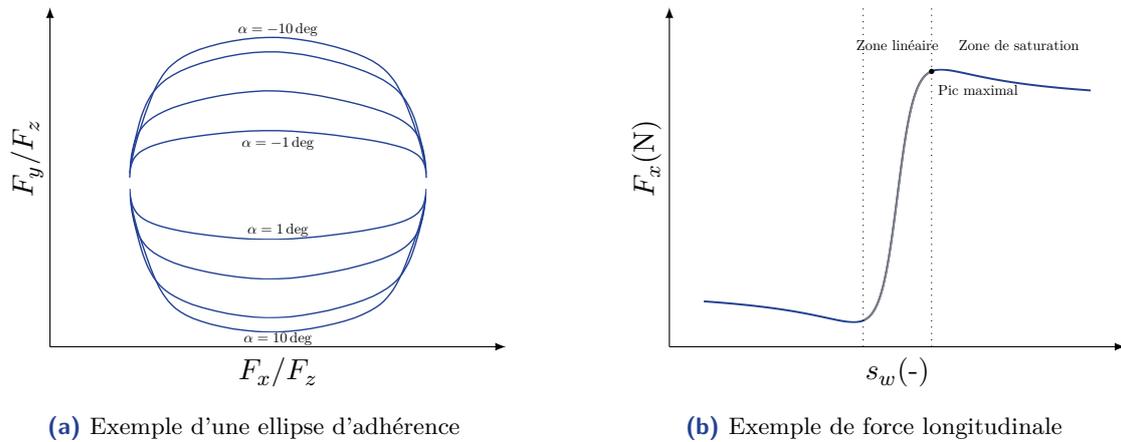


Figure 3.2. – Caractéristiques principales des efforts pneumatiques.

Un exemple d'effort longitudinal est donné à la Figure 3.2b, où trois zones bien distinctes peuvent être facilement identifiables :

- La région linéaire : l'effort est proportionnel au glissement, la bande de roulement est contrainte en effort de cisaillement et appartient à la zone d'adhérence.
- Le pic maximal d'adhérence : l'effort atteint son maximum en zone d'adhérence, la bande de roulement commence partiellement à glisser.
- La région de saturation : l'effort est saturé et la bande de roulement est entièrement dans la zone de glissement.

De nombreux modèles découplent les dynamiques longitudinales et latérales pour des raisons de simplification [Dugoff *et al.*, 1969, Burckhardt, 1993, Hirschberg *et al.*, 2007]. Toutefois, chaque dynamique engendre des contraintes de déformation du pneumatique faisant apparaître des phénomènes de glissement. Ces glissements sont donc divisés en deux catégories : le glissement longitudinal et le glissement latéral appelé aussi dérive. Par conséquent, la modélisation de l'interaction roue/sol revient à déterminer la relation liant les forces et les glissements. Il s'agit généralement d'une équation statique ponctuelle dans le cadre d'un contact roue/sol rigide et d'une équation différentielle non-linéaire dans le cadre d'une interaction roue/sol déformable.

3.2.1. Glissement longitudinal

Le phénomène de glissement apparaît lorsque la roue freine ou accélère entraînant une différence entre la vitesse linéaire de la roue v_w et sa vitesse de rotation ω [Rajamani, 2011]. Par conséquent, à la Section 2.3.1, l'hypothèse de roulement sans glissement imposant que $v_w = r\omega$ n'est plus respectée, et le glissement apparaît alors comme :

$$\begin{cases} s_w = \frac{r\omega - v_w}{r\omega}, & \text{en accélération.} \\ s_w = \frac{r\omega - v_w}{v_w}, & \text{en freinage.} \end{cases} \quad (3.1)$$

La Table 3.1, représente les différentes possibilités de glissement longitudinal. On distinguera deux cas critiques : le patinage et le blocage de roue. Ces deux modes peuvent entraîner une perte de contrôle du véhicule et ainsi provoquer son instabilité.

	Patinage	Traction	Freinage	Blocage	Rétropatinage
	$v_w = 0$	v_w	v_w	v_w	v_w
	ω	ω	ω	$\omega = 0$	ω
	F_x	F_x	F_x	F_x	F_x
Condition	$v_w = 0, r\omega > 0$	$0 < v_w < r\omega$	$0 < r\omega < v_w$	$v_w = 0, r\omega = 0$	$v_w > 0, r\omega < 0$
Glissement	$s_w = 1$	$0 < s_w < 1$	$0 < s_w < -1$	$s_w = -1$	$s_w > -1$

Table 3.1. – Différents modes de glissement longitudinal.

3.2.2. Glissement latéral ou angle de dérive

En présence de sollicitations latérales principalement issues de l'angle de braquage appliqué aux roues du véhicule, le phénomène de dérive des pneumatiques apparaît [Rajamani, 2011]. Ce phénomène de glissement est défini comme l'angle entre l'orientation du pneumatique \vec{i}_w et le vecteur vitesse v_w comme illustré à la Figure 3.3.

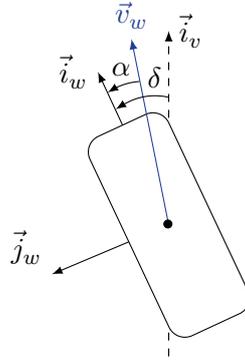


Figure 3.3. – Glissement latéral ou angle de dérive.

Il s'explique par l'insuffisance de l'effort latéral à faire tourner la roue dans la direction imposée par l'angle de braquage. L'angle de dérive à la roue est alors défini par :

$$\tan(\alpha) = -\frac{v_{w_y}}{v_{w_x}} \quad (3.2)$$

où v_{w_y} est la projection de \vec{v}_w sur \vec{j}_w et v_{w_x} sur \vec{i}_w . Chaque composante représente respectivement la vitesse latérale, longitudinale du pneumatique au point de contact entre la roue et le sol.

3.3. Modèle d'interaction roue/sol déformable pour des véhicules à roues

L'approche commune pour prédire les forces et moments présents lors du contact roue/sol en milieu tout-terrain, repose sur les développements de *Bekker-Wong* [Wong et Reece, 1967a]. Cette approche fournit un cadre mathématique capable de décrire les différents phénomènes physiques impliqués dans les environnements déformables, tels que l'enfoncement des roues, l'effet *bulldozing*, l'effet *multipass* (qui seront définis dans la section suivante) et la résistance à la compaction du sol [Senatore et Sandu, 2011].

3.3.1. Propriétés d'un sol déformable

Il existe différents types de sol en termes de topologie et de propriétés physiques des matériaux qui le composent. D'une façon générale, deux types de sols peuvent être distingués, les sols rigides ou des sols déformables. Parmi les sols déformables, trois catégories de sols peuvent être identifiés : les sols déformables cohésifs, peu cohésifs et les sols granulaires [Karafiath et Nowatzki, 1978, Terzaghi *et al.*, 1996]. Par exemple, un sol boueux est dit déformable cohésif tandis qu'un sol sableux est considéré comme granuleux. Les propriétés d'un sol sont définies par différents paramètres dont les définitions sont issues des normes *ISTVS standards* [Meyer *et al.*, 1977] :

- L'adhésion : résistance en cisaillement entre le sol et la roue.
- L'angle de frottement interne ϕ : angle entre l'abscisse et la tangente à la courbe représentant la relation de la résistance de cisaillement et de la contrainte normal au sol (cercle de Mohr, voir Figure 3.4).
- La capacité portante : résistance au tassement en fonction de la cohésion et des frottements internes.
- La cohésion c : résultante de l'ensemble des forces qui unissent la matière selon l'équation de Coulomb.
- La compaction : densification du sol réduisant sa composition en air.

La représentation par les cercles de Mohr (voir Figure 3.4) dans le cas de l'étude des sols déformables est appréciée par le fait que l'effort de traction maximal d'un véhicule peut être calculé à partir de la cohésion c et de l'angle de frottement interne ϕ_s [Taghavifar et Mardani, 2017]. Si des échantillons du terrain sont soumis à différents états de contraintes normales σ et de cisaillement τ , un cercle de Mohr peut alors être construit. Une ligne droite est tracée pour envelopper l'ensemble de ces cercles et les paramètres de cohésion c ainsi que l'angle de frottement interne ϕ_s peuvent alors être obtenus.

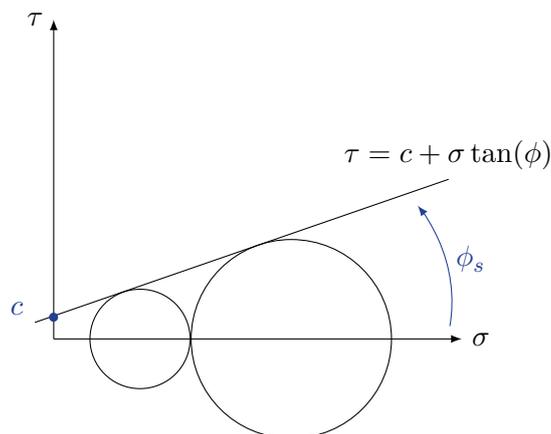


Figure 3.4. – Cercles de Mohr.

Par ailleurs, ces paramètres peuvent être déterminés expérimentalement par des essais en compression triaxiale [Wong, 2008]. Cela consiste à soumettre le sol à un champ de contrainte uniforme permettant d'identifier ces paramètres. Il existe deux méthodes d'identification : la première, utilise un pénétromètre à cône ou à plaques (Figure 3.5a), afin d'effectuer des compressions normales afin de déterminer une relation entre la pression exercée en surface et la

profondeur d'enfoncement dans le sol [Okello, 1991]. Quant à la deuxième, elle utilise un bevamètre (Figure 3.5b) qui se compose d'un anneau qui mesure la contrainte de cisaillement τ et d'une plaque qui est poussée verticalement dans le sol pour mesurer la pression normale σ .

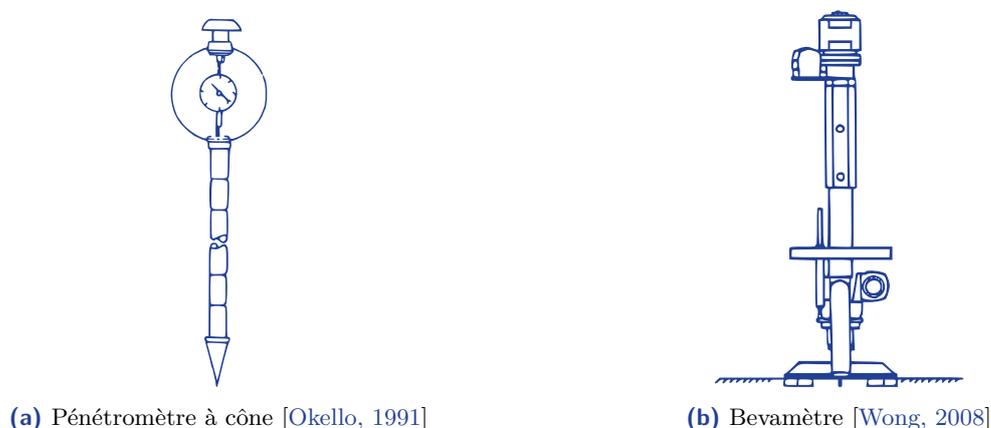


Figure 3.5. – Techniques de caractérisation des paramètres d'un sol déformable.

3.3.2. Théorie de l'élasticité/plasticité

De manière générale, les sols déformables sont représentés par un comportement élasto-plastique en compression comme illustré à la Figure 3.6. La théorie de l'élasticité et la plasticité [Karafiath et Nowatzki, 1978], permet de mettre en évidence deux régions qui caractérisent le comportement d'un matériau en déformation : la zone linéaire respectivement la zone élastique et la zone non-linéaire respectivement la zone plastique. Dans la région élastique définie par une droite linéaire et dont la borne supérieure est le point d'élasticité maximal du matériau, le sol ne présente aucune déformation résiduelle suite à une compression. L'estimation de la contrainte dans cette région est régie par la théorie de l'élasticité sous les hypothèses d'un sol homogène et isotrope.

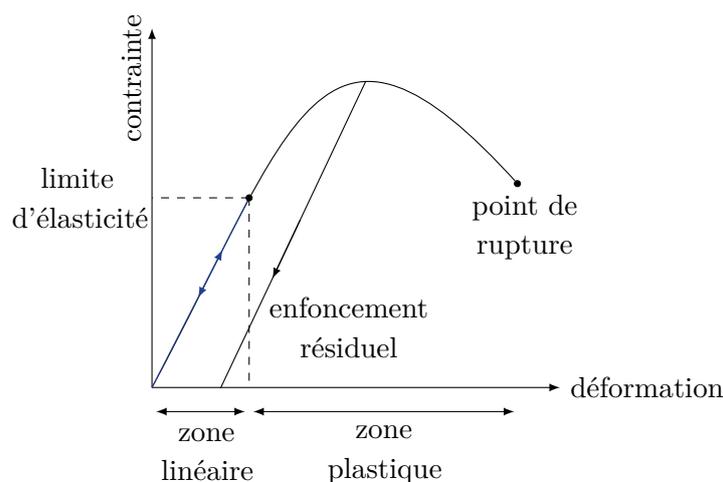


Figure 3.6. – Courbe de contrainte/déformation du sol.

Dans la région plastique, la déformation du sol implique qu'après compression ce dernier ne peut revenir à son état initial de déformation. Cette région caractérise parfaitement le passage

d'une roue sur un sol déformable où des traces de passage restent visibles pour une charge en compression appliquée sur le sol.

3.3.3. Équations du modèle d'interaction tout-terrain

Les modèles dits de "pression-enfoncement" sont couramment utilisés dans la littérature pour représenter la réponse d'un sol déformable soumis au contact d'une roue rigide, dont différents modèles d'interaction sont présentés dans [Taheri *et al.*, 2015]. En effet, compte tenu de la déformation du sol supposée plus importante que celle de la roue, l'hypothèse d'une roue rigide peut être introduite, même si des pneus flexibles ont été introduits par [Chan et Sandu, 2007]. Initialement proposée par [Bekker, 1962], l'équation exprimant la contrainte normale σ agissant sur la région de contact entre la roue et le sol en situation statique (glissement nul) est donnée par :

$$\sigma = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n \quad (3.3)$$

où k_c et k_ϕ sont les modules de pression-enfoncement, n l'exposant d'enfoncement, b la largeur du pneu et z l'enfoncement de la roue dans le sol. Par ailleurs, comme mentionné par [Senatore et Sandu, 2011], l'équation (3.3) a été modifiée à partir de sa version originale, en ajoutant le paramètre b . Une telle modification permet l'utilisation d'une interaction de contact non-punctuelle et donne une définition de la zone de contact en largeur et en longueur.

L'enveloppe parabolique constituant la contrainte normale σ (Figure 3.7) pour tout angle θ peut être décrite à travers trois régions distinctes. Marquées par les angles θ_r , θ_N et θ_e , ces régions présentent trois phénomènes distincts comme montré par [Wong et Reece, 1967a] et la Figure 3.8.

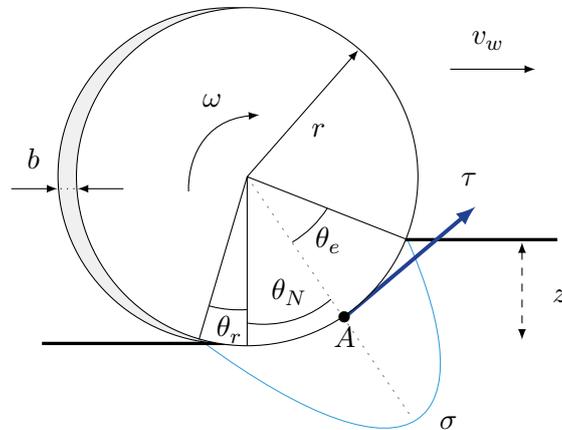


Figure 3.7. – Contrainte normale et de cisaillement d'une roue mobile sur un terrain déformable.

L'angle θ_N est défini par le point A , où la pression maximale est atteinte, tandis que θ_e est l'angle représentant la région entre la pression maximale atteinte et le point d'entrée du contact à l'avant du pneu. Enfin, θ_r indique l'angle de sortie. En utilisant le point de transition A , l'équation (3.3) est divisée en deux parties (σ_r et σ_f), où la contrainte normale σ est distribuée

comme les pressions arrière et avant par rapport à θ , soit :

$$\sigma_f = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) (r (\cos \theta - \cos \theta_e))^n \quad (3.4a)$$

$$\sigma_r = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \left(r \left(\cos \left(\theta_e - \left(\frac{\theta - \theta_r}{\theta_N - \theta_r} \right) (\theta_e - \theta_N) \right) - \cos \theta_e \right) \right)^n \quad (3.4b)$$

où σ_r , respectivement σ_f représentent, les contraintes normales arrière et avant. Ici, z est remplacé par l'enfoncement angulaire de la roue. Finalement, la répartition de la contrainte normale en deux régions est illustrée par la Figure 3.8 et résumée comme suit :

$$\sigma = \begin{cases} \sigma_f(\theta) & \theta_N \leq \theta < \theta_e \\ \sigma_r(\theta) & -\theta_r < \theta \leq \theta_N \end{cases} \quad (3.5)$$

De plus, une roue en rotation produit une contrainte de cisaillement τ avec la surface de contact pendant son déplacement (Figure 3.7). Ce phénomène est décrit par la théorie des sols plastiques et peut être exprimé par le critère de rupture de Mohr-Coulomb [Karafiath et Nowatzki, 1978] :

$$\tau = c + \sigma \tan(\phi) \quad (3.6)$$

où τ est la contrainte de cisaillement, c la cohésion, σ la contrainte normale, et ϕ l'angle de friction interne. Suivant la vitesse de la roue, les particules composant le sol commencent à se déplacer comme illustré à la Figure 3.8. À partir d'un certain point, la vitesse de cisaillement devient équivalente à la vitesse de la roue. L'expression du déplacement de cisaillement j_x devient l'intégration de la vitesse de déplacement de cisaillement donnée comme suit [Wong et Reece, 1967a] :

$$j_x = r \int_{-\theta_r}^{\theta_e} [1 - (1 - s_w) \cos \theta] d\theta \quad (3.7)$$

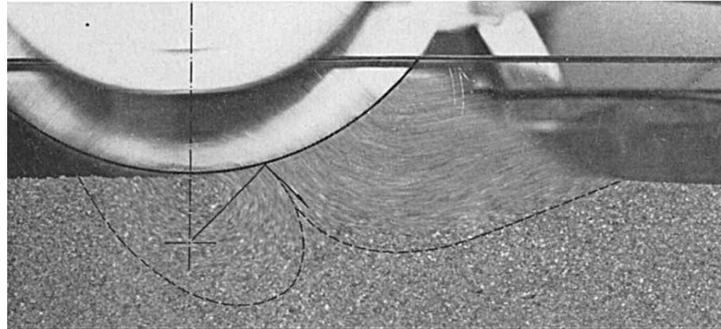


Figure 3.8. – Déplacement des particules liées au sol en fonction de la vitesse d'une roue [Wong et Reece, 1967b].

Par conséquent, d'après [Janosi, 1961], la contrainte en cisaillement τ est calculée à partir de (3.1) et (3.7) et est donnée par :

$$\tau = (c + \sigma \tan \phi_s) \left(1 - \exp \left(\frac{j_x}{k_x} \right) \right) \quad (3.8)$$

avec k_x est le module de déformation en cisaillement.

3. Modélisation de l'interaction roue/sol en environnements déformables

Maintenant que la contrainte de cisaillement et la contrainte normale ont été déterminées, la force longitudinale tout-terrain de l'interaction roue/sol peut être calculée en intégrant sur toute la surface de contact entre la roue et le sol selon la relation suivante [Wong et Reece, 1967b] :

$$F_x = rb \left(\int_{-\theta_r}^{\theta_e} \tau(\theta) \cos \theta d\theta - \int_{-\theta_r}^{\theta_e} \sigma(\theta) \sin \theta d\theta \right) \quad (3.9)$$

Cette équation inclut la force de traction nette dans la première partie de l'intégrale tandis que le second terme représente la résistance à la compaction du sol.

D'autre part, l'expression de la force latérale du pneu est partiellement obtenue par l'équation de cisaillement latéral donnée par [Wong et Reece, 1967b] :

$$F_{ys} = b \int_{-\theta_r}^{\theta_e} \tau_y(\theta) d\theta \quad (3.10a)$$

$$F_{ys} = b \int_{-\theta_r}^{\theta_e} (c + \sigma \tan \phi_s) \left(1 - \exp\left(\frac{j_y}{k_y}\right) \right) d\theta \quad (3.10b)$$

où j_y est le déplacement latéral en cisaillement et k_y est le module de déformation en cisaillement latéral. Cependant, l'enfoncement de la roue révèle un phénomène physique plus complexe, et l'effet dit de *bulldozing* est ajouté au modèle comme évoqué dans [Senatore et Sandu, 2011]. Par conséquent, la force latérale globale du pneu s'écrit :

$$F_y = F_{ys} + F_{ybd} \quad (3.11)$$

où F_{ybd} est l'effet *bulldozing* exprimé selon les paramètres de capacité portante de Terzaghi [Terzaghi et al., 1996]. Lorsque la roue s'enfonce, la force résultante augmente et l'accumulation de matière exerce une force latérale dirigée vers le flanc du pneu. Toutefois, compte tenu de la complexité des équations du modèle pneumatique ainsi que la faible contribution de ce terme sur l'effort latéral total engendré, cet effet sera négligé dans la suite des travaux.

3.3.4. Caractéristiques inhérentes au modèle d'interaction tout-terrain

Le comportement global de l'interaction roue/sol peut-être décrit par l'étude graphique des relations entre les efforts et les glissements générés. Basés sur les équations (3.9) et (3.11), des résultats de simulation permettent d'illustrer ces comportements. Par ailleurs, les résultats sont donnés pour une roue de dimension standard ($r = 0.467$ m et $b = 0.254$ m) pour des pneumatiques de véhicule tout-terrain [Mikkola, 2014], afin de bien illustrer les caractéristiques attendues. Parmi les différents phénomènes physiques présentés précédemment, ceux qui ont été pris en compte en simulation, sont présentés à la Table 3.2.

Force longitudinale	Force latérale	Moments	Glissement combiné	Effet <i>bulldozing</i>	Effet <i>multi-pass</i>
✓	✓	×	✓	×	×

Table 3.2. – Phénomènes physiques tout-terrain simulés

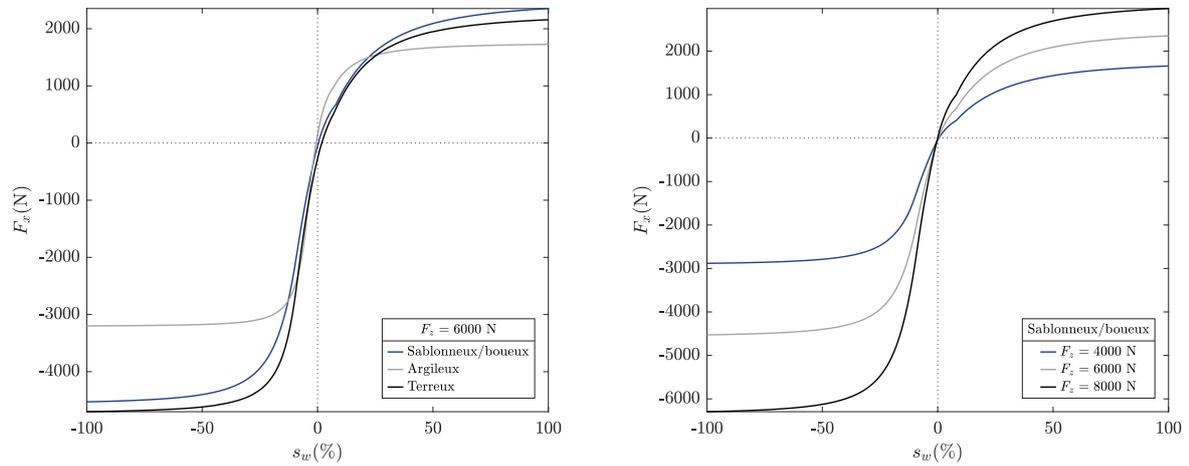
De plus, du point de vue du sol, l'ensemble des paramètres décrivant les différentes natures de surfaces considérés, sont regroupés à la Table A.2.

Référence	Sol	n	c (Pa)	ϕ_s (deg)	k_c (N/m ^{$n+1$})	k_ϕ (N/m ^{$n+2$})	$k_{x,y}$ (m)
[Dallas <i>et al.</i> , 2020]	Sablonneux/boueux	0.7	1700	29	5300	1515000	0.025
[Dallas <i>et al.</i> , 2020]	Terreux	0.9	22670	22	73678	5786800	0.015
[Dallas <i>et al.</i> , 2020]	Argileux	0.5	4140	13	13200	692200	0.01
[Dallas <i>et al.</i> , 2020]	Sablonneux	1.08	200	27	1000	1528600	0.024
[Chan et Sandu, 2007]	Sablonneux	1.1	1000	30	900	1523400	0.025
<i>ProjectChrono</i>	(Défaut)	1.1	0	30	0	2000000	0.01

Table 3.3. – Valeurs des paramètres des sols déformables.

Force Longitudinale Pure

La Figure 3.9a montre à titre d'exemple, la force longitudinale obtenue avec un pneu rigide fonctionnant en mode longitudinal pur pour trois types de sol dont les paramètres sont donnés à la Table A.2. La Figure 3.9b décrit la force longitudinale générée pour différentes charges verticales F_z sur un sol sablonneux/boueux.



(a) Efforts longitudinaux pour différentes natures de sol **(b)** Efforts longitudinaux pour différentes charges verticales en fonction du taux de glissement

Figure 3.9. – Exemple de forces longitudinales pures ($\alpha = 0$ deg) pour un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m.

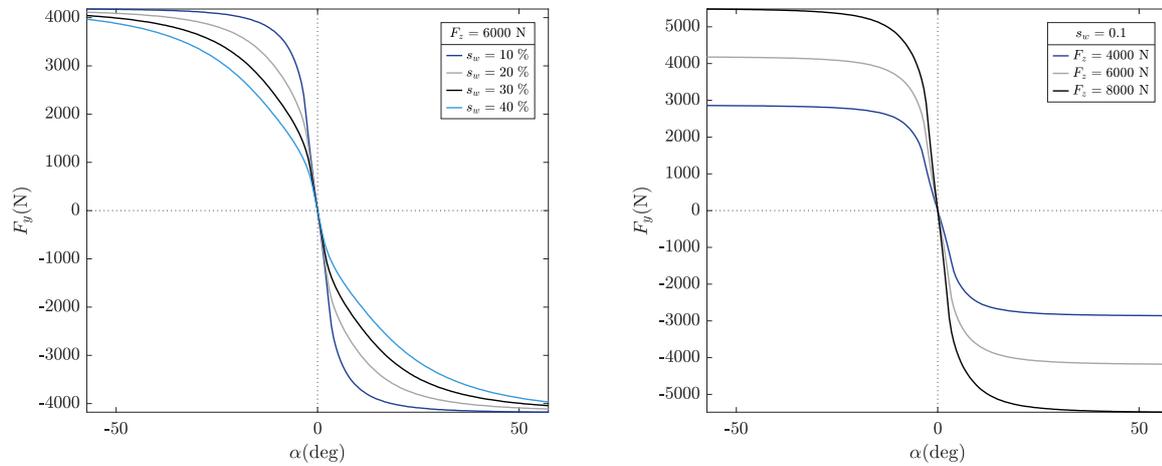
Ces figures montrent que la nature du sol affecte la force de traction globale du pneumatique et mettent en évidence une dissymétrie entre les modes de traction et de freinage. En mode traction, la force de la roue sature autour d'un maximum de 2000 N alors qu'en mode freinage, la saturation est d'environ -5000 N. À l'état statique ou en roue libre ($s_w = 0$ %), la force de traction atteint une valeur négative caractérisée par la résistance à la compaction du sol.

Force Latérale Pure

La Figure 3.10a illustre la force latérale F_y en fonction de l'angle de dérive α pour différentes valeurs de glissement longitudinal s_w et différentes charges verticales F_z sur un sol sablonneux (Figure 3.10b), dont les paramètres sont donnés à la Table A.2. Par rapport aux forces longitudinales vues à la Figure 3.9, la force latérale décrit une symétrie dans les deux modes, aussi bien traction qu'en freinage. Par ailleurs, à l'état statique ou en roue libre la force latérale est

3. Modélisation de l'interaction roue/sol en environnements déformables

nulle. On retrouve ici, un comportement similaire aux interactions en milieux rigides, comme ceux présentés à la Figure 3.2b. Ceci s'explique par la symétrie naturelle de dérive lorsqu'une roue est braquée à gauche ou à droite.



(a) Efforts latéraux pour différentes valeurs du taux de glissement s_w en fonction de la dérive (b) Efforts latéraux pour différentes charges verticales en fonction de la dérive

Figure 3.10. – Exemple des forces latérales pour un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m se mouvant sur un sol de type sablonneux/boueux.

Efforts longitudinaux et latéraux combinés

Les efforts combinés décrivent une ellipse d'adhérence montrant le couplage entre la variation des efforts longitudinaux et latéraux à iso-dérive.

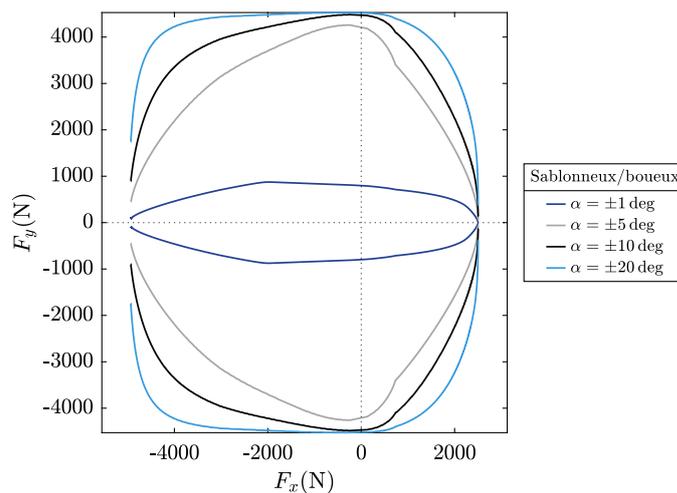


Figure 3.11. – Ellipse d'adhérence pour un sol déformable sablonneux/boueux en contact d'une roue rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m.

Comme le montre la Figure 3.11 en comparaison à la Figure 3.2a, la répartition de l'effort longitudinal est bien plus importante en freinage qu'en traction. Ceci s'explique par la résistance

au roulement qui est très importante pour des sols déformables. À l'inverse, l'effort de traction est pénalisé par le manque d'adhérence provoquant des phénomènes de patinage.

Par conséquent, les caractéristiques longitudinales et latérales tout-terrain du pneumatique sont différentes en termes de symétrie, ce qui met en évidence la complexité des phénomènes physiques reproduits. Ainsi, la théorie de *Bekker-Wong* décrit avec une certaine précision l'interaction roue/sol dans des environnements déformables. Cependant, en raison des propriétés statiques particulières du modèle et de la complexité des équations mathématiques utilisées, une application directe pour la conception de lois de contrôle devient difficile. Dans la perspective d'obtenir un modèle adapté, les travaux présentés dans la Section 3.4 portent sur d'un nouveau modèle de synthèse pneumatique afin de répondre à cette problématique.

3.4. Modèle pneumatique de synthèse pour des applications en milieux déformables

Au vu de la complexité mathématique du modèle d'interaction décrit précédemment, il est nécessaire de développer un modèle de synthèse (voir section 2.1) prenant en compte certaines propriétés du modèle dans le développement des lois de commande. En effet, la connaissance apportée pendant la synthèse des lois de commande se traduit par une stratégie qui sera plus adaptée à la problématique traitée. Dans ce contexte, un certain nombre de travaux en théorie du contrôle utilisant différentes approches de modélisation des pneumatiques tout-terrain, sont donnés dans [Sunusi *et al.*, 2020]. Les auteurs proposent une analyse des modèles d'interaction roue/sol utilisés dans le contrôle de traction en temps réel ainsi que l'estimation de certains paramètres du modèle considéré. Dans [Lenain *et al.*, 2010, Cariou, 2012], des modèles cinématiques augmentés du véhicule sont employés, négligeant alors le type de surface considéré. D'autres, comme [Kim et Lee, 2018], utilisent un modèle de pneu empirique, ou [Salama *et al.*, 2018] qui utilise un modèle établi expérimentalement sur la base de l'analyse statistique de données expérimentales. D'après l'état de l'art effectué, il en résulte que les modèles d'interaction roue/sol déformable pour un objectif orienté contrôle ont été très peu abordés.

Par ailleurs, divers modèles de pneumatiques routiers ont été développés et appliqués avec succès en théorie du contrôle : [Dugoff *et al.*, 1970, Burckhardt, 1993, De Wit *et al.*, 1995, Pacejka et Besselink, 1997]. Malheureusement, au vue des résultats présentés précédemment une transposition directe de l'application sur route à l'application sur sol déformable semble difficile compte tenu des difficultés de modélisation. En effet, les forces délivrées par l'interaction tout-terrain sont calculées en intégrant des contraintes le long de la surface de contact entre le pneu et le sol, alors que les forces des pneus routiers sont souvent exprimées par une équation statique ponctuelle.

Ainsi, peu de travaux visent à adapter les modèles de pneus routiers pour prendre en compte certains phénomènes physiques impliqués dans les modèles de pneus hors route. Généralement, le modèle de Pacejka, largement utilisé dans les applications routières, est pris comme point de départ. En ce sens, [Alexander *et al.*, 2018] utilise un modèle de pneu Pacejka, et [Saunders *et al.*, 2019] propose une procédure d'estimation intéressante des paramètres du modèle de pneu routier Pacejka basée sur la théorie de *Bekker-Wong*. Cependant, certaines caractéristiques fondamentales du modèle tout-terrain, telles que la dissymétrie et la résistance à la compaction du sol à l'état statique, mises en évidence dans [Senatore et Sandu, 2011], ne sont pas clairement reproduites. Plus récemment, [Vieira *et al.*, 2021] a introduit l'adaptation du modèle de Burckhardt [Burckhardt, 1993], employé pour caractériser le comportement des pneus

routiers pour faire face au problème de l'interaction tout-terrain. Le modèle de Burckhardt pour les pneus routiers est particulièrement intéressant en raison du faible nombre de paramètres utilisés pour décrire les interactions longitudinales et latérales du pneu. De plus, la variation de ces paramètres permet une caractérisation physique, préservant la nature semi-empirique du modèle. Enfin, sa structure mathématique répond aux exigences de la théorie du contrôle en conservant une structure simple et manipulable.

Par conséquent, cette section vise à proposer un nouveau modèle de synthèse pneumatique en adaptant le modèle Burckhardt pour les pneus routiers à des conditions tout-terrain, sur la base des travaux précédents [Vieira *et al.*, 2021]. Plus particulièrement, la modélisation originale et la procédure d'identification associée proposées ci-après visent à inclure la caractéristique d'anti-symétrie des pneus tout-terrain dans une large gamme de fonctionnement en modes longitudinal (accélération et freinage) et latéral. Dans cet objectif, un ensemble de données représentatives et fiables des forces et des moments décrivant le comportement de l'interaction roue/sol déformable sera généré à l'aide d'une nouvelle procédure validée et expliquée en détail. Cette procédure est développée dans le cadre du simulateur tout-terrain open source *ProjectChrono* [Tasora *et al.*, 2015]. Afin de conserver une bonne lisibilité, seule la partie longitudinale du modèle de pneu Burckhardt adapté (ABTM) est détaillée. Pour la partie latérale, les principales équations et résultats sont présentés sans détails puisque l'approche globale reste identique.

3.4.1. Modèle de Burckhardt adapté aux applications tout-terrain (*Adapted Burckhardt Tire Model (ABTM)*)

Le modèle de Burckhardt [Burckhardt, 1993] est un modèle semi-empirique de pneu routier fournissant les forces du pneu en régime permanent utilisées dans la dynamique du véhicule. La structure mathématique du modèle comporte très peu de paramètres et rend possible un découplage le modèle longitudinal et latéral. De plus, la faible complexité mathématique de son expression rend possible une linéarisation analytique du modèle dans une perspective d'utilisation dans un contexte de synthèse d'une loi de commande. Cependant, la structure originale est insuffisante pour prendre en compte et représenter les caractéristiques physiques mentionnées dans la Table 3.2. Par conséquent, cette section est consacrée à l'adaptation du modèle original de Burckhardt en proposant une nouvelle structure pour les applications hors route. Dans cette approche, le modèle de Burckhardt apparaît comme un bon compromis entre complexité et précision au vu des phénomènes considérés dans cette thèse et de l'objectif de contrôle considéré (voir Chapitre 4 et 5).

Équations originales du modèle de Burckhardt

Les équations couplées originales du modèle de Burckhardt fournissant les forces longitudinales et latérales sont données comme suit [Burckhardt, 1993] :

$$F_x(s_w, \alpha) = (c_{x1} |\tan \alpha| + 1) [c_{x1} \text{sgn}(s_w) (1 - \exp(c_{x2} s_w \text{sgn}(s_w))) + c_{x3} s_w] F_z \quad (3.12a)$$

$$F_y(s_w, \alpha) = \left(\frac{c_{y2} |s_w| + 1}{c_{y3} |s_w| + 1} \right) [c_{y1} \text{sgn}(\tan \alpha) (1 - \exp(c_{y2} \tan \alpha \text{sgn}(\tan \alpha))) + c_{y3} \tan \alpha] F_z \quad (3.12b)$$

où F_x , F_y et F_z sont, respectivement, les forces longitudinale, latérale et verticale du pneu et c_* les coefficients du modèle. Cette version couplée longitudinale et latérale peut être simplifiée en supposant deux conditions de fonctionnement distinctes : le glissement longitudinal pur et le

glissement en virage pur. Par conséquent, l'équation du modèle de pneu découplé devient :

$$F(\beta) = (k_1 \operatorname{sgn}(\beta) (1 - \exp(k_2 \beta \operatorname{sgn}(\delta))) + k_3 \beta) F_z \quad (3.13)$$

avec,

$$\beta = \begin{cases} s_w, & \text{glissement longitudinal pur} \\ \tan \alpha, & \text{glissement latéral pur} \end{cases} \quad (3.14)$$

et k_1, k_2, k_3 les paramètres du modèle. À ce stade, les différentes propriétés mentionnées au cours de la Section 3.3.4 ne sont pas prises en compte avec le modèle (3.13). Remarquons que si la forme mathématique du modèle de Burckhardt est intéressante, la caractéristique anti-symétrique du modèle longitudinal, ainsi que la résistance à la compaction du sol (région de glissement nul), ne sont pas caractérisés par cette équation.

Par conséquent, la première contribution de ce manuscrit est l'adaptation de la structure du modèle de Burckhardt pour prendre en compte ces caractéristiques particulières du tout-terrain.

Équations du modèle de Burckhardt adapté (ABTM)

Comme illustré précédemment sur la Figure 3.9, la force de freinage longitudinale n'atteint pas la même valeur de saturation que la force de traction. Par conséquent, l'équation (3.13) peut être exprimée comme la combinaison de deux modèles : un pour le mode de freinage et l'autre pour le mode de traction. Le modèle adapté proposé est alors donnée par :

$$F_x(s_w) = \begin{cases} (k_{x1} (k_d - \exp(-k_{x2} s_w)) + k_{x3} s_w) F_z, & s_w \geq 0 \\ (-k_{x4} (k_b - \exp(k_{x5} s_w)) + k_{x6} s_w) F_z, & s_w < 0 \end{cases} \quad (3.15)$$

où k_{x*} sont appelés les coefficients de forme longitudinaux. On remarque que deux nouveaux paramètres de forme statique k_d et k_b sont introduits. De cette manière, les caractéristiques de dissymétrie et de résistance à la compaction du sol peuvent être correctement considérées. Le coefficient k_b doit être ajusté de manière à assurer la continuité de la fonction (3.15) et de sa dérivée. Sachant que la valeur de la force correspondant à un glissement nul, est $F_x(0) \neq 0$, la force de traction à $s_w = 0^+$ doit être égale à la force de freinage à $s_w = 0^-$. L'analyse aux limites est le point de départ du développement proposé :

À $s_w = 0$, il vient :

$$F_x(0^+) = F_x(0^-) \quad (3.16a)$$

$$k_{x1}(k_d - 1) = k_{x4}(k_b - 1) \quad (3.16b)$$

ainsi si, $k_{x1} = k_{x4}$, on a :

$$k_b = k_d \quad (3.17)$$

si $k_{x1} \neq k_{x4}$, on obtient :

$$k_b = \frac{k_{x1}}{k_{x4}}(k_d - 1) + 1 \quad (3.18)$$

Cette modification introduit une valeur statique de la force différente de 0 lorsque $s_w = 0$. Elle reflète le concept de compaction du sol. De plus, il convient de préciser que si $k_d = 1$, alors (3.15) devient (3.13).

D'autre part, comme la force latérale a un comportement symétrique (voir Figure 3.10), le modèle peut être exprimé selon l'équation suivante :

$$F_y(\alpha) = [k_{y1} \operatorname{sgn}(\tan \alpha) (1 - \exp(k_{y2} \tan \alpha \operatorname{sgn}(\tan \alpha))) + k_{y3} \tan \alpha] F_z \quad (3.19)$$

où k_{y*} sont les coefficients de forme latéraux.

Analyse des nouveaux coefficients de forme du modèle ABTM

L'analyse qualitative des coefficients du modèle permet de donner une signification physique à ces derniers. Pour étudier l'impact de chaque coefficient, un modèle de référence est considéré. Ce modèle est supposé comme étant symétrique avec seulement quatre coefficients pour simplifier l'analyse. De plus, l'analyse des coefficients de forme est présentée ici uniquement pour le modèle longitudinal afin de simplifier l'étude, mais l'approche reste valable pour le modèle latéral. Les coefficients du modèle de référence ainsi que leurs variations (voir Table 3.4) ont été arbitrairement choisis.

Coefficients	k_{x1}	k_{x2}	k_{x3}	k_d
Référence	1	10	0	1
Variation	0.8	5	-0.2	0.5

Table 3.4. – Valeurs des coefficients de forme pour l'étude qualitative.

La Figure 3.12 illustre l'influence de chaque paramètre par rapport à un modèle de référence pris comme le modèle original de Burckhardt découplé (3.13).

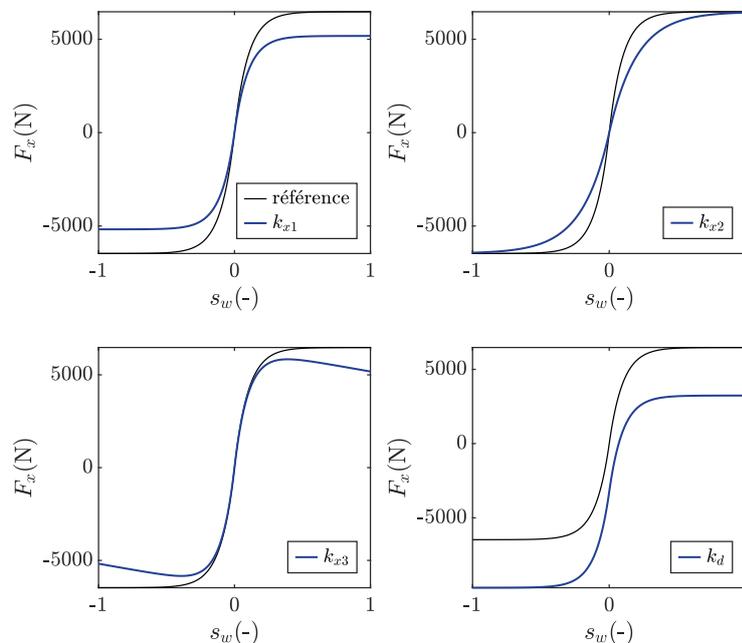


Figure 3.12. – Analyse de l'influence des paramètres de forme sur les forces longitudinales du pneu : comparaison entre le modèle original de Burckhardt et le modèle ABTM.

Le cadran en haut à gauche de la figure montre que la variation du paramètre k_{x1} est responsable de la valeur de la force de saturation longitudinale. Ce paramètre relie la force de traction

maximale en saturation en fonction de la charge verticale F_z appliquée à la roue par la relation suivante :

$$F_x^{\text{sat}} = k_{x1} F_z \quad (3.20)$$

Le coefficient k_{x2} peut être assimilé à la rigidité longitudinale du pneu. Il correspond à la valeur de la pente à l'origine définie par k_d comme indiqué en haut à droite. Le coefficient k_{x2} est relatif à la rigidité longitudinale du pneu. Il correspond à la valeur de la pente à l'origine définie par k_d comme indiqué en haut à droite. En bas à gauche, la courbe montre l'influence du paramètre k_{x3} . Ce paramètre caractérise la pente en saturation. Enfin, le paramètre k_d montré en bas à droite représente la valeur de la force à glissement nul. Celle-ci représente la valeur de la résistance à la compaction du sol.

k_{x1}	k_{x2}	k_{x3}	k_d
niveau de saturation	pente à l'origine	pente de la saturation	compaction du sol

Table 3.5. – Signification physique des coefficients de forme du modèle ABTM.

En conclusion, un résumé de la description physique des coefficients de forme introduits dans le modèle ABTM proposé est donné à la Table 3.5. Les modifications apportées au modèle original de Burckhardt (3.13), permettent désormais de considérer de nouveaux aspects dans la représentation de certains phénomènes physiques des environnements déformables. Ces nouvelles caractéristiques sont comparées et résumées à la Table 3.6.

Modèle	Force longitudinale	Force latérale	Compaction du sol	Dissymétrie des efforts
Bekker-Wong	✓	✓	✓	✓
Burckhardt Original	✓	✓	×	×
ABTM	✓	✓	✓	✓

Table 3.6. – Comparaison des caractéristiques principales des modèles pneumatiques.

3.4.2. Procédure d'une *flat-trac* virtuelle pour la génération d'un ensemble de données représentatif de l'interaction roue/sol déformable

Une fois la structure du modèle ABTM établie, il est nécessaire de pouvoir estimer les paramètres du modèle reproduisant l'effort aux roues pour un environnement déformable donné. Sachant que ce modèle repose sur une démarche de modélisation semi-empirique, il est nécessaire de collecter des données afin de procéder à l'estimation de ces paramètres. Toutefois, l'identification du modèle ABTM nécessite la mise en place d'une procédure adaptée. En effet, il est nécessaire de pouvoir le solliciter dans des conditions contrôlées et reproductibles sur toute sa plage de fonctionnement. Ceci n'est pas possible en conditions réelles de conduite d'un véhicule tout-terrain dû aux variations aléatoires de la surface. Idéalement, des expériences en conditions réelles doivent être réalisées pour obtenir des mesures de forces et de moments sur les pneus. Un banc d'essai industriel spécifique développé par *MTS Systems Corporation*¹, appelé *flat-trac* est généralement utilisé par l'industrie automobile pour obtenir ces données. Cependant, l'accès

1. <https://www.mts.com/fr/products/automotive/tire-test-systems/flat-trac-tire-system>

à ce type de banc d'essai est très limité en raison de son coût et n'est pas représentatif ici en raison de la nature déformable du sol. Par conséquent, un banc virtuel a été développé en utilisant l'environnement de simulation *ProjectChrono* pour générer les forces du pneu nécessaires à l'identification du modèle ABTM.

Modélisation du contact roue-sol sous l'environnement *ProjectChrono*

Comme déjà vu à la Section 2.5, *ProjectChrono* est un environnement réaliste particulièrement développé pour simuler le comportement des véhicules roulant sur des surfaces déformables. Ces simulations réalistes sont obtenues en décrivant la déformation du terrain par des éléments finis, c'est-à-dire, une grille cartésienne régulière implicite avec des nœuds de déviation verticales. Ainsi, chaque élément représente une partie locale infinitésimale du sol (voir Figure 3.13) où les équations de *Bekker-Wong* précédentes sont appliquées.

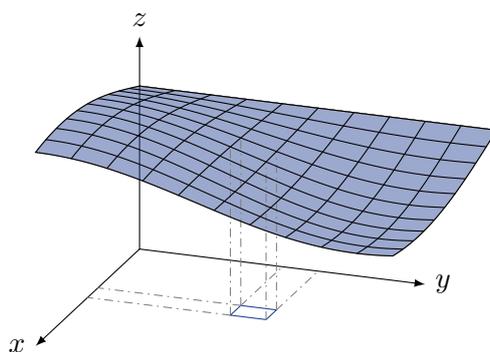


Figure 3.13. – Modèle numérique d'élévation (*Digital Elevation Model* (DEM)) d'une surface de terrain déformable.

Du fait que le sol soit modélisé selon l'approche *DEM* (Digital Elevation Model) et que le pneu soit considéré comme rigide, le modèle d'interaction est appelé *Soil Contact Model* (SCM) [Krenn et Hirzinger, 2009]. Cette méthode a été validée avec des mesures réelles, comme proposé par [Michaud *et al.*, 2008], offrant ainsi des résultats très satisfaisants. Par conséquent, la validation de cette méthode motive l'utilisation de l'environnement *ProjectChrono* pour le développement d'une *flat-trac* virtuelle.

Banc d'essai virtuel (*Virtual flat-trac*)

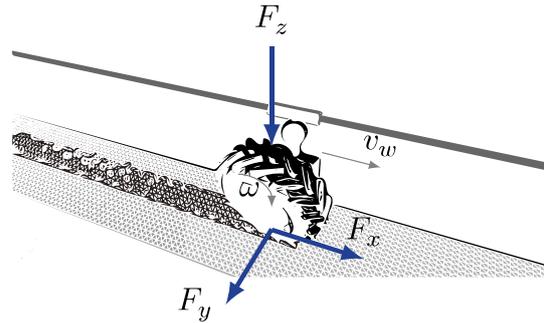
Une *Flat-Trac* est un banc d'essai spécifique développé pour l'industrie automobile afin de d'effectuer des mesures des forces et les moments du pneu décrits par l'interaction roue/sol (voir Figure 3.14a). La roue est positionnée sur un banc roulant dont le glissement longitudinal, le glissement latéral, l'angle de carrossage γ et la force verticale peuvent être contrôlés pour mesurer les forces et les moments résultants au point de contact. Ici, le simulateur est utilisé pour développer une *Flat-Trac* virtuelle capable de prendre en compte la géométrie de la roue roulant sur un sol déformable, comme le montre la Figure 3.14b.

Le principe d'utilisation de ce banc de test virtuel se décrit en quatre étapes :

- Définir la géométrie du pneu, du maillage du sol, et des entrées telles que la vitesse linéaire v_w^x , la force verticale F_z et la vitesse angulaire de la roue ω .
- Choisir les valeurs des paramètres définissant la nature du sol.
- Définir le type de contact (SCM).



(a) Exemple d'une Flat-Trac pour des interactions roue/sol rigide développée par MTS



(b) Flat-trac virtuelle pour des interactions roue/sol déformables^a

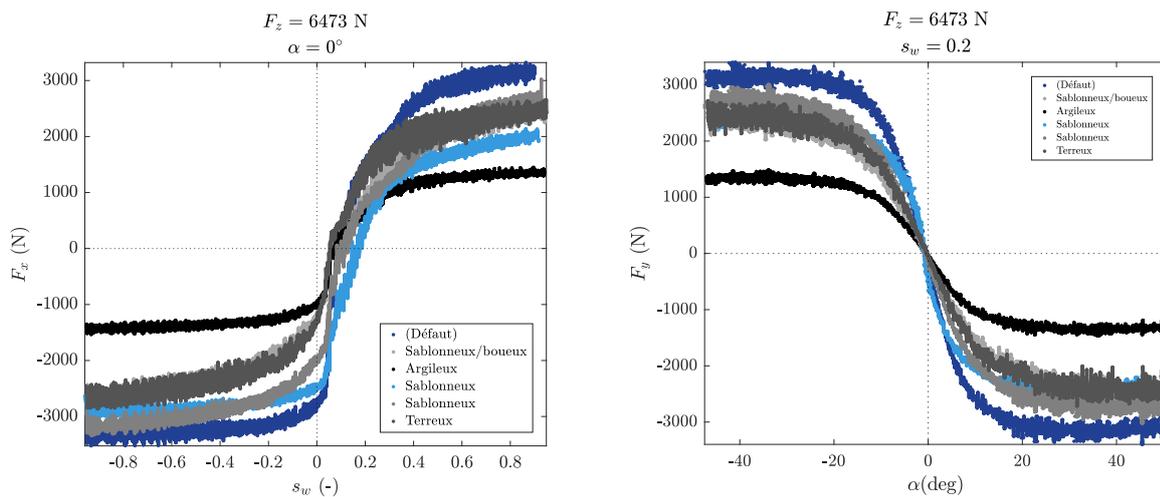
a. Vidéo de simulation de la Flat-Trac virtuelle

Figure 3.14. – Comparaison entre une Flat-trac réelle et virtuelle.

- Générer les forces du pneu F_x et F_y en fonction des entrées variables (F_z , v_w et ω en mode longitudinal; F_z , α en mode latéral).

Collecte d'un ensemble de données à partir de la flat-trac virtuelle

Plusieurs configurations d'essais ont été réalisées afin d'obtenir une base de données correspondant aux forces longitudinales et latérales. Un total de 20 essais, résumés à la Table A.1 de l'annexe A, ont été enregistrés dans lesquels les entrées du sol et du pneu (charge verticale de la roue, angle de glissement latéral et géométrie du pneu) ont été fixées à différentes valeurs. Les résultats sont donnés pour différents types de sol dont les paramètres sont présentés à la Table A.2. De plus, la charge verticale, le rayon et la largeur de la roue, le glissement longitudinal, le glissement latéral et le type de sol ont été modifiés afin de mettre en lumière l'influence de chaque variable sur les forces générées.



(a) Efforts longitudinaux pour différents types de sol en fonction du glissement

(b) Efforts latéraux pour différents types de sol en fonction de la dérive

Figure 3.15. – Efforts longitudinaux et latéraux obtenus à partir d'un banc d'essai virtuel pour un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m se mouvant sur différents types de sol déformable.

D'après les mesures obtenus (voir Figure 3.15) à partir du banc d'essai virtuel proposé, les efforts longitudinaux ont le même comportement, à savoir une dissymétrie en accélération et freinage, comme le prédit la théorie de *Bekker-Wong* exposée à la section 3.3.4. De plus, pour un glissement nul, l'effort F_x présente une valeur négative décrivant la résistance au roulement qui découle de la compaction du sol déformable. D'autre part, les efforts latéraux montrent bien une symétrie, confirmant à nouveau le comportement attendu. Par conséquent, l'ensemble des données collectées à partir de la *flat-trac* virtuelle montrent des résultats conformes à la réalité et précis validant la méthode SCM. Ces mesures seront alors utilisées au cours de la section 3.4.3 afin d'effectuer une procédure d'estimation des paramètres du modèle ABTM.

Analyse des bruits de simulation

La méthode DEM implique un maillage discret du sol avec un espacement constant de la grille. De plus, la méthode repose sur une résolution des équation de *Bekker-Wong* pour chaque nœud de la grille afin de calculer les forces d'interaction F_x et F_y . Or, la force obtenue par l'algorithme SCM est un effort résultant des forces appliquées entre le pneu et le sol. Dans l'exemple présenté à la Figure 3.15, le sol est décrit par 42021 éléments couvrant une largeur de 1 m et une longueur de 100 m pour le sol. Cette méthode introduit de par sa nature, un certain bruit dans la mesure. De plus, afin d'obtenir l'ensemble des données de la *flat-trac* virtuelle avec une précision suffisante, la taille du pas d'échantillonnage spatial de la variation des entrées a été réglée à 0,001 pour le glissement longitudinal (s_w) et l'angle de glissement (α). En conclusion, la taille du pas d'échantillonnage ainsi que l'espacement de la grille sont des facteurs intrinsèques du bruit de simulation qui apparaît dans les mesures obtenues. Pour garantir des résultats représentatifs, un post-filtrage des mesures a été préféré à une réduction du maillage de la grille.

3.4.3. Procédure d'identification des paramètres du modèle ABTM

Cette sous-section présente la procédure d'identification appliquée afin de déterminer les paramètres du modèle ABMT. Comme développé à la Section 3.4.1, la structure adaptée du pneu de Burckhardt fournit une nouvelle gamme de paramètres décrivant la dissymétrie et les caractéristiques du pneu à glissement nul. Par conséquent, l'étude se focalise sur la procédure d'identification des forces longitudinales mais peut facilement être appliquée à la modélisation des forces latérales.

Problème d'optimisation non-linéaire

La précision relative du modèle obtenu est quantifiée via une fonction de coût $J(\theta)$ à minimiser :

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_{\theta \in \mathbb{R}} J(\theta) \\ \text{avec } J(\theta) = \sum_{i=1}^N (y_i - F_x(s_w, \theta))^2 \end{array} \right. \quad (3.21)$$

où y_i sont les mesures fournies par la *flat-trac* virtuelle, $F_x(s_w, \theta)$ la force longitudinale représentée le modèle (3.15). L'ensemble des paramètres à déterminer sont rassemblés dans le vecteur θ contraint comme suit :

$$l_b < \theta < u_b \quad (3.22)$$

avec l_b la borne inférieure et u_b la borne supérieure des paramètres du vecteur θ .

Rappelons que le modèle ABTM (3.15) est fondé sur une fonction non-linéaire dépendant de sept paramètres. Afin de limiter la zone de recherche et d'assurer la convergence de l'algorithme, une méthode d'analyse graphique de la fonction de coût (3.21) est effectuée. Enfin, la variation des paramètres est supposée linéaire et bornée.

Analyse graphique de la fonction coût

Le principe de la méthode proposée consiste à modifier un couple de valeurs de paramètres et de tracer la fonction de coût en conséquence. Une analyse graphique permet de trouver les bornes inférieures et supérieures des paramètres du modèle ABTM selon une approche qualitative afin de contraindre le domaine de recherche. Il est alors possible d'identifier la région de recherche des minima et ainsi mieux initialiser les paramètres dans les limites des bornes spécifiées.

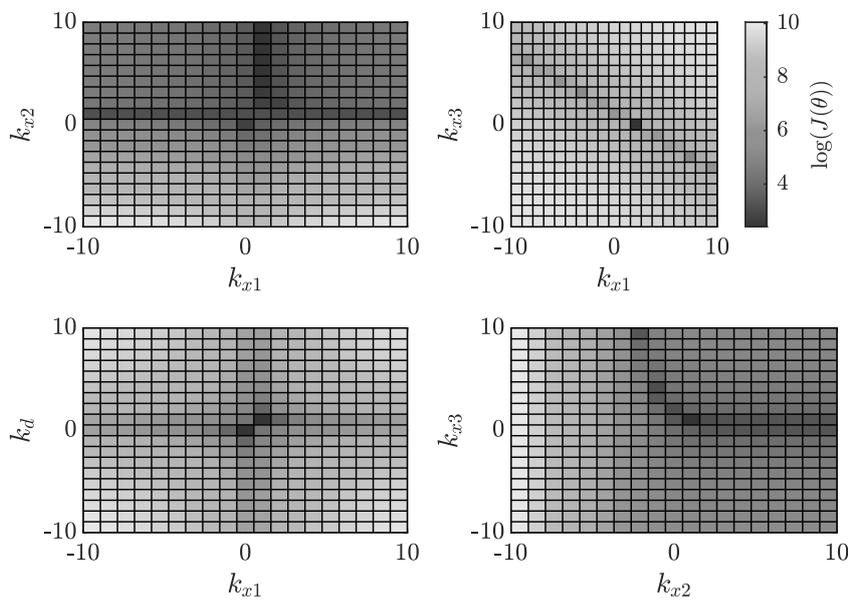


Figure 3.16. – Analyse de la fonction coût pour quatre couples différents de paramètres.

La Figure. 3.16 montre plusieurs fonctions coût tracées en fonction de la variation des paramètres pour couple donné : (k_{x1}, k_{x2}) , (k_{x1}, k_{x3}) , (k_{x1}, k_d) et (k_{x2}, k_{x3}) . À titre d'exemple, la fonction coût tracée en fonction du couple (k_{x1}, k_{x2}) dans la partie supérieure gauche de la figure, montre que l'initialisation de k_{x2} avec une valeur élevée réduit son influence sur la procédure d'optimisation puisque des solutions multiples mènent à une vallée dont un minimum local peut être trouvé. Il est alors possible de voir sur ces courbes que le minimum souhaité est proche de zéro, ce qui permet graphiquement de déterminer des bornes supérieures et inférieures afin de réduire le domaine de recherche de la procédure d'optimisation. À l'issue de cette étude, les limites des paramètres trouvés qualitativement sont présentées dans la Table 3.7.

	k_{x1}	k_{x2}	k_{x3}	k_d	k_{x4}	k_{x5}	k_{x6}
l_b	0	0	-1	0	0	0	-1
u_b	1	100	1	1	1	100	1

Table 3.7. – Bornes des paramètres longitudinales du modèle ABTM.

3.4.4. Estimation des paramètres du modèle ABTM pour différents sols déformables

Par souci de clarté, quatre types de sols ont été choisis parmi ceux proposés à la Table A.2, et ce afin d'illustrer l'estimation du modèle ABTM.

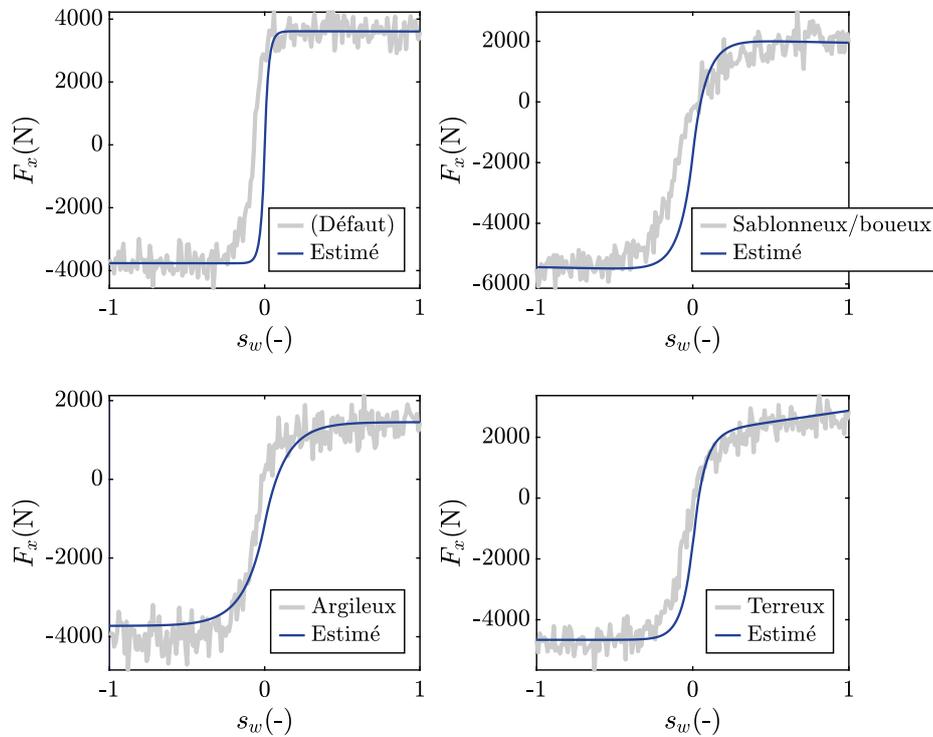


Figure 3.17. – Courbes des forces longitudinales estimées du modèle ABTM pour une interaction roue/sol déformable et un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m.

La Figure 3.17 montre les forces longitudinales fournies par le modèle ABTM en utilisant l'ensemble des données collectées. On constate que le modèle caractérise l'ensemble du comportement statique du pneumatique et fournit des résultats de bonne précision, en particulier pour les niveaux de saturation. La structure de modèle proposée permet ainsi de prendre en compte la dissymétrie et la résistance de compaction du sol décrite par la théorie. En outre, la même procédure d'identification a été réalisée pour le modèle latéral ainsi que pour différentes valeurs de F_z . Les différents paramètres ajustés du pneu sont fournis à la Table 3.8 ainsi que les résultats de corrélation entre les données et le modèle estimé.

Table 3.8. – Paramètres du modèle ABTM obtenus

	k_{x1}	k_{x2}	k_{x3}	k_d	k_{x4}	k_{x5}	k_{x6}	CORR
(Défaut)	0.57	44.96	-0.001	0.97	0.58	44.94	-0.001	0.9629
Sablonneux/boueux	0.58	12.09	-0.016	0.54	0.63	13.18	-0.01	0.9751
Argileux	0.39	7.69	0.0003	0.56	0.39	7.67	0.0003	0.9813
Terreux	0.66	15.22	-0.026	0.56	0.50	16.41	0	0.9850

Enfin, l'organigramme donné à la Figure 3.18 décrit les principales étapes de l'estimation des coefficients de modèle ABTM.

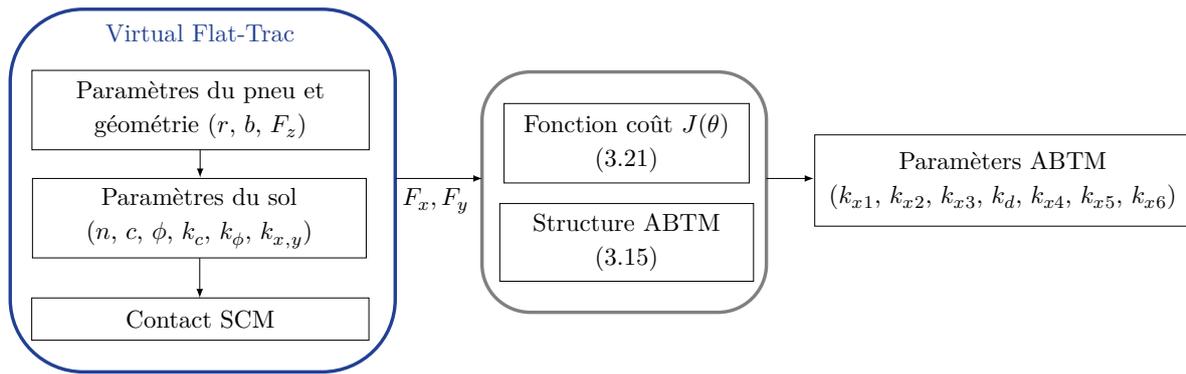


Figure 3.18. – Organigramme des principales étapes d'estimation des paramètres du modèle ABTM.

3.5. Conclusion

Dans ce chapitre, une attention particulière a été apportée à la modélisation de l'interaction roue/sol en présence de sols de nature déformable. Des formalismes importants liés à la description des phénomènes physiques propres à l'interaction roue/sol ont été introduits. À travers la théorie de *Bekker-Wong*, un modèle décrivant les efforts opérés par la roue sur un sol déformable, a également été établi. Sa complexité mathématique ne permettant pas d'envisager des applications en commande, un modèle moins complexe mais tout aussi descriptif a été proposé. Il s'appuie sur le modèle original de *Burckhardt* dont certaines modifications ont été apportées à sa structure mathématique. Une procédure d'identification basée sur des données collectées à travers un banc d'essais virtuel décrivant une interaction roue/sol déformable a été proposée. Les résultats obtenus permettent désormais l'utilisation de ce modèle dans l'écriture des modèles de synthèse en vue de la synthèse de lois de commande.

Stratégies de commande robustes longitudinales en présence de fort glissement

Ce chapitre est dédié au développement de stratégies de commande robustes longitudinales multi-objectifs, répondant au besoin de suivi d'une vitesse de consigne tout en réduisant le glissement aux roues. Une architecture globale de commande est proposée afin de tenir compte des problématiques inhérentes aux véhicules tout-terrain, dont la nature déformable du sol entraîne la nécessité de la mise en place d'une stratégie de commande adaptée.

Sommaire

4.1. Introduction	61
4.2. Modèle de synthèse longitudinal	62
4.2.1. Modèle pneumatique ABTM linéarisé	63
4.2.2. Modèle longitudinal LTI de synthèse	66
4.3. Commande longitudinale de suivi de vitesse	67
4.3.1. Formulation du problème et objectifs	68
4.3.2. Approche par <i>Gain Scheduling</i>	68
4.3.3. Approche robuste par synthèse \mathcal{H}_∞	72
4.4. Limitation du glissement longitudinal par mode glissant	82
4.4.1. Principe de la commande par mode glissant	83
4.4.2. Modèle non-linéaire de synthèse	85
4.4.3. Conception d'un contrôleur de glissement : approche SMC	85
4.4.4. Estimation des efforts longitudinaux et du glissement à la roue	87
4.5. Architecture globale de commande et résultats	88
4.5.1. Architecture de commande longitudinale multi-objectifs	89
4.5.2. Résultats de simulation sous l'environnement <i>ProjectChrono</i>	90
4.5.3. Résultats expérimentaux réels sur prototype	95
4.6. Conclusion	96

4.1. Introduction

La commande longitudinal du véhicule vise à asservir et/ou à réguler la vitesse longitudinale du véhicule autour d'une valeur de référence donnée. Le problème de suivi de vitesse répond au besoin d'un suivi de consigne variable tandis que la régulation rejette les perturbations exogènes (perturbations extérieures au système) pouvant affecter le comportement du véhicule. Ce sujet a été largement exploré, avec pour la plupart des applications routières [Attia *et al.*, 2012, Attia *et al.*, 2014, Khan *et al.*, 2022]. Toutefois, avec l'émergence de nouvelles thématiques comme l'agriculture de précision, la défense, les véhicules spatiaux, ou encore les engins de terrassement, des besoins d'automatisation de la dynamique longitudinale sont

devenus indispensables [Más *et al.*, 2010, Renius, 2020]. Par exemple, les véhicules agricoles nécessitent une régulation à différentes vitesses, en fonction du mode de travail, du type d'outil utilisé, mais aussi en fonction de la topologie du sol et de la trajectoire de référence à suivre. Toutes ces caractéristiques motivent le développement de tels algorithmes dans le but de proposer une solution robuste et fiable. Par ailleurs, dans un contexte de sols déformables, la problématique liée au fort glissement longitudinal causé par la nature même du terrain, implique des techniques évoluées de contrôle de traction. En effet, la limitation du glissement permet d'une part de stabiliser le véhicule et d'autre part d'éviter une importante consommation énergétique tout en réduisant la destruction des sols à travers le patinage.

Ainsi, ce chapitre est dédié au développement de stratégies de commande longitudinales robustes en présence de fort glissement, afin de répondre à la problématique inhérente des véhicules tout-terrain. Les développements des lois de commande s'appuient sur des modèles mathématiques de synthèse élaborés à partir de la dynamique du véhicule présentée au cours du Chapitre 2. Une structure multi-objectifs sera proposée afin de tenir compte d'une part, de l'asservissement et de la régulation de la vitesse longitudinale du véhicule, et d'autre part, de la limitation du glissement des roues motrices. Par ailleurs, le véhicule étudié étant sous-actionné (deux-roues motrices à l'avant liées par un différentiel mécanique), il devra être capable d'assurer les deux objectifs désirés avec le même actionneur (moteur électrique). La stratégie de commande pour la régulation de la vitesse longitudinale, repose sur un contrôleur robuste \mathcal{H}_∞ [Doyle *et al.*, 1988, Gahinet et Apkarian, 2011] et sur les résultats préliminaires proposés par [Vieira *et al.*, 2021]. Quant à la solution proposée pour assurer une limitation du glissement aux roues, elle repose sur une approche non-linéaire robuste par mode glissant (*Sliding Mode Control* (SMC)) [Levant, 1993, Levant, 1998]. Enfin, l'architecture globale développée est validée à travers des résultats de simulation à l'aide du modèle de validation donné à la Section 2.5. La proposition d'une architecture multi-objectifs de commande longitudinale robuste pour des véhicules tout-terrain sous-actionnés constitue ainsi la deuxième contribution de cette thèse.

Ce chapitre présente, au cours de la Section 4.2, le modèle de synthèse utilisé lors de la synthèse des lois de commande, en s'appuyant sur le modèle ABTM obtenu lors du Chapitre 3. Les différentes approches de commande utilisées pour l'asservissement de la vitesse longitudinale du robot sont développées à la Section 4.3. Puis, une architecture de commande robuste par modes glissants permettant de limiter les glissements des roues motrices est donnée à la Section 4.4. Enfin, la présentation de l'architecture globale de commande longitudinale ainsi que les différents résultats de simulation et expérimentaux sont montrés à la Section 4.5.

4.2. Modèle de synthèse longitudinal

Dans le but de développer une stratégie de commande longitudinale d'un véhicule sous-actionné répondant aux deux objectifs décrits à la Section 4.1, il est nécessaire au préalable d'établir un modèle de synthèse. Le modèle doit être à la fois capable de décrire les phénomènes physiques liés au comportement longitudinal du véhicule évoluant sur des surfaces déformables, tout en gardant un niveau de complexité mathématique faible. Ce dernier s'appuie sur les équations de la dynamique établies à la Section 2.2. Ainsi, en supposant un mouvement longitudinal pur, et en considérant deux roues motrices à l'avant du véhicule tournant à la même vitesse de

rotation, le modèle de synthèse peut être exprimé par les équations suivantes :

$$\begin{cases} m\dot{v}_x = 2F_{x_i} - 4F_{R_i} - mg \sin(\Theta) \\ J_w \dot{\omega} = T_w - rF_x - k_f \omega \end{cases} \quad (4.1)$$

D'autre part, le prototype utilisée est équipé d'un actionneur de propulsion comme étant un moteur électrique de type BLDC (*Brush Less Direct Current Motor*, voir Section 2.6.2) permettant de générer les couples aux roues. La chaîne globale de traction illustrée à la Figure 4.1, est composée d'un moteur électrique, d'un réducteur permettant de multiplier le couple en sortie de l'arbre moteur et d'un différentiel mécanique distribuant le couple moteur aux roues.

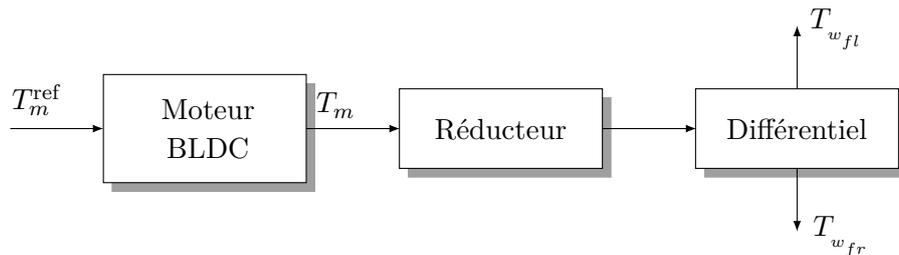


Figure 4.1. – Modèle de la chaîne de traction longitudinale.

Le couple $T_{w_{fl,fr}}$ transmis à une roue à partir du couple moteur T_m est donné par la relation linéaire suivante :

$$T_{w_{fl,fr}} = \frac{1}{2} N \eta T_m \quad (4.2)$$

où N est le gain du réducteur, η un terme désignant l'efficacité du transfert de puissance et le facteur $1/2$ provient de la répartition du couple donné en sortie du différentiel mécanique.

Dans une perspective d'utilisation de modèles LTI (*Linear Time-Invariant*) offre des outils d'analyse sur les propriétés structurelles du modèle (analyse de stabilité, observabilité, commandabilité) permettant la synthèse de lois de commande avancées. Par conséquent, le modèle (4.1) peut être linéarisé autour d'un point de fonctionnement et mis sous la forme d'une représentation d'état donnant accès à un modèle de synthèse suffisamment représentatif du comportement longitudinal du véhicule. Remarquons, que les effort longitudinaux utilisés dans le modèle (4.1) sont donnés par des équations mathématiques complexes décrivant la nature déformable du sol (voir Section 3). Il devient alors impératif d'établir un modèle pneumatique de synthèse permettant de réduire la complexité du modèle d'interaction afin d'établir un modèle LTI pour la synthèse de la commande longitudinale.

4.2.1. Modèle pneumatique ABTM linéarisé

Sur la base des résultats établis à la Section 3.4.1, la construction d'un modèle d'interaction roue/sol linéarisé est abordé dans cette partie. Dans la littérature [He *et al.*, 2019], les algorithmes de commande longitudinal les plus couramment employés traitent principalement du contrôle en traction du véhicule. Étant donné que cet effort constitue une caractéristique importante dans le comportement des véhicules tout-terrain [Sunusi *et al.*, 2020], la modélisation en traction du pneumatique est effectuée ici en considérant la structure du modèle ABTM développé au Chapitre 3. L'intérêt d'un tel modèle est mis en évidence par l'étude de la Figure. 4.2 qui montre que la région "contrôlable" du pneumatique est décrite par la région pseudo-linéaire, puisque pour des forts taux de glissement en freinage ou en traction, le comportement du pneu

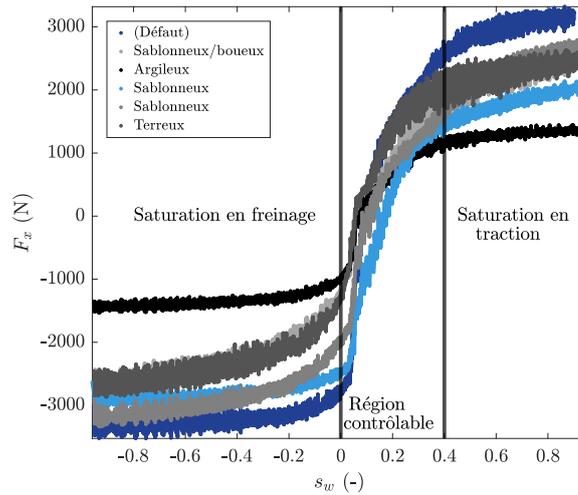


Figure 4.2. – Définition des régions d'intérêt de l'effort longitudinal.

est décrit par une saturation. Grâce à la méthode d'estimation proposée à la Section 3.4.3, il est maintenant possible de caractériser l'interaction roue/sol en traction seulement. Comme le montre la Figure 4.3, la procédure d'identification a été appliquée à la région de traction *i.e.* $s_w \geq 0$ de l'équation (3.15). De plus, étant donné que le modèle est réduit (prenant seulement en compte la partie caractérisant l'effort de traction), la structure à identifier comporte seulement 4 paramètres. Par conséquent, les résultats des paramètres du modèle de traction sont donnés

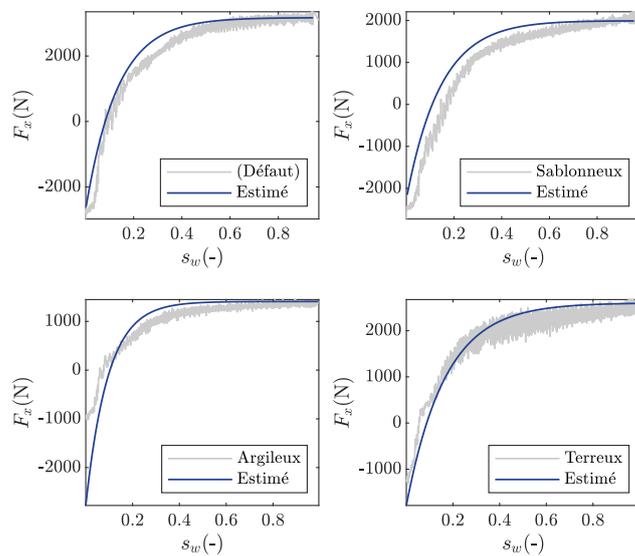


Figure 4.3. – Courbes des forces longitudinales estimées en traction pour une interaction roue/sol déformable et un pneu rigide de rayon $r = 0,467$ m et de largeur $b = 0,254$ m.

à la Table 4.1 et quantifiés par l'indice de corrélation (CORR) et l'erreur quadratique moyenne (RMSE).

Dans une perspective de commande à l'aide des techniques de commande de systèmes linéaires, comme évoqué à la Section 4.2, il est nécessaire d'établir des modèles LTI. Toutefois, l'équation (3.9) se révèle très difficile à linéariser analytiquement alors que l'équation (3.15), relative au

	(Défaut)	Sablonneux	Argileux	Terreux
CORR	0.9936	0.9749	0.9925	0.9948
RMSE	7.3713	6.8900	8.8919	4.8458

Table 4.1. – Précision du modèle de traction ABTM proposé.

modèle ABTM, s’y prête bien. Ainsi, sa dérivé s’exprime comme suit :

$$C_s = \frac{\partial F_x}{\partial s_w} \Big|_{s_w=s_w^*} = \begin{cases} (k_{x1}k_{x2} \exp(-k_{x2}s_w^*) + k_{x3}) F_z, & s_w \geq 0 \\ (-k_{x4}k_{x5} \exp(k_{x5}s_w^*) + k_{x6}) F_z, & s_w < 0 \end{cases} \quad (4.3)$$

où s_w^* décrit le point de fonctionnement en glissement du modèle linéarisé.

Le concept de rigidité longitudinale du pneumatique est largement utilisé en modélisation de la dynamique du véhicule afin d’exprimer un modèle pneumatique linéaire [Rajamani, 2011]. Comme le montre la Figure 4.4, il est désormais possible de l’obtenir avec l’équation (4.3) dont le coefficient C_s désigne la rigidité longitudinale du pneumatique. À titre d’exemple, des résultats correspondant à l’obtention d’un modèle linéaire pour un sol donné sont fournis à la Table 4.2. De plus, la méthode appliquée peut être étendue au modèle latéral dont le coefficient de rigidité latérale peut être calculé de la même manière. Ces coefficients constituent des modèles simplifiés du comportement d’un modèle d’interaction roue/sol afin d’obtenir un modèle LTI permettant d’élaborer des lois de commande.

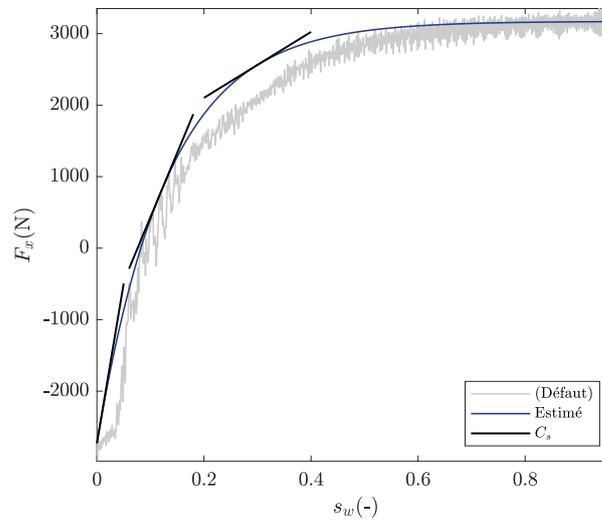


Figure 4.4. – Rigidités longitudinales du modèle ABTM.

	$s_w^* = 0$	$s_w^* = 0.1$	$s_w^* = 0.3$
$C_s(N/-)$	44683	18010	4608

Table 4.2. – Rigidités longitudinale obtenues à partir du modèle d’interaction ABTM.

4.2.2. Modèle longitudinal LTI de synthèse

À partir des résultats précédents, il est désormais possible d'exprimer les efforts F_x du modèle (4.1) par un modèle pneumatique linéaire de la forme :

$$F_x = C_s s_w \quad (4.4)$$

où C_s est déduit à partir de l'équation (4.3) et s_w est le glissement longitudinal. Ce résultat permet ainsi de calculer un modèle LTI en utilisant les équations (4.1) et (4.2). Par conséquent, la représentation d'état du modèle linéaire de synthèse longitudinal est donné par :

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{\omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{2C_s}{mr^e \omega} & \frac{2C_s^e v_x}{mr^e \omega^2} \\ \frac{C_s}{J_w^e \omega} & -\frac{C_s^e v_x}{J_w^e \omega^2} - \frac{k_f}{J_w} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ \omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} N \eta \end{bmatrix} T_m + \begin{bmatrix} -g \sin(^e \Theta) \\ 0 \end{bmatrix} \Theta \quad (4.5)$$

où $\begin{bmatrix} v_x & \omega \end{bmatrix}^T$ est le vecteur d'état, T_m la commande représentant le couple moteur et Θ une entrée exogène représentant la pente de la route. De plus, $^e(\)$ représente la variable à l'équilibre autour de laquelle le modèle a été linéarisé.

Analyse de stabilité

La stabilité du modèle LTI (4.5) est une exigence critique dans la conception des lois de commande. La perte de stabilité d'un système peut au mieux entraîner un comportement oscillatoire et au pire la dégradation ou l'endommagement du système. Par conséquent, il convient de distinguer deux notions de stabilité différentes [Apkarian, 2009] :

Théorème 4.1 : Stabilité

- **Stabilité BIBO** (*bounded input/bounded output*) : le système est dit BIBO-stable si la sortie reste d'énergie finie tant que l'entrée est d'énergie finie.
- **Stabilité interne** : le système est asymptotiquement stable de façon interne si la matrice A est stable, *i.e.*, si toutes ses valeurs propres sont à partie réelle strictement négative.

La stabilité interne garantit la stabilité BIBO, mais la réciproque est fautive. Par conséquent, la stabilité interne est étudiée. Comme déjà discuté à la Section 2.4.2, l'analyse de stabilité s'effectue à partir du polynôme caractéristique du système. Pour le système (4.5), il s'écrit de manière analytique sous la forme suivante :

$$P(s) = s^2 + \left(\frac{2C_s J_w^e \omega + C_s m r^e v_x}{J_w m r^e \omega^2} \right) s + \frac{2C_s k_f}{J_w m r^e \omega} \quad (4.6)$$

La condition de stabilité implique que toutes les racines du polynôme caractéristique soient à parties réelles, strictement négatives. Ainsi, en utilisant le critère de Routh [Routh, 1877], la stabilité est vérifiée si et seulement si $pq > 0$. Il vient alors :

$$pq = \left(\frac{2C_s J_w^e \omega + C_s m r^e v_x}{J_w m r^e \omega^2} \right) \left(\frac{2C_s k_f}{J_w m r^e \omega} \right) \quad (4.7)$$

Ainsi, la stabilité est vérifiée si :

$$\left(\frac{2C_s J_w^e \omega + C_s m r^e v_x}{J_w m r^e \omega^2} \right) \left(\frac{2C_s k_f}{J_w m r^e \omega} \right) > 0 \quad (4.8)$$

D'après (4.8), le système est alors inconditionnellement stable $\forall v_x, \omega > 0$, puisque tous les termes de l'équation sont toujours positifs. Par conséquent, la stabilité interne du système est vérifiée.

Analyse de la commandabilité

La notion de commandabilité d'un système LTI est très importante pour la conception d'une loi de commande. En effet, l'idée principale est de pouvoir déterminer si les entrées appliquées au système peuvent affecter les états de ce dernier. La notion de la commandabilité d'un système est donnée par la définition suivante [Apkarian, 2009] :

Théorème 4.2 : Commandabilité

Un système d'équations d'état $\dot{x} = Ax + Bu$ est dit commandable si pour n'importe quel état initial x_0 , il existe une commande sans contrainte permettant de conduire le système à n'importe quel état final x_f en un temps fini.

Autrement dit, si $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$, l'espace commandable par la paire (A, B) est :

$$C_o = \text{Im}(B, AB, \dots, A^{n-1}B) \subset \mathbb{R}^n \quad (4.9)$$

où cet espace représente l'ensemble des états initiaux x_0 qui peuvent être amenés à zéro en un temps fini par une commande u . Cette paire (A, B) est alors dite commandable si et seulement si $C_o = \mathbb{R}^n$. Le plus, souvent ceci est démontré en utilisant le critère de Kalman [Kalman *et al.*, 1960], soit :

$$C_o(A, B) = \begin{bmatrix} B & AB & A^2B & \dots & A^{n-1}B \end{bmatrix} \Rightarrow \text{rang}(C_o) = n \quad (4.10)$$

Ainsi, si la matrice de commandabilité C_o n'est pas de plein rang, le système n'est pas complètement ou non commandable. Dans le cas où la stabilité interne du système n'est pas vérifiée, il faudra alors vérifier si les états non commandables sont stables. Toutefois, si cette condition de stabilité n'est pas vérifiée alors le système est considéré comme instable et non commandable et ne peut être stabilisé en boucle fermée (*i.e.*, en utilisant un régulateur dans la boucle).

Dans le cas du système considéré (4.5), la matrice de commandabilité est définie par :

$$C_o = \begin{bmatrix} 0 & \frac{C_s N \eta^e v_x}{J_w m r^e \omega^2} \\ \frac{N \eta}{2 J_w} & -\frac{N \eta (k_f^e \omega^2 + C_s^e v_x)}{2 J_w^e \omega^2} \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

D'après (4.11), la matrice considérée est de dimension 2×2 ce qui implique que son rang ne peut être égale à 1 si et seulement si $\det(C_o) = 0$. Or, le déterminant est non nul et qu'aucune combinaison linéaire entre les lignes de (4.11) n'est possible. Par conséquent, $\text{rang}(C_o) = 2$, ce qui fait que la matrice C_o est de plein rang et que le système (4.5) est commandable.

En conclusion, d'après les équations (4.8) et (4.11), le système (4.5) est stable et commandable. Par conséquent, un régulateur peut être synthétisé en vue de contrôler les états du système et répondre ainsi aux objectifs fixés (voir Section 4.1).

4.3. Commande longitudinale de suivi de vitesse

Dans cette section, la problématique de suivi de vitesse longitudinal du véhicule sur des surfaces de nature différente (rigide et déformable) est abordée. Le modèle de synthèse considéré a été développé au cours de la Section 4.2 est défini par l'équation (4.5). Deux approches sont comparées dans le but de démontrer la nécessité de robustesse vis-à-vis d'incertitudes paramétriques du modèle.

4.3.1. Formulation du problème et objectifs

Le suivi de vitesse longitudinale a pour but de minimiser l'erreur entre une vitesse de consigne et la vitesse effective du véhicule exprimée dans le repère véhicule $(O, \vec{i}_v, \vec{j}_v)$. L'erreur de vitesse est alors exprimée par la relation suivante :

$$e_{v_x} = v_x^{\text{ref}} - v_x \quad (4.12)$$

où v_x^{ref} est la vitesse de référence à suivre et v_x la vitesse longitudinale du véhicule selon l'axe \vec{i}_v .

Par ailleurs, les objectifs en terme de performance en boucle fermée sont définis selon un certain nombre de critères. Le régulateur devra être capable de réguler la vitesse longitudinale du véhicule en présence de perturbations extérieures du type : variation de la pente de la route, variation de la nature du terrain, variation de la consigne de vitesse. Plus précisément, le régulateur devra être synthétisé en respectant les performances suivantes :

- Une erreur relative en régime statique inférieure à 5%.
- Un degré de stabilité assurant une marge de phase M_ϕ supérieur à 40 deg dans le but de limiter au maximum les dépassements.
- Une constante de temps représentant la rapidité du système la plus petite possible.
- Une sensibilité au bruit de mesure n'excédant pas 10% de l'amplitude maximale de la commande.
- Une saturation de l'actionneur d'une durée inférieure à 1 s.

La validation du contrôleur se fera en boucle fermée en utilisant le modèle de validation (2.57) montré à la section 2.5.2. Ce modèle servira de transition au déploiement des contrôleurs sur le véhicule d'essais.

4.3.2. Approche par Gain Scheduling

De manière générale, la technique par *Gain Scheduling* [Leith et Leithead, 2000] est utilisée dans la commande de systèmes non-linéaires qui, grâce à la détermination d'une famille de systèmes linéaires (LTI), approchent de façon satisfaisante le système non-linéaire considéré par un certain nombre de points de fonctionnement. Cette approche fournit alors un contrôleur pour chacun des systèmes définis dont l'activation (la loi de commutation) peut être définie selon une relation choisie (voir Figure 4.5). Une loi de commande globale est alors déduite par le nombre des contrôleurs synthétisés et ses relations de commutation.

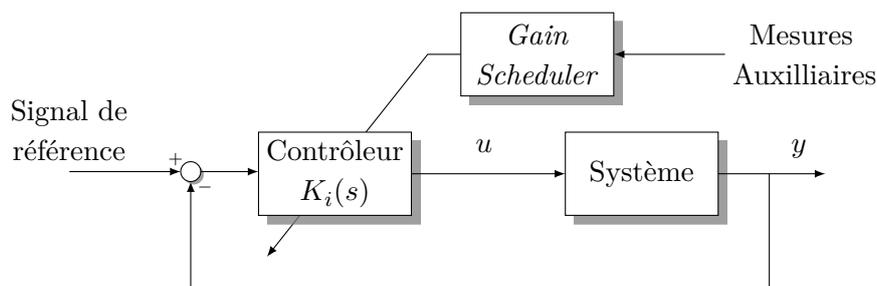


Figure 4.5. – Schéma général de l'approche de contrôle par *Gain Scheduling*.

Comme indiqué à la Figure 4.5, cette technique utilise des variables auxiliaires (variables mesurées et/ou observées) afin de déterminer la région de l'espace d'état dans laquelle se trouve le système dans le but de commuter vers le contrôleur synthétisé autour du bon point de fonctionnement.

Conception d'un contrôleur longitudinal : approche PID-Gain Scheduling

Cette méthode fait l'objet d'une première synthèse de loi de commande en utilisant le modèle (4.5). Chaque régulateur a une structure de type PID (Proportionnel Intégral Dérivé) synthétisée individuellement. Ce choix est fait d'une part, par la faible complexité du contrôleur et d'autre part, par le fait qu'il s'agisse d'une structure très utilisée dans les milieux applicatifs du véhicule considéré, à savoir l'agriculture de précision. En effet, ce type de contrôleur faisant l'objet de multiples applications en milieux tout-terrain, il est alors possible de mettre en évidence les avantages et les inconvénients d'une telle solution.

Le modèle LTI (4.5) du véhicule, est utilisé ici dans la synthèse de la commande. La représentation d'état du système avec le vecteur d'état $x = [v_x \quad \dot{\omega}]^T$, la commande $u = T_m$ et le vecteur de perturbation $\Delta = \Theta$, est donnée par :

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + B_d\Delta \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (4.13)$$

avec,

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{2C_s}{mr e\omega} & \frac{2C_s e v_x}{mr e\omega^2} \\ \frac{C_s}{J_w e\omega} & -\frac{C_s e v_x}{J_w e\omega^2} - \frac{k_f}{J_w} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{2} N\eta \end{bmatrix}; B_d = \begin{bmatrix} -g \sin({}^e\Theta) \\ 0 \end{bmatrix}; C = [1 \quad 0]; D = 0$$

Analyse du domaine de validité du modèle LTI

Afin de garantir les performances fixées à la Section 4.3.1, une analyse du domaine de validité du modèle LTI, est effectuée. Il s'agit de quantifier l'influence de paramètres incertains, à savoir ici la rigidité longitudinale du pneumatique représentant le modèle d'interaction roue/sol. En effet, il a été vu à la Section 4.2.1 que le modèle linéarisé obtenu, varie en fonction du glissement longitudinale pour un sol donné. Ce dernier varie en fonction des états du système, à savoir, la vitesse longitudinale du véhicule et la vitesse de rotation des roues. Par conséquent, en fixant une vitesse de consigne à 10 km/h, l'influence de la variation de C_s est montrée à partir du diagramme de Bode donné à la Figure 4.6.

Les rigidités longitudinales du pneumatique ont été calculées selon la méthode d'identification proposée à la Section 4.2.1. Dans le cas présent, trois rigidités longitudinales ont été obtenues à partir du modèle (4.3) pour des sols déformables de différentes natures (voir Table 4.3). Ainsi, d'après la Figure 4.6, la variation du paramètre C_s induit une variation de phase et de gain pour le mode (pôle de la fonction de transfert) le plus rapide, s'agissant de la dynamique de la roue. Par conséquent, au minimum trois modèles LTI sont nécessaires afin de couvrir l'ensemble du domaine de fonctionnement du modèle non-linéaire (4.1). Ce constat sert de justification à la mise en place d'une approche de commande par *Gain Scheduling* comme proposée ici.

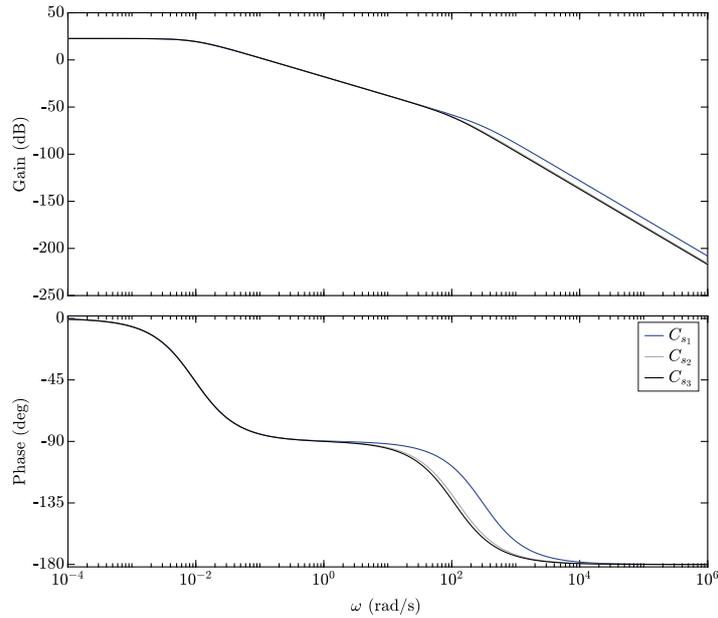


Figure 4.6. – Diagramme de Bode du système LTI (4.5) pour trois types de rigidité pneumatique.

Terreux	Sablonneux	Argileux
$C_{s_1} = 4382$ (N/-)	$C_{s_2} = 1777$ (N/-)	$C_{s_3} = 1556$ (N/-)

Table 4.3. – Rigidités longitudinales pneumatique pour une roue rigide de rayon $r = 0,335$ m et de largeur $b = 0,203$ m se déplaçant sur un sol déformable et un glissement longitudinal constant de 10%.

Structure du régulateur

En considérant les paramètres du véhicule donnés à la Table 2.1 et les rigidités longitudinales décrivant chaque sol considéré (voir Table 4.3), la structure du contrôleur utilisé lors de la synthèse, s'appuie sur la forme fréquentielle suivante :

$$K(s) = C_0 \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_i}}{\frac{s}{\omega_i}} \right) \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_b}}{1 + \frac{s}{\omega_h}} \right) \quad (4.14)$$

où C_0 est le gain statique, ω_i est la fréquence de coupure de l'action intégrale, $\omega_{b,h}$ sont les fréquences de coupure de l'action dérivée et enfin s la variable de Laplace.

Étant donné que trois modèles LTI ont été retenus pour décrire le domaine de fonctionnement du système, trois contrôleurs $K_1(s)$, $K_2(s)$ et $K_3(s)$ doivent être synthétisés.

Par ailleurs, une action de pré-compensation (*feed-forward*) sur la sortie du contrôleur est ajoutée afin de compenser les variations de pente du chemin considéré. Cette anticipation est déterminée par le calcul du modèle inverse statique donné par (4.1) déterminant un couple moteur à appliquer. Ce couple de pré-compensation est donné par la relation suivante :

$$T_m^* = \frac{r}{N\eta} (-mg \sin(\Theta) + 2F_R) \quad (4.15)$$

Un schéma global représentant l'architecture de commande par *Gain Scheduling*, dont la nature

du sol est supposée connue en temps réel, est donné à la Figure 4.7 où FF-Contrôleur représente le pré-compensateur (*feed-forward*) et FB-Contrôleur le régulateur (*feed-back*).

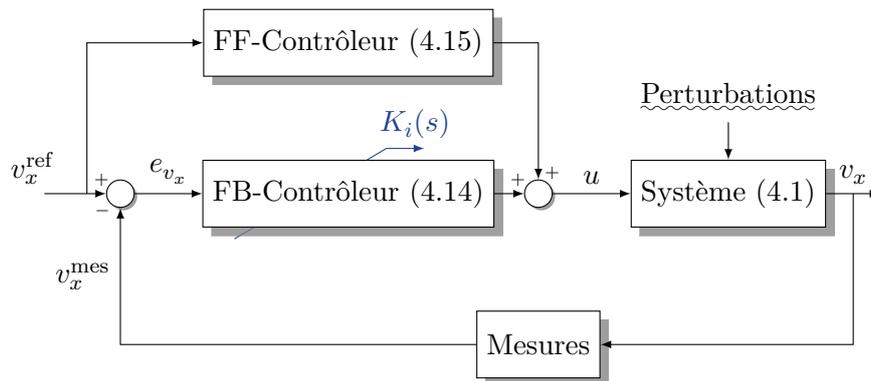


Figure 4.7. – Schéma de la boucle fermée : approche PID-*Gain Scheduling*.

Résultats de simulation

Le scénario de simulation utilisé, est un suivi de vitesse constante (10 km/h) sur un sol dont la nature varie ainsi que sa topologie (la pente). En effet, le véhicule traverse dans un premier temps un sol de type terreux, suivi par une surface sableuse pour finir sur un terrain argileux dont une portion est constituée d'une pente de 10 deg.

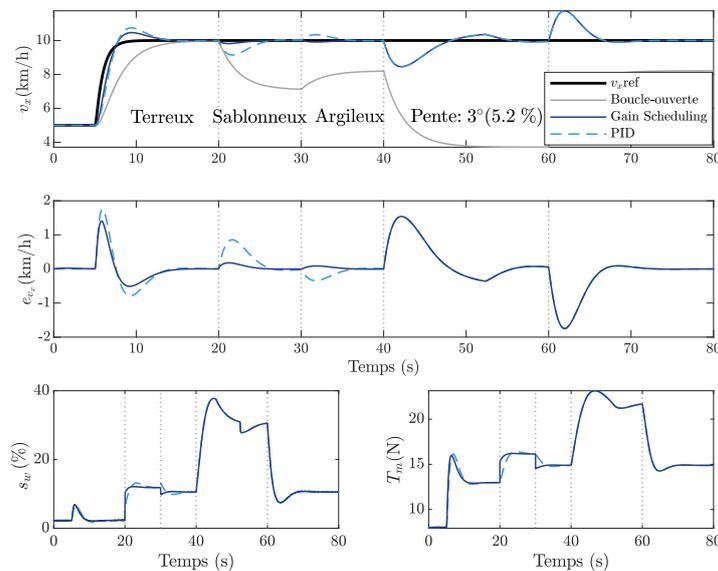


Figure 4.8. – Résultats de simulation en boucle fermée PID-*Gain Scheduling* pour un suivi de vitesse sur sols de différentes natures.

Afin de comparer les performances de l'approche PID-*Gain Scheduling*, un régulateur PID non-adaptatif synthétisé pour un sol argileux a été utilisé. D'après la Figure 4.8, le suivi de vitesse est respecté pour les deux méthodes de régulation. Cependant, lors du changement de surface, le contrôleur PID simple présente un dépassement autour de la valeur de référence tandis que l'approche par *Gain Scheduling* limite très fortement les dépassements assurant ainsi un niveau de performance similaire quel que soit le type de sol. L'erreur de suivi tracée permet de mieux voir cette différence. Par ailleurs, le glissement d'une roue ainsi que le couple moteur appliqué,

sont donnés sur la même figure. On remarque que des valeurs de glissement longitudinal atteignent des valeurs pouvant aller au delà de 30%. Enfin, une simulation en boucle-ouverte où un couple moteur constant a été fixé, met en exergue l'impact négatif de la nature du sol sur les performances longitudinales du véhicule.

Limites de l'approche proposée

À l'aide des résultats obtenus par cette première approche, un bilan sur la méthode peut être dressé mettant en évidence certaines problématiques intrinsèques à la méthode. Tout d'abord, la commutation des contrôleurs nécessite l'utilisation d'observations ou variables de décision en fonction de la nature du terrain considéré. Ici, les résultats considérés ayant été faits en simulation, une maîtrise totale de l'environnement permet de garantir une commutation au bon instant. Ceci ne peut en effet être le cas en réalité puisqu'une mesure sur la nature de la surface est nécessaire afin de procéder à cette commutation. D'autre part, cette observation s'avère difficile puisque les seules méthodes permettant d'obtenir les paramètres du sol sont statiques comme présentées à la Section 3.3.1. De plus, seul trois types de sols dont les paramètres sont connus ont été testés. En réalité, l'état du sol peut varier en fonction d'autres phénomènes extérieurs tels que le taux d'humidité ou simplement sa composition mettant ainsi en défaut les paramètres constants du modèle. Enfin, cette approche ne permet pas de limiter le glissement longitudinal observé lors de la traversée du véhicule sur des surfaces meubles. Par conséquent, l'introduction de la robustesse vis-à-vis de la variation de la nature du sol doit être prise en compte. De plus, un algorithme permettant de limiter le glissement longitudinal doit être mis en place afin de répondre aux objectifs fixés à la Section 4.3.1.

4.3.3. Approche robuste par synthèse \mathcal{H}_∞

La théorie de la commande robuste des systèmes LTI s'avère l'une des approches les plus explorées dans la littérature pour des systèmes complexes dont l'importance de fiabilité est critique. Cette approche permet dans une certaine mesure de garantir des performances en régulation en présence d'incertitudes (paramétriques, de modélisation) et de perturbations externes. Parmi toutes les approches de commande robuste décrites dans la littérature [Sename *et al.*, 2013], la synthèse \mathcal{H}_∞ a l'avantage d'emprunter l'analyse fréquentielle pour la synthèse du régulateur aux approches classiques de ce domaine. Ainsi, ce cadre est favorable à la spécification en termes d'objectifs de performance, de bande passante et enfin de robustesse.

Introduction aux méthodes \mathcal{H}_∞ pour la synthèse de correcteur

Cette sous-section est dédiée à la présentation des techniques de mise en œuvre de la synthèse \mathcal{H}_∞ en rappelant les principaux aspects théoriques de la méthode. Les notions de robustesse à l'incertitude, de stabilité robuste ainsi que les techniques d'analyse de robustesse sont également présentées. Pour aller plus loin, le lecteur pourra consulter les ouvrages tels que ceux proposés par [Apkarian, 2009, Sename *et al.*, 2013].

Norme \mathcal{H}_∞

Afin d'introduire de manière concise et simple la notion du problème \mathcal{H}_∞ , il convient de rappeler certaines définitions, permettant la compréhension de la méthode. Soit deux signaux temporels x, y dans l'espace ℓ_2 (espace des fonctions mesurables au sens de l'intégrale de Lebesgue) de carré sommable sur $(0, \infty)$ dont le produit scalaire est défini par :

$$\langle x, y \rangle = \int_0^{+\infty} x(t)y(t)dt \quad (4.16)$$

La norme de l'énergie de x est donnée par :

$$\|x\|_2 = \sqrt{\left(\int_0^{+\infty} \|x(t)\|^2 dt\right)} \quad (4.17)$$

La Transformée de Fourier appliquée aux fonctions définies dans ℓ_2 , redéfinit un espace H_2 des fonctions $X(s)$ analytiques dans $\Re(s)$ et de carré sommable. En utilisant l'identité de Parseval, il vient que :

$$\|x\|_2 = \sqrt{\left(\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \|X(j\omega)\|^2 d\omega\right)} \quad (4.18)$$

Enfin, pour des signaux admettant une transformée de Laplace $X(s)$ analytique dans $\Re(s) \geq 0$, on considère :

$$\|X\|_\infty = \sup_{\Re(s) \geq 0} \|X(s)\| = \sup_{\omega} \|X(j\omega)\| \quad (4.19)$$

On appelle alors \mathcal{H}_∞ l'espace des fonctions $X(s)$ analytiques dans $\Re(s) \geq 0$ telles que $\|X\|_\infty < \infty$. Contrairement à H_2 , cet espace n'est pas un espace de Hilbert et ne dispose donc pas de produit scalaire.

Dans le cas d'un système linéaire stationnaire de fonction de transfert $G(s)$ soumis à un signal d'entrée $u(t)$ et de sortie $y(t)$, sa norme H_2 , définissant alors l'énergie en sortie du système soumis à une entrée de type Dirac, est donnée par :

$$\|G(s)\|_2 = \sqrt{\left(\frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \text{Tr}(G^*(j\omega)G(j\omega)) d\omega\right)} = \sup_{U(s) \in \mathcal{H}_\infty} \frac{\|Y(s)\|_2}{\|U(s)\|_\infty} \quad (4.20)$$

où $\text{Tr}()$ est la trace et $G^*(j\omega)$ le conjugué complexe de $G(j\omega)$. L'interprétation de ce résultat indique que la norme $\|G(s)\|_2$ est finie si et seulement si $G(s)$ est strictement propre. Autrement dit, la fonction de transfert présente plus de pôles que de zéros.

Enfin, sa norme \mathcal{H}_∞ est alors calculée comme suit :

$$\|G(s)\|_\infty = \sup_{\omega} \sigma_{\max}(G(j\omega)) = \sup_{U(s) \in H_2} \frac{\|Y(s)\|_2}{\|U(s)\|_2} \quad (4.21)$$

où σ_{\max} est la plus grande valeur singulière du système. En conclusion, dans le cas présent la norme \mathcal{H}_∞ mesure le gain maximal de la réponse fréquentielle de $G(j\omega)$.

En pratique, les algorithmes permettant de calculer la norme \mathcal{H}_∞ font appel à des méthodes itératives comme la méthode DGKF ([Khalil *et al.*, 1996]) ou des techniques par résolution d'inégalités linéaires matricielles (LMI, *Linear Matrix Inequalities*). Plus récemment, ses méthodes de résolution ont été développées sur l'environnement Matlab [Gahinet et Apkarian, 2011], permettant une résolution simplifiée de l'approche.

Le problème \mathcal{H}_∞ standard

Il existe de multiples formulations de problèmes faisant appel aux méthodes de résolution par \mathcal{H}_∞ [Başar et Bernhard, 2008]. Toutefois, la forme la plus standard est un problème de réjection de perturbation qui consiste à minimiser l'effet d'une perturbation sur le comportement du système.

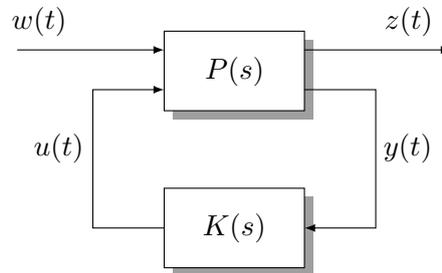


Figure 4.9. – Problème \mathcal{H}_∞ standard.

Dans le cas du problème présenté à la Figure 4.9, il s'agit de minimiser l'effet d'une perturbation $w(t)$ sur le comportement du système. Ce signal est supposé appartenir à l'espace ℓ_2 , et par conséquent d'énergie finie. L'effet de cette perturbation est mesuré par la norme ℓ_2 du vecteur "coût" $z(t)$. Enfin, l'action de commande sur le système est donnée par $u(t)$ tandis que l'observation des sorties ce fait par $y(t)$. L'objectif ici est alors de synthétiser une loi de commande $u = K(s)y$ qui minimise l'impact de $w(t)$ sur $z(t)$. De plus, la fonction de transfert $P(s)$ et les inter-connections entre $w(t)$, $z(t)$, $u(t)$ et $y(t)$ sont définies par la relation suivante :

$$\begin{bmatrix} Z(s) \\ Y(s) \end{bmatrix} = P(s) \begin{bmatrix} W(s) \\ U(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11}(s) & P_{12}(s) \\ P_{21}(s) & P_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} W(s) \\ U(s) \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

où le système P est appelé *Generalized Plant*. Lorsque le système est bouclé par $u(t) = K(s)y(t)$, la fonction de transfert associée entre $w(t)$ et $z(t)$ est alors donnée par la Transformation Linéaire Fractionnelle (LFT) suivante :

$$\mathcal{F}(P, K) = P_{11} + P_{12}K(\mathbb{I} - P_{22}K)^{-1}P_{21} \quad (4.23)$$

En n'observant que dans le pire des cas :

$$\frac{\|z(t)\|_2}{\|w(t)\|_2} = \sup_{w \neq 0} \frac{\|z(t)\|_2}{\|w(t)\|_2} = \|\mathcal{F}(P, K)\|_\infty$$

le problème \mathcal{H}_∞ peut être défini mathématiquement comme :

- **Un problème \mathcal{H}_∞ Optimal** : dont l'objectif est de minimiser $\|\mathcal{F}(P, K)\|_\infty$ sur l'ensemble des régulateurs $K(s)$ qui stabilisent le système de manière interne. Ce gain minimal (ou atténuation) est noté γ_{opt} .
- **Un problème \mathcal{H}_∞ Sous-Optimal** : étant donné que l'atténuation $\gamma > 0$, cela revient à trouver un régulateur $K(s)$ qui stabilise le système de manière interne et qui assure que $\|\mathcal{F}(P, K)\|_\infty < \gamma$.

Formulation \mathcal{H}_∞ du loop-shaping

Il a été vu précédemment (Section 4.3.1) qu'un certain nombre d'objectifs s'exprimant par des contraintes ont été fixés afin de respecter un certain niveau de performance du système en boucle fermée. Ainsi, d'un point de vue fréquentiel, ces objectifs s'expriment par des spécifications sur

le profil de la plus petite et de la plus grande valeur singulière de la fonction de transfert en boucle ouverte (FTBO = $G(s)K(s)$), où $G(s)$ est le système considéré et $K(s)$ le régulateur.

De façon équivalente, ces contraintes sur les valeurs singulières sont directement liées à la fonction de sensibilité en entrée et en sortie, respectivement $S(s)$ et $\Sigma(s)$, et la sensibilité complémentaire $T(s)$ du système bouclé. Pour rappel, la fonction

$$S(s) = (\mathbb{I} + G(s)K(s))^{-1}$$

indique la sensibilité de la sortie $y(t)$ aux perturbations $w(t)$. Enfin, la fonction

$$T(s) = G(s)K(s)(\mathbb{I} + G(s)K(s))^{-1} = \mathbb{I} - S(s)$$

indique la relation entre la sortie $y(t)$ et la référence ainsi que l'effet d'un bruit de mesure sur la sortie $y(t)$.

Il vient par conséquent que :

$$\begin{cases} \sigma_{\min}(GK(j\omega)) \gg 1 \iff \sigma_{\max}(S(j\omega)) \ll 1 \\ \sigma_{\max}(GK(j\omega)) \ll 1 \iff \sigma_{\max}(T(j\omega)) \ll 1 \end{cases} \quad (4.24)$$

Problème de Sensibilité Mixte

En raisonnant sur les contraintes directement appliquées sur les fonctions de sensibilité et de sensibilité complémentaire, l'allure des contraintes désirées est définie par :

$$\begin{cases} \sigma_{\max}(S(j\omega)) \leq \ell_S(\omega) \\ \sigma_{\max}(KS(j\omega)) \leq \ell_{KS}(\omega) \\ \sigma_{\max}(T(j\omega)) \leq \ell_T(\omega) \end{cases} \quad (4.25)$$

où ℓ_S , ℓ_{KS} et ℓ_T sont des fonctions scalaires spécifiant l'allure désirée. En redéfinissant, $w_1 = \ell_S^{-1}$, $w_2 = \ell_{KS}^{-1}$ et $w_3 = \ell_T^{-1}$ il vient que :

$$\|w_1 S(j\omega)\|_{\infty} < 1 \quad \|w_2 KS(j\omega)\|_{\infty} < 1 \quad \|w_3 T(j\omega)\|_{\infty} < 1$$

Les fonctions w_1 , w_2 et w_3 sont appelées fonctions de pondération.

Ainsi, l'objectif final du problème de sensibilité mixte revient à chercher un régulateur $K(s)$ qui assure la stabilité interne de la boucle fermée et qui satisfasse :

$$\left\| \begin{bmatrix} w_1 S(j\omega) \\ w_2 KS(j\omega) \\ w_3 T(j\omega) \end{bmatrix} \right\|_{\infty} < 1 \quad (4.26)$$

Des contraintes supplémentaires sur $\Sigma(j\omega)$ peuvent être ajoutées faisant ainsi apparaître le problème de sensibilité mixte généralisé [Apkarian, 2009]. Par ailleurs, on remarque que le critère (4.26) est équivalent à un problème \mathcal{H}_{∞} sous-optimal. En effet, ce dernier est du type :

$$\|\mathcal{F}(P, K)\|_{\infty} < 1$$

Le schéma général du problème de sensibilité mixte est représenté dans la Figure 4.10. Il s'agit bien d'un problème de rejet de perturbation où l'effet de w est atténué par les fonctions de pondération, puisque la borne supérieure du critère (4.26) est de 1.

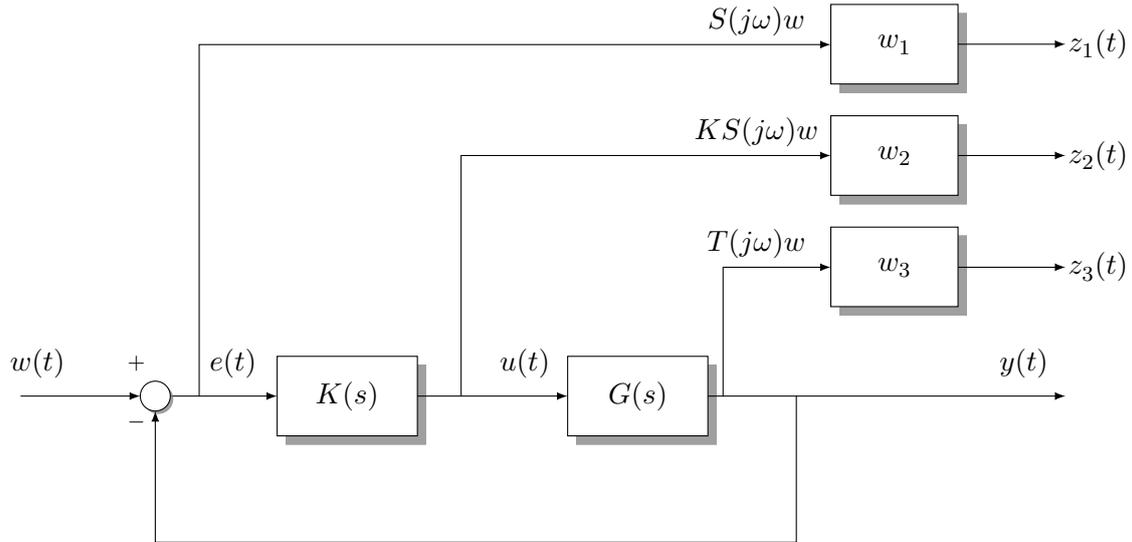


Figure 4.10. – Problème de sensibilité mixte.

Résolution du problème \mathcal{H}_∞

La résolution du problème \mathcal{H}_∞ standard présenté à la Figure 4.9 est résolu à partir de techniques utilisant des LMI dont l'écriture des équations repose sur la représentation d'état [Gahinet et Apkarian, 2011]. En conséquence, le système P doit être mis sous la forme suivante :

$$P = \left[\begin{array}{c|c} P_{11} & P_{12} \\ \hline P_{21} & P_{22} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c|cc} A & B_1 & B_2 \\ \hline C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{array} \right] \quad (4.27)$$

La solution du problème n'est applicable que sous les hypothèses suivantes :

- (A, B_2, C_2) est stabilisable et détectable. Cette condition est nécessaire et suffisante pour l'existence d'un régulateur K qui stabilise le système de manière interne.
- Les matrices D_{12} et D_{21} sont de plein rang.
- P_{12} et P_{21} n'ont pas de zéro sur l'axe imaginaire.

Conception d'un contrôleur longitudinal : approche \mathcal{H}_∞

D'après l'analyse de validité du modèle LTI effectué au cours de la Section 4.3.2, la rigidité longitudinale décrivant l'interaction roue/sol introduit des variations du comportement du modèle considéré. En effet, l'analyse fréquentielle montre que le paramètre incertain C_s influe sur le mode le plus rapide du modèle LTI. Par conséquent, un modèle incertain vis-à-vis de la rigidité longitudinale du pneumatique est considéré en ajoutant une incertitude additive et bornée représentée par :

$$G(s) = G_{\text{nominal}}(s) + \Delta(s) \quad (4.28)$$

où $\Delta(s)$ contient les incertitudes du modèle $G_{\text{nominal}}(s)$.

La variation du paramètre C_s par rapport à sa valeur nominale est bornée à $\pm 50\%$. Le choix de cette variation est issu de l'analyse des modèles d'interaction roue/sol linéarisés à partir de l'équation (4.3). En considérant, différentes natures de sol ainsi que différents points de fonctionnement, la famille des modèles incertains est illustrée par le diagramme de Bode à la Figure 4.11.

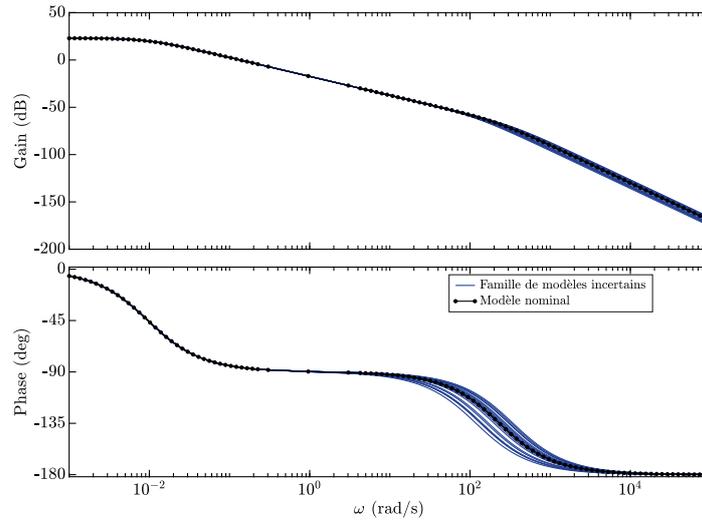


Figure 4.11. – Diagramme de Bode du modèle nominal et de la famille des modèles incertains.

D’après l’analyse du diagramme de Bode (Figure 4.11), qui corrobore et généralise le diagramme de Bode donné à la Figure 4.6, le mode affecté par la variation de C_s est toujours le plus rapide (c’est-à-dire la dynamique de roue). L’ensemble de modèles constitue le système incertain devant être utilisé dans la synthèse robuste de la loi de contrôle permettant de répondre aux objectifs fixés à la Section 4.3.1.

Choix des fonctions de pondération

Les fonctions de pondération offrent la possibilité de fixer des performances en boucle fermée en tenant compte du modèle incertain considéré. Dans le cadre de cette étude, seules les fonctions w_1 et w_2 (voir Figure 4.10) ont été choisies comme les contraintes à satisfaire. Cela permet de fixer des performances pour limiter l’erreur de suivi et limiter la sollicitation de l’actionneur. Ainsi, pour un système du 2^{ème} ordre, le choix des fonctions de pondération est fixé selon la démarche proposée par [Dulau et Oltean, 2020]. En supposant que l’écriture standard d’une fonction de sensibilité du 2^{ème} ordre est donnée par :

$$S(s) = \frac{s^2 + 2\xi\omega_n s}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}, \quad (4.29)$$

où ξ est le coefficient d’amortissement et ω_n la pulsation propre non amortie de la fonction de transfert. Il est alors possible de définir la magnitude M_s de $S(s)$ en fonction du coefficient d’amortissement par :

$$\begin{cases} M_s = \|S(j\omega)\|_\infty = \frac{x + \sqrt{x^2 + 4\xi^2}}{\sqrt{4x^2\xi^2 + (1-x^2)^2}} \\ M_s = \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 + \sqrt{1 + 8\xi^2}\right)} \end{cases} \quad (4.30)$$

Ainsi, une spécification en terme de performance peut être établie par la relation suivante :

$$|S(s)| \leq \left| \frac{s}{\frac{s}{M_s} + \omega_{bs}} \right| \quad (4.31)$$

avec ω_{bs} la pulsation de coupure de la fonction de transfert. Dans le cas idéal, $|w_1 S(j\omega)| \leq 1$.

Par conséquent, il vient que :

$$w_1(j\omega) \leq \frac{\frac{s}{M_s} + \omega_{bs}}{s} \quad (4.32)$$

Dans le cas pratique l'erreur statique étant difficile à annuler complètement, un seuil de tolérance est défini tel que :

$$|S(0)| \leq \varepsilon_S \quad (4.33)$$

où ε_S est l'erreur maximale statique tolérée. Ainsi, $|w_1(0)| \geq \frac{1}{\varepsilon_S}$ permet de réécrire la fonction de pondération comme :

$$w_1 = \frac{\frac{s}{M_s} + \omega_{bs}}{s + \omega_{bs}\varepsilon_S} \quad (4.34)$$

La fonction de sensibilité $S(j\omega)$ désirée est donnée par la relation suivante :

$$\begin{cases} \|w_1 S(j\omega)\|_\infty \leq 1 \\ \|S(j\omega)\|_\infty \leq \frac{1}{w_1} \end{cases} \quad (4.35)$$

Afin de garantir de meilleures performances, l'ordre de la fonction de transfert peut être supérieur. La fonction de pondération est finalement définie par :

$$w_1(j\omega) = \left(\frac{\frac{s}{M_s} + \omega_{bs}}{s + \omega_{bs}\varepsilon_S} \right)^k \quad (4.36)$$

où $k \geq 1$ est l'ordre de la fonction de transfert.

Par ailleurs, la fonction de pondération w_2 suit une démarche similaire à celle présentée pour w_1 . La différence réside dans le choix de transfert que l'on souhaite approximer. Dans le cas de w_2 , il s'agit de $KS(j\omega)$. Par conséquent, un majorant est établi en prenant une fonction de transfert de type passe-haut, puis en appliquant les mêmes étapes intermédiaires. Ainsi, la fonction de pondération établie est donnée par :

$$w_2(j\omega) = \left(\frac{s + \frac{\omega_{bu}}{M_u}}{\varepsilon_u s + \omega_{bu}} \right)^k \quad (4.37)$$

avec M_u la magnitude maximale de $KS(j\omega)$, ω_{bu} la pulsation de coupure de la fonction de transfert et ε_u la valeur de l'erreur statique tolérée. Ainsi, dans le cas du système (4.28), les paramètres des fonctions de pondération sont donnés à la Table 4.4.

w_1	w_2
$M_s = 3.16$	$M_u = 4.466$
$\omega_{bs} = 1.5 \text{ rad/s}$	$\omega_{bu} = 500 \text{ rad/s}$
$\varepsilon_S = 0.10$	$\varepsilon_u = 0.31$
$k = 2$	$k = 2$

Table 4.4. – Valeurs des paramètres fixés pour les fonctions de pondération w_1 et w_2 .

Synthèse du régulateur

Après avoir défini les fonctions de pondération, le problème \mathcal{H}_∞ standard (voir Figure 4.9) peut être résolu à travers la résolution des LMI comme vu à la Section 4.3.3. Le problème étant sous-optimal, l'indicateur de performance γ est alors une donnée importante afin de déterminer

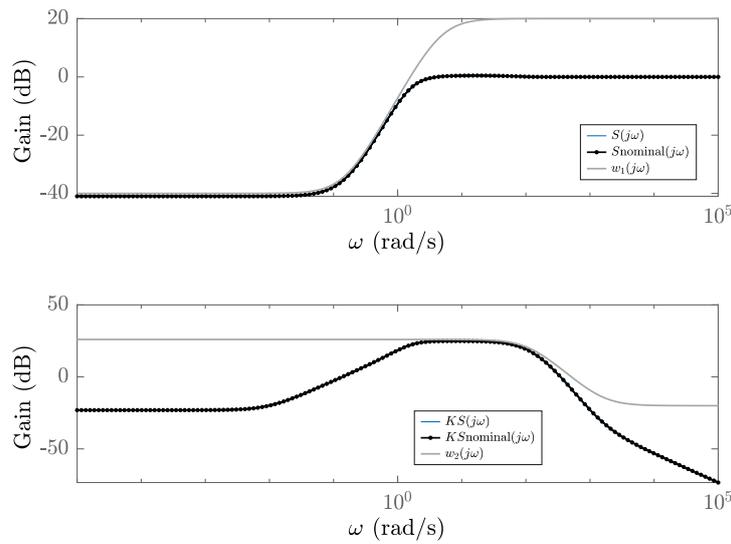


Figure 4.12. – Gabarits des fonctions de sensibilité w_1 et w_2 par rapport au modèle nominal et incertain.

si la synthèse respecte ou non les critères choisis. À la Figure 4.12, les fonctions de sensibilité $S(j\omega)$ et $KS(j\omega)$ sont représentées, permettant d'analyser graphiquement le résultat obtenu. En effet, les fonctions de sensibilité sont comparées, à la fois à la fonction de sensibilité nominale, et aux fonctions de sensibilité pour chaque modèle incertain. Les gabarits obtenus sont donc des majorants de ces fonctions de sensibilités, indiquant ainsi des résultats satisfaisants pour le régulateur synthétisé. Par ailleurs, l'indicateur de performance de la solution sous-optimale obtenue est de :

$$\gamma = 0.9043$$

Ce résultat respecte ainsi la contrainte $\|\mathcal{F}(P, K)\|_\infty < 1$, et indique la bonne faisabilité du problème.

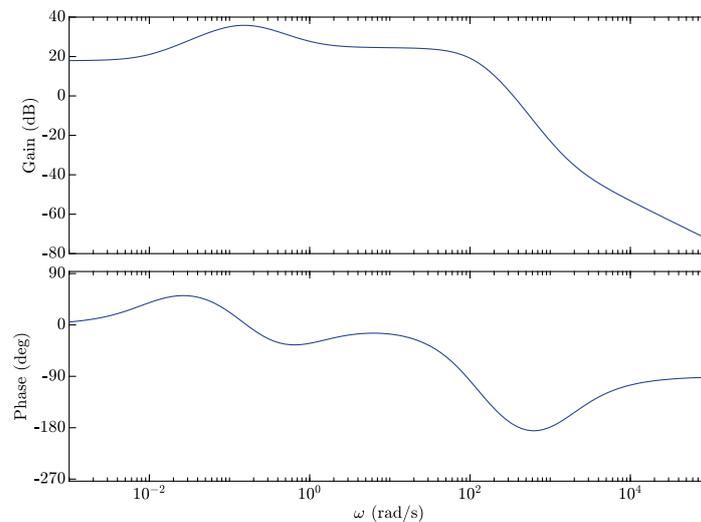


Figure 4.13. – Diagramme de Bode du régulateur longitudinal robuste $K(j\omega)$.

Enfin, le diagramme de Bode Figure 4.13 illustre le régulateur $K(j\omega)$ obtenu par la synthèse \mathcal{H}_∞ . Il s'agit d'un contrôleur d'ordre 6, discrétisé par la suite en utilisant la méthode Tustin [Ogata, 1995] à la fréquence de $f_e = 10$ Hz. Sa discrétisation permet l'intégration du contrôleur dans le système réel en utilisant la méthode de déploiement décrite à la section 2.6.3 du Chapitre 2.

Étude de robustesse par μ -analyse

La technique par μ -analyse s'appuie sur le principe d'une synthèse du contrôleur à *priori* sur le modèle nominal suivi d'une vérification à *posteriori*, que la boucle fermée demeure stable et performante en présence d'incertitudes introduites par la famille des modèles incertains [Apkarian, 2009]. Dans le cas d'incertitudes paramétriques, la première étape de la μ -analyse consiste à établir un schéma d'interconnexion standard $M(s) - \Delta$ (voir Figure 4.14).

La matrice Δ contient alors les incertitudes paramétriques du modèle, tandis que $M(s)$ est le modèle nominal. Des méthodes basées sur l'écriture d'une LFT permettent d'obtenir ce type de relation d'interconnexions comme expliqué dans [Apkarian, 2009]. Une fois cette écriture obtenue, le principe de la μ -analyse est alors de quantifier la robustesse de ce modèle quelle que soit la valeur du paramètre. Cette analyse se base sur la notion d'hypercube unité H telle que la notion de stabilité est définie comme un problème de robustesse, (c'est-à-dire, la boucle fermée est stable quels que soient les paramètres incertains à l'intérieur de H) ou alors comme un calcul de marge de robustesse. Dans le cas de la deuxième définition, il s'agit de trouver la plus grande valeur k_{\max} de k telle que la boucle fermée soit stable à l'intérieur de l'hypercube kD , où D est l'espace des paramètres incertains. Souvent, la résolution de ce problème revient à chercher la plus petite valeur de k pour laquelle la boucle fermée devient marginalement stable pour une incertitude contenue dans kH .

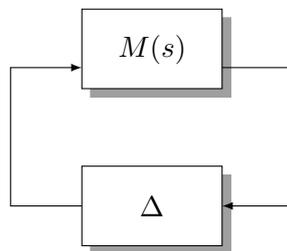


Figure 4.14. – Schéma d'interconnexion standard pour la μ -analyse.

Par conséquent, cette marge de robustesse est alors définie comme [Roos *et al.*, 2011] :

$$k_{\max} = \min_{\omega \in [0, \infty]} \frac{1}{\mu(M(j\omega))} \quad (4.38)$$

avec $\mu(M(j\omega)) = \{\min k / \exists \delta \in kD \text{ avec } \Delta = \text{diag}(\delta_i \mathbb{I}_{q_i}) \text{ et } \det(\mathbb{I} - \Delta M(j\omega)) = 0\}^{-1}$. Une interprétation peut être donnée à $\frac{1}{\mu(M(j\omega))}$ comme étant la taille de la plus petite incertitude paramétrique δ qui amène un pôle de la boucle fermée sur l'axe imaginaire. Enfin, la valeur k_{\max} indique dans quelle mesure, une modification de la perturbation normalisée sur chaque élément affecte la marge de stabilité.

Remarque 4.1 : Interprétation de k_{max}

Cette marge de stabilité robuste est relative au niveau d'incertitude spécifié dans le système. Une marge de stabilité robuste supérieure à 1 signifie que le système est stable pour toutes les valeurs modélisées de son incertitude. Une marge de stabilité robuste inférieure à 1 signifie que le système devient instable pour certaines valeurs des éléments incertains dans leurs plages spécifiées. Par exemple, une marge de 0,8 signifie que 20 % du niveau d'incertitude spécifié peut entraîner une instabilité.

Dans le cas du système (4.28), l'incertitude paramétrique liée à C_s est de 50 % comme mentionné précédemment. Ainsi, en présence de cette incertitude, l'analyse de robustesse donne :

$$k_{max} = 2$$

Ici, la marge de robustesse signifie que la boucle fermée restera stable jusqu'à 200 % de l'incertitude spécifiée.

Analyse de stabilité robuste

La stabilité de la boucle fermée pour la famille des modèles incertains est assurée après analyse du diagramme de Black-Nichols donnée à la Figure 4.15.

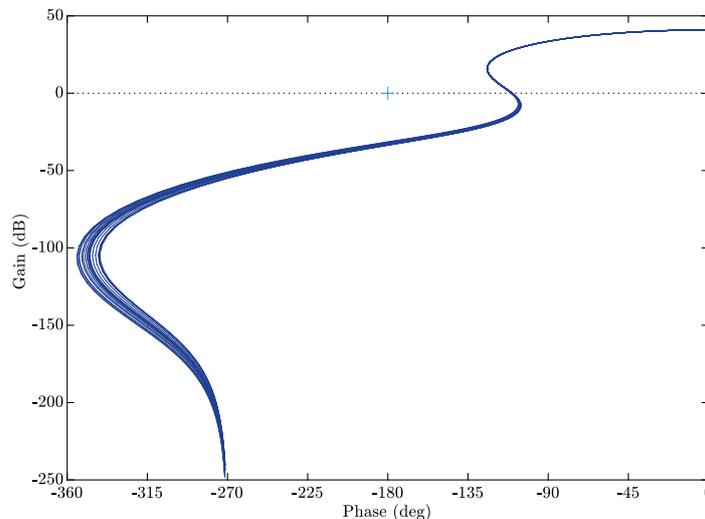


Figure 4.15. – Diagramme de Black-Nichols de la boucle ouverte (FTBO) en présence d'incertitudes paramétriques.

L'analyse graphique indique que le lieu de Black, le point (0,-180), est laissé à droite de la FTBO dans le sens des pulsations croissantes, ce qui assure la stabilité du système en boucle fermée quel que soit le modèle incertain. Ce résultat peut en plus être vérifié par l'application du théorème des Petits Gains dont la définition est rappelée par le Théorème 4.3.

Théorème 4.3 : Théorème des Petits Gains

Considérons la boucle d'asservissement de la Figure 4.16 où le système nominal $P(s)$ est un système linéaire stationnaire stable et l'incertitude non structurée $\Delta(\cdot)$. Cette boucle est stable de façon interne pour tout Δ si et seulement si $\|P\|_\infty < 1$, et ce résultat reste valable lorsque l'incertitude Δ est restreinte à l'espace des systèmes linéaires stationnaires stables $\Delta(s)$ de norme $\|\Delta(s)\|_\infty \leq 1$.

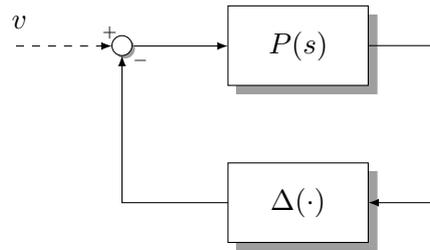


Figure 4.16. – Théorème des Petits Gains : stabilité robuste.

Limites de l'approche proposée

La conception d'un contrôleur longitudinal $K(s)$ déterminé par la synthèse \mathcal{H}_∞ a permis d'obtenir des performances en boucle fermée quasiment inchangées quelle que soit la valeur du paramètre C_s dans l'intervalle d'incertitude fixé, assurant stabilité et robustesse. Cette méthode a permis de déterminer un régulateur dont les performances de la boucle fermée ont été définies à travers des fonctions de pondération garantissant les objectifs définis à la Section 4.3.1. Cependant, la problématique liée au fort glissement longitudinal observé lors des résultats de simulation par l'approche *PID-Gain-Scheduling* (voir Figure 4.8) n'a pas pu être prise en compte par cette nouvelle approche. Ainsi, la section suivante est consacrée à la construction d'une architecture de commande permettant de limiter le glissement des roues quelle que soit la nature du sol rencontré. Cette étape supplémentaire permettra la mise en place d'une architecture de commande longitudinale robuste en présence de fort glissement.

4.4. Limitation du glissement longitudinal par mode glissant

La nature déformable d'un terrain entraîne, de par sa faible cohésion entre les particules qui le constituent, un fort glissement longitudinal aux roues. En effet, la faible adhésion, la résistance au roulement ainsi que l'enfoncement des roues dans le sol, sont des facteurs qui pénalisent l'effort de traction disponible pour faire avancer le véhicule. Comme présenté lors du Chapitre 3, toutes les propriétés physiques décrivant l'interaction roue/sol déformable nécessitent le développement d'une stratégie du contrôle du glissement des roues. L'objectif est de limiter l'enfoncement des roues ainsi que leur glissement, dans le but d'éviter une trop grande dégradation de la surface du sol.

Dans ce contexte, des techniques de contrôle de traction des roues ont été largement explorées dans la littérature basées sur des méthodes telles que la logique floue, la commande par mode glissant ou encore par \mathcal{H}_∞ [De Castro *et al.*, 2012, Stellet *et al.*, 2014, Pretagostini *et al.*, 2020]. Cependant, ces structures sont très souvent utilisées pour des véhicules routiers dont les glissements sont faibles, et en particulier lors des situations critiques tels que le freinage d'urgence.

Par ailleurs, des travaux sur le contrôle de traction pour des véhicules tout-terrain ont été initiés par [Pranav *et al.*, 2012, Soylu et Çarman, 2021, Osinenko *et al.*, 2015] mettant alors en évidence du besoin d'une boucle active permanente du contrôle de la traction. Certaines de ces techniques nécessitent une bonne connaissance de l'opérateur vis-à-vis du terrain sur lequel le véhicule évolue, puisque les méthodes utilisées sont basées sur la logique floue ou encore sur des machines à état finies.

Au vu des différentes méthodes initiées dans la littérature, cette section est dédiée à la construction d'un contrôleur de glissement basé sur la technique par mode glissant [Levant, 1993]. La particularité de cette méthode est l'utilisation d'un modèle non-linéaire ainsi que la possibilité d'avoir un certain niveau de robustesse compte tenu des erreurs de modélisation. Le développement de cette approche est basé sur les travaux de [Amodeo *et al.*, 2009] qui généralise le contrôle du glissement d'une roue à la traction et au freinage. Par conséquent, l'adaptation de l'algorithme aux milieux déformables ainsi qu'à la contrainte d'un véhicule sous-actionné est mise en évidence dans cette partie des travaux de thèse.

4.4.1. Principe de la commande par mode glissant

La commande par mode glissant (*Sliding Mode Control*) est une méthode de commande non-linéaire qui modifie la dynamique d'un système non-linéaire en appliquant un signal de commande discontinu forçant le système à "glisser" le long d'une surface de glissement ([Utkin, 1992, Fokam, 2014], voir Figure 4.17). La synthèse de cette loi de commande s'effectue en deux étapes : tout d'abord, le choix de la surface de glissement en fonction des objectifs de commande doit être effectué, puis la loi de commande discontinue est calculée afin de permettre au système de "glisser" sur cette surface, malgré les incertitudes ou variations paramétriques qui caractérisent le système.

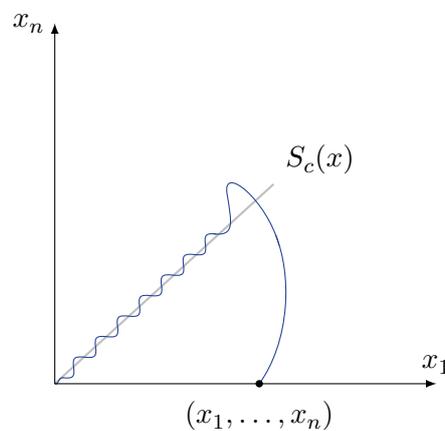


Figure 4.17. – Principe de la méthode par mode glissant.

Choix de la surface de glissement

Le choix de la surface de glissement $S_c(x, t)$ est une fonction continue et considérée comme une sortie fictive du système, telle que cette surface converge vers 0 en un temps fini. En général, cette surface est choisie comme une hypersurface passant par l'origine de l'espace d'état. Elle est dans la majorité des cas, linéaire en fonction des variables d'états [Fokam, 2014]. Dans le but d'établir un régime glissant, la condition nécessaire est que la variable de glissement ait un degré relatif égale à 1 par rapport à l'entrée de commande u .

Synthèse de la loi de commande

La synthèse de la loi de commande constitue la seconde étape de l'approche par mode glissant. Cette commande doit être choisie afin de stabiliser la variable de glissement tout en faisant tendre celle-ci vers 0 en un temps fini. Ainsi, dans le cas de l'annulation d'une trajectoire d'état d'ordre n , pour un système non-linéaire SISO (*Single Input - Single Output*), cela revient à stabiliser un système du premier ordre. Cette simplification constitue l'un des principaux avantages de cette méthode.

De plus, d'après l'analyse de la Figure 4.17, le comportement du système bouclé peut être décrit par deux phases bien distinctes :

- **La phase de convergence** : celle-ci correspond à l'intervalle de temps t pendant lequel les trajectoires d'état n'ont pas atteint la surface de glissement $S_c(x)$. Pendant cette phase, le système reste très sensible aux variations paramétriques.
- **La phase de glissement** : cette phase correspond à l'intervalle de temps t durant lequel les trajectoires d'état du système sont confinées dans l'ensemble de la surface de glissement $S_c(x)$. Lors de ce régime, la propriété d'insensibilité vis-à-vis des perturbations intervenant dans la même direction que l'entrée est alors un avantage.

La commande u est alors composée de deux parties, la commande équivalente u_{eq} , et la composante discontinue assurant un régime glissant et une insensibilité du système aux variations paramétriques. Par conséquent, pour un système du type :

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \\ \vdots \\ f_n(x, t) \end{bmatrix}}_{f(x, t)} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ g_n(x, t) \end{bmatrix}}_{g(x, t)} u \quad (4.39)$$

la commande u permettant d'assurer l'objectif de $S_c(x, t) = \dot{S}_c(x, t) = 0$ est donnée par :

$$u = u_{eq} - g(x, t)^{-1} \lambda \text{sign}(S_c) \quad (4.40)$$

avec λ appelé condition d'attractivité.

Phénomène de *chattering* ou broutement

Dans le cas idéal où le système suit la surface de glissement, une commutation à une fréquence infinie de la commande serait idéalement nécessaire. Cependant, cela est impossible en pratique puisque la plupart des actionneurs étant des systèmes mécaniques, ces derniers ont tous une bande passante maximale au-delà de laquelle le système en question ne peut plus suivre les sollicitations demandées. Ainsi, pendant la phase de glissement, le phénomène de *chattering* apparaît, caractérisé par des oscillations autour de la surface de glissement (voir Figure 4.17). Il s'agit en effet du principal inconvénient de la commande par mode glissant.

Toutefois, des techniques ont été développées afin d'atténuer voir même éliminer ce phénomène [Deghboudj, 2013, Shtessel *et al.*, 2014]. Citons à titre d'exemple les méthodes telles que le *super-twisting* [Levant, 1998], dont l'idée principale consiste à utiliser un mode glissant d'ordre 2 pour contrôler des systèmes d'ordre 1, ou des techniques qui consistent à changer la fonction de commutation $\text{sign}()$ par une fonction continue [Deghboudj, 2013]. Cette dernière proposition est un bon compromis entre précision et robustesse au détriment d'un temps de convergence augmenté.

4.4.2. Modèle non-linéaire de synthèse

La technique de contrôle par mode glissant a la particularité d'utiliser un modèle non-linéaire au lieu de se limiter aux modèles LTI classiquement utilisés. Nous nous appuyons ici sur le modèle (4.1) dont les équations sont données ci-près :

$$\begin{cases} m\dot{v}_x = F_{x_{fl}}(s_w) + F_{x_{fr}}(s_w) - F_{R_{fl}} - F_{R_{fr}} - mg \sin(\Theta) \\ J_{w_{fl}}\dot{\omega}_{fl} = T_{w_{fl}} - rF_{x_{fl}}(s_w) - k_f\omega_{fl} \\ J_{w_{fr}}\dot{\omega}_{fr} = T_{w_{fr}} - rF_{x_{fr}}(s_w) - k_f\omega_{fr} \end{cases} \quad (4.41)$$

Comme le véhicule présente deux roues motrices à l'avant, l'équation définie pour chacune des roues est nécessaire afin de déterminer la commande à appliquer à chaque roue. De plus, on notera que l'effort de traction est ici présenté comme une fonction du glissement longitudinal s_w de chaque roue. En effet, la courbe caractéristique $F_x - s_w$ donne la variation de l'effort de traction en fonction du glissement, constituant un modèle non-linéaire. L'équation du glissement longitudinal vue au Chapitre 3 est rappelée ici :

$$s_w = \begin{cases} \frac{r\omega - v_w}{r\omega}, & \text{en accélération.} \\ \frac{r\omega - v_w}{v_w}, & \text{en freinage.} \end{cases} \quad (4.42)$$

Par ailleurs, on définit par \dot{s}_w^a et \dot{s}_w^b , respectivement la dérivée du glissement en phase d'accélération et en phase de freinage, soit :

$$\begin{cases} \dot{s}_w^a = f_i^a + h_i^a T_{w_i} \\ \dot{s}_w^b = f_i^b + h_i^b T_{w_i} \end{cases} \quad (4.43)$$

avec,

$$f_i^a = -\frac{\dot{v}_w}{r\omega_i} - \frac{v_w F_x^a(s_w)}{J_{w_i}\omega_i^2} \quad (4.44) \quad h_i^a = \frac{v_w}{J_{w_i}r\omega_i^2} \quad (4.45)$$

et,

$$f_i^b = -\frac{r\omega_i\dot{v}_w}{v_w^2} - \frac{r^2 F_x^b(s_w)}{J_{w_i}v_w} \quad (4.46) \quad h_i^b = \frac{r}{J_{w_i}v_w} \quad (4.47)$$

où i représente la roue avant, gauche ou droite, motrice associée au véhicule.

Parmi les équations du modèle non-linéaire établi, le paramètre incertain est toujours l'effort de traction F_x , comme il a déjà été vu à la Section 4.3.3. Par conséquent, dépendant des variations induites par la nature du terrain, il est possible de définir des bornes de variations telles que :

$$\begin{cases} |F_x^a(s_w)| \leq \Gamma \\ |F_x^b(s_w)| \leq \Xi \end{cases} \quad (4.48)$$

Et, avec la description du modèle de synthèse non-linéaire établie, la loi de contrôle associée à la limitation du glissement longitudinal s_w peut être déterminée.

4.4.3. Conception d'un contrôleur de glissement : approche SMC

Comme mentionné précédemment, en raison de la forte non-linéarité du système et de la présence d'incertitudes liées à l'effort de traction, une approche de commande robuste par mode glissant est suivie lors de la phase de conception de la loi de commande. La variable contrôlée est le glissement s_w de la roue qui impacte directement l'effort de traction F_x engendré à chacune

des roues motrices. Ainsi, l'objectif de contrôle est de faire en sorte que le glissement réel s_w soit limité par un glissement maximal désiré s_w^d afin de diminuer le patinage. Il est ainsi possible de réduire l'énergie de la commande tout en augmentant l'efficacité globale et réduire la dégradation des sols déformables causés par le patinage excessif. Par conséquent, la surface de glissement est choisie telle que l'erreur entre le glissement réel et désiré soit :

$$S_c = s_w - s_w^d = 0 \quad (4.49)$$

et ceci pour chacune des roues motrices i . Ainsi, l'objectif est de concevoir la loi T_{w_i} telle que la surface de glissement s'annule en un temps fini. En appliquant la dérivée à l'ordre 1 de la surface de glissement, il vient que :

$$\dot{S}_c = \dot{s}_w - \dot{s}_w^d \quad (4.50)$$

En substituant (4.43) dans (4.50), les relations suivantes sont obtenus :

$$\begin{cases} \dot{S}_c^a = f_i^a + h_i^a T_{w_i} + \Delta f_i^a - \dot{s}_w^d \\ \dot{S}_c^b = f_i^b + h_i^b T_{w_i} + \Delta f_i^b - \dot{s}_w^d \end{cases} \quad (4.51)$$

où Δf_i^a , Δf_i^b sont respectivement, les incertitudes sur F_x^a et F_x^b . Il est important à ce stade de remarquer que l'entrée de commande $u = T_{w_i}$ apparaît dans la première dérivée de S . Cela permet d'avoir une condition nécessaire afin d'avoir un régime glissant, puisque la variable de glissement a un degré relatif égal à 1 par rapport à l'entrée de commande u , comme vu au la Section 4.4.1.

À partir de (4.51), il faut alors chercher la commande u telle que les termes connus s'annulent. Il vient alors que :

$$\begin{cases} T_{w_i} = \left(-f_i^a + \dot{s}_w^d \right) \frac{1}{h_i^a} + v^a \\ T_{w_i} = \left(-f_i^b + \dot{s}_w^d \right) \frac{1}{h_i^b} + v^b \end{cases} \quad (4.52)$$

où v^a , v^b sont associés à la partie de la commande qui annule les termes inconnus (incertitudes) du modèle. Ainsi, la dérivée de la surface de glissement restante peut être réécrite comme :

$$\begin{cases} \dot{S}_c^a = \Delta f_i^a + v^a \\ \dot{S}_c^b = \Delta f_i^b + v^b \end{cases} \quad (4.53)$$

Sachant que les incertitudes Δf_i^a , Δf_i^b sont bornées respectivement par Γ et Ξ , on cherche alors à trouver v^a et v^b , tels que la surface de glissement s'annule. Par conséquent, on fixe une fonction de Lyapunov convexe, permettant de garantir la stabilité du système en boucle fermée. La fonction candidate choisie est :

$$\begin{cases} V = \frac{S_c^2}{2} \\ \dot{V} = S_c \dot{S}_c \end{cases} \quad (4.54)$$

avec \dot{V} semi-définie positive. De plus, on choisit v^a et v^b tels que $S\dot{S} < 0$. Ceci implique alors :

$$\begin{cases} S_c \dot{S}_c = S_c (\Delta f_i^a + v^a) \leq S_c \Gamma \text{sign}(S_c) + S v^a \\ S_c \dot{S}_c = S_c (\Delta f_i^b + v^b) \leq S_c \Xi \text{sign}(S_c) + S v^b \end{cases} \quad (4.55)$$

ainsi,

$$\begin{cases} S_c \dot{S}_c \leq S_c \Gamma \text{sign}(S_c) + S v^a \\ S_c \dot{S}_c \leq S_c \Xi \text{sign}(S_c) + S v^b \end{cases} \quad (4.56)$$

En choisissant alors :

$$\begin{cases} v^a = -(\lambda + \Gamma) \text{sign}(S_c) \\ v^b = -(\lambda + \Xi) \text{sign}(S_c) \end{cases} \quad (4.57)$$

le produit $S_c \dot{S}_c \leq -\lambda S_c \text{sign}(S_c) < 0$ pour $\lambda > 0$.

Finalement, on obtient l'expression générale de la commande permettant d'annuler S_c par :

$$\begin{cases} T_{w_i} = \left(-f_i^a + \dot{s}_w^d \right) \frac{1}{h_i^a} - (\lambda + \Gamma) \text{sign}(S_c), & \text{en accélération.} \\ T_{w_i} = \left(-f_i^b + \dot{s}_w^d \right) \frac{1}{h_i^b} - (\lambda + \Xi) \text{sign}(S_c), & \text{en freinage.} \end{cases} \quad (4.58)$$

En utilisant (4.2), le couple roue peut être exprimé par un couple moteur équivalent, ce qui permet d'avoir l'actionneur comme entrée de commande réelle du système.

D'après l'analyse de (4.58), certaines variables ne sont pas mesurées directement comme par exemple F_x et le glissement s_w . Par conséquent, ces variables doivent être mesurées ou estimées dans le but de pouvoir utiliser la commande par mode glissant proposée [Amodeo *et al.*, 2009, De Castro *et al.*, 2012]. On considèrera par la suite qu'elles sont disponibles.

4.4.4. Estimation des efforts longitudinaux et du glissement à la roue

La mise en place d'un algorithme permettant d'estimer les paramètres nécessaires à la loi de contrôle (4.58) est abordé dans cette section. En effet, les équations décrivant le couple SMC à appliquer afin de limiter le glissement longitudinal, font intervenir des variables inconnues telles que les efforts longitudinaux F_x de chaque roue motrice, l'accélération longitudinale a_w ou encore le glissement s_w . Parmi les techniques les plus abordées dans la littérature, l'usage d'un filtre de Kalman est la méthode largement utilisée afin d'estimer les efforts pneumatiques [Dakhlallah *et al.*, 2008, McBride *et al.*, 2018]. Cependant, compte tenu des entrées mesurables disponibles par acquisition temps réel, une méthode plus simple s'appuyant sur le calcul direct des variables inconnues est appliqué ici.

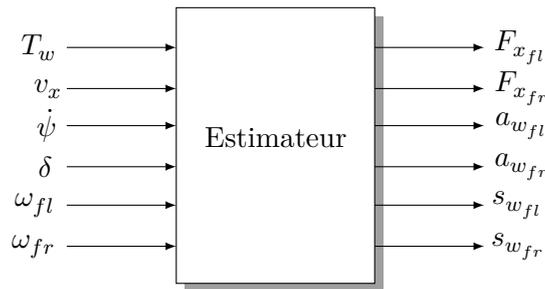


Figure 4.18. – Définition des entrées/sorties de l'estimateur longitudinal pour la commande par mode glissant.

En effet, d'après la Figure 4.18, les variables mesurées sont : les couples aux roues T_w , la vitesse longitudinale du véhicule v_x , la vitesse angulaire $\dot{\psi}$ autour du CoG, l'angle volant δ et enfin les vitesses de rotation des roues motrices ω_i . À partir de ces variables mesurées, la méthode par

calcul algébrique est alors définie par l'ensemble des équations suivantes :

$$F_{x_i} = (1 - \eta) \frac{T_{w_i}}{r} \quad (4.59)$$

$$a_{w_i} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} v_{w_i}(t) dt \quad (4.60)$$

$$s_{w_i} = \sigma_x \dot{s} + \max(|v_{w_i}|, |r\omega_i|) = r\omega_i - v_{w_i} \quad (4.61)$$

où η est le rendement de la chaîne de traction. L'accélération longitudinale de la roue a_{w_i} est estimée par une moyenne temporelle de période d'acquisition T , σ_x est appelée longueur de relaxation du pneumatique et enfin v_{w_i} est obtenue à partir de la mesure de v_x par :

$$v_{w_i} = \frac{1}{\cos(\delta)} \left(v_x \pm \frac{L}{2} \dot{\psi} \right)$$

avec L la voie, c'est-à-dire, la distance entre les deux-roues d'un essieu.

L'utilisation d'une équation du premier ordre (voir équation (4.61)), que définit le glissement longitudinal du pneumatique, est basée sur les travaux de [Bernard et Clover, 1995, Abdelhamid *et al.*, 2004]. Cette approche permet la prise en compte des phénomènes transitoires du pneumatique et est utilisée ici comme un lissage de l'estimation du glissement.

Enfin, la technique par le calcul direct des variables à estimer est testée en utilisant des données issues du simulateur *ProjectChrono* (cf. Section 2.5.1), afin de comparer les estimations aux données mesurées à celles accessibles en simulation. En effet, parmi les variables à estimer, des mesures réelles des efforts longitudinaux du pneumatique auraient nécessité des instruments de mesure complexes et onéreux, inaccessibles dans le cadre de ses travaux. Le scénario utilisé ici, est un changement de vitesse longitudinal du véhicule en ligne droite permettant d'exciter la dynamique longitudinale du véhicule dans une grande plage de fonctionnement. La Figure 4.19 montre les variables estimées par rapport à celles obtenues en simulation. Parmi les signaux tracés, il est particulièrement intéressant d'observer les efforts F_x ainsi que les glissements s_w . On peut noter que la valeur du glissement indique du rétro-patinage $s_w > 1$ entre $t = 4$ s et $t = 6$ s ce qui montre bien des sollicitations très importantes de la roue.

De plus, les variables estimées \hat{v}_{w_i} , \hat{s}_{w_i} , \hat{F}_{x_i} ainsi que \hat{a}_{w_i} (où i désigne respectivement la roue avant gauche et droite motrice du véhicule), permettent de valider la bonne estimation de ces grandeurs par rapport aux mesures acquises. Par conséquent, la méthode ayant fait l'objet d'une validation en simulation, celle-ci sera couplée à la commande SMC dans l'architecture globale du contrôle longitudinal multi-objectif présenté à la section suivante.

4.5. Architecture globale de commande et résultats

Dans un objectif de développement d'une commande robuste longitudinale, en présence de forts glissements, d'un véhicule tout-terrain sous-actionné, trois approches ont développées. Il a été vu à travers la commande *PID-Gain-Scheduling* la nécessité de robustesse puis le besoin de limiter le glissement longitudinal en présence des sols déformables, de sorte à ce que des objectifs de commande soient respectés. Pour cela, l'approche robuste par synthèse \mathcal{H}_∞ a permis de garantir la robustesse et la commande par mode glissant, de limiter les glissements longitudinaux. On rappelle que parmi les objectifs visant à assurer des performances en boucle fermée sur le suivi de vitesse, la limitation du glissement permet aussi d'utiliser de manière plus efficace

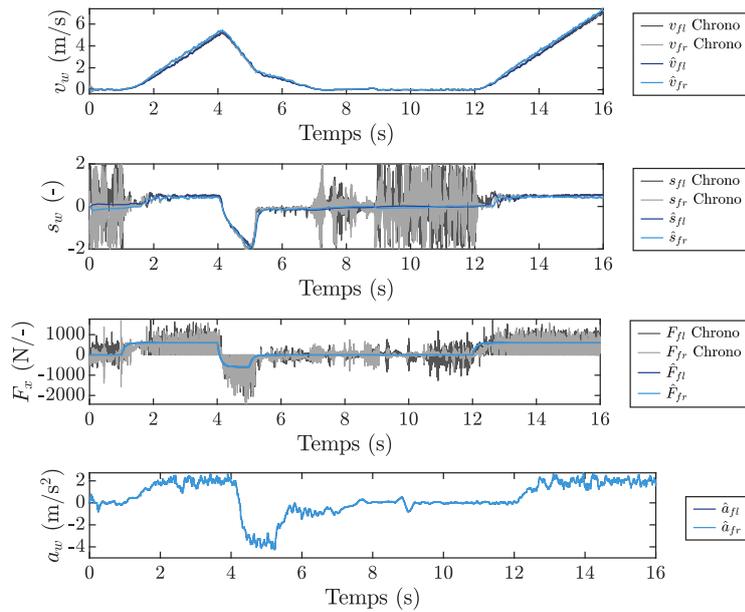


Figure 4.19. – Comparaison des estimations des variables longitudinales nécessaires à la commande par mode glissant.

l'actionneur de commande ainsi que la diminution de la dégradation des sols. Enfin, l'utilisation d'un actionneur unique impose une contrainte forte qui justifie le besoin de développer une architecture de commande en mesure de satisfaire deux objectifs disjoints. Une solution à cette problématique est proposée au cours de la section suivante.

4.5.1. Architecture de commande longitudinale multi-objectifs

La mise en place d'une architecture multi-objectifs visant à garantir l'objectif de suivi de vitesse longitudinal tout en limitant le glissement aux roues est donnée à la Figure 4.20. Cette architecture tient compte du fait que le moteur de traction est directement lié à l'arbre de transmission puis au différentiel mécanique. L'architecture globale de commande est composée de trois blocs : le contrôleur robuste pour le suivi de vitesse obtenu par synthèse \mathcal{H}_∞ , le bloc SMC qui détermine le couple à appliquer individuellement sur chacune des roues motrices et enfin un pré-compensateur (*feed forward*) permettant d'anticiper le couple moteur nécessaire pour compenser l'effort résistant dû à la variation d'une pente. Le véhicule étant sous-actionné, la stratégie mise en place ici, doit tenir compte du fait que l'on peut agir sur les roues uniquement à travers un couple moteur à l'essieu. Par conséquent, le couple moteur utilisé pour asservir la vitesse longitudinale du véhicule est directement calculé à partir de l'erreur de vitesse e . Cependant, si des glissements aux roues dépassent le glissement désiré s_w^d le couple moteur doit s'adapter. Ainsi, parmi les deux-roues motrices, si l'une d'entre elles patine, le couple moteur à appliquer sera celui dont la valeur est minimale entre la roue gauche et droite. Ce couple sera par la suite comparé à celui calculé pour répondre à l'objectif de consigne de vitesse. Enfin, le couple réel moteur T_m appliqué au véhicule sera le minimum entre le couple calculé pour asservir la vitesse longitudinale v_x et celui limitant le glissement des roues motrices.

Enfin, pour mettre en évidence l'architecture proposée, ainsi que les performances des boucles

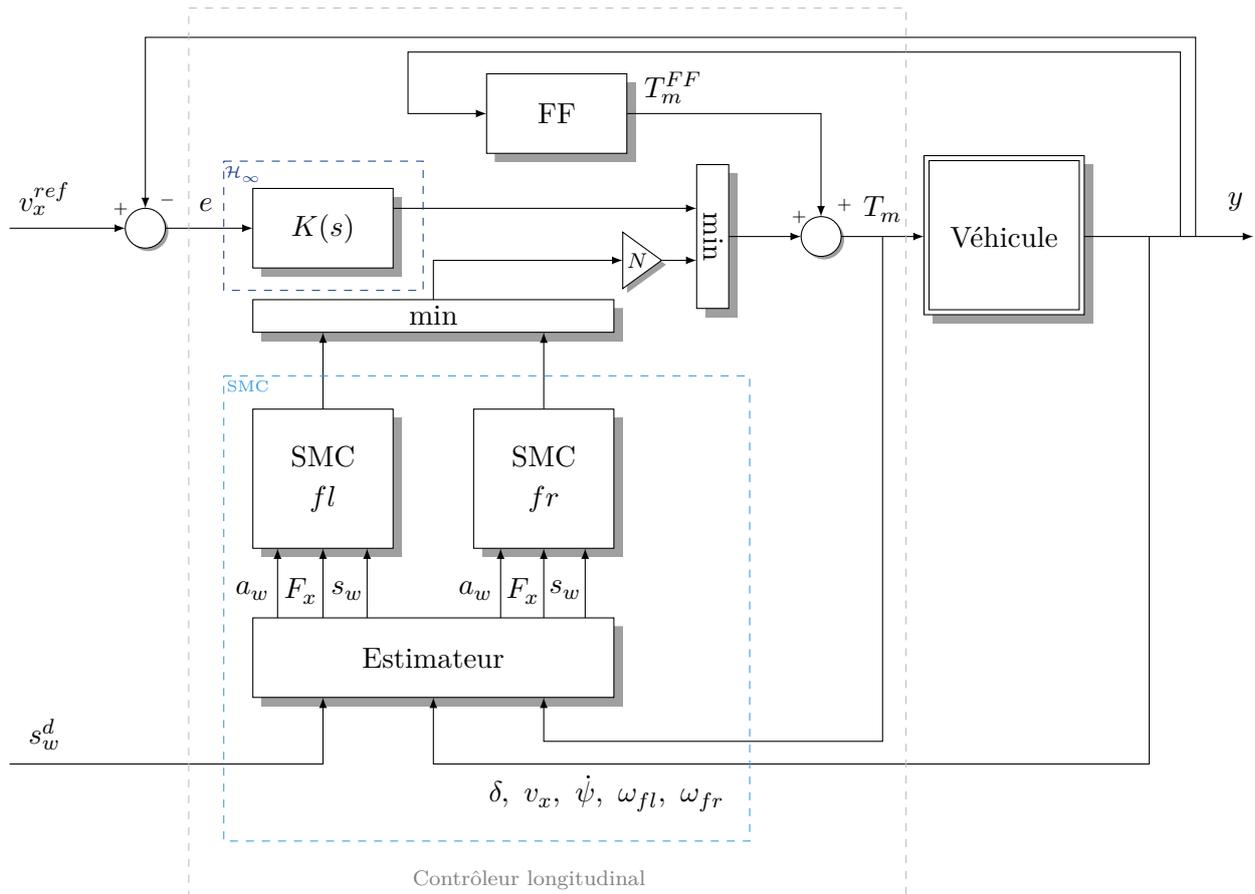


Figure 4.20. – Architecture globale de commande multi-objectif d'un véhicule tout-terrain sous-actionné.

de régulation, une série de résultats de simulation suivis de résultats expérimentaux sont donnés dans les sous-sections suivantes. Ces résultats sont validés d'une part à travers le modèle de validation d'un véhicule tout-terrain par le biais du simulateur *ProjectChrono* (voir Section 2.5.1), pour différentes natures de sol, et d'autre part sur le prototype expérimental (voir Section 2.6) développé en collaboration avec le partenaire industriel.

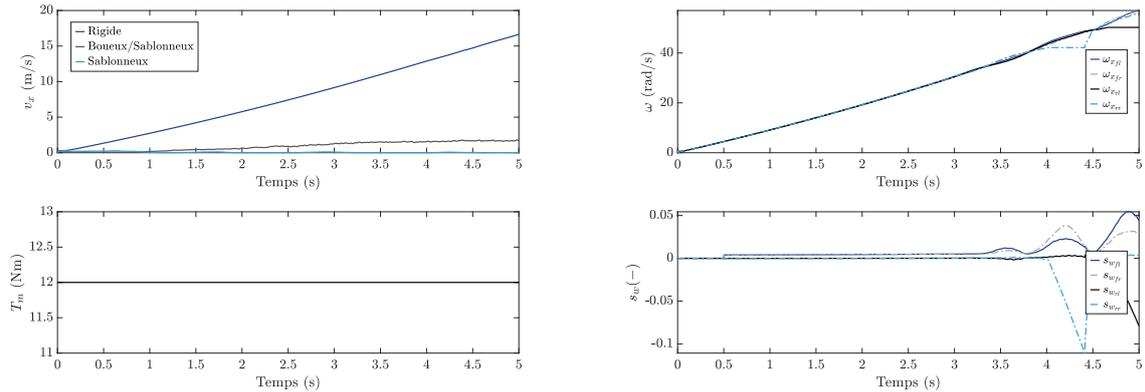
4.5.2. Résultats de simulation sous l'environnement *ProjectChrono*

Dans la démarche de validation globale de l'architecture de commande (voir Figure 4.20), le modèle de validation introduit à la Section 2.5.2, constitue une étape fondamentale de validation avant le déploiement des lois de contrôle sur le prototype réel. En effet, l'outil de simulation utilisé ici, permet d'aborder de manière très réaliste le comportement global du véhicule sur des environnements déstructurés et ainsi de pouvoir éprouver les lois de commandes proposées sans risque pour le prototype réel. Dans cette démarche de validation, plusieurs scénarios sont proposés afin de montrer sur différentes situations les performances en boucle fermée. D'autre part, les simulations proposées sans la commande SMD, utilisent seulement le contrôleur \mathcal{H}_∞ établi à la Section 4.3.3.

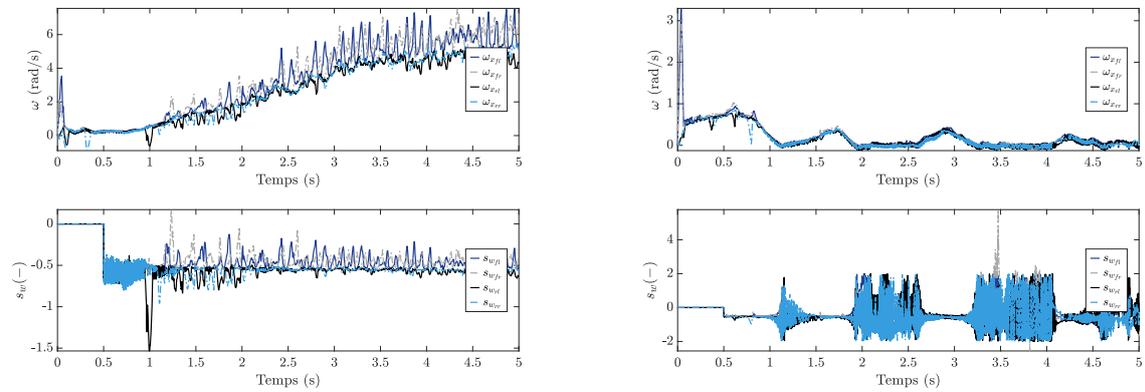
Simulation en boucle ouverte sur différents types de terrains

Le scénario de simulation illustré à la Figure 4.21 montre les principaux signaux de la dynamique du véhicule qui permettent de constater l'impact de la nature du terrain sur les perfor-

mances du véhicule. En effet, il est possible de constater que pour un couple moteur $T_m = 12$ Nm, la vitesse est très affectée en fonction du type de sol (voir Figure 4.21a). De plus, les vitesses de rotation des roues ainsi que les glissements longitudinaux montrent alors que plus le terrain présente une faible cohésion (cas d'un sol sablonneux) plus la résistance au roulement augmente et le glissement devient très élevé. Enfin, on notera que les changements de consigne de vitesse entraînent également des variations du glissement, qui dans le cas d'un sol déformable fait apparaître le phénomène de patinage. Par conséquent, ce premier scénario permet de rendre compte de la nécessité d'une stratégie de régulation à la fois robuste à la nature du terrain ainsi qu'à la limitation du glissement.



(a) Vitesse longitudinale du véhicule à couple moteur constant (b) Vitesse de rotation des roues et glissement sur sol rigide



(c) Vitesse de rotation des roues et glissement sur sol boueux/sablonneux (d) Vitesse de rotation des roues et glissement sur sol sablonneux

Figure 4.21. – Simulation en boucle ouverte sur des sols de différentes natures.

Simulation en boucle fermée sur un sol rigide

Ce deuxième scénario implique le véhicule en boucle fermée dans le but d'asservir la vitesse du véhicule à v_x^{ref} pour différentes vitesses longitudinales. Trois variations de vitesse sont appliquées à $t = 0$ s, $t = 5$ s puis $t = 10$ s. De plus, la commande par mode glissant SMC, est dans un cas activée et, dans un autre cas désactivée. Sur sol rigide, le glissement longitudinal généré est cependant très faible ce qui ne nécessite pas l'utilisation d'une limitation de glissement très active. Pour ce type de sol, un glissement limite peut être fixé à ± 10 %. D'après la Figure 4.22b cette valeur n'est jamais approchée ce qui explique des performances similaires entre les deux

4. Stratégies de commande robustes longitudinales en présence de fort glissement

scénarios. Par ailleurs, les performances en suivi de vitesse sont respectées puisque l'erreur est annulée sans qu'il n'y ait un dépassement important en régime transitoire, respectant ainsi les objectifs fixés à la Section 4.3.1. Enfin, les erreurs moyennes quadratiques (RMS) de suivi de vitesse sont données à la Table 4.5.

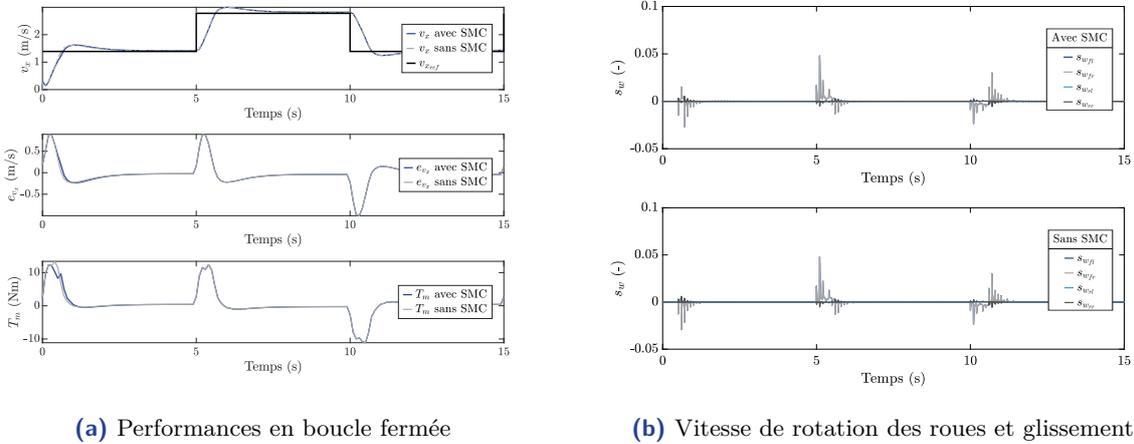


Figure 4.22. – Simulation en boucle fermée sur sol rigide avec et sans SMC.

Type de contrôle	RMS e_{v_x}
Avec SMC ($s_w^d = 0.1$)	0.2517 m/s
Sans SMC	0.2502 m/s

Table 4.5. – Erreur RMS de suivi de vitesse sur sol rigide.

Simulation en boucle fermée sur un sol rigide à adhérence mixte

Cette simulation se concentre sur l'asservissement de la vitesse longitudinale du véhicule sur sol rigide à adhérence mixte, c'est-à-dire, que le véhicule est placé sur un chemin dont les roues de gauche et de droite connaissent une adhérence différente sur sol rigide. Les roues de droite sont en contact avec un sol rigide dont l'adhérence est équivalente à un sol sec, tandis que les roues de gauche interagissent avec un sol dont l'état de surface est nettement dégradé, s'approchant d'un sol glissant. Afin de comparer les performances en boucle fermée utilisant le contrôleur de glissement (SMC), deux scénarios sont comparés.

Les performances globales sont à la Figure 4.23a où une variation de vitesse consigne est introduite par un échelon à $t = 1$ s. On peut voir que le contrôleur de glissement joue un rôle important dans le contrôle du véhicule. En effet, dans le cas où le contrôleur de glissement SMC est activé, le couple moteur généré réduit l'effort transmis aux roues motrices alors que dans le deuxième cas, le couple moteur augmente afin de respecter l'objectif de suivi de vitesse. De plus, on remarque que lorsque le SMC est activé, l'erreur de suivi de vitesse est plus grande en régime transitoire, puisque le couple moteur est réduit, faisant alors converger la vitesse du véhicule vers sa valeur en régime permanent plus lentement. Toutefois, en régime statique, celui-ci atteint sa valeur consigne et permet de répondre favorablement aux objectifs fixés. Enfin, les métriques des performances sont données à la Table 4.6.

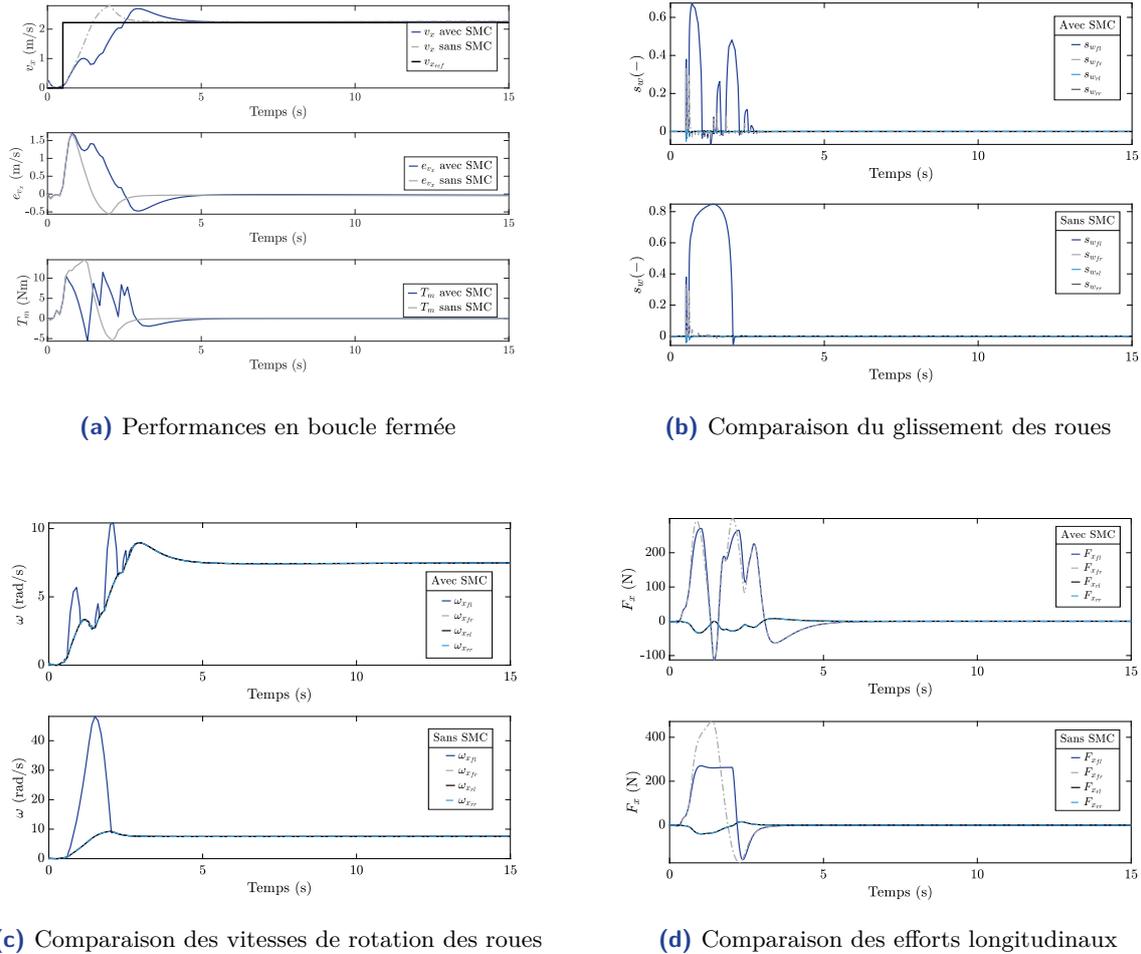


Figure 4.23. – Simulation en boucle fermée sur sol mixte avec et sans SMC.

Type de contrôle	RMS e_{v_x}	RMS $s_{w_{fl}}$	RMS $s_{w_{fr}}$
Avec SMC ($s_w^d = 0.1$)	0.4172 m/s	0.1099	0.0207
Sans SMC	0.2953 m/s	0.2260	0.0230

Table 4.6. – Erreur RMS de suivi de vitesse sur un sol rigide à adhérence mixte.

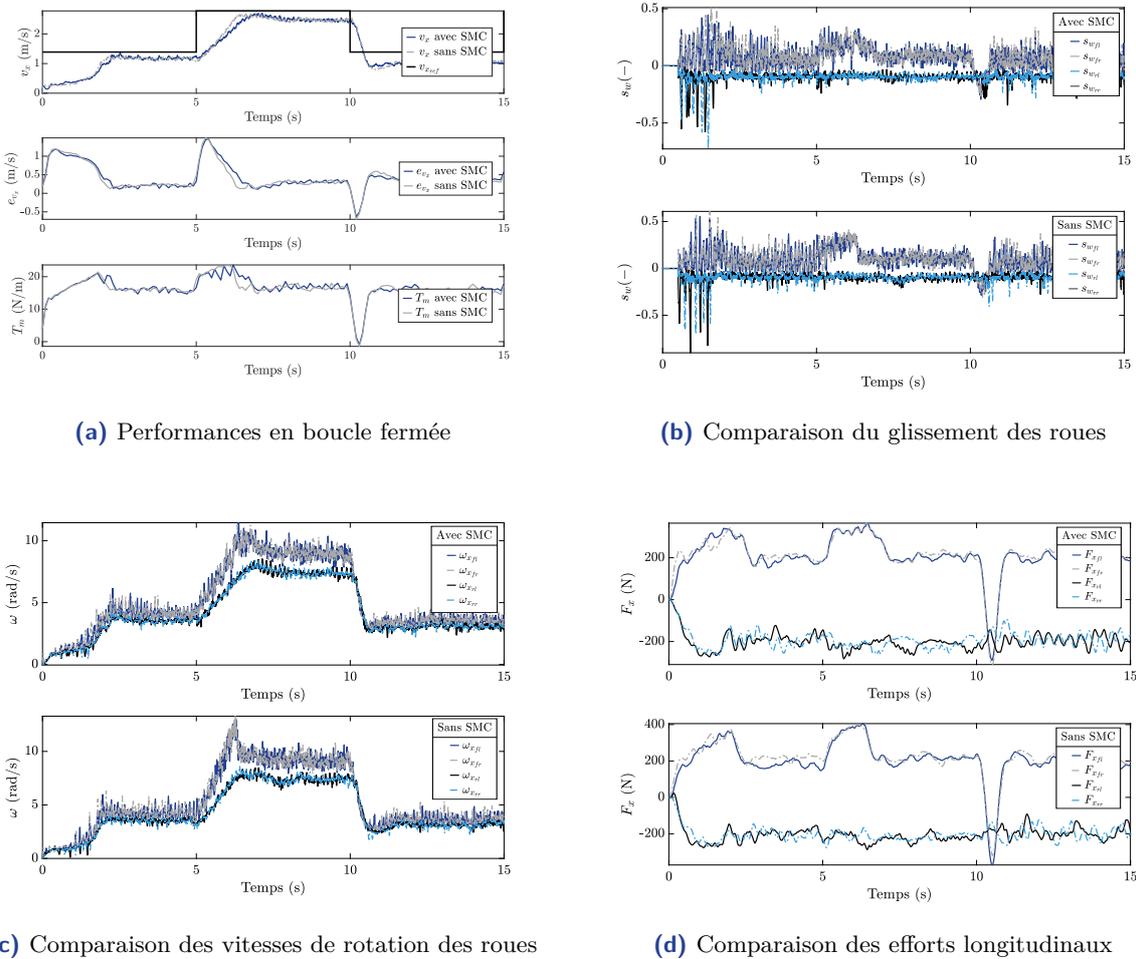
Simulation en boucle fermée sur un sol sablonneux

D'autres scénarios équivalents à celui-ci ont été testés en simulation, où différentes natures de sols déformables ont été choisis. En effet, aucune erreur statique n'a été détectée en suivi de vitesse de consigne et l'architecture SMC a permis de limiter le glissement aux roues. Ici, l'objectif est de montrer les résultats les moins bons de l'ensemble des tests effectués de façon à montrer certaines limites de l'approche proposée.

Cette simulation est ainsi dédiée à l'étude du cas d'asservissement le plus difficile, puisqu'il s'agit d'un sol déformable très peu cohésif, à savoir le sable. Les performances en boucle fermée dressées à la Figure 4.24a indiquent clairement que l'environnement affecte le suivi de consigne de vitesse et par conséquent une erreur statique de faible amplitude est observée. Il est intéressant de remarquer que les performances obtenues avec le contrôleur SMC sont similaires à celles obtenues sans contrôleur SMC. Toutefois, les forces longitudinales (voir Figure 4.23d) générées sont inférieures à celles observées sans la régulation du glissement, ce qui a pour résultat de moins

4. Stratégies de commande robustes longitudinales en présence de fort glissement

dégrader les sols. Le contrôleur SMC malgré son utilisation, reste moins efficace ici que lors du scénario vu précédemment sur des terrains moins déformables. Une explication de ces résultats est appuyé par le fait qu'ici les objectifs de commande sont antagonistes. Le glissement nécessaire à produire l'effort de traction pour le déplacement du véhicule est proche du glissement que l'on souhaite limiter. Toutefois, l'architecture mise en place permet au véhicule de pouvoir être asservi en vitesse alors que les conditions d'utilisation sont très difficiles. Enfin, les différentes erreurs de suivi de consigne sont données à la Table 4.7.



(a) Performances en boucle fermée

(b) Comparaison du glissement des roues

(c) Comparaison des vitesses de rotation des roues

(d) Comparaison des efforts longitudinaux

Figure 4.24. – Simulation en boucle fermée sur sol sablonneux avec et sans SMC.

Type de contrôle	RMS e_{v_x}	RMS $s_{w_{fl}}$	RMS $s_{w_{fr}}$
Avec SMC ($s_w^d = 0.3$)	0.6653 m/s	0.0872	0.0943
Sans SMC	0.5321 m/s	0.0930	0.0975

Table 4.7. – Erreur RMS de suivi de vitesse sur sol mixte.

Simulation en boucle fermée en présence d'une pente

Ce dernier scénario illustre le bon fonctionnement de l'architecture proposée en présence des variations de la topologie du terrain plat. En effet, il a été choisi de montrer ici l'efficacité de la méthode à travers l'asservissement longitudinal du véhicule en présence d'une pente de 15 deg sur sol rigide. Les performances en boucle fermée données à la Figure 4.25a montrent que le

régulateur reste insensible à l'introduction d'une perturbation exogène.

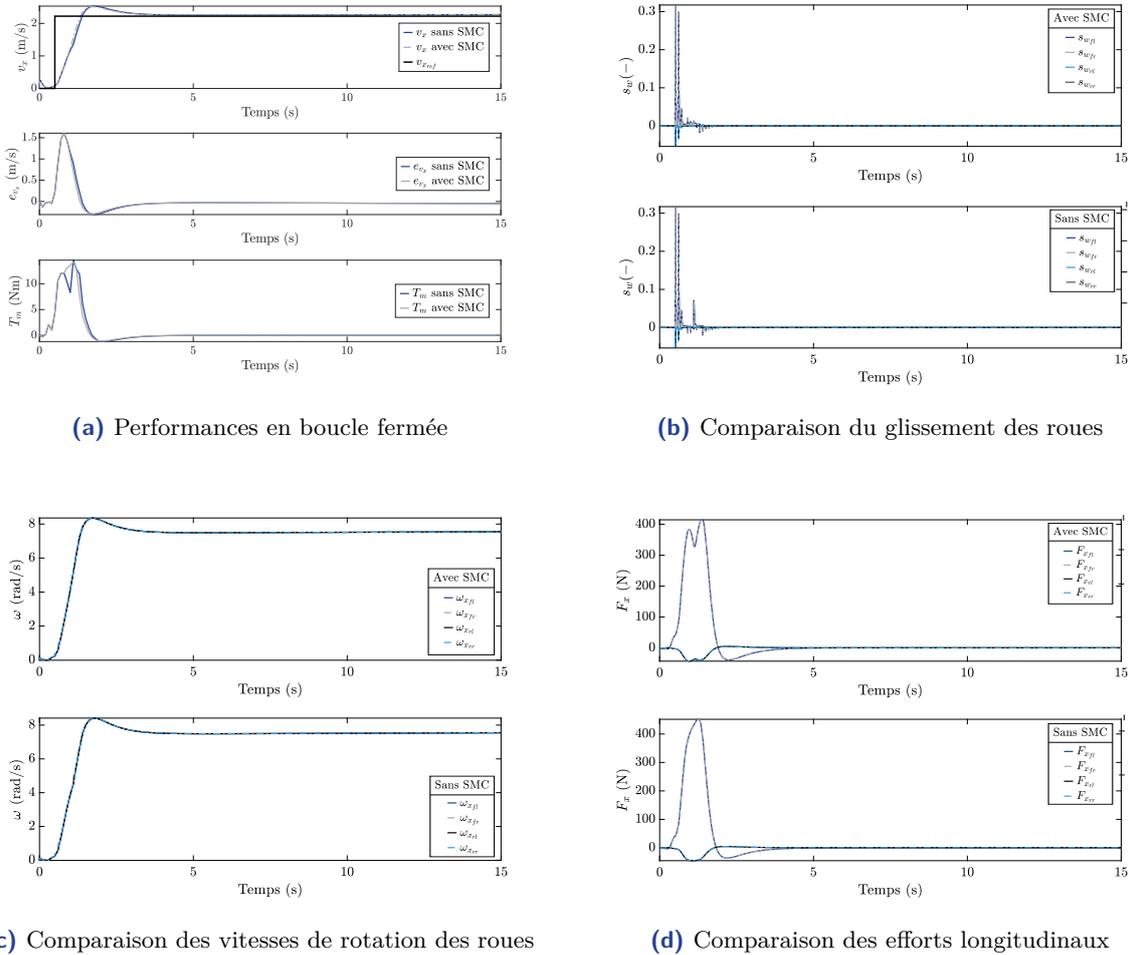


Figure 4.25. – Simulation en boucle fermée sur un sol présentant une pente de 15 deg avec et sans SMC.

En conclusion, à partir des différents scénarios de simulation présentés dans cette sous-section, la robustesse ainsi que l'intérêt de l'architecture de commande globale proposée, ont été démontrés. En effet, à travers les différentes natures de sols et la variation de la topologie, les résultats montrent que le double objectif (suivi de vitesse consigne et limitation du glissement) est satisfait malgré les incertitudes et variations paramétriques dans lesquelles évolue le véhicule. L'intérêt de la stratégie globale de la commande robuste par l'approche \mathcal{H}_∞ et de la commande robuste non-linéaire par mode glissant sont de réels atouts dans la problématique d'asservissement longitudinal en présence de fort glissement.

4.5.3. Résultats expérimentaux réels sur prototype

Dans cette section, les résultats expérimentaux mettant en évidence les performances longitudinales du véhicule en boucle fermée qui sont encore à un stade de déploiement et d'analyse. Il s'agit de résultats préliminaires qui ne prennent pas en compte l'architecture globale proposée mais qui permettent néanmoins de présenter les performances en suivi de consigne de vitesse en utilisant la commande robuste par synthèse \mathcal{H}_∞ . Le véhicule prototype utilisé (voir Section 2.6), permet de valider expérimentalement deux algorithmes : le contrôleur de vitesse robuste par

4. Stratégies de commande robustes longitudinales en présence de fort glissement

synthèse \mathcal{H}_∞ d'une part, et l'estimateur qui sera utilisé dans le contrôle de glissement d'autre part.

Les résultats en boucle fermée (voir Figure 4.26a) présentent des performances satisfaisantes appuyées par un bon comportement longitudinal du véhicule en situation réelle d'un suivi de vitesse de consigne variable sur sol rigide, également appuyés par l'erreur moyenne quadratique donnée à la Table 4.8.

Les signaux complémentaires de la dynamique du véhicule tels que le glissement des roues et les efforts longitudinaux (voir Figure 4.26b), indiquent que l'estimateur développé à la Section 4.4.4 fournit les entrées nécessaires pour la mise en place du SMC pour les futurs développements. L'architecture globale sera déployé et testée en conditions réelles sur situations contenant des surfaces déformables permettant de générer des glissements importants.

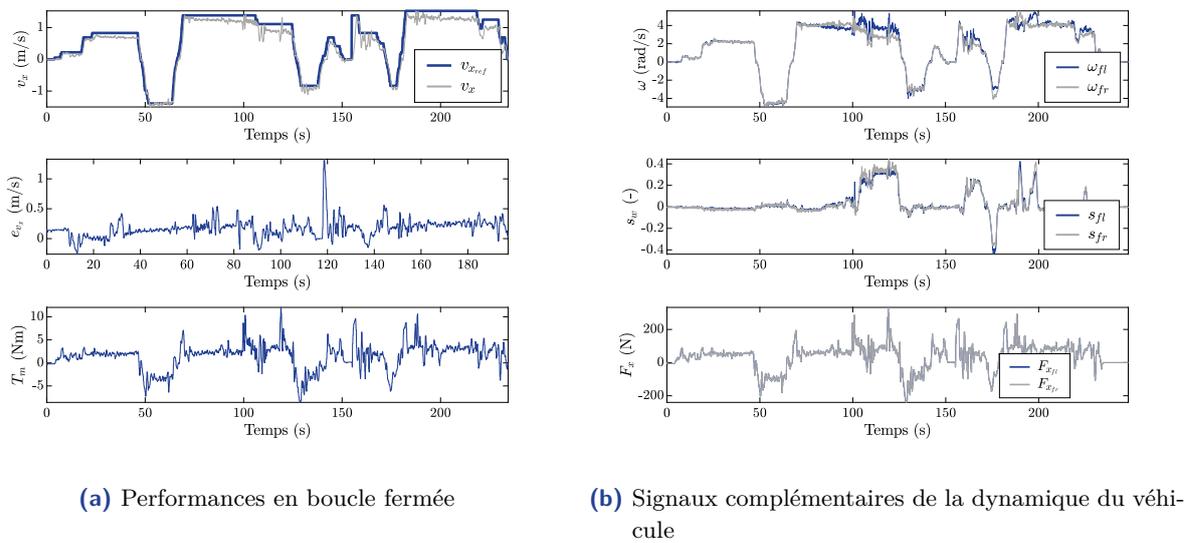


Figure 4.26. – Résultats des essais réels en boucle fermée sur prototype.

Enfin, les résultats obtenus valident également la méthodologie de génération de code employée (voir Section 2.6.3) dans l'intégration des algorithmes sur le prototype d'essais. L'intégration du code C à travers cette approche permet facilement de tester et éventuellement ajuster la loi de commande sur le système embarqué.

Type de contrôle	RMS e_{v_x}
Contrôleur \mathcal{H}_∞ sans SMC	0.2239 m/s

Table 4.8. – Erreur RMS de suivi de consigne de vitesse longitudinale sur prototype.

4.6. Conclusion

Dans ce chapitre, il a été particulièrement intéressant de relever la problématique du contrôle global de la dynamique longitudinale du véhicule tout terrain en situations à fort glissement. La démarche a permis au fur et à mesure de comprendre les problématiques inhérentes aux sols déformables, ainsi que la contrainte forte d'un véhicule sous-actionné. La nécessité de mettre en place des approches robustes multi-objectifs a été démontrée dans ce contexte. Les principaux résultats et développements permettant d'y parvenir ont été détaillés en s'appuyant sur des

justifications argumentées. L'utilisation de l'outil de simulation *ProjectChrono* (voir Chapitre 2) a permis de valider les bonnes performances de l'architecture de commande proposée dans le but de répondre aux objectifs fixés. Les résultats ont montré un comportement dynamique du véhicule satisfaisant les exigences données. Enfin, des résultats préliminaires sur le prototype réel ont permis d'une part, la validation de la commande longitudinale pour le suivi de vitesse, et d'autre part, la fiabilité quant au déploiement des algorithmes embarqués à partir de la méthodologie développée au cours du Chapitre 2.

Par ailleurs, des améliorations dans l'approche globale sont en cours sur la mise en place du contrôle du glissement des roues, ainsi que le déploiement de l'architecture complète. La réflexion sur une démarche expérimentale permettant la répétabilité ainsi que la maîtrise des essais en environnements déformables est en cours d'investigation. Cette solution permettrait la comparaison expérimentale avec les résultats de simulation de façon à obtenir un retour direct sur les performances à améliorer sur la méthode globale de contrôle. Enfin, le contrôle longitudinal du véhicule ne constitue ici, qu'une partie de l'automatisation complète des véhicules tout-terrain autonomes. Par conséquent, le chapitre suivant est consacré à l'étude du guidage latéral du véhicule en environnements déformables soumis à une grande dérive.

Stratégies de commande robustes latérales en présence de grande dérive

Ce chapitre traite du guidage latéral d'un véhicule tout-terrain en présence de grande dérive à la roue en milieux déformables. Une architecture de guidage basée sur un algorithme de localisation couplé à une commande robuste est présentée. Cette méthode garantit des performances de guidage semblables quelle que soit la nature du terrain ainsi qu'une précision de guidage suffisante, nécessaires dans le contexte de l'agriculture de précision.

Sommaire

5.1. Introduction	99
5.2. Modèle latéral de synthèse	101
5.2.1. Modèle LTI de synthèse	102
5.3. Stratégies de guidage latéral	105
5.3.1. Formulation du problème et objectifs	105
5.3.2. Algorithme de guidage latéral basé sur une approche géométrique dynamique combinée	106
5.4. Estimation de la localisation et attitude du véhicule par fusion de données	109
5.4.1. Architecture de fusion INS/GNSS par couplage lâche	110
5.4.2. Résultats expérimentaux sur prototype	117
5.5. Commande latérale de suivi de trajectoire	118
5.5.1. Approche robuste par synthèse \mathcal{H}_∞	118
5.5.2. Modèle LPV de synthèse	120
5.5.3. Modèle LPV <i>Grid-Based</i> de synthèse	122
5.5.4. Application à la synthèse robuste par modèle <i>Grid-Based</i> au problème de guidage latéral	123
5.6. Architecture globale de commande et résultats	126
5.6.1. Architecture globale de commande pour le guidage latéral	126
5.6.2. Résultats de simulation sous l'environnement <i>ProjectChrono</i>	127
5.6.3. Résultats expérimentaux sur prototype	130
5.7. Conclusion	134

5.1. Introduction

Le guidage latéral du véhicule consiste à asservir la position et l'orientation du véhicule autour d'une trajectoire de référence donnée. De nombreux travaux ont été proposés dans la littérature utilisant différentes méthodes de contrôle dont les principaux résultats ont été regroupés dans l'étude proposée par [Yao *et al.*, 2020]. Ce travail illustre les principales approches utilisées dans la littérature ainsi que les avantages et inconvénients de chaque méthode en les comparant.

Parmi les différents algorithmes proposés, deux catégories se distinguent : les approches dites "géométriques" et les approches dites "dynamiques".

L'approche géométrique est généralement la plus utilisée, dont le principe consiste à calculer l'angle de braquage à appliquer aux roues du véhicule pour suivre un chemin défini par un ensemble de points, en se basant sur le principe d'Ackerman [Rajamani, 2011]. Dans cette approche, les algorithmes, *Follow the Carrot* (FC) [Wit, 2000] ainsi que le *Pure Pursuit* (PP) [Coulter, 1992] sont très souvent utilisés. L'avantage d'une telle approche réside dans la simplicité de sa mise en œuvre, ainsi que le faible nombre de paramètres à régler. De plus, aucun modèle dynamique représentant le véhicule est nécessaire, ce qui simplifie nettement son développement. Cependant, les performances de suivi de trajectoire se dégradent quand la dynamique latérale du véhicule est sollicitée, par exemple avec des profils de vitesse élevés, pouvant détériorer les performances dynamiques et/ou rendre le système instable.

L'approche dynamique, elle est fondée sur une modélisation du véhicule permettant de calculer explicitement les erreurs de suivi de trajectoire en fonction de la dynamique du véhicule et de ses paramètres. Ces approches permettent la mise en place une architecture de commande plus évoluée basé sur des méthodes de synthèse modernes telles que, l'approche optimale *Linear Quadratic Regulator* (LQR) [Alcala et al., 2018], l'approche *Model Predictive Control* (MPC) [Alcalá et al., 2019], des approches robustes \mathcal{H}_∞ [Atoui et al., 2021], ou encore *Sliding Mode Control* (SMC) [Fokam, 2014]. Un exemple d'application utilisant ce type d'approche dynamique est proposé par [Boudali, 2019], où l'architecture de guidage utilise une commande par retour d'état calculée à partir d'une résolution de différentes LMI rendant l'approche robuste mais conservative. L'avantage de ce type d'approche, un modèle de la dynamique du véhicule, réside dans l'obtention d'un contrôleur dont les performances peuvent être optimisées par rapport aux performances souhaitées, améliorant ainsi nettement le comportement du véhicule pour des manœuvres à vitesses élevées. La difficulté réside cependant dans l'implémentation et la complexité de l'algorithme, puisqu'un certain nombre de mesures doivent être fournies comme entrées nécessaires au calcul de la commande.

Ces approches sont pour la plupart appliquées dans des cas favorables où le glissement latéral est faible [Boudali, 2019, Atoui et al., 2021, Alcalá et al., 2019]. Dans le contexte de sols déformables cette hypothèse n'est plus respectée, ce qui nécessite le développement d'une stratégie de commande prenant en compte ce type de phénomène. Différents travaux ont été réalisés permettant d'améliorer le guidage du véhicule roulant sur des terrains déformables [Lhomme-Desages, 2008, Derrick et Bevely, 2009, Yin et al., 2020, Li et al., 2020]. Les méthodes employées se limitent cependant à des usages simplifiés où la nature déformable du terrain n'est pas tellement prise en compte, ou bien appliquées sur des trajectoires ne sollicitant pas de dynamiques latérales importantes (par exemple suivi de trajectoire en ligne droite). Des travaux plus récents [Zhang et al., 2022, Ding et al., 2022], basés sur des approches de commande robustes par modes glissants, montrent une implémentation en temps réel limitée par le fait que l'actionneur commute à très haute fréquence, rendant la méthode inexploitable en temps réel.

Ce chapitre est dédié au développement d'une stratégie de guidage latéral robuste permettant le contrôle de véhicules autonomes se déplaçant sur des environnements déformables. Après avoir présenté le modèle de synthèse pour (Section 5.2), l'algorithme de commande latérale combinant une approche de guidage géométrique (guidage simple) et une approche dynamique est proposé à la Section 5.3. Dans le contexte de l'agriculture de précision, il est fondamental

de pouvoir garantir un positionnement suffisamment précis afin de répondre aux contraintes de guidage pour ce type d'applications. Le besoin d'obtenir une localisation précise du véhicule a conduit également au développement d'une brique de localisation dans le but d'améliorer la précision du positionnement du véhicule (Section 5.4) [Vieira *et al.*, 2022b]. Cette algorithmes de positionnement est intégré à l'architecture globale de commande latérale. Cette architecture, présentée au cours de la Section 5.5, combine alors un algorithme géométrique de type *Pure Pursuit* et un contrôleur \mathcal{H}_∞ garantissant la robustesse de la boucle fermée. Enfin, la Section 5.6 présente l'architecture globale de guidage latéral, validée à travers des résultats de simulation ainsi que via des résultats expérimentaux. Les résultats proposés constituent alors la troisième et dernière contribution de cette thèse.

5.2. Modèle latéral de synthèse

Le modèle de synthèse latéral développé dans cette section a pour objectif de décrire avec suffisamment de précision le comportement latéral du véhicule. Ce modèle est établi en accord avec les objectifs fixés pour la synthèse de la loi de commande envisagée. Dans une première approche, le véhicule évolue dans un plan 2D sur des surfaces déformables de différente nature en considérant un seul essieu directeur à l'avant du véhicule. Les mouvements de tangage et de roulis sont considérés comme négligeables. Le modèle de synthèse latéral dynamique est alors donné par les équations suivantes [Rajamani, 2011] :

$$\begin{cases} m(\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) = \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \\ I_{zz} \ddot{\psi} = l_f (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) - l_r (F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}) \end{cases} \quad (5.1)$$

Compte tenu de l'architecture du véhicule d'essais développé au cours de la thèse (cf. Chapitre 2), on considère l'actionneur de direction par un vérin linéaire associé à un moteur électrique rattaché à une colonne de direction qui, elle-même, induit un mouvement de translation de la crémaillère où les roues sont attachées (voir Figure 5.1).

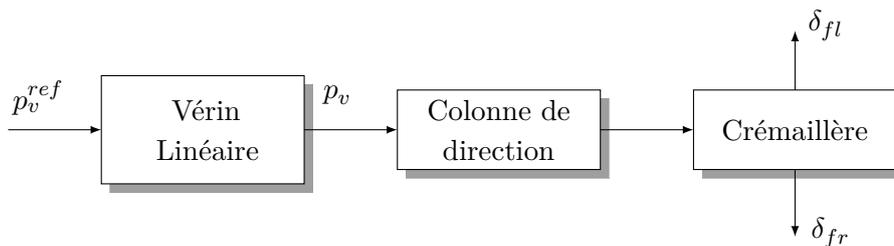


Figure 5.1. – Modèle du système de direction.

Dans une première approche, le vérin linéaire de direction est décrit par un modèle de comportement simplifié donné par une fonction de transfert du 2^{ème} ordre $V(s)$ de la forme :

$$V(s) = \frac{p_v}{p_v^{ref}} = \frac{K}{\left(\frac{s}{\omega_0}\right)^2 + \frac{2\xi}{\omega_0}s + 1} \quad (5.2)$$

Les paramètres de cette fonction de transfert sont obtenus à partir d'une procédure d'identification à l'aide de la réponse harmonique de l'actionneur. Une relation linéaire entre la position du vérin p_v initiale et les angles de braquage aux roues δ_i a été établie par des essais expérimentaux où la dynamique a été négligée.

Suivant la même démarche que celle exposée au cours du Chapitre 4, un modèle LTI peut être obtenu en linéarisant le modèle (5.1). Par ailleurs, les efforts latéraux des pneumatiques peuvent être exprimés linéairement à partir du modèle ABTM obtenu à la Chapitre 3, dont la méthodologie permettant de le linéariser est donnée à la Section 4.2.1 du Chapitre 4. Avec ce résultat, le modèle caractérise bien les efforts pneumatiques latéraux linéarisés décrivant l'interaction roue/sol pour des environnements déformables.

5.2.1. Modèle LTI de synthèse

En considérant le modèle pneumatique ABTM linéarisé, les efforts F_y correspondant aux forces latérales dans (5.1) peuvent être exprimés par la représentation linéaire suivante :

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (5.3)$$

où C_α est le coefficient de rigidité de dérive déduit en utilisant l'équation (4.3) appliquée au modèle d'interaction latéral. En considérant une symétrie du véhicule, le modèle bicyclette établi à la Section 2.4 du Chapitre 2 permet une description simplifiée de la dynamique latérale du véhicule. D'autre part, en considérant que la dynamique de l'actionneur de direction est découplée de la dynamique de caisse, l'écriture du modèle LTI peut être donnée uniquement en fonction de l'angle de braquage à la roue δ . Au final, la représentation d'état du modèle linéaire de synthèse latéral formulé est donnée par :

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_v \\ \ddot{y}_v \\ \dot{\psi} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha_f} + 2C_{\alpha_r}}{m e_{v_x}} & 0 & -\frac{2C_{\alpha_f} l_f - 2C_{\alpha_r} l_r}{m e_{v_x}} - e_{v_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha_f} l_f - 2C_{\alpha_r} l_r}{I_{zz} e_{v_x}} & 0 & -\frac{2C_{\alpha_f} l_f^2 + 2C_{\alpha_r} l_r^2}{I_{zz} e_{v_x}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_v \\ \dot{y}_v \\ \psi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{\alpha_f}}{m} \\ 0 \\ \frac{2C_{\alpha_f} l_f}{I_{zz}} \end{bmatrix} \delta \quad (5.4)$$

où $\begin{bmatrix} y_v & \dot{y}_v & \psi & \dot{\psi} \end{bmatrix}^T$ est le vecteur d'état et δ représentant l'angle de braquage moyen défini par les deux roues directrices. De plus, e_{v_x} représente la vitesse longitudinale à l'équilibre autour de laquelle le modèle a été linéarisé. Pour rappel, l'augmentation du vecteur d'état a été réalisée dans le but d'obtenir les variables d'intérêt lors d'un problème de guidage latéral. En effet, la position y_v et l'orientation du véhicule ψ constituent les sorties à asservir lors d'un suivi de trajectoire.

Analyse de stabilité

L'analyse de la stabilité interne du modèle (5.4) peut être effectuée en calculant les valeurs propres de la matrice d'état A , comme vu au Théorème 4.1 de la Section 4.2. Dans le cas du système LTI (5.4), toutes les valeurs propres ne sont pas à partie réelle strictement négative. En effet, les états décrivant une intégration pure ont pour valeur propre $\lambda_0 = 0$. Par conséquent, il est possible de vérifier la stabilité marginale du système en considérant le théorème suivant [Yagoubi, 2022] :

Théorème 5.1 : Stabilité Marginale

Un système est dit marginalement stable si :

$$\begin{cases} \Re(\lambda_i(A)) \leq 0 \\ \text{Si } \Re(\lambda_0(A)) = 0, \text{ alors } \lambda_0 \text{ correspond à un bloc de Jordan scalaire.} \end{cases} \quad (5.5)$$

Ainsi, en appliquant la décomposition de Jordan de la matrice d'état du modèle (5.4), il vient que :

$$A_J = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda_2 \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

où λ_1 et λ_2 sont des valeurs propres à partie réelle strictement négative. D'après l'analyse de l'équation (5.6), $\lambda_0 = 0$ ne correspond pas à un bloc de Jordan scalaire, puisque deux valeurs propres sont nulles. Par conséquent, le système (5.4) est pseudo-stable en boucle ouverte.

Analyse de la commandabilité

Le caractère pseudo-stable du système (5.4) n'exclut pas la possibilité de stabiliser le système en boucle fermée à condition que le système soit commandable. Par conséquent, l'analyse de la commandabilité du système (5.4) s'avère importante dans le cas considéré. En utilisant le Théorème 4.2 (voir Section 4.2) et en appliquant le critère de Kalman, la paire (A, B) est commandable si :

$$C_o(A, B) = \begin{bmatrix} B & AB & A^2B & \dots & A^{n-1}B \end{bmatrix} \Rightarrow \text{rang}(C_o) = n \quad (5.7)$$

Dans le cas du système (5.4), le rang de la matrice $C_o = 3$, ce qui est inférieur au nombre d'états du système, qui est ici de quatre. Par conséquent, le système n'est pas commandable. Cependant, on peut chercher à savoir si les états non commandables sont stables, ce qui permettrait tout de même de commander partiellement le système.

En reprenant le critère de Kalman donné à l'équation (5.7), celui-ci peut être étendu à la définition suivante :

Remarque 5.1 : Critère de Kalman

La paire (A, B) est contrôlable si :

$$\text{rang}(C_o) = n \iff (A, B) \text{ n'est pas similaire à : } \left(\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ 0 & A_{22} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} B_1 \\ 0 \end{bmatrix} \right)$$

Étant donné que le rang de la matrice de commandabilité $C_o = 3$, la paire (A, B) du modèle (5.4), est similaire à celle donnée à la Remarque 5.1. Par conséquent, il existe une matrice de transformation T permettant l'écriture de la paire (A, B) sous cette forme en utilisant le lemme suivant :

Lemme 5.1

Le rang de la matrice de commandabilité C_o étant inférieur à n , il existe des vecteurs x^* non nuls tels que $x^{*T}B = x^{*T}AB = \dots = x^{*T}A^{n-1}B = 0$. Un nombre k est alors défini tel que $\{x^*, A^T x^*, \dots, (A^T)^{k-1} x^*\}$ soient linéairement indépendants, dont les éléments sont donnés par la matrice T_2 suivante :

$$T_2 = \begin{bmatrix} x^{*T} \\ x^{*T} A \\ \vdots \\ x^{*T} A^{k-1} \end{bmatrix}$$

Par ailleurs, sachant que $k < n$ et $x^{*T} A^k = \sum_{i=1}^k \alpha_i x^{*T} A^{k-1}$ d'après le théorème de Cailey-Hamilton,

$$T_2 A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & 1 \\ \alpha_1 & \alpha_2 & \dots & \alpha_k \end{bmatrix} T_2 = A_{22} T_2$$

De plus, il existe une matrice T définie comme $T = \begin{bmatrix} T_1 & T_2 \end{bmatrix}^T$, avec T_1 une matrice telle que T soit inversible. Puisque $T_2 B = 0$, on obtient alors :

$$T A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ 0 & A_{22} \end{bmatrix} T, \quad T B = \begin{bmatrix} B_1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Sachant que d'après une décomposition en valeurs singulières de la matrice $C_o = U \Sigma V^*$, U forme une base orthonormée de C_o , celle-ci peut alors être définie comme l'inverse de la matrice de transformation T . Par conséquent, la paire (A, B) peut être mise sous la forme $\left(\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ 0 & A_{22} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} B_1 \\ 0 \end{bmatrix} \right)$ en utilisant la transformation suivante :

$$\begin{cases} A_T = U^{-1} A U \\ B_T = U^{-1} B \end{cases} \quad (5.8)$$

Enfin, la stabilité de la paire (A, B) est donnée par les valeurs propres de la matrice A_T . Sachant que $A_{22} \approx 0$, les états non contrôlables sont instables, ce qui permet de conclure que le système (5.4) ne peut être stabilisable en boucle fermée. Par conséquent, une modification du modèle doit être effectuée. En effet, les états que l'on souhaite contrôler sont y_v et ψ . Sachant que ces deux états imposent des valeurs propres $\lambda_0 = 0$, un état doit être supprimé afin de respecter le critère liée à la stabilité marginale 5.1. On peut s'attendre que l'annulation de l'écart latéral entraîne l'annulation de l'erreur de cap ψ par couplage. L'inverse n'étant pas possible, le choix de supprimer la variable d'état ψ est alors opéré. Le modèle (5.4) est alors réduit à l'expression suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_v \\ \ddot{y}_v \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha_f} + 2C_{\alpha_r}}{m^{e v_x}} & -\frac{2C_{\alpha_f} l_f - 2C_{\alpha_r} l_r}{m^{e v_x}} - e v_x \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha_f} l_f - 2C_{\alpha_r} l_r}{I_{zz}^{e v_x}} & -\frac{2C_{\alpha_f} l_f^2 + 2C_{\alpha_r} l_r^2}{I_{zz}^{e v_x}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_v \\ \dot{y}_v \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{\alpha_f}}{2C_{\alpha_f} l_f} \\ \frac{2C_{\alpha_f} l_f}{I_{zz}} \end{bmatrix} \delta \quad (5.9)$$

Avec le modèle (5.9), la stabilité marginale est respectée et le modèle peut être stabilisé en boucle fermée puisque le rang de la matrice de commandabilité est désormais $C_o = 3$, ce qui correspond au nombre des états du système. En conclusion, en utilisant le modèle réduit, la synthèse d'un contrôleur latéral peut être envisagée, permettant d'assurer le guidage du véhicule sur une trajectoire désirée. L'annulation des deux objectifs de guidage (écart latéral et erreur d'orientation) ne pouvant pas être garantis au même temps, la loi de commande proposée s'intéresse alors qu'à l'annulation de l'écart latéral. Toutefois, l'erreur de cap est annulée sans que celle-ci ne soit explicitement prise en compte lors de la synthèse du régulateur.

5.3. Stratégies de guidage latéral

Le guidage latéral vise à minimiser les erreurs entre le véhicule et la trajectoire de référence souhaitée. Le contexte des véhicules tout-terrain, la forte dérive induite par la faible adhérence entre la roue et sol augmente de manière significative les erreurs de suivi de trajectoire. Dans ce contexte, la stratégie de commande doit être robuste à ce type de perturbations permettant d'améliorer les performances globales de guidage. Par conséquent, une robustesse vis-à-vis de ce type d'incertitude doit être prise en compte dans la synthèse de la loi de commande.

5.3.1. Formulation du problème et objectifs

De manière générale, le guidage latéral consiste à annuler l'erreur latérale e_y ainsi que l'erreur d'orientation e_ψ , entre le CoG et la trajectoire de référence dans le repère local de navigation [Boudali, 2019], comme le montre la Figure 5.2.

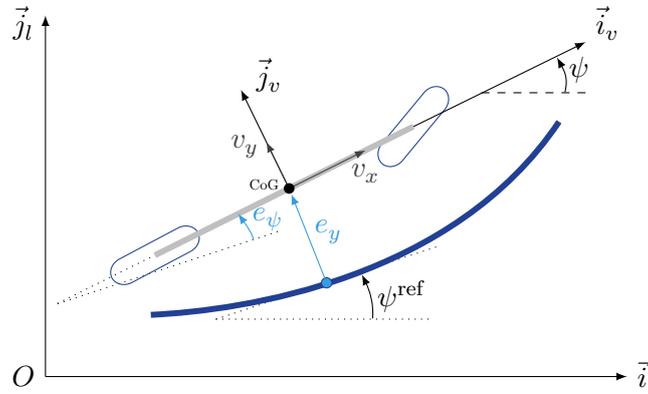


Figure 5.2. – Erreurs de guidage latéral.

L'erreur latérale est exprimée dans le repère local de navigation, défini ici par le repère $(O, \vec{i}_l, \vec{j}_l)$, entre les coordonnées du point de référence de la trajectoire à suivre notées $(X^{\text{ref}}, Y^{\text{ref}})$ et le CoG du véhicule noté (X_G, Y_G) . L'erreur latérale est donnée par [Rajamani, 2011] :

$$e_y = (Y_G - Y^{\text{ref}}) \cos(\psi^{\text{ref}}) - (X_G - X^{\text{ref}}) \sin(\psi^{\text{ref}}) \quad (5.10)$$

où ψ^{ref} est la référence d'orientation (cap). L'erreur d'orientation du véhicule, dans le repère local de navigation, est donnée par la relation suivante :

$$e_\psi = \psi - \psi^{\text{ref}} \quad (5.11)$$

Les objectifs de guidage latéral sont définis en considérant un suivi de trajectoire à différentes vitesses longitudinales v_x du véhicule. La navigation sur des surfaces déformables entraînent des perturbations exogènes pouvant affecter grandement les performances de suivi de trajectoire. Par conséquent, le guidage du véhicule doit être robuste compte tenu des variations de la nature du terrain. Ainsi, les performances en boucle fermée sont données par :

- Une erreur latérale relative inférieure à 20 cm.
- Un suivi de trajectoire pouvant être effectué pour des vitesses longitudinales comprises entre 5 et 15 km/h.
- Un comportement en boucle fermée quelle que soit la nature de sol considéré.
- Un degré de stabilité limitant les dépassements autour de la trajectoire de référence.

Ce cahier des charges est établi de manière à être conforme aux applications envisagées, dont la validation a été effectuée par le partenaire industriel compte tenu de son expérience dans ce domaine. D'autre part, l'algorithme de guidage latéral sera validé dans un premier temps à l'aide du modèle de validation (2.57), développé sous *ProjectChrono*, à la Section 2.5 du Chapitre 2. Cette validation permettra de confronter l'architecture de contrôle proposé dans des conditions plus réalistes avant l'intégration sur le système réel (voir Section 2.6).

5.3.2. Algorithme de guidage latéral basé sur une approche géométrique dynamique combinée

L'algorithme de suivi de trajectoire fournit l'angle de braquage à appliquer aux roues de façon à suivre les coordonnées des points de référence ainsi que l'orientation de la trajectoire. Afin d'apporter une solution à cette problématique, une approche de guidage latéral dite "combinée" a été développée au cours de ces travaux de thèse. Elle repose sur une combinaison d'un algorithme géométrique *Pure Pursuit* et un contrôleur (synthétisé à l'aide d'un modèle dynamique) capable d'annuler l'erreur latérale. L'architecture de commande ainsi proposée s'avère simple et fournit des performances de guidage satisfaisantes tout en facilitant l'intégration de l'algorithme sur un prototype réel.

Algorithme de *Pure Pursuit*

L'approche standard de l'algorithme de *Pure Pursuit* est présentée à la Figure 5.3. Il consiste à calculer géométriquement la courbure d'un arc de cercle qui relie le centre de l'essieu arrière au point cible (x_g, y_g) sur la trajectoire devant le véhicule [Coulter, 1992]. Le point d'arrivée est déterminé à partir d'une distance d'anticipation l_d (*look ahead*). L'angle de braquage δ désiré est déterminé à partir de l'angle ψ_d déterminant l'orientation du véhicule par rapport à la distance d'anticipation l_d .

Le calcul de l'angle de braquage désiré est obtenu à partir des développements suivants [Coulter, 1992] :

$$\frac{l_d}{\sin(2\psi_d)} = \frac{R}{\sin(\frac{\pi}{2} - \psi_d)} \quad (5.12a)$$

$$\frac{l_d}{2 \sin(\psi_d) \cos(\psi_d)} = \frac{R}{\cos(\psi_d)} \quad (5.12b)$$

$$\frac{l_d}{\sin(\psi_d)} = 2R \quad (5.12c)$$

où R décrit le rayon du cercle "virtuel" décrit par la trajectoire du véhicule pour un angle de braquage δ donné. En utilisant, (5.12c), la courbure κ de l'arc de cercle peut être exprimée par [Coulter, 1992] :

$$\kappa = \frac{2 \sin(\psi_d)}{l_d} \quad (5.13)$$

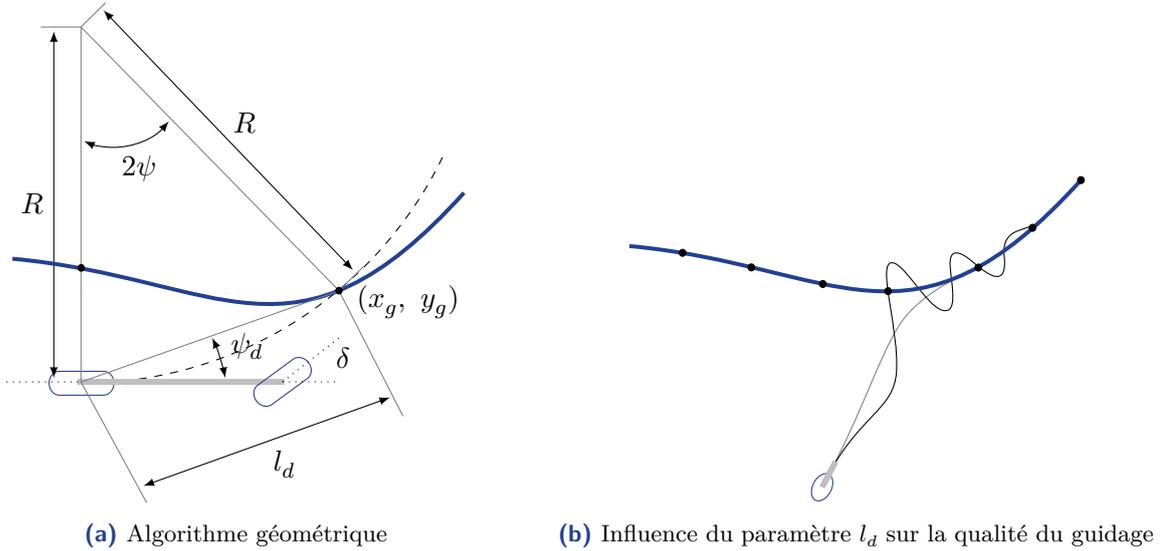


Figure 5.3. – Algorithme de *Pure Pursuit*.

Enfin, d'après la relation d'Ackerman [Rajamani, 2011], l'angle de braquage désiré est donné par :

$$\delta = \arctan \left(\frac{2L \sin(\psi_d)}{l_d} \right) \quad (5.14)$$

où L est la voie du véhicule. D'autre part, l'influence du paramètre l_d est illustré à la Figure 5.3b. Le choix d'une faible valeur d'anticipation (faible l_d) entraîne une meilleure précision au détriment d'oscillations tandis que une grande valeur (grand l_d) permet de lisser la trajectoire au détriment d'être parfois moins précis, tout particulièrement en virage.

Par conséquent, une stratégie où le paramètre l_d s'adapte en fonction de la vitesse longitudinale du véhicule est ici proposée selon la relation suivante :

$$l_d = k_{ld} v_x + l_d^{\text{const}} \quad (5.15)$$

avec k_{ld} et l_d^{const} des constantes. Il s'agit d'une relation linéaire permettant de faire varier la valeur du paramètre ($l_d \in [l_d^{\text{min}}, l_d^{\text{max}}]$) entre une valeur minimale et maximale de la distance d'anticipation, dont les paramètres sont donnés à la Table 5.1.

PP-paramètres	k_{ld}	l_d^{const}	l_d^{min}	l_d^{max}
	0.36 s	0.83 m	1.33 m	5 m

Table 5.1. – Valeurs des paramètres fixés pour l'algorithme *Pure Pursuit*.

Le caractère adaptatif proposé, apporte une amélioration des performances de l'algorithme tout en gardant une simplicité d'implémentation. Enfin, les principales étapes de calcul de l'algorithme sont présentées ci-après :

- 1) Déterminer la position actuelle du véhicule dans le repère de navigation local.
- 2) Trouver le point de la trajectoire le plus proche du véhicule.
- 3) Définir le point cible.
- 4) Projeter le point cible dans le repère véhicule.
- 5) Calculer la courbure κ permettant de joindre le point cible.
- 6) Calculer l'angle de braquage δ désiré.

Cet algorithme constitue ainsi une approche géométrique visant à calculer l'angle de braquage désiré afin de suivre une trajectoire référence. Cette approche ne permet pas cependant d'introduire des performances en boucle fermée liées à un contrôleur spécifique tenant compte de la dynamique du véhicule. Pour des valeurs de vitesses longitudinales élevées, le calcul géométrique peut entraîner une perte de la stabilité du véhicule. Par conséquent, une modification de l'algorithme est proposée basée sur une approche dynamique.

Approche géométrique et dynamique combinée

Afin d'améliorer les performances de l'algorithme de *Pure Pursuit*, un contrôleur calculé à partir d'un modèle dynamique est proposé. Il devient ainsi possible d'introduire des performances dynamiques contrairement à l'approche purement géométrique. Par conséquent, une modification dans la structure de l'algorithme *Pure Pursuit* est introduite comme illustré à la Figure 5.4.

Comme discuté à la Section 5.2.1, un modèle de synthèse latéral peut être utilisé dans le but de prendre en compte la dynamique du véhicule lors de la synthèse du régulateur. Par conséquent, l'objectif de cette approche dynamique est de concevoir un contrôleur $K(s)$ permettant d'annuler l'erreur latérale e_y selon certaines performances (voir Section 5.3.1).

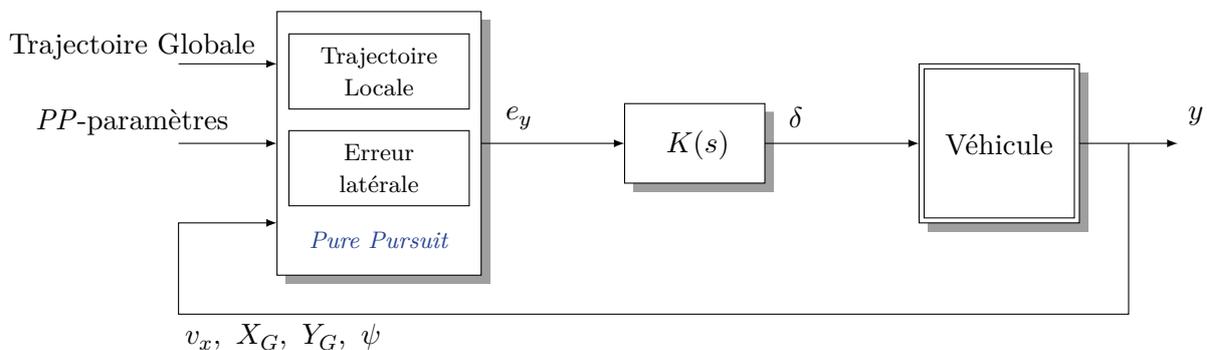


Figure 5.4. – Architecture géométrique et dynamique unifiée pour le suivi de trajectoire.

D'autre part, l'algorithme de *Pure Pursuit* géométrique a été modifié selon les propositions suivantes (voir Figure 5.4) :

- Définition d'une trajectoire locale : cette modification permet de fixer une fenêtre glissante définie à partir d'un certain nombre de points choisis parmi la liste complète des points constituant la trajectoire globale dans le repère de navigation local. Cette modification permet de diminuer la charge de calcul et de gérer des trajectoires présentant des croisements comme montré à la Figure 5.5.
- Calcul de l'erreur latérale : l'algorithme de suivi combiné reprend les mêmes étapes de calcul que l'algorithme géométrique de *Pure Pursuit* jusqu'à l'étape 4. Une fois le point

cible projeté dans le repère du véhicule, l'erreur latérale e_y est calculée entre le point et le CoG du véhicule.

- Calcul de l'angle de braquage désiré : contrairement à l'approche géométrique, la commande à appliquer est calculée à partir de l'erreur latérale e_y et non à partir des angles d'Arckeman. En effet, le contrôleur $K(s)$, permet de calculer l'angle de braquage δ afin d'annuler l'écart latéral entre le véhicule et la trajectoire de référence.

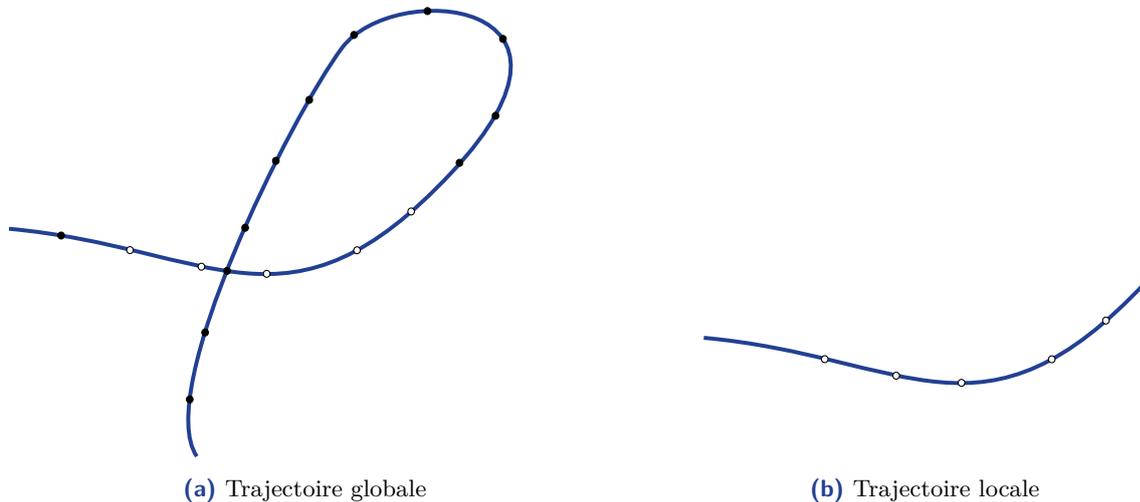


Figure 5.5. – Extraction de la trajectoire local pour l'algorithme de suivi combiné.

Le choix de la fenêtre glissante est construit en explicitant le nombre de points contenus dans l'intervalle considéré. Des paramètres d'ajustement internes à l'algorithme permettent de définir le nombre de points souhaités dans la fenêtre locale ainsi que le pas d'avancement de celle-ci. Il s'agit de définir à partir de quel point une nouvelle fenêtre est mise à jour afin de prendre en compte la suite de la trajectoire.

Les modifications proposées par l'architecture unifiée présentées à la Figure 5.4 permettent d'améliorer les performances globales de guidage latéral du véhicule comme illustré par la suite. Cette approche est toutefois tributaire à la connaissance précise de certaines variables d'entrée comme la position et l'orientation du véhicule. La problématique considérée dans cette thèse, située dans le contexte de l'agriculture de précision, requiert un système de navigation très précis garantissant le bon déplacement du véhicule lors des tâches requises. Ce besoin a conduit au développement d'une brique de position précise (couche de perception de la dynamique du véhicule) conjointement aux algorithmes de contrôle. La section suivante est dédiée au développement d'un tel algorithme nécessaire à la mise en place d'une architecture complète pour le guidage latéral de précision, en s'appuyant sur les travaux proposés dans [Vieira *et al.*, 2022b].

5.4. Estimation de la localisation et attitude du véhicule par fusion de données

Les recherches en agriculture évoluant constamment dans la perspective d'accélérer et d'optimiser différentes opérations, un système de localisation du véhicule est nécessaire afin d'améliorer la navigation [Vieira *et al.*, 2022b]. Dans de nombreuses situations, l'utilisation d'un seul système global de navigation par satellite (*Global Navigation Satellite System (GNSS)*) n'est pas

suffisante due aux pertes de réception du signal ainsi qu'à l'impossibilité d'avoir une mesure de directe l'orientation dans le cas d'un véhicule. Une façon intéressante de surmonter ce problème consiste à combiner plusieurs sources d'information, suivant une technique dite de fusion de données de capteurs. Dans le cadre des travaux de cette thèse, cette brique de perception doit pouvoir combiner des mesures issues des GNSS ainsi que d'une centrale inertielle, afin de fournir des informations suffisamment précises à l'algorithme de navigation.

5.4.1. Architecture de fusion INS/GNSS par couplage lâche

Dans le but de déterminer la position et l'attitude du véhicule dans un repère local de navigation, une méthode basée sur la fusion par couplage lâche [Noureldin *et al.*, 2013] entre deux antennes GNSS-RTK (*Real-Time Kinematic*) et un IMU (*Inertial Measurement Unit*) est proposée. Le GNSS et l'INS (*Inertial Navigation System*) fonctionnent de manière interdépendante et fournissent des informations de navigations distinctes. Par conséquent, la méthode proposée se révèle relativement simple et robuste. Pour améliorer la solution, la position et/ou la vitesse provenant du GNSS sont transmises à un estimateur optimal, un filtre de Kalman par exemple. L'INS quand a lui permet de corriger les mesures issues de l'IMU en supprimant certaines composantes mesurées qui peuvent impacter sur le résultat obtenu. Les positions issues à la fois du GNSS et de l'INS sont enfin fusionnées permettant d'améliorer la localisation et l'attitude globale du système. Afin de bien comprendre le processus, les différentes étapes de mise en œuvre de l'algorithme sont présentées dans cette sous-section.

Choix des repères de navigation

En tant que processus fondamental de la navigation inertielle, les différents référentiels de coordonnées cartésiennes doivent être définis [Titterton *et al.*, 2004], permettant de localiser le système dans le repère de navigation considéré. Ainsi, d'après la Figure 5.6, différents référentiels sont présentés dans le but d'exprimer la position et l'attitude du système dans le repère local de navigation (e, n, u) (*East, North, Up*).

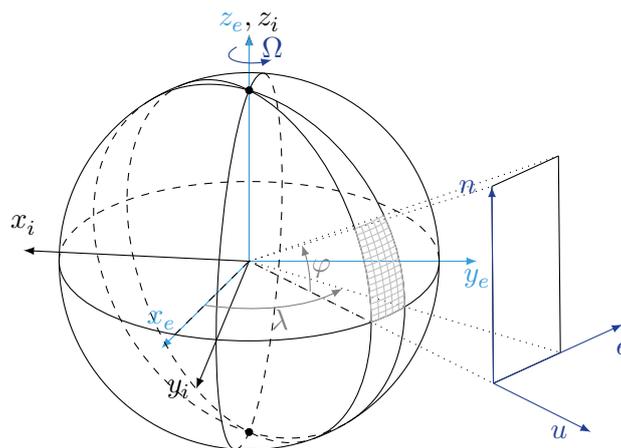


Figure 5.6. – Référentiels de coordonnées du système.

Sachant que les données GNSS sont exprimées dans le système de coordonnées géographiques en termes de longitude (λ), latitude (ϕ) et hauteur (h) (LLH), le passage de ces coordonnées vers le repère local de navigation nécessitent certaines transformations [Noureldin *et al.*, 2013] :

- 1) Une première transformation entre le repère LLH et le repère ECEF (*Earth-Centred Earth-Fixed*), noté e , dont l'origine est au centre de la Terre avec l'axe z tournant selon la vitesse angulaire de la Terre (Ω) par rapport à l'axe inertiel, noté i , de même origine et fixe par rapport aux étoiles, est alors donnée en utilisant la relation suivante :

$${}^e \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (N(\varphi) + h) \cos(\varphi) \cos(\lambda) \\ (N(\varphi) + h) \cos(\varphi) \sin(\lambda) \\ ((1 - e^2)N(\varphi) + h) \sin(\varphi) \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

avec $N(\varphi) = \frac{a}{\sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi}}$, $a = 6378137$ m l'axe semi-majeur de la Terre, et $e = 0.0818191908426$ l'excentricité de l'ellipsoïde de référence WGS84 [Slater et Malys, 1997].

- 2) Une deuxième transformation entre le repère ECEF et le repère de navigation ENU, noté n , est exprimée à partir de la relation suivante :

$${}^n \begin{bmatrix} e \\ n \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin(\lambda) & \cos(\lambda) & 0 \\ -\sin(\varphi) \cos(\lambda) & -\sin(\varphi) \sin(\lambda) & \cos(\varphi) \\ \cos(\varphi) \cos(\lambda) & \cos(\varphi) \sin(\lambda) & \sin(\varphi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - x_0 \\ y - y_0 \\ z - z_0 \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

où $(x, y, z)_0$ est l'origine du repère ENU exprimé dans le repère ECEF.

De la même manière que les données GNSS devant être exprimées dans le repère de navigation, les positions et l'attitude calculées à partir des mesures inertielles sont également exprimées dans le repère ENU. Ainsi, la position calculée dans le repère IMU, noté b , est projetée dans le repère de navigation n , d'après la Figure 5.7, à l'aide de la relation suivante :

$$\begin{bmatrix} e \\ n \\ u \end{bmatrix} = R_b^n \begin{bmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

avec R_b^n la matrice de rotation définie à la Section 2.4.1 du Chapitre 2, reprenant la séquence XYZ des angles d'Euler. En conclusion, ces transformations permettent l'expression des différentes mesures GNSS et IMU dans le repère local de navigation, qui seront utilisées lors de la fusion des données issues de ces deux capteurs.

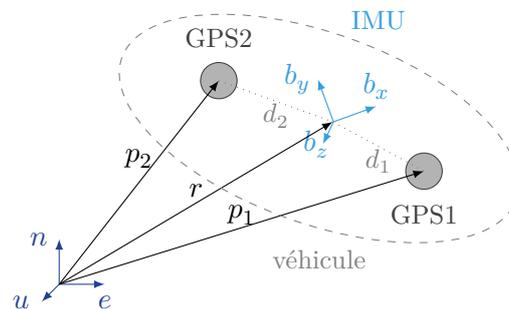


Figure 5.7. – Définition des référentiels liés au véhicule.

Système de navigation inertielle (INS)

Le processus de modélisation de l'INS, est une forme de navigation à l'estime qui utilise un accéléromètre et un gyroscope à trois axes, où certaines corrections sont ajoutées au traitement des données [Noureddin *et al.*, 2013]. Ces corrections sont également appelées, mécanisation

Modèles d'erreurs inertielles

Malgré la compensation de certaines grandeurs physiques incluses dans l'INS, certains biais contenus dans les mesures de l'IMU constituent des perturbations non négligeables. En effet, l'acquisition des données issues de l'IMU sont entachées de bruits de mesures à la fois déterministes et aléatoires [Quinchia *et al.*, 2013]. Ces bruits sont souvent caractérisés par des biais, des bruits auto-régressifs ou encore des bruits blancs, comme illustrés à la Figure 5.9. Par conséquent, dans le but d'améliorer les positions et l'attitude calculés à partir des mesures inertielles, la quantification de bruits de mesure à partir d'un modèle est proposée.

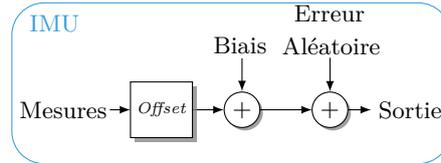


Figure 5.9. – IMU sensor errors modeling.

D'après [Quinchia *et al.*, 2013], un modèle standard caractérisant les bruits stochastiques d'un IMU peut être défini par un processus de Gauss-Markov du 1^{er} ordre (GM), d'une marche aléatoire (*Random Walk*, RW), et d'un bruit blanc (*White Noise*, WN). Un modèle de bruit standard est donné par [Quinchia *et al.*, 2013] :

$$\begin{cases} \dot{b}_{GM} = -\frac{1}{\tau_b} b + \mathcal{N}(\mu_{GM}, \sigma_{GM}) \\ \dot{b}_{RW} = \mathcal{N}(0, \sigma_{RW}) \\ y_{IMU} = m + b_{GM} + b_{RW} + b_{WN} \end{cases} \quad (5.22)$$

où τ_b est le temps de corrélation du processus de GM, b_{RW} un bruit blanc Gaussien de variance σ_{RW}^2 , b_{RW} un bruit blanc centré, m les supposées mesures sans bruits et y_{IMU} les mesures de la centrale inertielle.

D'après le modèle (5.22), le paramètre τ_b et la covariance des bruits stochastiques doivent en pratique être évalués. Plusieurs méthodes peuvent être en général utilisées pour identifier des processus aléatoires stochastiques. Mentionnons à titre d'exemple, la fonction d'auto-corrélation, la densité spectrale de puissance, la variance d'Allan, etc. [Quinchia *et al.*, 2013]. Ici, la méthode de la variance d'Allan est explorée pour trouver les différents coefficients impliqués dans la structure (5.22). Il s'agit d'une méthode peu complexe puisque, celle-ci s'appuie sur une analyse graphique permettant d'obtenir les paramètres présentés précédemment.

Méthodologie de la variance d'Allan

La méthodologie de la variance d'Allan consiste à étudier la stabilité temporelle d'un signal à différentes fréquences [El-Sheimy *et al.*, 2007, Barreda Pupo, 2016]. La méthode permet d'obtenir les paramètres du modèle d'erreur (5.22) de l'IMU. La particularité de cette approche tient au fait qu'une acquisition de données statique de longue durée suffit à estimer les paramètres du modèle (5.22). Ainsi, la variance d'Allan consiste à calculer la variance du signal en moyennant ce dernier sur des intervalles de temps différents de durée τ . Le résultat est alors donné en utilisant la relation suivante [IEEE, 2006] :

$$\sigma^2(\tau) = \frac{1}{2\tau^2(N-2n)} \sum_{k=1}^{N-2n} (\theta_{k+2n} - 2\theta_{k+n} + \theta_k)^2 \quad (5.23)$$

avec N le nombre de données utilisées, n la taille des données prises pour une période τ donnée et θ le signal utilisé.

Dans le cas d'étude considéré, une acquisition statique d'environ 15 heures a été enregistrée à partir de mesures issues d'une centrale inertielle du type Xsens MTi-2T series, comme illustré à la Figure 5.10.

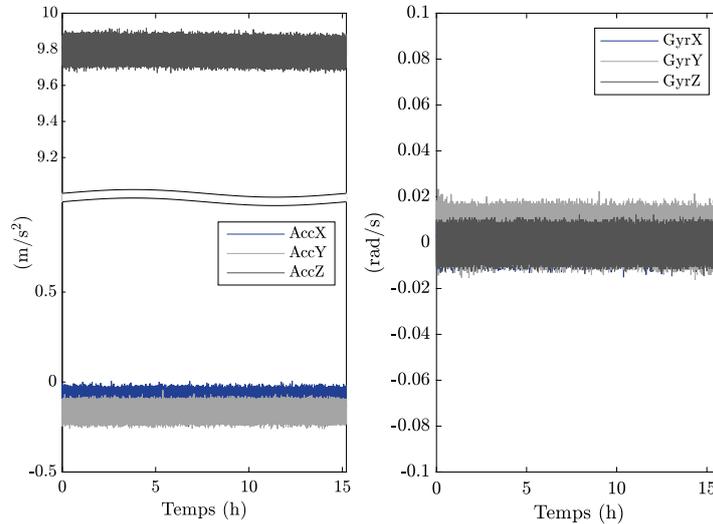


Figure 5.10. – Mesures des données de l'accéléromètre et du gyroscope.

En effet, à partir des mesures temporelles, il est difficile d'extraire les différents paramètres du modèle (5.22). Par conséquent, la méthode basée sur la variance d'Allan permet d'obtenir graphiquement les valeurs des différents paramètres considérés. Le graphique donné à la Figure 5.11 est alors obtenu en traçant la variance (5.23) en fonction des différentes périodes τ .

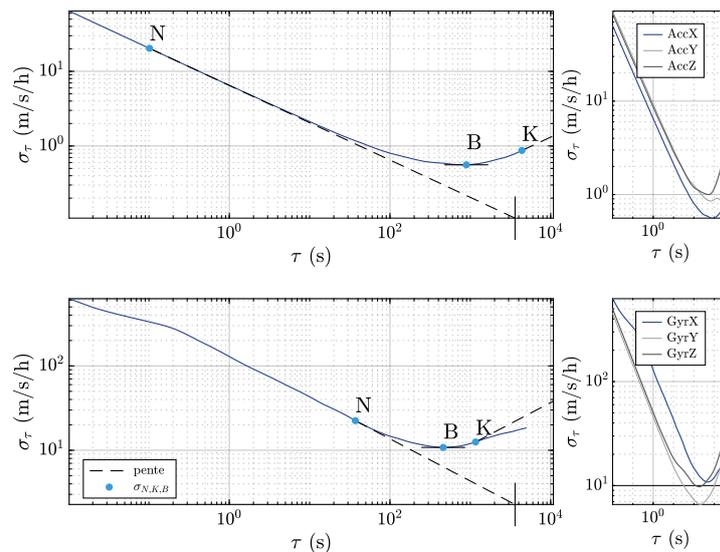


Figure 5.11. – Exemple de quantification des paramètres constituant le modèle de bruit à partir de l'analyse graphique de la variance d'Allan.

Différentes tangentes à la courbe sont tracées, respectivement $-\frac{1}{2}$, 0 et $\frac{1}{2}$, permettant ainsi

d'identifier les paramètres du modèle d'erreur (5.22). Ainsi, les différents paramètres des processus GM, RW et WN sont déterminés comme suit :

- La pente $-\frac{1}{2}$ à $\tau = 3600$ s correspond à la valeur N permettant de déterminer la variance du bruit blanc (WN) par : $\sigma_{WN}^2 = \frac{N^2}{3600}$.
- La pente correspondant à une valeur nulle détermine la valeur B permettant de déterminer la variance du processus de Gaus Markov (GM) par : $\sigma_{GM}^2 = \left(B \frac{0.664}{3600}\right)^2$.
- La pente $\frac{1}{2}$ à 3τ correspond à la valeur K permettant de déterminer la variance de la marche aléatoire (RW) par : $\sigma_{RW}^2 = \frac{K^2}{3600^3}$.
- La valeur du paramètre τ_b correspondant au temps de corrélation est identifiée par lecture graphique de la valeur de τ au point B.

Les résultats des paramètres obtenus pour l'IMU Xsens MTi-2T series sont dressés à la Table 5.2, où chaque axe a été analysé individuellement. À titre comparatif, les valeurs issues de la documentation technique du capteur sont données dans ce même tableau. Contrairement à la méthode proposée, seule une valeur moyennée pour les trois axes correspondant au RW et au biais B est données par le constructeur .

Avec la méthode d'identification des différents paramètres des bruits contenus dans les mesures inertielles, une meilleure estimation de la navigation est envisagée puisque le calcul de la position et de l'attitude du véhicule sont améliorés. Ainsi, en intégrant le modèle de bruit (5.22) à l'INS qui lui même sera utilisé dans la fusion de données, le calcul du positionnement global du véhicule sera plus performant.

De plus, la méthode par la variance d'Allan étant basée sur des acquisitions statiques, celles-ci ne décrivent pas de manière dynamique la valeur des variances des bruits au cours du temps. Les différents biais devront être par conséquent estimés, mais seront cependant initialisés par les valeurs statiques déterminées par cette approche.

	RW (N) (micro-g/ $\sqrt{\text{Hz}}$)	WN (K) (m/s/ $\sqrt{\text{h}}$)	Biais (B) (mg)	τ_b (s)
AccX	183.65	1.9484	0.024	890.22
AccY	262.59	3.0309	0.036	628.03
AccZ	244.4	3.8501	0.043	559.08
	RW (N) (deg/s/ $\sqrt{\text{Hz}}$)	WN (K) (deg/h/ $\sqrt{\text{h}}$)	Biais (B) (deg/h)	τ_b (s)
GyrX	0.036	40.535	16.267	443.07
GyrY	0.013	32.454	9.907	196.31
GyrZ	0.014	47.554	14.655	196.31
<i>Data Sheet</i> du capteur				
AccXYZ	200	-	0.1	-
GyrXYZ	0.01	-	10	-

Table 5.2. – Quantification des paramètres du modèle d'erreur obtenus pour l'IMU Xsens MTi-2T series.

Architecture de fusion de données par couplage lâche

Pour estimer l'attitude (A) et la position (X), dans le repère de navigation local n , un algorithme de fusion de données basé sur des techniques d'estimation optimale est proposé.

Toutefois, en combinant les données IMU et GNSS, d'autres architectures (couplage serré, couplage ultra serré, en boucle fermée/ouverte) sont également possibles comme le montre [Noureldin *et al.*, 2013, Dong *et al.*, 2020]. Parmi ces architectures de fusion de données, la solution employée ici repose sur une architecture à couplage lâche [Noureldin *et al.*, 2013] permettant une faible complexité d'intégration et robustesse l'algorithme comme montré à la Figure 5.12.

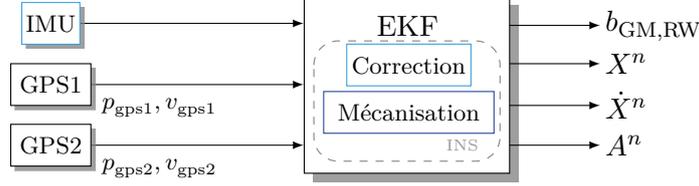


Figure 5.12. – Architecture de fusion de données par couplage lâche entre un IMU et deux RTK-GNSS.

La méthode d'intégration porte sur un système RTK-GNSS indépendant fourni par deux récepteurs différents et un IMU. L'estimateur optimal utilisé ici est un filtre de Kalman étendu (EKF) en raison de la non-linéarité du modèle de l'INS. La partie INS représente le modèle du processus tandis que les GPS donnent le modèle de mesure. D'après la Figure 5.7, la position de chaque antenne GPS exprimée dans le repère n peut être donnée par :

$$p_{gps_i}^n = r + R_b^n d_i, \quad i = 1, 2 \quad (5.24)$$

avec r la distance entre le repère b et l'origine du repère de navigation local n et d_i la distance entre chaque récepteur GPS et l'origine du repère b correspondant au repère de l'IMU. Ainsi, le modèle de mesure associé est donné par la relation suivante :

$$z = h(x) + w \quad (5.25)$$

avec $z = \begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \\ p_2 \\ v_2 \end{bmatrix}$, $h(x) = \begin{bmatrix} r + R_b^n d_1 \\ v_o + d_1 \wedge \Omega_b \\ r + R_b^n d_2 \\ v_o + d_2 \wedge \Omega_b \end{bmatrix}$ où v_o est la vitesse du point d'origine du repère b exprimée dans le repère n , Ω_b le vecteur de rotation instantané du repère b par rapport au repère n et w un bruit gaussien blanc associé aux mesures des GPS.

D'autre part, en considérant $x = [X \ \dot{X} \ A \ b_{GM} \ b_{RW}]^T$ comme étant le vecteur d'état estimé par l'EKF avec $X \in \mathbb{R}^3$ la position du véhicule, $A \in \mathbb{R}^3$ son attitude et $b_{GM,RW} \in \mathbb{R}^3$ le modèle de biais-dérive du gyroscope, le modèle du processus peut ainsi être exprimé comme suit :

$$\dot{x} = f(x, u, v) \quad (5.26)$$

où v est le bruit du modèle du processus gaussien associé et $u = [u_a \ u_g]^T$, les entrées $u_{a,g} \in \mathbb{R}^3$ des mesures l'IMU. Ainsi, d'après (5.19), (5.20) et (5.22), le modèle du processus non linéaire $f(x)$ est donné par :

$$f(x, u) = \begin{bmatrix} \dot{X} \\ R_b^n f^b - [2\omega_{i/e}^n + \omega_{e/n}^n] \wedge \dot{X}^n + g_l^n \\ T_b^n (\omega_{i/b}^b - R_b^n (\omega_{i/e}^n + \omega_{e/n}^n)) \\ \dot{b}_{GM} \\ \dot{b}_{RW} \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

L'architecture de fusion proposée est conçue sur la base des modèles de mesure (5.25) et du processus (5.27). Les différentes équations du filtre de Kalman Étendu sont alors rappelées à l'annexe B, permettant sa mise en œuvre. Du point de vue implémentation, la fréquence d'échantillonnage du filtre est fixée à $f_e = 10$ Hz, ce qui est suffisamment rapide pour les algorithmes de contrôle développés par la suite. Enfin, des résultats expérimentaux permettant de valider cette approche sont proposés au paragraphe suivant.

5.4.2. Résultats expérimentaux sur prototype

L'essai présenté à la Figure 5.13 est un résultat expérimental issu d'une campagne d'essais menée à l'aide du prototype présenté à la Section 2.6 du Chapitre 2 en boucle ouverte. Il s'agit ici de piloter manuellement le véhicule afin de comparer le positionnement et l'attitude estimées par l'algorithme de fusion avec celles fournies directement les GNSS seulement.

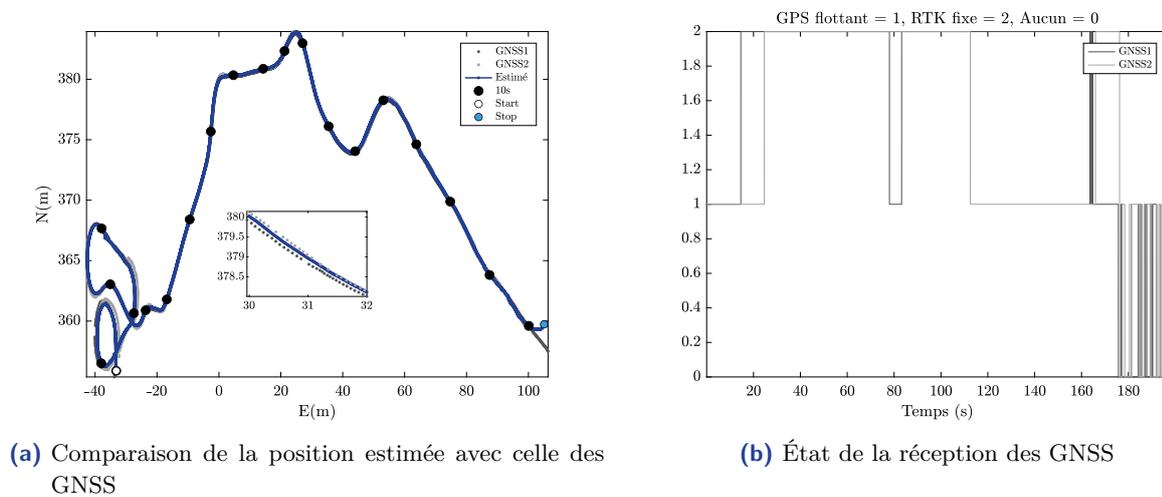


Figure 5.13. – Résultats expérimentaux sur la localisation et attitude obtenus après la fusion de données.

D'après les résultats présentés, la trajectoire estimée obtenue par la fusion des trois capteurs permet d'obtenir une trajectoire continue et lisse à fréquence constante contrairement aux données GNSS. En effet, les positions renvoyées par les antennes sont asynchrones et n'ont pas un niveau de précision constant comme le montre la Figure 5.13b. Dans cette figure, l'état des récepteurs GPS y sont tracés, où l'état 1 représente une réception flottante, c'est-à-dire, sans correction RTK, l'état 2 avec la correction RTK et enfin l'état 0 quand aucun signal n'est obtenu.

D'autre part, l'attitude du véhicule est donnée à la Figure 5.14, où le roulis et le tangage sont purement estimés d'après la fusion de données et le cap estimé est comparé à celui obtenu en utilisant les deux antennes GNSS. À cela s'ajoute l'intervalle de confiance donnée par la covariance à 2σ , c'est à dire que 95% de la valeur obtenue est contenue dans l'intervalle tracé autour de la valeur moyenne. On remarque que pendant les 20 premières secondes, le cap estimé n'étant pas initialisé à la bonne valeur, la valeur obtenue n'est pas correcte. Cependant, il finit par converger et sa covariance devient très faible.

En conclusion, l'algorithme de fusion de données proposé dans cette section permet désormais d'obtenir un positionnement et une orientation du véhicule à une fréquence constante et de bonne précision. Ces résultats sont très importants pour l'algorithme de guidage présenté au cours de la Section 5.3, qui nécessite des entrées les plus précises et continues possible afin d'éviter

des comportements oscillatoires voire instables du système en boucle fermée. Par conséquent, le contrôleur de guidage peut désormais être synthétisé en perspective des objectifs fixés à la Section 5.1.

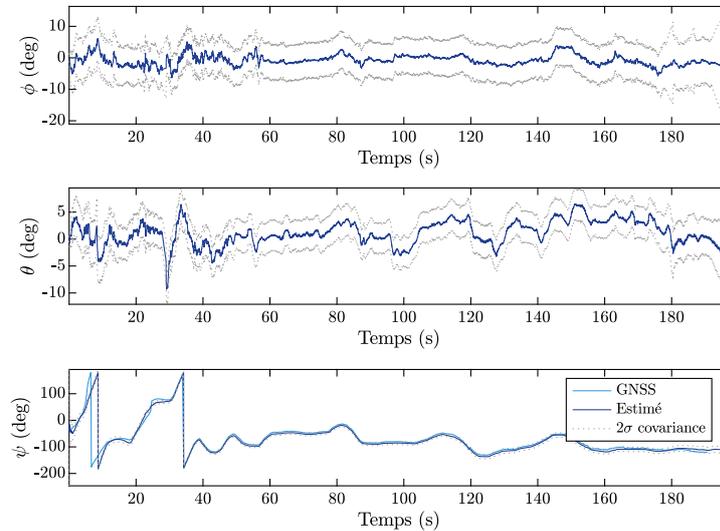


Figure 5.14. – Attitude estimée.

5.5. Commande latérale de suivi de trajectoire

Maintenant que la brique de localisation a été développée, la loi de commande de guidage latéral peut être synthétisée dans le but de garantir un certain niveau de performances en boucle fermée, rappelé à la Section 5.3.1. De plus, il est également rappelé que le modèle de synthèse est défini par le modèle LTI (5.9). D'autre part, étant donnée le contexte déformable des terrains considérés ainsi que les objectifs de guidage à vitesse longitudinale variable, un modèle LTI incertain doit être considéré pour la synthèse du contrôleur. Ainsi, une approche robuste du type \mathcal{H}_∞ , dont les principaux résultats de la méthode ont été montrés à la Section 4.3.3 du Chapitre 4, est proposée.

5.5.1. Approche robuste par synthèse \mathcal{H}_∞

En considérant des variations de la rigidité latérale C_α décrivant l'interaction roue/sol ainsi que la vitesse v_x comme des paramètres incertains, un modèle incertain peut être défini par la relation suivante :

$$G(s) = G_{\text{nominal}}(s) + \Delta(s) \quad (5.28)$$

avec $G(s)$ la fonction de transfert entre la position latérale du véhicule y et l'angle de braquage δ . De plus, $\Delta(s)$ représente le transfert contenant les incertitudes additives bornées sur les paramètres incertains.

Les paramètres du modèle nominal sont fixés pour une vitesse longitudinale $v_x = 5$ km/h et une valeur du coefficient de rigidité de dérive $C_\alpha = 10000$ N, déterminée à l'aide des essais menés avec la *flat-trac* présentée à la Section 3.4.2 du Chapitre 3. Une déviation de $\pm 50\%$ détermine la borne de variation du paramètre C_α tandis que l'incertitude de la vitesse longitudinale v_x est définie dans l'intervalle $[1; 15]$ km/h. Ainsi, en considérant les différentes incertitudes

paramétriques, la famille des modèles incertains est donnée par le diagramme de Bode montré à la Figure 5.15.

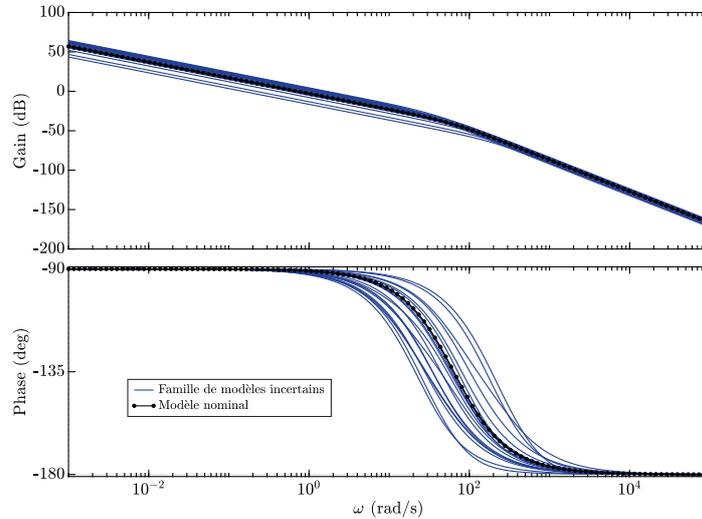


Figure 5.15. – Diagramme de Bode du modèle nominal et de la famille des modèles incertains.

D'après l'analyse de la Figure 5.15, l'ensemble des modèles incertains couvrent une variation fréquentielle correspondant à 2 décades en phase, mettant en évidence une importante variation du comportement du système en boucle ouverte. Par conséquent, une synthèse robuste est nécessaire dans la perspective d'obtenir un contrôleur capable d'assurer des performances en boucle fermée quelle que soient les valeurs des paramètres incertains.

En considérant un problème \mathcal{H}_∞ sous-optimal combiné à un problème de sensibilité mixte (voir section 4.3.3), un contrôleur robuste $K(s)$ peut être synthétisé. Les fonctions de pondération sont définies par les mêmes structures que celles données à la Section 4.3.3 du Chapitre 4. Par conséquent, dans le cas du modèle (5.28), les paramètres des fonctions de pondération sont données à la Table 5.3.

w_1	w_2
$M_s = 1.0098$	$M_u = 17.78$
$\omega_{bs} = 0.2 \text{ rad/s}$	$\omega_{bu} = 1000 \text{ rad/s}$
$\varepsilon_s = 0.1$	$\varepsilon_u = 0.1$
$k = 2$	$k = 2$

Table 5.3. – Valeurs des paramètres fixés pour les fonctions de pondération w_1 et w_2 pour la synthèse latérale.

La synthèse du régulateur est opérée par la résolution des inégalités matricielles linéaires (LMI) [Gahinet et Apkarian, 2011], comme vu à la Section 4.3.3. De plus, le modèle de la dynamique de l'actionneur est pris en considération lors de la synthèse du contrôleur. Ainsi, l'indicateur de performance γ obtenu pour cette synthèse est :

$$\gamma = 0.6847$$

D'après le résultat précédent, le contrôleur obtenu respecte l'inégalité $\|\mathcal{F}(P, K)\|_\infty < 1$. Toutefois, l'analyse des fonctions de sensibilité, données à la Figure 5.16, montre que les gabarits ne sont pas respectés pour certains des modèles incertains, particulièrement vis-à-vis de la fonction de sensibilité $S(j\omega)$. Ce résultat indique alors que la robustesse ne peut être garantie quelles que soient les valeurs des paramètres incertains.

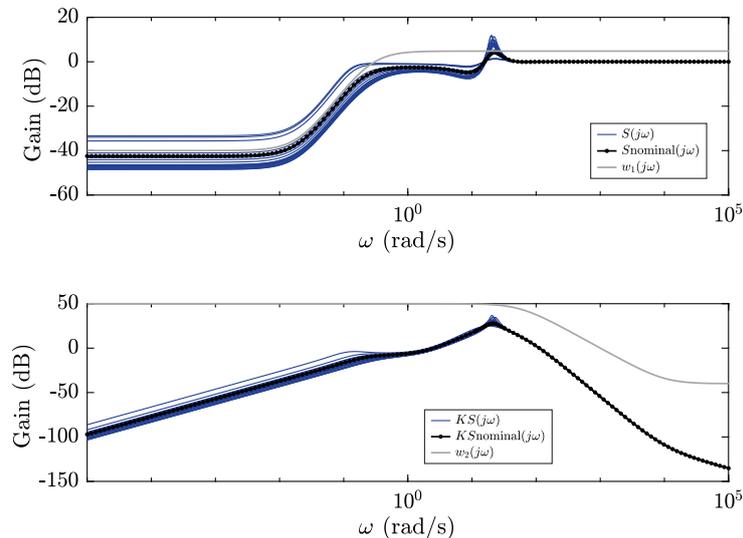


Figure 5.16. – Gabarits des fonctions de sensibilité w_1 et w_2 de synthèse latérale.

Par ailleurs, l'étude de la marge de stabilité robuste suivant la μ -analyse, dont la méthodologie est présentée à la section 4.3.3, indique une marge de robustesse de :

$$k_{\max} = 1.1$$

Ceci indique que le système reste stable quelle que soit l'incertitude contenue dans les intervalles définis par le modèle. Cependant, les performances en boucle fermée ne peuvent pas être quantifiées ni assurées par le régulateur synthétisé. En effet, au vu de la Figure 5.16 les modèles incertains n'étant pas en-dessous du gabarit w_1 , la boucle fermée ne garantit pas la robustesse.

Ainsi, une modification du modèle de synthèse est proposée suite à l'analyse des paramètres incertains. En effet, le fait de considérer v_x comme paramètre incertain suppose que le système se comporte de manière linéaire sur toute sa plage de fonctionnement. Toutefois, d'après le modèle de synthèse (5.9), la vitesse longitudinale varie selon l'expression $\frac{1}{v_x}$, ce qui se traduit par une non-linéarité dans le modèle. Par conséquent, comme montré dans [Atoui *et al.*, 2021], différentes approches peuvent être considérées afin de prendre en compte cette non-linéarité dans le modèle de synthèse.

5.5.2. Modèle LPV de synthèse

Un système LPV (*Linear Parameter Varying*) est généralement utilisé lorsque certains paramètres varient au cours du temps. Une telle représentation comporte plusieurs avantages telles que, la prise en compte de non-linéarités et l'usage des outils de synthèse des modèles LTI. Lorsque des variables non mesurées sont impliquées dans le modèle, celui-ci permet de les considérer comme des incertitudes afin de réduire leur impacte sur la boucle fermée. De plus, une telle

approche permet l'écriture de certains modèles sous la forme d'un modèle q-LPV (*quasi-Linear Parameter Varying*) où les paramètres variants peuvent être considérés en fonction des états du système et non pas comme des entrées exogènes au système. Ainsi, la représentation générale d'un tel système est donnée comme suit :

$$\dot{x}(t) = A(\rho(\cdot))x(t) + B(\rho(\cdot))u(t) \quad (5.29a)$$

$$y(t) = C(\rho(\cdot))x(t) + D(\rho(\cdot))u(t) \quad (5.29b)$$

où $\rho(\cdot)$ est le vecteur de paramètres variants défini dans l'espace des paramètres \mathbb{P} , supposé convexe, tel que :

$$\mathbb{P} = \left\{ \rho(\cdot) := \left[\rho_1(\cdot) \quad \cdots \quad \rho_l(\cdot) \right] \in \mathbb{R}^l \mid \rho_i \in [\underline{\rho}_i, \bar{\rho}_i], \forall i \in \{1, \dots, l\} \right\} \quad (5.30)$$

où l est le nombre de paramètres variants et $\underline{\rho}_i$, $\bar{\rho}_i$ sont respectivement, le minimum et le maximum du paramètre variant considéré.

Par ailleurs, les systèmes LPV peuvent être représentés comme une combinaison de plusieurs systèmes LTI, chaque fois que les paramètres variants prennent une valeur dans l'ensemble \mathbb{P} . Cette représentation a l'avantage de conserver une structure linéaire, permettant l'utilisation des outils mathématiques de synthèse et d'analyse des systèmes linéaires. Étant donné que \mathbb{P} est supposé borné, une manière courante de représenter le système est donnée par une représentation polytopique, dont le principe est illustré à la Figure 5.17, exprimée comme suit :

$$\left[\begin{array}{c|c} A(\rho) & B(\rho) \\ \hline C(\rho) & D(\rho) \end{array} \right] = \sum_{i=1}^N \mu_i(\rho) \left[\begin{array}{c|c} A(\omega_i) & B(\omega_i) \\ \hline C(\omega_i) & D(\omega_i) \end{array} \right] \quad (5.31a)$$

$$\left[\begin{array}{c|c} A(\omega_i) & B(\omega_i) \\ \hline C(\omega_i) & D(\omega_i) \end{array} \right] \in \mathbb{C}_0 = \left\{ \left[\begin{array}{c|c} A_1 & B_1 \\ \hline C_1 & D_1 \end{array} \right], \dots, \left[\begin{array}{c|c} A_N & B_N \\ \hline C_N & D_N \end{array} \right] \right\} \quad (5.31b)$$

où $A(\omega_i)$, $B(\omega_i)$, $C(\omega_i)$, $D(\omega_i)$ sont des matrices constantes et $\mu_i \in \{\rho_i, \bar{\rho}_i\}$ définit par [Poussot-Vassal, 2008] :

$$\mu_i(\rho) = \frac{\prod_{k=1}^l |\rho_k - \mathcal{C}(\omega_i)_k|}{\prod_{k=1}^l (\bar{\rho}_k - \underline{\rho}_k)}, \quad i = 1, \dots, N \quad (5.32)$$

avec $\mathcal{C}(\omega_i)_k := \left\{ \rho_k \mid \rho_k = \bar{\rho}_k \text{ si } (\omega_i)_k = \underline{\rho}_k, \rho_k = \underline{\rho}_k \text{ sinon} \right\}$, vérifiant les conditions suivantes :

$$\mu_i(\rho) \geq 0 \text{ et } \sum_{i=1}^N \mu_i(\rho) = 1 \quad (5.33)$$

avec, $N = 2^l$ le nombre de sommets du polytope. À la Figure 5.17, un exemple de polytope de dimension 2 est représenté, où la non-linéarité est tracée. La région enveloppée par le modèle polytopique est distinguée par le carré, où les 4 sommets (w_1, w_2, w_3, w_4) sont déterminés d'après (5.32).

Ainsi, par cette approche deux stratégies de commande peuvent être élaborées :

- Un contrôleur, respectant des conditions de stabilité quadratique introduites par une matrice commune lors de la synthèse du contrôleur par des LMI [Orjuela *et al.*, 2019]. Avec cette méthode, le niveau de conservatisme est augmenté ce qui dégrade les performances du système en boucle fermée. Toutefois, des techniques de réduction du conservatisme existent basées sur le remplacement de la fonction quadratique de Lyapunov [Orjuela *et al.*, 2019, Atoui *et al.*, 2021].

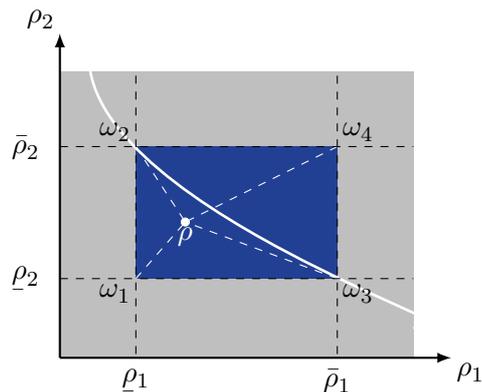


Figure 5.17. – Représentation d'un système polytopique à deux paramètres variants.

- Plusieurs contrôleurs synthétisés aux sommets souhaités, dont des performances indépendantes peuvent être fixées, permettant d'assurer robustesse en diminuant le conservatisme et ainsi améliorant les performances en boucle fermée. Cependant, une preuve de stabilité globale formelle peut être difficile à démontrer.

En conclusion, au vue des entrées mesurables ainsi que le niveau de performances souhaité, une approche plus pratique en vue de l'intégration sur le système réel, suggère l'utilisation d'une méthode simplifiée telle que la deuxième proposition mentionnée ci-dessus.

5.5.3. Modèle LPV *Grid-Based* de synthèse

L'approche *Grid-Based* du modèle LPV est basée sur un réseau d'interpolation d'un ensemble de modèles LTI linéarisés autour de différents points de fonctionnement. Cette approche est couramment utilisée lorsque la dépendance paramétrique du modèle est non linéaire [Atoui *et al.*, 2021]. Les paramètres variants sont alors maillés et choisis par un nombre de points N , comme illustré à la Figure 5.18. De plus, l'interpolation faite entre chaque modèle peut être linéaire ou non-linéaire.

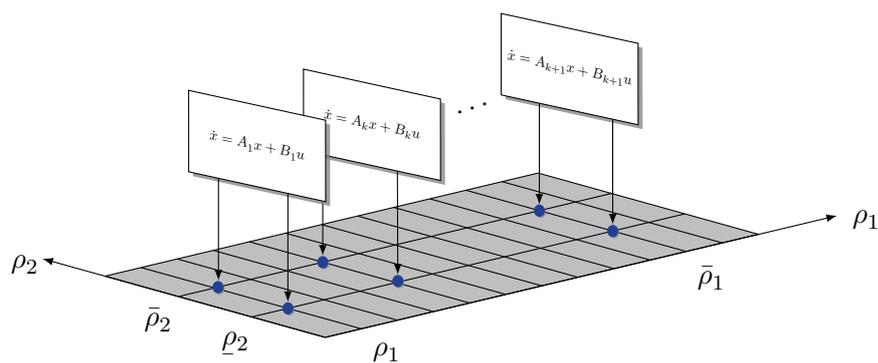


Figure 5.18. – Représentation d'un système LPV *Grid-Based* à deux paramètres variants.

Ainsi, une représentation du modèle LPV *Grid-based* est donnée par l'interpolation linéaire entre deux points des matrices d'état de la façon suivante :

$$\left[\begin{array}{c|c} A_{grid}(\rho) & B_{grid}(\rho) \\ \hline C_{grid}(\rho) & D_{grid}(\rho) \end{array} \right] = \sum_{i=k}^{k+1} \alpha_i(\rho) \left[\begin{array}{c|c} A_i & B_i \\ \hline C_i & D_i \end{array} \right] \quad (5.34a)$$

$$\left[\begin{array}{c|c} A_i & B_i \\ \hline C_i & D_i \end{array} \right] \in \mathbb{C}_0 = \left\{ \left[\begin{array}{c|c} A_k & B_k \\ \hline C_k & D_k \end{array} \right], \left[\begin{array}{c|c} A_{k+1} & B_{k+1} \\ \hline C_{k+1} & D_{k+1} \end{array} \right] \right\} \quad (5.34b)$$

avec $\rho \in [\rho_k, \rho_{k+1}]$, et α_k définit par :

$$\alpha_k = \frac{\rho_{k+1} - \rho}{\rho_{k+1} - \rho_k} \quad \text{et} \quad \alpha_{k+1} = \frac{\rho - \rho_k}{\rho_{k+1} - \rho_k} \quad (5.35)$$

En conséquence, un nombre fini de contrôleurs est obtenu, où chacun d'entre eux est synthétisé sur chacun des modèles linéaires de la grille. Ainsi, lorsque $\rho \in [\rho_k, \rho_{k+1}]$, les contrôleurs $K(\rho)$ peuvent être linéairement interpolés comme suit :

$$\left[\begin{array}{c|c} A_K(\rho) & B_K(\rho) \\ \hline C_K(\rho) & D_K(\rho) \end{array} \right] = \sum_{i=k}^{k+1} \alpha_i(\rho) \left[\begin{array}{c|c} A_{K_i} & B_{K_i} \\ \hline C_{K_i} & D_{K_i} \end{array} \right] \quad (5.36)$$

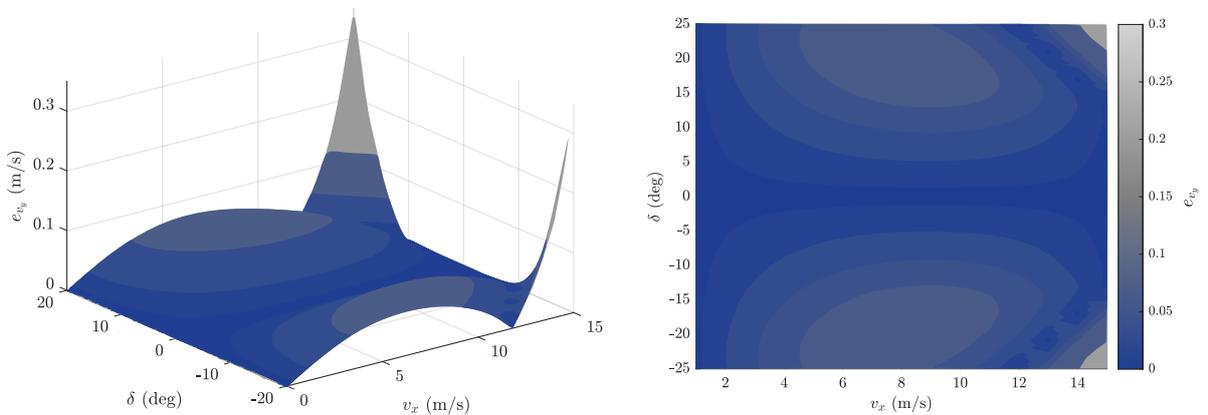
avec α_k et α_{k+1} définis par (5.35).

5.5.4. Application à la synthèse robuste par modèle *Grid-Based* au problème de guidage latéral

En reprenant le problème de guidage mentionné à la Section 5.3.2, un contrôleur s'appuyant sur un modèle *Grid-Based* est alors envisagé au vu des résultats obtenus avec l'approche \mathcal{H}_∞ (cf. section 5.5.1). Par conséquent, le modèle (5.9) est désormais considéré comme un modèle LPV incertain, dont le paramètre variant est la vitesse longitudinale v_x et les paramètres incertains étant toujours les rigidités de dérive C_α . Ainsi, en utilisant le formalisme (5.34), le paramètre variant est donnée tel que :

$$\mathbb{P} = \{\rho(\cdot) = v_x(t) \in [v_k = 1, v_{k+1} = 15] \text{ km/h}\} \quad (5.37)$$

Le choix du quadrillage de l'espace d'état est donné par deux points $N = 2$, d'après la qualité de l'approximation du modèle non-linéaire par l'approche LPV *Grid Based* appuyée par l'analyse de la Figure 5.19. Il s'agit de calculer l'erreur entre les sorties du modèle non-linéaire et le modèle LPV *Grid Based* avec 2 sommets, pour des variations de la non-linéarité v_x et des angles de braquage du vecteur d'entrée δ .



(a) Erreur de la vitesse latérale v_y en fonction de la vitesse longitudinale v_x et l'angle de braquage δ

(b) Vue 2D de la surface d'erreur

Figure 5.19. – Comparaison du modèle LPV *Grid-Based* par rapport au modèle non-linéaire.

L'erreur entre les deux modèles est alors quantifiée par le calcul de l'erreur quadratique moyenne (RMSE) dont la valeur est

$$\text{RMSE} : e_{v_y} = 0.0032 \text{ m}$$

Le modèle *Grid-Based* ainsi obtenu est donné par :

$$\left[\begin{array}{c|c} A_{grid}(\rho) & B_{grid}(\rho) \\ \hline C_{grid}(\rho) & D_{grid}(\rho) \end{array} \right] = \sum_{i=1}^2 \alpha_i(\rho) \left[\begin{array}{c|c} A_i & B_i \\ \hline C_i & D_i \end{array} \right] \quad (5.38a)$$

$$\left[\begin{array}{c|c} A_i & B_i \\ \hline C_i & D_i \end{array} \right] \in \mathbb{C}_{\mathbb{O}} = \left\{ \left[\begin{array}{c|c} A_1 & B_1 \\ \hline C_1 & D_1 \end{array} \right], \left[\begin{array}{c|c} A_2 & B_2 \\ \hline C_2 & D_2 \end{array} \right] \right\} \quad (5.38b)$$

Au vue des résultats de l'approximation du modèle (5.38), une structure multi-contrôleur comme celle proposée à l'équation (5.36) peut être utilisée avec seulement 2 modèles. Ainsi, deux contrôleurs sont calculés (un à chaque sommet) dont l'unification se fait de manière linéaire à travers la relation (5.35). D'autre part, afin d'assurer la robustesse vis-à-vis des incertitudes paramétriques C_α , un contrôleur robuste obtenu suivant une approche \mathcal{H}_∞ est calculé indépendamment pour chaque sommet.

Les valeurs des fonctions de pondération choisies pour chacun des contrôleurs sont alors données à la Table 5.4.

$v_k = 1 \text{ km/h}$		$v_{k+1} = 15 \text{ km/h}$	
w_1	w_2	w_1	w_2
$M_s = 1.0366$	$M_u = 20$	$M_s = 1.3179$	$M_u = 20$
$\omega_{bs} = 0.1 \text{ rad/s}$	$\omega_{bu} = 0.0032 \text{ rad/s}$	$\omega_{bs} = 0.2 \text{ rad/s}$	$\omega_{bu} = 1000 \text{ rad/s}$
$\varepsilon_S = 0.1$	$\varepsilon_u = 0.1$	$\varepsilon_S = 0.1$	$\varepsilon_u = 0.1$
$k = 2$	$k = 2$	$k = 2$	$k = 2$

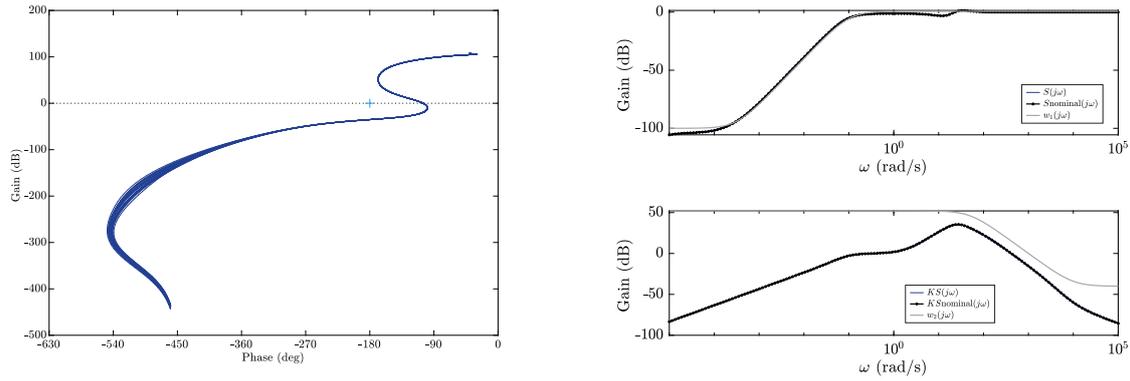
Table 5.4. – Valeurs des paramètres fixés pour les fonctions de pondération w_1 et w_2 pour la synthèse latérale par approche *Grid-Based*.

Après la synthèse \mathcal{H}_∞ pour chacun des régulateurs, l'indice de performance est donné par :

$K_1(s)$	$K_2(s)$
$\gamma = 0.96$	$\gamma = 0.64$

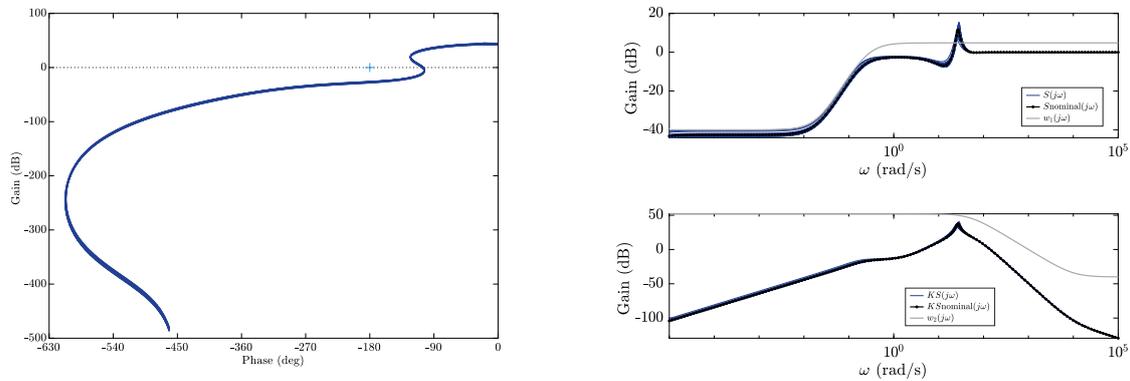
Table 5.5. – Indice de performance de la synthèse \mathcal{H}_∞ par approche *Grid-Based*.

Au vu des résultats, les contrôleurs obtenus respectent l'inégalité $\|\mathcal{F}(P, K)\|_\infty < 1$. D'après la Figure 5.20 et la Figure 5.21, les performances en boucle fermée sont données d'une part, par le diagramme de Black-Nichols montrant la stabilité des systèmes incertains, et d'autre part, par les fonctions de sensibilité respectant les gabarits imposés par les fonctions de pondération.



(a) Diagramme de Black-Nichols de la boucle ouverte (FTBO) pour le sommet $v_k = 1$ km/h (b) Gabarits des fonctions de sensibilité w_1 et w_2 de synthèse latérale pour le sommet $v_k = 1$ km/h

Figure 5.20. – Performances en boucle fermée par synthèse LPV *Grid-Based* : sommet $v_k = 1$ km/h



(a) Diagramme de Black-Nichols de la boucle ouverte (FTBO) pour le sommet $v_{k+1} = 15$ km/h (b) Gabarits des fonctions de sensibilité w_1 et w_2 de synthèse latérale pour le sommet $v_{k+1} = 15$ km/h

Figure 5.21. – Performances en boucle fermée par synthèse LPV *Grid-Based* : sommet $v_k = 15$ km/h

Enfin, les diagrammes de Bode des deux régulateurs sont donnés à la Figure 5.22, ainsi que les valeurs de la marge de la stabilité robuste qui sont illustrées à la Table 5.6.

$K_1(s)$	$K_2(s)$
$k_{\max} = 1.99$	$k_{\max} = 1.47$

Table 5.6. – Marge de stabilité robuste des contrôleurs par approche *Grid-Based*.

En conclusion, l'approche de synthèse par modèle LPV *Grid-Based* a permis d'améliorer les performances en boucle fermée, en comparaison à l'approche standard \mathcal{H}_∞ , où le paramètre v_x était considéré comme incertain. Au travers l'analyse des performances et de la marge de stabilité robuste, il est désormais prouvé que les contrôleurs obtenus respectent les objectifs de commande fixés à la Section 5.3.1. D'un point de vue intégration, les contrôleurs sont discrétisés par la suite en utilisant la méthode de Tustin [Ogata, 1995] à une fréquence $f_e = 5$ Hz. Enfin, la validation de cette approche se fera dans un premier temps en simulation à l'aide le modèle de validation (2.57), les résultats expérimentaux seront présentés dans un second temps.

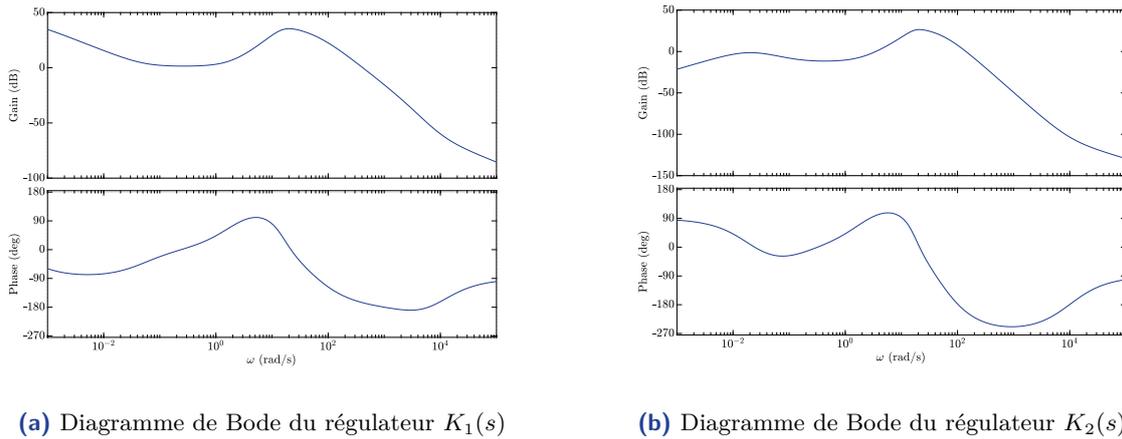


Figure 5.22. – Diagramme de Bode des contrôleurs latéraux synthétisés par l’approche LPV *Grid-Based*.

Remarquons que d’une façon générale la stabilité locale de chaque contrôleur ne permet pas de garantir la stabilité globale du système bouclé. Cette étude de stabilité pourrait être menée à partir des travaux proposés par [Wu, 1995] et [Briat, 2014], où une formulation du problème de stabilité peut être établie en utilisant une fonction candidate de Lyapunov dépendante du paramètre variant ρ . Cette proposition a ainsi l’avantage de garantir la stabilité de l’approche *Grid-Based* et réduire le conservatisme introduit par les modèles polytopiques. Ainsi, comme mentionné par [Atoui *et al.*, 2021], l’objectif de cette proposition est alors de déterminer le nombre de points N permettant d’obtenir un modèle LPV *Grid-Based* qui assure cette stabilité.

5.6. Architecture globale de commande et résultats

Cette section est consacrée aux validations en simulation et expérimentales de l’architecture de guidage latérale robuste aux variations de vitesse longitudinales du véhicule et à la nature du terrain. Tout d’abord une description de cette architecture est présentée rappelant les différents modules développés dans ce chapitre. Puis, différents scénarios seront définis permettant d’illustrer les performances obtenues.

5.6.1. Architecture globale de commande pour le guidage latéral

L’architecture globale de commande permettant d’assurer un guidage latéral du véhicule selon les objectifs fixés à la Section 5.3.1 est présentée à la Figure 5.23.

Cette architecture regroupe un certain nombre de briques développées indépendamment : le planificateur de trajectoire locale permettant de calculer une erreur latérale à annuler, un contrôleur LPV *Grid-Based* rendant le guidage robuste aux variations longitudinales de la vitesse du véhicule et enfin un estimateur d’état, basé sur un filtre de Kalman Étendu, garantissant une précision sur la localisation et l’attitude du véhicule. Le véhicule étant dirigé par un actionneur du type vérin linéaire, la synthèse de la loi de commande a été réalisée en prenant en compte la dynamique de celui-ci. L’objectif est de pouvoir annuler l’erreur latérale du véhicule à partir d’une action sur les roues directrices du véhicule, liées au vérin linéaire par une colonne de direction, dont la dynamique globale est lente. Par conséquent, cette architecture de commande

a été réalisée en essayant de prendre en compte au maximum des éléments du véhicule ainsi qu'en prenant en compte des contraintes d'intégration des algorithmes sur le prototype. Ainsi, la validation de cette proposition se fait en deux étapes : tout d'abord en simulation, au travers un certain nombre de scénarios permettant d'éprouver le contrôleur sur des conditions différentes, et enfin sur des tests réalisés sur le prototype d'essais.

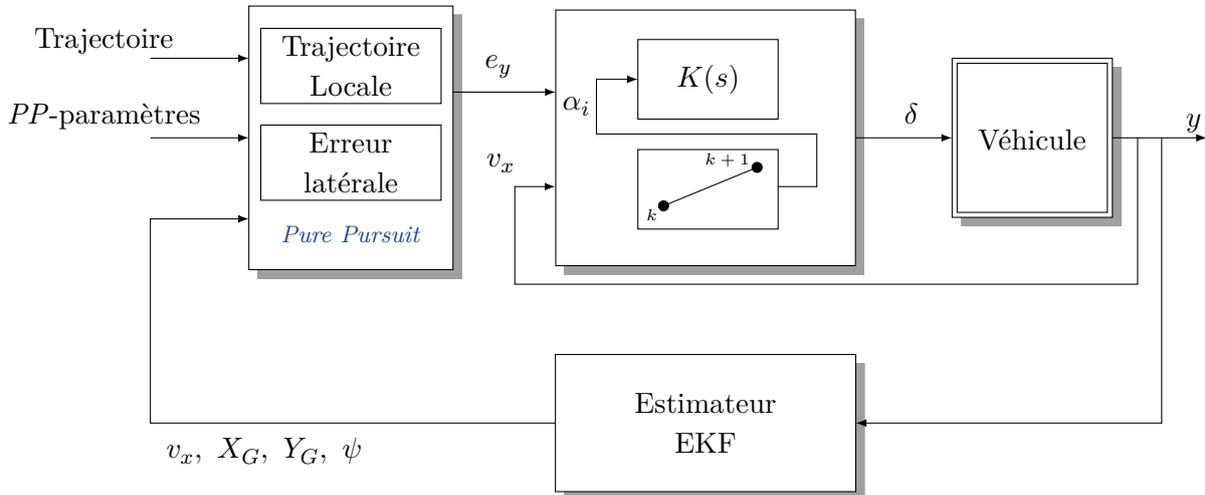


Figure 5.23. – Architecture globale de commande pour le guidage latéral de précision.

5.6.2. Résultats de simulation sous l'environnement *ProjectChrono*

La démarche de validation globale de l'architecture de commande (voir Figure 5.23), en simulation, consiste à tester le contrôleur LPV *Grid-Based* sur différents scénarios en utilisant le modèle de validation d'un véhicule tout-terrain (voir Section 2.57) sur le simulateur *ProjectChrono*. Trois scénarios sont dressés :

- Tout d'abord, l'importance de la prise en compte de l'actionneur de direction est mise en avant par le guidage latéral du véhicule sur une trajectoire donnée, en utilisant l'algorithme géométrique *Pure Pursuit*. Pour rappel, ce type d'algorithme est souvent utilisé quand la dynamique du véhicule est faiblement sollicitée (vitesse faible, etc.) [Yao *et al.*, 2020]. Cette première étude montre d'une part, les performances de cet algorithme, et d'autre part, l'influence de la dynamique du système de direction dans le guidage du véhicule.
- Un suivi de trajectoire utilisant l'architecture de commande globale présentée à la Figure 5.23, sur un sol rigide pour différentes vitesses longitudinales.
- Enfin, un suivi de trajectoire utilisant l'architecture de commande présentée à la Figure 5.23, sur un sol déformable et pour différentes vitesses longitudinales.

En testant l'approche proposée sur différents types de terrain et à différentes vitesses longitudinales, il est possible d'évaluer les performances et la robustesse de l'algorithme et conclure ainsi sur le respect des objectifs initialement visés.

Analyse de l'influence du système de direction pour le guidage latéral du véhicule

La dynamique de l'actionneur de direction, lorsque celui-ci est négligée, dégrade fortement les performances de guidage. En effet, la dynamique de l'actionneur est très lente du fait de la conception mécanique du vérin linéaire (voir Section 2.6.2). Par conséquent, cette dynamique devient alors la dynamique dominante du système.

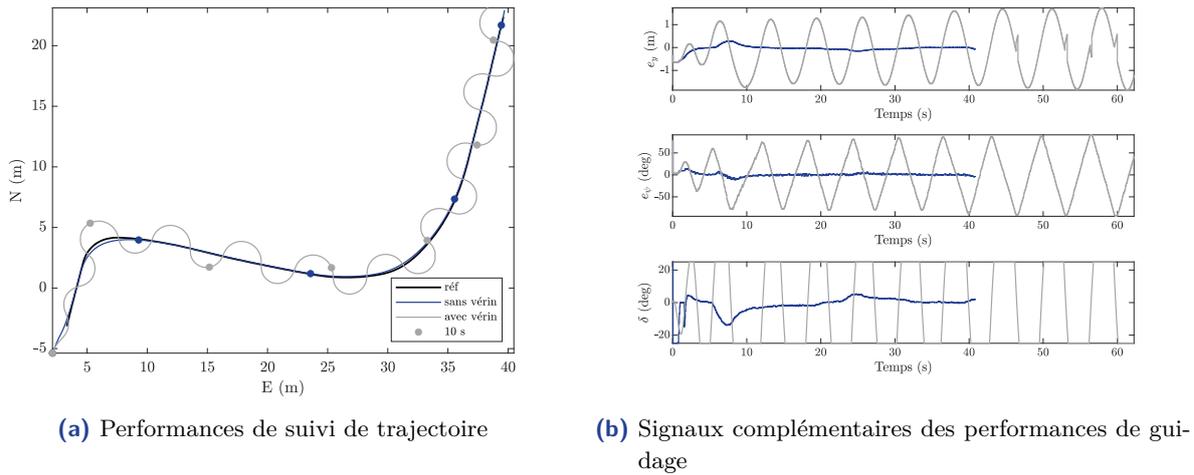


Figure 5.24. – Suivi de trajectoire par approche *Pure Pursuit* : comparaison entre un modèle véhicule comprenant un modèle actionneur et sans modèle actionneur.

La Figure 5.24 montre un guidage basé sur une approche purement géométrique de type *Pure Pursuit*, sur sol rigide à une vitesse constante de $v_x = 5$ km/h. Deux essais sont comparés : tout d’abord un suivi de trajectoire en considérant un modèle véhicule sans dynamique actionneur, puis un guidage en considérant l’actionneur de direction donné à la Figure 5.1. Les performances obtenues avec un algorithme géométrique ne sont pas conformes aux objectifs initialement proposés. D’après les résultats obtenus, l’utilisation d’un algorithme géométrique même à faible vitesse, lorsque la dynamique de direction est suffisamment lente devant la dynamique du véhicule, ne fournit pas des résultats satisfaisants. Le calcul géométrique de l’angle de braquage δ à appliquer est à l’origine d’un comportement oscillatoire lors du suivi de trajectoire. Un contrôleur basé sur une approche dynamique devient alors nécessaire dans le but de répondre aux objectifs désirés.

Robustesse aux variations de v_x pour le guidage latéral du véhicule sur sol rigide

L’essai en simulation considéré à la Figure 5.25 permet de confronter l’architecture de commande LPV *Grid-Based* aux variations de la vitesse longitudinale du véhicule lors du guidage latéral sur sol rigide. L’adhérence est simulée par conditions d’un temps sec. D’un point de vue global, les performances de guidage obtenues sont assez proches quelle que soit la vitesse longitudinale considérée dans l’intervalle de variation fixé. En effet, d’après la Figure 5.25b, l’erreur latérale, de cap ou l’angle de braquage imposé par la commande, ont des amplitudes similaires. De plus, l’indicateur de performance donné par l’erreur moyenne quadratique (RMS) à la Table 5.7 montre une erreur latérale très proche pour chaque vitesse longitudinale.

	$v_x = 5$ km/h	$v_x = 8$ km/h	$v_x = 10$ km/h
RMS e_y	0.1231 m	0.1472 m	0.1666 m

Table 5.7. – Erreur RMS latérale en suivi de trajectoire par approche LPV *Grid-Based* sur sol rigide pour différentes vitesses longitudinales.

En conclusion, les résultats obtenus montrent une certaine robustesse du contrôleur face aux variations de vitesse longitudinales, en milieu rigide.

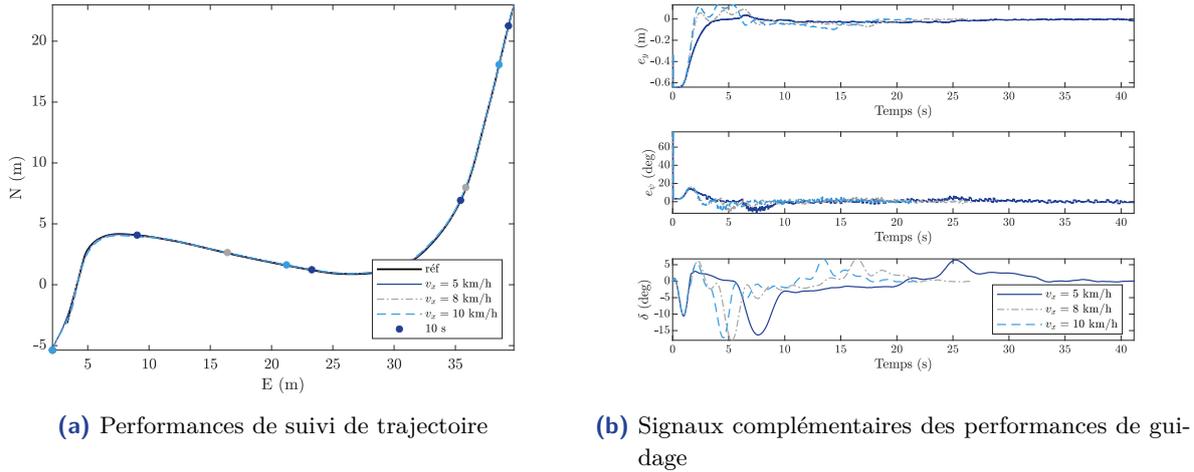


Figure 5.25. – Robustesse à la variation de vitesse longitudinale v_x par approche LPV *Grid-Based* sur sol rigide.

Robustesse aux variations de v_x du guidage latéral du véhicule sur sol déformable

Ce dernier test en simulation vise à montrer la robustesse vis-à-vis de la nature du sol qui entraînent une variation des coefficients de rigidité C_α . Le test proposé est réalisé en considérant un sol sablonneux, soit la situation la plus défavorable.

Les résultats dressés à la Figure 5.26 montrent un guidage latéral du véhicule sur la même trajectoire que précédemment, et pour trois vitesses différentes. La Figure 5.26b décrit alors l'erreur latérale, l'erreur de cap et l'angle de braquage appliqué au véhicule pour chacune des vitesses longitudinales. Les résultats obtenus illustrent avec succès des performances globales presque identiques, garantissant ainsi un comportement latéral du véhicule très satisfaisant compte tenu de la surface considérée. Les erreurs latérales de suivi de trajectoire sont données à la Table 5.8, montrant des résultats très similaires de ceux pour un guidage latéral sur sol rigide. Toutefois, un dépassement plus important peut être observé lors du premier virage de la trajectoire, comme illustré à la Figure 5.26a. Ce comportement s'explique par une dérive plus importante compte tenu du caractère très déformable et peu cohésif du terrain considéré.

	$v_x = 5 \text{ km/h}$	$v_x = 8 \text{ km/h}$	$v_x = 10 \text{ km/h}$
RMS e_y	0.1235 m	0.1536 m	0.1775 m

Table 5.8. – Erreur RMS latérale en suivi de trajectoire par approche LPV *Grid-Based* sur sol déformable pour différentes vitesses longitudinales.

En conclusion, les essais sur sol rigide et déformable à différentes vitesses présentés dans cette sous-section, montrent des performances de guidage très satisfaisantes en simulation. De ce fait, une intégration de l'architecture globale de commande (Figure 5.23) au véhicule d'essais peut désormais être envisagée. La sous-section suivante est dédiée à l'illustration des résultats obtenus en utilisant le prototype d'essais en conditions réelles d'utilisation.

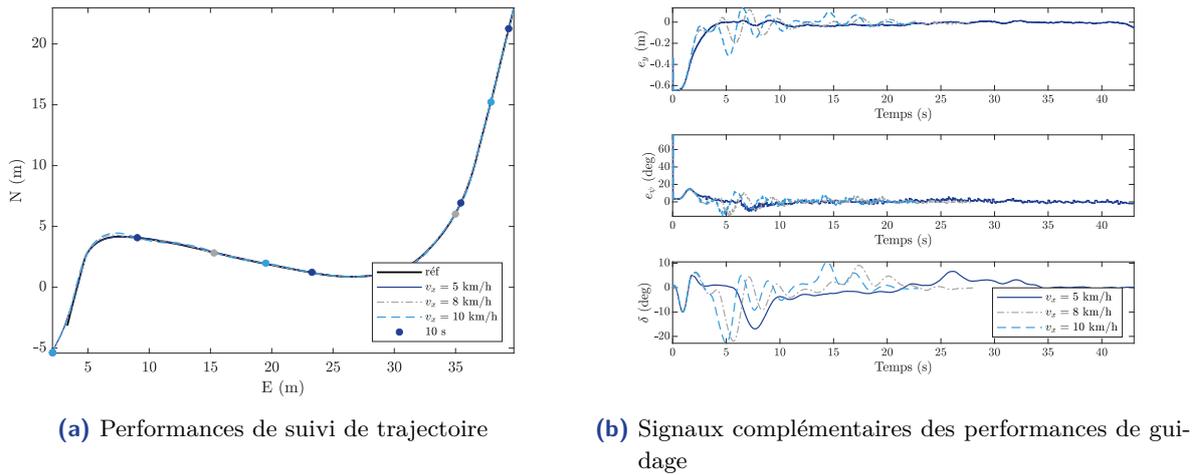


Figure 5.26. – Robustesse à la variation de vitesse longitudinale v_x par approche LPV *Grid-Based* sur sol déformable.

5.6.3. Résultats expérimentaux sur prototype

Dans cette sous-section différents résultats expérimentaux sont présentés visant à démontrer les performances de la structure globale de commande proposée. Pour rappel, cette architecture (voir Figure 5.23) est composée d'un algorithme permettant de calculer l'erreur latérale à annuler en fonction d'une trajectoire initialement donnée par une liste de points, puis d'un contrôleur robuste basé sur l'approche *Grid-Based* et enfin un estimateur permettant de positionner en temps réel le véhicule de manière précise sur la trajectoire. Cette architecture a été déployé sur le prototype selon la méthode présentée à la Section 2.6.3, permettant de tester en conditions réelles l'algorithme de guidage. De plus, la vitesse longitudinale du véhicule est asservie en utilisant le régulateur robuste par synthèse \mathcal{H}_∞ développé à la Section 4.3.3 du Chapitre 4. Trois scénarios de validation sont proposés :

- Un test de robustesse sur sol rigide à différentes vitesses longitudinales sur la même trajectoire que celle présentée en simulation.
- Un test de robustesse sur sol rigide à différentes vitesses et pour différents niveaux de pression pneumatiques permettant de simuler un changement de raideur pneumatique et par conséquent l'interaction roue sol ; l'objectif de montrer la robustesse face à la variation du paramètre C_α .
- Enfin, deux trajectoires sur des sols terreux (un champ et un verger) sont proposées permettant de valider les performances en suivi de trajectoire ainsi que de suivi de consigne de vitesse longitudinale.

Robustesse aux variations de v_x pour le guidage latéral du véhicule sur sol rigide

Ce premier test est consacré à l'étude de robustesse face à des variations de v_x en suivi de trajectoire autonome par le prototype d'essais. Ainsi, à la Figure 5.27, le guidage latéral est proposé pour des vitesses longitudinales de 5, 8 et 10 km/h sur un sol rigide.

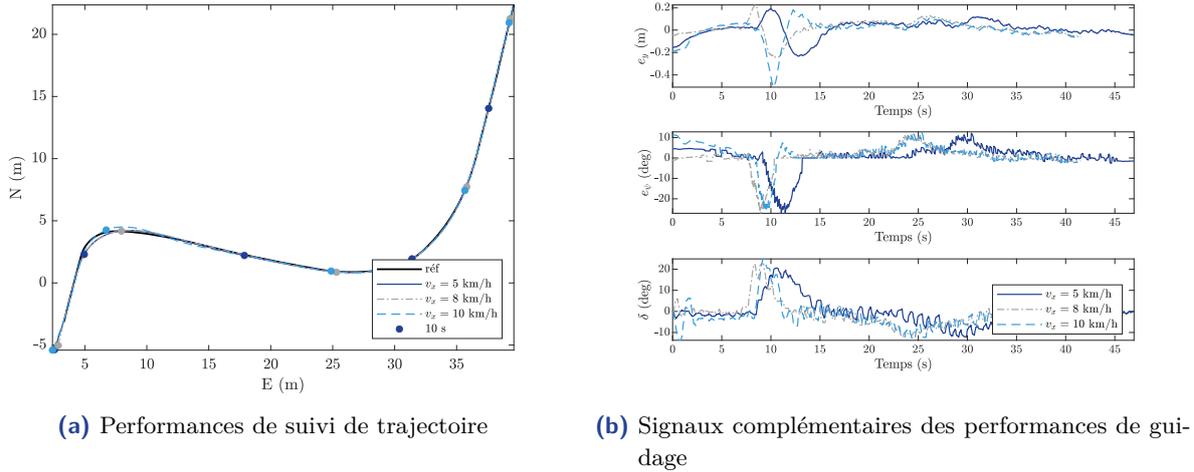


Figure 5.27. – Robustesse à la variation de vitesse longitudinale v_x sur sol rigide par approche *Grid-Based* avec le prototype d'essais.

Le comportement latéral du véhicule en guidage autonome à différentes vitesses montre que les objectifs de guidage sont respectés. D'après la Figure 5.27b, il est possible de noter que l'amplitude de l'erreur latérale ainsi l'erreur de cap, et enfin l'angle de braquage sollicité sont tous d'amplitude équivalente, démontrant d'une part, la faisabilité de la solution intégrée, et d'autre part, une certaine robustesse vis-à-vis du paramètre variant considéré (vitesse longitudinale). La Table 5.9 quantifie de manière les performances de guidage latérale en conditions réelles.

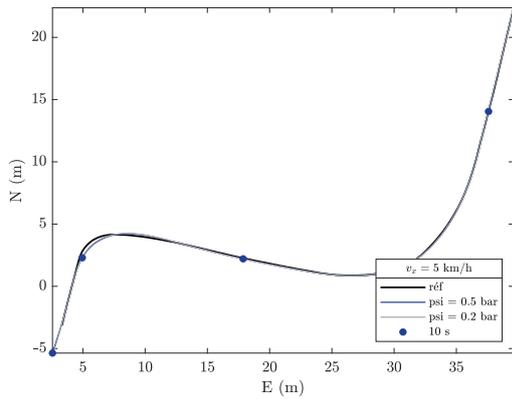
	$v_x = 5 \text{ km/h}$	$v_x = 8 \text{ km/h}$	$v_x = 10 \text{ km/h}$
RMS e_y	0.0768 m	0.0743 m	0.0974 m

Table 5.9. – Erreur RMS latérale en suivi de trajectoire par approche LPV *Grid-Based* sur sol rigide pour différentes vitesses longitudinales sur le prototype d'essais.

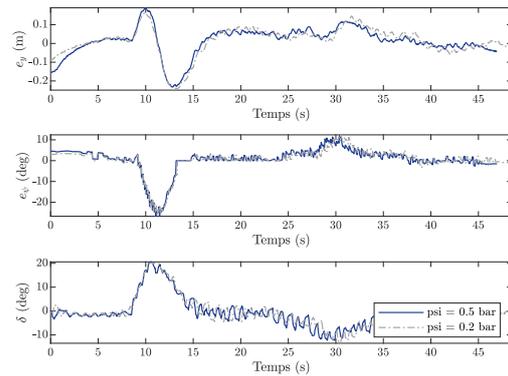
Robustesse aux variations de C_α pour le guidage latéral du véhicule sur sol rigide

Dans l'objectif de démontrer la robustesse à la variation de la rigidité latérale C_α , les essais considérés dans cette partie ont été réalisés en substituant différentes natures de terrain par des pressions de gonflage des pneumatiques à différentes pressions. Ces tests ont permis de modifier facilement le paramètre considéré dans un environnement connu et reproductible, puisque mesurable en pratique contrairement à la nature d'un terrain qui peut être affectée par différents types de perturbations. Six essais ont été réalisés pour le suivi de trajectoire à des vitesses de 5, 8 et 10 km/h pour deux pressions de gonflage différentes (à savoir 0.5 et 0.2 bar) à chaque fois. En effet, ces pressions ont des valeurs très faibles compte tenu des pneumatiques basse pression utilisés pour ce type de véhicules.

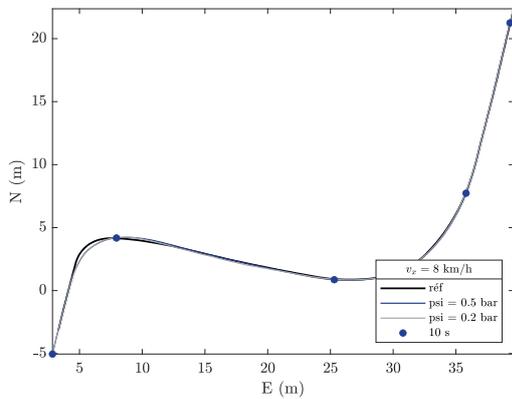
Les résultats de suivi de trajectoire sont donnés à la Figure 5.28 qui regroupe tous les tests réalisés. D'après les Figures 5.28b, 5.28d et 5.28f, les variations d'amplitudes des erreurs latérales, des erreurs de cap et de la commande sont sensiblement les mêmes. Cela indique alors que les performances en boucle fermée sont très proches quelle que soit la pression des pneumatiques utilisée. De plus, les erreurs de guidage sont quantifiées et données à la Table 5.10. Par ailleurs, on remarque que lorsque la pression de gonflage diminue, l'erreur latérale diminue sensiblement.



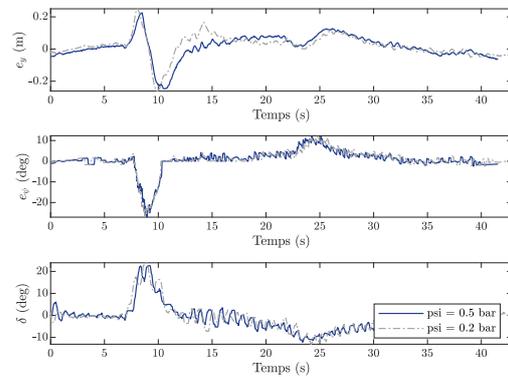
(a) Performances de suivi de trajectoire à vitesse longitudinale constante de 5 km/h pour différentes pressions des pneumatiques



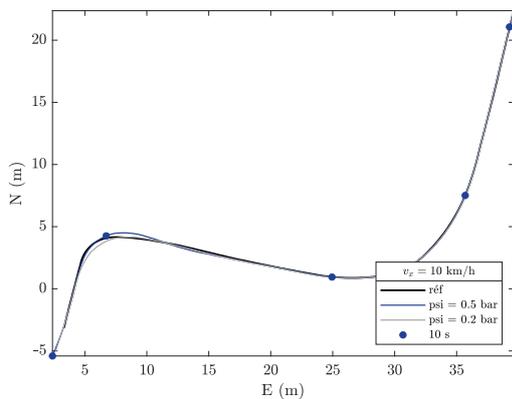
(b) Signaux complémentaires des performances de guidage à vitesse longitudinale constante de 5 km/h pour différentes pressions des pneumatiques



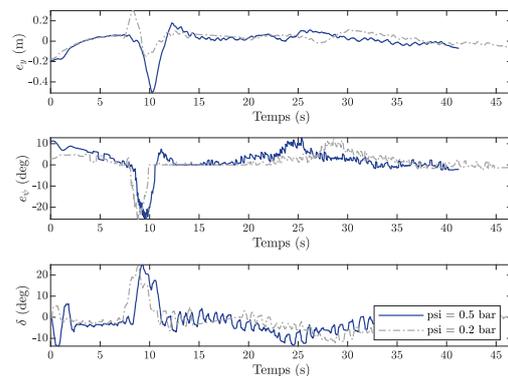
(c) Performances de suivi de trajectoire à vitesse longitudinale constante de 8 km/h pour différentes pressions des pneumatiques



(d) Signaux complémentaires des performances de guidage à vitesse longitudinale constante de 8 km/h pour différentes pressions des pneumatiques



(e) Performances de suivi de trajectoire à vitesse longitudinale constante de 10 km/h pour différentes pressions des pneumatiques



(f) Signaux complémentaires des performances de guidage à vitesse longitudinale constante de 10 km/h pour différentes pressions des pneumatiques

Figure 5.28. – Robustesse à la variation de rigidité latérale C_{α} sur sol rigide par approche *Grid-Based* avec le prototype d'essais.

La Figure 5.28e permet de bien mettre en évidence ce phénomène, puisque le dépassement lors du premier virage est plus important pour une pression de 0.5 bar que pour celle de 0.2 bar. Ce résultat est très intéressant puisqu'il permet de comprendre la relation physiquement existante entre la taille de la surface de contact et les efforts latéraux engendrés par le pneumatique sur le sol. Ces efforts ayant tendance à augmenter lorsque la surface de contact augmente.

	$v_x = 5 \text{ km/h}$	$v_x = 8 \text{ km/h}$	$v_x = 10 \text{ km/h}$
psi = 0.5 bar	0.0768 m	0.0743 m	0.0974 m
psi = 0.2 bar	0.0763 m	0.0711 m	0.0703 m

Table 5.10. – Erreur RMS latérale en suivi de trajectoire par approche LPV *Grid-Based* sur sol rigide pour différentes vitesses longitudinales et différentes pressions des pneumatiques sur le prototype d'essais.

Par conséquent, l'architecture proposée montre à nouveau des performances très similaires par rapport aux cas présentés précédemment. Enfin, la robustesse vis-à-vis des paramètres variants et incertains a été montrée à travers des tests originaux sur sol rigide.

Robustesse aux variations de v_x pour le guidage latéral du véhicule sur sol déformable

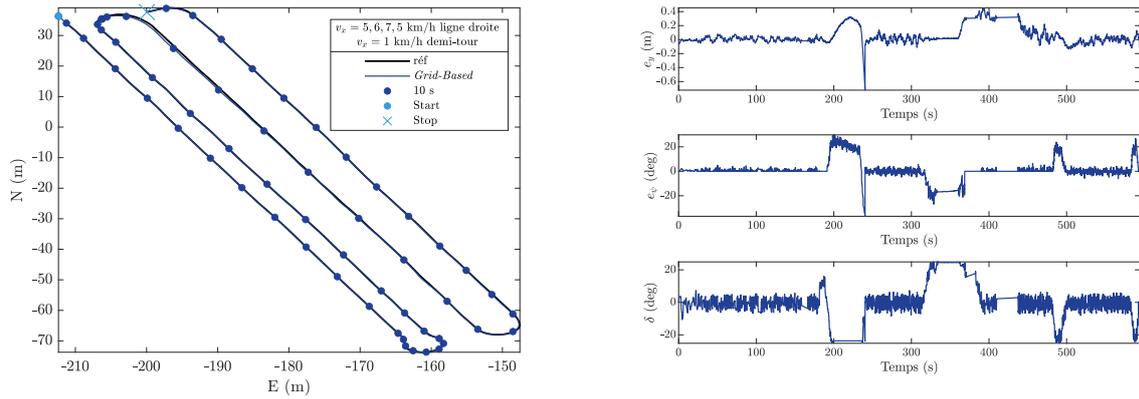
Ce dernier test de validation est consacré à deux essais réalisés sur des trajectoires différentes ainsi que pour des sols déformables différents. En effet, le but ici est de toujours démontrer les performances de l'algorithme de guidage proposé quelle que soit la nature de la surface considérée. Le premier test (Figure 5.30) a été défini par une trajectoire de travail agricole dans un verger (Figure 5.29c), dont le sol est hétérogène, c'est-à-dire qu'il est composé à la fois de terre et de zones présentant une couverture herbacée. Le deuxième a été réalisé sur un chemin de terre entre deux champs (voir Figure 5.31).



(a) Vue de KIPP sur la trajectoire entre deux champs **(b)** Vue de derrière de KIPP sur la trajectoire de travail dans un verger **(c)** Vue de face de KIPP sur la trajectoire de travail dans un verger

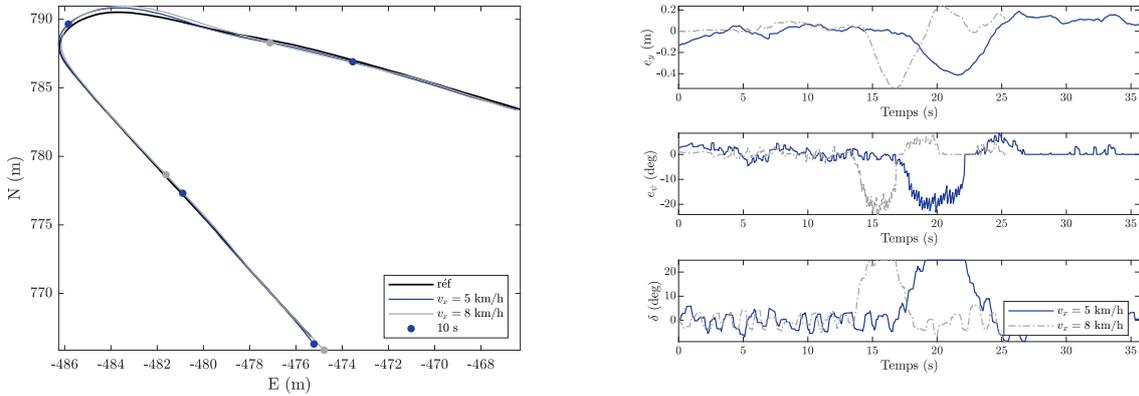
Figure 5.29. – Photographies de KIPP sur des trajectoires réelles.

Ces essais ont également été réalisés à des vitesses longitudinales variables. En effet, l'exemple de la Figure 5.30 typique d'une trajectoire de travail agricole est définie par deux zones : la zone de travail, dans le cas présent les lignes droites et les demi-tours. Dans le cas proposé ici, pour chaque ligne droite une vitesse longitudinale a été différemment choisie tandis que lors des demi-tours la vitesse été fixée à 1 km/h maximum.



(a) Performances de suivi de trajectoire sur une trajectoire de type agricole (b) Signaux complémentaires des performances de guidage sur une trajectoire de type agricole

Figure 5.30. – Robustesse à la variation à la variation de la nature du sol par approche *Grid-Based* avec le prototype d’essais dans un verger.



(a) Performances de suivi de trajectoire sur sol terreux (b) Signaux complémentaires des performances de guidage sur sol terreux

Figure 5.31. – Robustesse à la variation à la variation de la nature du sol par approche *Grid-Based* avec le prototype d’essais sur un chemin de terre entre deux champs.

Ces résultats clôturent la validation sur le prototype d’essais de la faisabilité du problème considéré montrant de très bonnes performances pour le guidage latéral autonome en milieux rigides comme déformables.

5.7. Conclusion

Dans ce chapitre, l’étude du problème de guidage latéral robuste vis-à-vis de paramètres variants et incertains a été considérée. L’objectif de cette section était de proposer une architecture de commande globale pouvant être déployée sur un prototype d’essais, dont le domaine d’application est le tout-terrain. Par conséquent, la problématique de sols déformables pouvant engendrer une grande dérive constitue un élément important et doit ainsi être prise en compte dans la synthèse des lois de commandes.

Dans un premier temps, l’unification du guidage latéral par un algorithme géométrique couplé à un contrôleur dynamique a été proposée. En effet, chacune de ces approches présente des avan-

tages intéressants d'un point de vue de la robustesses mais aussi de la simplicité d'intégration au prototype réel. Ainsi, le contrôle latéral du véhicule se fait en utilisant l'algorithme géométrique *Pure Pursuit* permettant de calculer à chaque instant une erreur latérale à annuler, suivi d'un contrôleur robuste prenant en compte des variations de vitesse longitudinales ainsi que des incertitudes vis-à-vis de l'interaction roue/sol. Dans un second temps, le développement d'une brique de localisation de précision basée sur la fusion des capteurs est proposée afin d'obtenir les mesures de localisation et attitude du véhicule nécessaires à l'algorithme de commande. La solution couplée entre la brique de commande robuste et de localisation constituent alors une architecture globale de commande visant à automatiser le guidage latéral des véhicules tout-terrain navigant sur des sols déformables et destinés à des tâches plus au moins complexes en agriculture de précision.

Enfin, la brique de commande a été validée en simulation à travers le modèle véhicule développée sous l'environnement *ProjectChrono* suivi d'une intégration de l'architecture globale sur le prototype. Les différents résultats étudiés lors des essais expérimentaux montrent la faisabilité du problème, quantifiés par une erreur de guidage quel que soit le type de terrain, des performances de guidage similaires respectant les objectifs fixés lors de la synthèse de la loi de commande.

Conclusion générale

Les principaux résultats établis dans cette thèse s'achèvent par un bilan qui vise à positionner les développements dans le contexte initial du manuscrit. D'autre part, les limites des approches proposées ainsi que des perspectives sont également décrites, donnant un aperçu des futurs travaux scientifiques restant à mener dans le cadre spécifique de la navigation autonome des robots tout-terrain agricoles.

Sommaire

6.1. Bilan des travaux	137
6.2. Valorisation industrielle	138
6.3. Limitations et perspectives	138
6.4. Vers un prototype de 2ème génération sur-actionné	139

6.1. Bilan des travaux

Les travaux de cette thèse ont été réalisés dans le cadre de la contribution à la modélisation et à la commande de robots agricoles autonomes légers et sous-actionnés. L'objectif global est de développer des architectures de commande robustes permettant d'automatiser ces robots, afin qu'ils puissent réaliser certaines tâches agricoles. Parmi les problématiques abordées, la modélisation de l'interaction roue/sol déformable, nécessaire à l'élaboration d'un modèle mathématique de synthèse est d'abord présentée. D'autre part, compte tenu du milieu déstructuré dans lequel peuvent évoluer ces véhicules, l'architecture de commande longitudinale proposée doit limiter le glissement des roues motrices du véhicule afin de réduire la compaction des sols, tout en assurant un suivi de consigne de vitesse. Enfin, la problématique de guidage latéral est également traitée en tenant compte des aspects déformables du terrain. Les solutions proposées pour ces trois problématiques reposent sur la mise en place d'architectures de commande robustes validées en simulation puis sur un prototype d'essais. Du point de vue de la démarche adoptée, celle-ci repose sur la modélisation de la dynamique du véhicule suivie de l'utilisation d'outils mathématiques existants, tels que la synthèse robuste \mathcal{H}_∞ ou *Sliding Mode Control*. D'autre part, la modélisation de l'interaction roue/sol déformable de synthèse est basée sur une procédure d'identification des paramètres d'une structure originale du modèle *Adapted Burckhardt Tire Model* (ABTM) proposé.

Du point de vue de la modélisation du contact roue/sol, la méthodologie employée, consiste à exprimer un modèle moins complexe, mais tout aussi représentatif que celui décrit par la théorie de *Bekker-Wong*. Une structure semi-empirique de *Burckhardt*, dont les coefficients ont été estimés en utilisant des données issues du simulateur *ProjetChrono* a été proposée. Avec la capacité de représenter fidèlement le comportement d'une roue sur un sol déformable, ce simulateur constitue un atout majeur pour la validation de la démarche proposée. À l'issue de cette identifi-

cation, le modèle obtenu (*Adapted Burckhardt Tire Model (ABTM)*) a été linéarisé, permettant ainsi d'être utilisé comme modèle de synthèse lors de la synthèse de lois de commande.

En s'appuyant sur le modèle pneumatique ABTM ainsi que sur la modélisation de la dynamique du véhicule, une commande robuste aux variations de l'état de surface du terrain a pu être proposée. L'objectif étant de contrôler à la fois la vitesse longitudinale du véhicule ainsi que le fort glissement généré aux roues par un véhicule sous-actionné, une architecture de commande dédiée a été établie. Celle-ci repose sur le couplage d'une commande \mathcal{H}_∞ permettant de piloter la vitesse du véhicule et d'une commande par mode glissant couplée à un estimateur, permettant de limiter de glissement des roues. La validation de l'approche a été effectuée d'une part en simulation, par le biais d'un modèle de validation construit sur *ProjectChrono* dont le paramétrage d'un sol déformable est possible, puis partiellement sur le prototype d'essais développé en collaboration avec le partenaire industriel.

Enfin, le guidage latéral du véhicule a été construit avec la combinaison d'une approche géométrique et dynamique. Cette approche repose sur l'algorithme *Pure Pursuit*, simple à mettre en œuvre, garantissant une intégration simplifiée sur le prototype d'essais et d'un contrôleur LPV *Grid-Based*. Ce dernier garantit un certain niveau de robustesse par rapport à la variation de la nature de surface ainsi que la variation de la vitesse du véhicule lors du suivi de trajectoire. Un algorithme de localisation basé sur la fusion de données de capteurs a été développé permettant d'améliorer le système de guidage dans son ensemble. Enfin, l'architecture globale de commande a été validée à l'aide du simulateur *ProjectChrono* puis déployée sur la plate-forme d'essais.

D'un point de vue globale, ces travaux de thèse répondent favorablement aux différentes problématiques traitées et aux différents défis dans le contexte de la robotique agricole. Des avancées en modélisation et commande ont été proposées. L'environnement de simulation d'un véhicule tout-terrain ainsi que le prototype d'essais présentés, contribuent à montrer la faisabilité de robots agricoles autonomes, à travers une méthodologie de conception par simulation. Du point de vue industriel, cela représente des possibilités de développement en accord avec le modèle économique, démontré par des applications concrètes.

6.2. Valorisation industrielle

L'intégration des différents algorithmes proposés sur la plate-forme d'essais a permis de valoriser davantage le travail réalisé. Les acteurs du marché peuvent par conséquent s'appuyer sur la faisabilité des différentes solutions proposées à travers des démonstrations concrètes avec ce prototype. Cela ouvre également des perspectives de collaboration avec des industriels ou agriculteurs ayant un besoin ciblé pour une application réelle. Ces résultats permettent à l'entreprise de se placer comme un acteur actif du marché, pouvant apporter des solutions scientifiques innovantes dans une branche en pleine expansion.

6.3. Limitations et perspectives

Parmi les différentes approches proposées, certaines limitations ont été constatées. D'un point de vu, intégration au système, l'architecture globale de commande longitudinale, permettant de limiter le glissement des roues, n'a pas pu être intégralement validée sur le prototype d'essais. Des essais supplémentaires sont nécessaires afin de permettre l'intégration complète de cette architecture. D'autre part, si la conception mécanique du premier prototype convient pour certains applications, elle se révèle limitée dans certains contextes difficiles de navigation. Le

fait que le véhicule soit sous-actionné, limite le potentiel de son déplacement sur des surfaces en dévers, des pentes abruptes ainsi que la possibilité d'exécuter des manœuvres complexes de demi-tour par exemple. En ce sens, certaines modifications peuvent être apportées de façon à améliorer le comportement global du véhicule sur des contextes plus difficiles. D'autre part, des avancées en perception de l'environnement utilisant des caméras ou lidars, sont également en perspective de développement. Une plateforme plus modulaire du point de vue de la collecte de l'information et la mise à disposition des données est aussi un axe de recherche clairement identifié. Dans cette démarche d'amélioration continue, la réflexion d'une nouvelle plateforme est envisagée permettant d'apporter des réponses innovantes aux défis toujours existants dans le domaine de la robotique agricole.

6.4. Vers un prototype de 2ème génération sur-actionné

En perspective de développement d'une nouvelle plateforme sur-actionnée, la Figure 6.1 montre un nouveau concept de véhicule agricole autonome. Cette nouvelle plateforme en cours de développement et doit permettre de prendre en compte des nouveaux moyens d'action, tels que la prise en compte de certains outils de travail spécifiques, des modes de conduite différents (mode dégradé, outil traîner, outil relevé, économie d'énergie), ouvrant des perspectives en modélisation et commande très intéressantes.

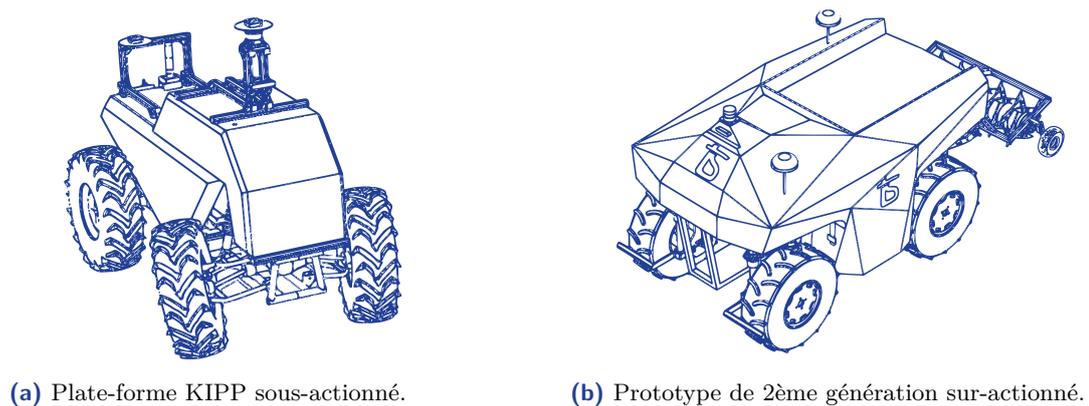


Figure 6.1. – Évolution de la plateforme expérimentale.

L'objectif à terme est de pouvoir disposer de quatre roues motrices et directrices, mais aussi d'un contrôle actif de la suspension afin de pouvoir gérer des situations critiques de déplacement ou d'éventuelles pannes des actionneurs. Ce prototype aurait pour but, de diriger les futurs travaux de recherche vers les axes de l'allocation de commande couplée à des stratégies robustes de contrôle, permettant d'avoir une meilleure flexibilité vis-à-vis des multiples tâches qui peuvent être effectuées dans le contexte de l'agriculture 4.0.

Bibliographie

- [Abd El-Gawwad *et al.*, 1999] ABD EL-GAWWAD, K., CROLLA, D., SOLIMAN, A. et EL-SAYED, F. (1999). Off-road tyre modelling I : the multi-spoke tyre model modified to include the effect of straight lugs. *Journal of Terramechanics*, 36(1):3–24. (Cité en page 38.)
- [Abdelhamid *et al.*, 2004] ABDELHAMID, NACER, K., NABILA et YVES (2004). Modélisation pour l'estimation de l'état et des forces d'interaction véhicule-route. In *Conference Internationale Francophone Automatique, CIFA*. (Cité en page 88.)
- [Alcalá *et al.*, 2019] ALCALÁ, E., PUIG, V. et QUEVEDO, J. (2019). Lpv-mpc control for autonomous vehicles. *IFAC-PapersOnLine*, 52(28):106–113. (Cité en page 100.)
- [Alcala *et al.*, 2018] ALCALA, E., PUIG, V., QUEVEDO, J., ESCOBET, T. et COMASOLIVAS, R. (2018). Autonomous vehicle control using a kinematic lyapunov-based technique with lqr-lmi tuning. *Control engineering practice*, 73:1–12. (Cité en page 100.)
- [Alexander *et al.*, 2018] ALEXANDER, A., SCIANCALEPORE, A. et VACCA, A. (2018). Online Controller Setpoint Optimization for Traction Control Systems Applied to Construction Machinery. In *Fluid Power Systems Technology*, volume 51968, Bath, Royaume-Uni. American Society of Mechanical Engineers. (Cité en page 49.)
- [Allen *et al.*, 1997] ALLEN, R., CHRISTOS, J. et ROSENTHAL, T. (1997). A tire model for use with vehicle dynamics simulations on pavement and off-road surfaces. *Vehicle System Dynamics*, 27(1):318–321. (Cité en page 38.)
- [Amodeo *et al.*, 2009] AMODEO, M., FERRARA, A., TERZAGHI, R. et VECCHIO, C. (2009). Wheel slip control via second-order sliding-mode generation. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 11(1):122–131. (Cité en pages 83 et 87.)
- [Apkarian, 2009] APKARIAN, P. (2009). Éléments de la théorie de la commande robuste. Cours de master, Université Paul Sabatier, Toulouse, France. (Cité en pages 66, 67, 72, 75 et 80.)
- [Atoui *et al.*, 2021] ATOUI, H., SENAME, O., MILANÉS, V. et MARTINEZ, J. J. (2021). Lpv-based autonomous vehicle lateral controllers : A comparative analysis. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*. (Cité en pages 100, 120, 121, 122 et 126.)
- [Attia *et al.*, 2012] ATTIA, R., ORJUELA, R. et BASSET, M. (2012). Longitudinal control for automated vehicle guidance. In *3rd IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling*, volume 45, pages 65–71, Reuil-Malmaison, France. (Cité en page 61.)
- [Attia *et al.*, 2014] ATTIA, R., ORJUELA, R. et BASSET, M. (2014). Nonlinear cascade strategy for longitudinal control in automated vehicle guidance. *Control Engineering Practice*, 29:225–234. (Cité en page 61.)
- [Barreda Pupo, 2016] BARREDA PUPO, L. (2016). Characterization of errors and noises in MEMS inertial sensors using Allan variance method. Mémoire de D.E.A., Universitat Politècnica de Catalunya, Spain. (Cité en page 113.)
- [Başar et Bernhard, 2008] BAŞAR, T. et BERNHARD, P. (2008). *H-infinity optimal control and related minimax design problems : a dynamic game approach*. Springer Science & Business Media. (Cité en page 74.)

- [Bekker, 1962] BEKKER, M. G. (1962). Mechanics of Off-the-Road Locomotion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers : Automobile Division*, 16(1):25–44. (Cité en pages 7 et 44.)
- [Bernard et Clover, 1995] BERNARD, J. E. et CLOVER, C. L. (1995). Tire modeling for low-speed and high-speed calculations. *SAE transactions*, pages 474–483. (Cité en page 88.)
- [Boudali, 2019] BOUDALI, M. T. (2019). *Contributions au guidage d'un véhicule autonome en situations non conventionnelles de conduite*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace, Mulhouse, France. (Cité en pages 100 et 105.)
- [Briat, 2014] BRIAT, C. (2014). Linear parameter-varying and time-delay systems. *Analysis, observation, filtering & control*, 3:5–7. (Cité en page 126.)
- [Burckhardt, 1993] BURCKHARDT, M. (1993). *Fahrwerktechnik, Radschlupf-Regelsysteme*. Vogel Verlag Und Druck. (Cité en pages 7, 38, 40, 49 et 50.)
- [Cariou, 2012] CARIOU, C. (2012). *Contribution à la commande de robot mobile poly-articulé à roues sur sol naturel : application à la conduite autonome des engins agricoles*. Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II. (Cité en pages 4, 14, 19 et 49.)
- [CarMaker, 2017] CARMAKER (2017). IPG Automotive. Manuel de référence version 6.0.4. (Cité en pages 14 et 28.)
- [Chan et Sandu, 2007] CHAN, B. J. et SANDU, C. (2007). A novel wheel-soil interaction model for off-road vehicle dynamics simulation. In *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, volume 48043, pages 1049–1059, Las Vegas, USA. (Cité en pages 44, 47 et 151.)
- [Coulter, 1992] COULTER, R. C. (1992). Implementation of the pure pursuit path tracking algorithm. Rapport technique, Université Carnegie-Mellon Pittsburgh, Robotics INST, Pittsburgh, USA. (Cité en pages 100, 106 et 107.)
- [Dakhlallah et al., 2008] DAKHLALLAH, J., GLASER, S., MAMMAR, S. et SEBSADJI, Y. (2008). Tire-road forces estimation using extended kalman filter and sideslip angle evaluation. In *2008 American control conference*, pages 4597–4602. IEEE. (Cité en page 87.)
- [Dallas et al., 2020] DALLAS, J., JAIN, K., DONG, Z., SAPRONOV, L., COLE, M. P., JAYAKUMAR, P. et ERSAL, T. (2020). Online terrain estimation for autonomous vehicles on deformable terrains. *Journal of Terramechanics*, 91:11–22. (Cité en pages 47 et 151.)
- [De Castro et al., 2012] DE CASTRO, R., ARAÚJO, R. E. et FREITAS, D. (2012). Wheel slip control of EVs based on sliding mode technique with conditional integrators. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 60(8):3256–3271. (Cité en pages 82 et 87.)
- [De Wit et al., 1995] DE WIT, C. C., OLSSON, H., ASTROM, K. J. et LISCHINSKY, P. (1995). A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on automatic control*, 40(3):419–425. (Cité en pages 37 et 49.)
- [Deghboudj, 2013] DEGHBOUDJ, I. (2013). *Commande des systemes non lineaires par mode glissant d'ordre superieur*. Mémoire de master, Université Constantine 1, Constantine, Algérie. (Cité en page 84.)
- [Derrick et Bevly, 2009] DERRICK, J. B. et BEVLY, D. M. (2009). Adaptive steering control of a farm tractor with varying yaw rate properties. *Journal of Field Robotics*, 26(6-7):519–536. (Cité en page 100.)
- [Ding et al., 2022] DING, C., DING, S., WEI, X. et MEI, K. (2022). Composite som controller for path tracking control of agricultural tractors subject to wheel slip. *ISA transactions*. (Cité en page 100.)

- [Dong *et al.*, 2020] DONG, Y., WANG, D., ZHANG, L., LI, Q. et WU, J. (2020). Tightly coupled GNSS/INS integration with robust sequential kalman filter for accurate vehicular navigation. *Sensors*, 20(2):561. (Cité en page 116.)
- [Doyle *et al.*, 1988] DOYLE, J., GLOVER, K., KHARGONEKAR, P. et FRANCIS, B. (1988). State-space solutions to standard H_2 and H_∞ control problems. In *1988 American Control Conference*, pages 1691–1696, Atlanta, USA. (Cité en page 62.)
- [Dugoff *et al.*, 1969] DUGOFF, H., FANCHER, P. S. et SEGEL, L. (1969). Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. Rapport technique, Highway safety research institute, Michigan, USA. (Cité en pages 37 et 40.)
- [Dugoff *et al.*, 1970] DUGOFF, H., FANCHER, P. S. et SEGEL, L. (1970). An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. *SAE transactions*, 79:1219–1243. (Cité en page 49.)
- [Dulau et Oltean, 2020] DULAU, M. et OLTEAN, S.-E. (2020). The effects of weighting functions on the performances of robust control systems. In *The 14th International Conference on Interdisciplinarity in Engineering*, volume 63, page 46, Târgu Mureş, Roumanie. MDPI. (Cité en page 77.)
- [Eaton *et al.*, 2009] EATON, R., POTA, H. et KATUPITIYA, J. (2009). Path tracking control of agricultural tractors with compensation for steering dynamics. In *Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control (CDC) held jointly with 2009 28th Chinese Control Conference*, pages 7357–7362, Shanghai, Chine. (Cité en page 19.)
- [El-Sheimy *et al.*, 2007] EL-SHEIMY, N., HOU, H. et NIU, X. (2007). Analysis and modeling of inertial sensors using Allan variance. *IEEE Transactions on instrumentation and measurement*, 57(1):140–149. (Cité en page 113.)
- [Ferhadbegovic *et al.*, 2015] FERHADBEGOVIC, B., BRINKMANN, C., KUTZBACH, H. D. et BOTTINGER, S. (2015). Hohenheim Tyre Model-A Dynamic Model for Agricultural Tyres. Rapport technique, Institute of Agricultural Engineering, University of Hohenheim, Stuttgart, Allemagne. (Cité en page 38.)
- [Fokam, 2014] FOKAM, G. T. (2014). *Commande et planification de trajectoires pour la navigation de véhicules autonomes*. Thèse de doctorat, Université de Technologie de Compiègne, Compiègne, France. (Cité en pages 8, 83 et 100.)
- [Gahinet et Apkarian, 2011] GAHINET, P. et APKARIAN, P. (2011). Structured H_∞ synthesis in MATLAB. In *18th IFAC World Congress*, volume 44, pages 1435–1440, Milan, Italie. (Cité en pages 62, 73, 76 et 119.)
- [He *et al.*, 2019] HE, R., SANDU, C., KHAN, A. K., GUTHRIE, A. G., ELS, P. S. et HAMERSMA, H. A. (2019). Review of terramechanics models and their applicability to real-time applications. *Journal of Terramechanics*, 81:3–22. (Cité en pages 38 et 63.)
- [Hirschberg *et al.*, 2007] HIRSCHBERG, W., RILL, G. et WEINFURTER, H. (2007). Tire model tmeasy. *Vehicle System Dynamics*, 45(S1):101–119. (Cité en pages 37 et 40.)
- [IEEE, 2006] IEEE (2006). IEEE standard specification format guide and test procedure for single-axis laser gyros. *IEEE Std 647-2006 (Revision of IEEE Std 647-1995)*, pages 1–96. (Cité en page 113.)
- [Janosi, 1961] JANOSI, Z. (1961). An analysis of deformable pneumatic tire performance on deformable soil. In *1st International Conference on the Mechanics of Soil-Vehicle Systems*, volume 283396, pages 737–762, Torino, Italie. (Cité en page 45.)

- [Javaid *et al.*, 2022] JAVAID, M., HALEEM, A., SINGH, R. P. et SUMAN, R. (2022). Enhancing smart farming through the applications of agriculture 4.0 technologies. *International Journal of Intelligent Networks*. (Cité en page 1.)
- [Jazar, 2019] JAZAR, R. N. (2019). *Advanced vehicle dynamics*. Springer. (Cité en page 39.)
- [Kalman *et al.*, 1960] KALMAN, R. E. *et al.* (1960). Contributions to the theory of optimal control. *Bol. soc. mat. mexicana*, 5(2):102–119. (Cité en pages 67 et 153.)
- [Karafiath et Nowatzki, 1978] KARAFIATH, L. L. et NOWATZKI, E. A. (1978). *Soil mechanics for off-road vehicle engineering*. Trans Tech Publications. (Cité en pages 7, 42, 43 et 45.)
- [Khalil *et al.*, 1996] KHALIL, I., DOYLE, J. et GLOVER, K. (1996). *Robust and optimal control*. Prentice hall. (Cité en page 73.)
- [Khan *et al.*, 2022] KHAN, R., MAZHAR, N., RAZA, A., SAEED, A., MALIK, F. M. et AZIM, R. A. (2022). Fixed settling time longitudinal control of self-driving car. In *2022 4th International Conference on Applied Automation and Industrial Diagnostics (ICAAID)*, volume 1, pages 1–6, Hail, Arabie Saoudite. (Cité en page 61.)
- [Kiencke et Nielsen, 2000] KIENCKE, U. et NIELSEN, L. (2000). *Automotive control systems : for engine, driveline, and vehicle*. IOP Publishing. (Cité en pages 13 et 21.)
- [Kim et Lee, 2018] KIM, J. et LEE, J. (2018). Traction-energy balancing adaptive control with slip optimization for wheeled robots on rough terrain. *Cognitive Systems Research*, 49:142–156. (Cité en page 49.)
- [Krenn et Hirzinger, 2009] KRENN, R. et HIRZINGER, G. (2009). SCM—A soil contact model for multi-body system simulations. In *11th European Regional Conference of the International Society for Terrain-Vehicle Systems*, Bremen, Allemagne. ISTVS. (Cité en page 54.)
- [Lamy, 2010] LAMY, C. (2010). *Novel accurate tyre slip angle measurement means : application to tyre model identification*. Thèse de doctorat, Université de Haute-Alsace, Mulhouse, France. (Cité en page 20.)
- [LaRédaction, 2022] LARÉDACTION (2022). Robots agricoles : une nouvelle révolution ? Communiqué, Direction de l'information légale et administrative. (Cité en page 2.)
- [Leith et Leithead, 2000] LEITH, D. J. et LEITHEAD, W. E. (2000). Survey of gain-scheduling analysis and design. *International journal of control*, 73(11):1001–1025. (Cité en page 68.)
- [Lenain, 2005] LENAIN, R. (2005). *Contribution à la modélisation et à la commande de robots mobiles en présence de glissement : application au suivi de trajectoire pour les engins agricoles*. Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal - Clermont-Ferrand II. (Cité en pages 4, 14 et 19.)
- [Lenain *et al.*, 2010] LENAIN, R., THUILOT, B., CARIOU, C. et MARTINET, P. (2010). Mixed kinematic and dynamic sideslip angle observer for accurate control of fast off-road mobile robots. *Journal of Field Robotics*, 27(2):181–196. (Cité en pages 20 et 49.)
- [Lenain *et al.*, 2019] LENAIN, R., TRICOT, N. et BERDUCAT, M. (2019). La robotique agricole : l'essor de nouveaux outils pour l'agroécologie. *Sciences Eaux & Territoires*, (29):64–67. (Cité en page 3.)
- [Levant, 1993] LEVANT, A. (1993). Sliding order and sliding accuracy in sliding mode control. *International journal of control*, 58(6):1247–1263. (Cité en pages 62 et 83.)
- [Levant, 1998] LEVANT, A. (1998). Robust exact differentiation via sliding mode technique. *automatica*, 34(3):379–384. (Cité en pages 8, 62 et 84.)

- [Lhomme-Desages, 2008] LHOMME-DESAGES, D. (2008). *Commande d'un robot mobile rapide à roues non directionnelles sur sol naturel*. Thèse de doctorat, Université Pierre et Marie Curie-Paris VI, France. (Cité en page 100.)
- [Li, 2021] LI, L. (2021). *Modélisation et contrôle d'un véhicule tout-terrain à deux trains directeurs*. Thèse de doctorat, Université Paris sciences et lettres. (Cité en pages 4 et 14.)
- [Li et al., 2020] LI, Y., YU, J., GUO, X. et SUN, J. (2020). Path tracking method of unmanned agricultural vehicle based on compound fuzzy control. *In 9th Joint International Information Technology and Artificial Intelligence Conference (ITAIC)*, volume 9, pages 1301–1305, Chongqing, China. (Cité en page 100.)
- [Más et al., 2010] MÁS, F. R., ZHANG, Q. et HANSEN, A. C. (2010). *Mechatronics and intelligent systems for off-road vehicles*. Springer Science & Business Media. (Cité en page 62.)
- [McBride et al., 2018] MCBRIDE, S., SANDU, C., ALATORRE, A. et VICTORINO, A. (2018). Estimation of vehicle tire-road contact forces : A comparison between artificial neural network and observed theory approaches. Sae technical paper 2018-01-0562, SAE Technical Paper. (Cité en page 87.)
- [Meyer et al., 1977] MEYER, M. P., EHRLICH, I. R., SLOSS, D., MURPHY, N., WISMER, R. D. et CZAKO, T. (1977). International society for terrain-vehicle systems standards. *Journal of Terramechanics*, 14(3):153–182. (Cité en pages 38 et 42.)
- [Michaud et al., 2008] MICHAUD, S., HOEPFLINGER, M., THUEER, T., LEE, C., KREBS, A., DESPONT, B., GIBBESCH, A. et RICHTER, L. (2008). Lesson learned from exomars locomotion system test campaign. *In 10th ESA Workshop on Advanced Space Technologies for Robotics and Automation*, Noordwijk, Pays-Bas. ESA/ESTEC. (Cité en page 54.)
- [Mikkola, 2014] MIKKOLA, A. (2014). Lugre tire model for HMMWV. Rapport technique, Simulation-Based Engineering Lab, University of Wisconsin-Madison, Wisconsin, USA. (Cité en page 46.)
- [Mileusnić et al., 2022] MILEUSNIĆ, Z. I., SALJNIKOV, E., RADOJEVIĆ, R. L. et PETROVIĆ, D. V. (2022). Soil compaction due to agricultural machinery impact. *Journal of Terramechanics*, 100:51–60. (Cité en page 4.)
- [Nakajima, 2019] NAKAJIMA, Y. (2019). *Advanced Tire Mechanics*. Springer Singapore. (Cité en page 39.)
- [Noureldin et al., 2013] NOURELDIN, A., KARAMAT, T. B. et GEORGY, J. (2013). *Fundamentals of inertial navigation, satellite-based positioning and their integration*. Springer. (Cité en pages 9, 110, 111, 116 et 153.)
- [Nowak, 2021] NOWAK, B. (2021). Precision agriculture : where do we stand ? a review of the adoption of precision agriculture technologies on field crops farms in developed countries. *Agricultural Research*, 10(4):515–522. (Cité en page 4.)
- [Ogata, 1995] OGATA, K. (1995). *Discrete-time control systems*. Prentice-Hall, Inc. (Cité en pages 80 et 125.)
- [Okello, 1991] OKELLO, A. (1991). A review of soil strength measurement techniques for prediction of terrain vehicle performance. *Journal of agricultural engineering research*, 50:129–155. (Cité en page 43.)
- [Orjuela et al., 2019] ORJUELA, R., ICHALAL, D., MARX, B., MAQUIN, D. et RAGOT, J. (2019). Polytopic models for observer and fault-tolerant control designs. *In New Trends in Observer-Based Control*, pages 295–335. Elsevier. (Cité en page 121.)

- [Osinenko *et al.*, 2015] OSINENKO, P. V., GEISSLER, M. et HERLITZIUS, T. (2015). A method of optimal traction control for farm tractors with feedback of drive torque. *Biosystems engineering*, 129:20–33. (Cité en pages 4 et 83.)
- [Pacejka, 2005] PACEJKA, H. (2005). *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier. (Cité en page 37.)
- [Pacejka et Besselink, 1997] PACEJKA, H. et BESSELINK, I. (1997). Magic formula tyre model with transient properties. *Vehicle system dynamics*, 27(S1):234–249. (Cité en page 49.)
- [Poussot-Vassal, 2008] POUSSOT-VASSAL, C. (2008). *Robust LPV multivariable automotive global chassis control*. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG. (Cité en page 121.)
- [Pranav *et al.*, 2012] PRANAV, P., TEWARI, V., PANDEY, K. et JHA, K. (2012). Automatic wheel slip control system in field operations for 2wd tractors. *Computers and electronics in agriculture*, 84:1–6. (Cité en page 83.)
- [Pretagostini *et al.*, 2020] PRETAGOSTINI, F., FERRANTI, L., BERARDO, G., IVANOV, V. et SHYROKAU, B. (2020). Survey on wheel slip control design strategies, evaluation and application to antilock braking systems. *Ieee Access*, 8:10951–10970. (Cité en page 82.)
- [Quinchia *et al.*, 2013] QUINCHIA, A. G., FALCO, G., FALLETTI, E., DOVIS, F. et FERRER, C. (2013). A comparison between different error modeling of MEMS applied to GPS/INS integrated systems. *Sensors*, 13(8):9549–9588. (Cité en page 113.)
- [Radicioni *et al.*, 2020] RADICIONI, F., STOPPINI, A., BRIGANTE, R., BROZZI, A. et TOSI, G. (2020). Gnss network rtk for automatic guidance in agriculture : Testing and performance evaluation. In *International Conference on Computational Science and Its Applications*, pages 19–35. (Cité en page 4.)
- [Rajamani, 2011] RAJAMANI, R. (2011). *Vehicle dynamics and control*. Springer Science & Business Media. (Cité en pages 13, 14, 17, 21, 28, 38, 40, 41, 65, 100, 101, 105 et 107.)
- [Renius, 2020] RENIUS, K. T. (2020). *Fundamentals of tractor design*. Springer. (Cité en page 62.)
- [Roos *et al.*, 2011] ROOS, C., LESCHER, F., BIANNIC, J.-M., DÖLL, C. et FERRERES, G. (2011). A set of μ -analysis based tools to evaluate the robustness properties of high-dimensional uncertain systems. In *2011 IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design (CACSD)*, pages 644–649, Denver, USA. (Cité en page 80.)
- [Routh, 1877] ROUTH, E. J. (1877). *A Treatise on the Stability of a Given State of Motion : Particularly Steady Motion. Being the Essay to which the Adams Prize was Adjudged in 1877, in the University of Cambridge*. Macmillan and Company. (Cité en pages 25 et 66.)
- [Salama *et al.*, 2018] SALAMA, M. A., VANTSEVICH, V. V., WAY, T. R. et GORSICH, D. J. (2018). UGV with a distributed electric driveline : Controlling for maximum slip energy efficiency on stochastic terrain. *Journal of Terramechanics*, 79:41–57. (Cité en page 49.)
- [Sandu *et al.*, 2019] SANDU, C., TAHERI, S., TAHERI, S. et GORSICH, D. (2019). Hybrid soft soil tire model (HSSTM). Part II : tire-terrain interaction. *Journal of Terramechanics*, 86:15–29. (Cité en page 38.)
- [Santos Valle et Kienzle, 2021] SANTOS VALLE, S. et KIENZLE, J. (2021). Agriculture 4.0 : Robotique agricole et matériel automatisé au service d’une production agricole durable. Rapport d’études, Direction de l’information légale et administrative, Rome, Italie. (Cité en pages 3 et 4.)

- [Saunders *et al.*, 2019] SAUNDERS, A., WHITE, D. et COMPERE, M. (2019). Estimating Pacejka (PAC2002) Tire Coefficients for Pneumatic Tires on Soft Soils With Application to BAJA SAE Vehicles. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, volume 59414, Salt Lake City, Utah, USA. American Society of Mechanical Engineers. (Cité en page 49.)
- [Sename *et al.*, 2013] SENAME, O., GASPAR, P. et BOKOR, J. (2013). *Robust control and linear parameter varying approaches : application to vehicle dynamics*, volume 437. Springer. (Cité en pages 8, 9 et 72.)
- [Senatore et Sandu, 2011] SENATORE, C. et SANDU, C. (2011). Off-road tire modeling and the multi-pass effect for vehicle dynamics simulation. *Journal of Terramechanics*, 48(4):265–276. (Cité en pages 41, 44, 46 et 49.)
- [Serban *et al.*, 2019] SERBAN, R., TAYLOR, M., NEGRUT, D. et TASORA, A. (2019). Chrono : : Vehicle : template-based ground vehicle modelling and simulation. *International Journal of Vehicle Performance*, 5(1):18–39. (Cité en page 29.)
- [Shtessel *et al.*, 2014] SHTESSEL, Y., EDWARDS, C., FRIDMAN, L., LEVANT, A. *et al.* (2014). *Sliding mode control and observation*, volume 10. Springer. (Cité en page 84.)
- [Slater et Malys, 1997] SLATER, J. A. et MALYS, S. (1997). WGS 84? past, present and future. In *Advances in Positioning and Reference Frames*, volume 118, pages 1–7, Rio de Janeiro, Brésil. (Cité en page 111.)
- [Soylu et Çarman, 2021] SOYLU, S. et ÇARMAN, K. (2021). Fuzzy logic based automatic slip control system for agricultural tractors. *Journal of Terramechanics*, 95:25–32. (Cité en page 83.)
- [Stellet *et al.*, 2014] STELLET, J. E., GIESSLER, M., GAUTERIN, F. et LEÓN, F. P. (2014). Model-based traction control for electric vehicles. *ATZelektronik worldwide*, 9(2):44–50. (Cité en page 82.)
- [Sunusi *et al.*, 2020] SUNUSI, I. I., ZHOU, J., WANG, Z. Z., SUN, C., IBRAHIM, I. E., OPIYO, S., SOOMRO, S. A., SALE, N. A., OLANREWaju, T. *et al.* (2020). Intelligent tractors : Review of online traction control process. *Computers and Electronics in Agriculture*, 170:105176. (Cité en pages 49 et 63.)
- [Taghavifar et Mardani, 2017] TAGHAVIFAR, H. et MARDANI, A. (2017). *Off-road Vehicle Dynamics*. Springer International Publishing. (Cité en pages 14, 21 et 42.)
- [Taheri *et al.*, 2015] TAHERI, S., SANDU, C., TAHERI, S., PINTO, E. et GORSICH, D. (2015). A technical survey on Terramechanics models for tire-terrain interaction used in modeling and simulation of wheeled vehicles. *Journal of Terramechanics*, 57:1–22. (Cité en pages 38 et 44.)
- [Tasora *et al.*, 2015] TASORA, A., SERBAN, R., MAZHAR, H., PAZOUKI, A., MELANZ, D., FLEISCHMANN, J., TAYLOR, M., SUGIYAMA, H. et NEGRUT, D. (2015). Chrono : An open source multi-physics dynamics engine. In *International Conference on High Performance Computing in Science and Engineering*, volume 93, pages 19–49, Solan, République-Tchèque. (Cité en pages 9, 14, 28 et 50.)
- [Taylor *et al.*, 2016] TAYLOR, M., SERBAN, R. et NEGRUT, D. (2016). Rapport technique tr-2016-15. Rapport technique, Simulation-Based Engineering Lab, University of Wisconsin-Madison, Wisconsin, USA. (Cité en page 29.)
- [Terzaghi *et al.*, 1996] TERZAGHI, K., PECK, R. B. et MESRI, G. (1996). *Soil mechanics in engineering practice*. John Wiley & Sons. (Cité en pages 42 et 46.)

- [Thuilot *et al.*, 2002] THUILOT, B., CARIOU, C., MARTINET, P. et BERDUCAT, M. (2002). Automatic guidance of a farm tractor relying on a single CP-DGPS. *Autonomous robots*, 13(1):53–71. (Cité en page 19.)
- [Titterton *et al.*, 2004] TITTERTON, D., WESTON, J. L. et WESTON, J. (2004). *Strapdown inertial navigation technology*, volume 17. IET. (Cité en pages 110 et 112.)
- [Utkin, 1992] UTKIN, V. I. (1992). *Sliding modes in control and optimization*. Springer Science & Business Media. (Cité en page 83.)
- [Vieira, 2021] VIEIRA, D. (2021). Matlab code generation for embedded applications. Rapport technique, Technology&Strategy Group. (Cité en pages 8, 9 et 35.)
- [Vieira *et al.*, 2021] VIEIRA, D., ORJUELA, R., SPISSER, M. et BASSET, M. (2021). Longitudinal Vehicle Control based on Off-road Tire Model for Soft Soil Applications. In *6th IFAC Conference on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling*, volume 54, Tokyo, Japon. (Cité en pages 7, 49, 50 et 62.)
- [Vieira *et al.*, 2022a] VIEIRA, D., ORJUELA, R., SPISSER, M. et BASSET, M. (2022a). An adapted burckhardt tire model for off-road vehicle applications. *Journal of Terramechanics*, 104:15–24. (Cité en pages 7 et 8.)
- [Vieira *et al.*, 2022b] VIEIRA, D., ORJUELA, R., SPISSER, M. et BASSET, M. (2022b). Positioning and Attitude determination for Precision Agriculture Robots based on IMU and Two RTK GPSs Sensor Fusion. In *7th IFAC Conference Sensing, Control and Automation for Agriculture*, Munich, Germany. (Cité en pages 7, 9, 101 et 109.)
- [Wit, 2000] WIT, J. S. (2000). *Vector pursuit path tracking for autonomous ground vehicles*. Thèse de doctorat, Université de Floride, USA. (Cité en page 100.)
- [Wong, 2008] WONG, J. Y. (2008). *Theory of Ground Vehicles*. John Wiley & Sons. (Cité en pages 42 et 43.)
- [Wong et Reece, 1967a] WONG, J.-Y. et REECE, A. (1967a). Prediction of rigid wheel performance based on the analysis of soil-wheel stresses : Part I. Performance of driven rigid wheels. *Journal of Terramechanics*, 4(2):81–98. (Cité en pages 7, 41, 44 et 45.)
- [Wong et Reece, 1967b] WONG, J.-Y. et REECE, A. R. (1967b). Prediction of rigid wheel performance based on the analysis of soil-wheel stresses : Part II. Performance of towed rigid wheels. *Journal of Terramechanics*, 4(2):7–25. (Cité en pages ix, 45 et 46.)
- [Wu, 1995] WU, F. (1995). *Control of Linear Parameter Varying Systems*. Thèse de doctorat, Department of Mechanical Engineering, University of California, USA. (Cité en page 126.)
- [Xavier, 2019] XAVIER, M. (2019). Dynamique du véhicule. Cours de master, Université de Bordeaux, Bordeaux, France. (Cité en page 25.)
- [Yagoubi, 2022] YAGOUBI, M. (2022). Commande et Observation dans l’espace d’état. Cours de master, IMT Atlantique, Nantes, France. (Cité en page 102.)
- [Yao *et al.*, 2020] YAO, Q., TIAN, Y., WANG, Q. et WANG, S. (2020). Control strategies on path tracking for autonomous vehicle : State of the art and future challenges. *IEEE Access*, 8:161211–161222. (Cité en pages 99 et 127.)
- [Yin *et al.*, 2020] YIN, C., WANG, S., LI, X., YUAN, G. et JIANG, C. (2020). Trajectory tracking based on adaptive sliding mode control for agricultural tractor. *IEEE Access*, 8:113021–113029. (Cité en page 100.)

- [Zhang *et al.*, 2021] ZHANG, Q., CHEN, Q., XU, Z., ZHANG, T. et NIU, X. (2021). Evaluating the navigation performance of multi-information integration based on low-end inertial sensors for precision agriculture. *Precision Agriculture*, 22(3):627–646. (Cité en page 4.)
- [Zhang *et al.*, 2022] ZHANG, T., JIAO, X. et LIN, Z. (2022). Finite time trajectory tracking control of autonomous agricultural tractor integrated nonsingular fast terminal sliding mode and disturbance observer. *Biosystems Engineering*, 219:153–164. (Cité en page 100.)

Configuration des essais sur la *flat-trac* virtuelle

Dans le cadre des tests réalisés à partir de la *flat-trac* virtuelle présentée au Chapitre 3, un total de 20 test ont été réalisés dans le but de collecter différentes données relatives aux efforts longitudinaux et latéraux mis en jeux lors du contact roue/sol déformable. Ces données ont été collectées dans le but de procéder à l'étape d'estimation des nouveaux paramètres du modèle d'interaction ABTM proposé au Chapitre 3. Ainsi, la Table A.1 résume les différents paramètres qui ont été modifiés lors de la simulation.

Longitudinal						
Test	s_w (-)	α (deg)	F_z (N)	r (m)	b (m)	Sol
1-6	[-1, 1]	0	6473	0.467	0.254	1-6
7	[-1, 1]	10	6473	0.467	0.254	6
8	[-1, 1]	0	8473	0.467	0.254	6
9	[-1, 1]	0	6473	0.267	0.254	6
10	[-1, 1]	0	6473	0.467	0.354	6
Latéral						
Test	α (deg)	s_w (-)	F_z (N)	r (m)	b (m)	Sol
1-6	[-50, 50]	0.2	6473	0.467	0.254	1-6
7	[-50, 50]	0.4	6473	0.467	0.254	6
8	[-50, 50]	0.2	8473	0.467	0.254	6
9	[-50, 50]	0.2	6473	0.267	0.254	6
10	[-50, 50]	0.2	6473	0.467	0.354	6

Table A.1. – Description des tests réalisés sur la *flat-trac* virtuelle.

Côté longitudinal, 10 tests ont été réalisés pour 6 sols de différente nature, dont les paramètres sont données à la Table A.2. De plus, 2 valeurs différente de dérive ainsi que de charge verticale, du rayon et de la largeur de roue, balayant le glissement longitudinal du freinage jusqu'au patinage ont été fixés. Concernant les tests latéraux, 10 tests différents ont également été réalisés dans des conditions similaires. Un total de 6 types de sols ont été considérés. De plus, 2 valeurs de glissement longitudinal, de charge verticale, de rayon et de la largeur de roue différents ont été fixés afin de balayer cette fois-ci la dérive de ± 50 deg.

Référence	Sol	n	c (Pa)	ϕ (deg)	k_c	k_ϕ	$k_{x,y}$ (m)
[Dallas <i>et al.</i> , 2020]	Sablonneux/boueux	0.7	1700	29	5300	1515000	0.025
[Dallas <i>et al.</i> , 2020]	Terreux	0.9	22670	22	73678	5786800	0.015
[Dallas <i>et al.</i> , 2020]	Argileux	0.5	4140	13	13200	692200	0.01
[Dallas <i>et al.</i> , 2020]	Sablonneux	1.08	200	27	1000	1528600	0.024
[Chan et Sandu, 2007]	Sablonneux	1.1	1000	30	900	1523400	0.025
<i>ProjectChrono</i>	(Défaut)	1.1	0	30	0	2000000	0.01

Table A.2. – Valeurs des paramètres des sols déformables.

Estimateurs d'état à base de filtrage de Kalman

Comme indiqué lors du Chapitre 5, l'algorithme de positionnement du véhicule est basé sur l'estimation d'états dont l'architecture proposée se base sur le filtre de Kalman [Kalman *et al.*, 1960]. En général, un filtre de Kalman est un algorithme permettant d'estimer de manière optimale les états d'un système à partir de mesures affectées par du bruit. Il s'agit d'un algorithme séquentiel récursif qui fournit une estimation optimale de la plus petite variance moyenne de l'état du système [Noureldin *et al.*, 2013]. En plus de ses avantages en tant qu'estimateur optimal, le filtre de Kalman fournit des données sur la précision de l'estimation du système à travers la variance. L'intérêt d'un tel algorithme est qu'il utilise toutes les mesures disponibles, quelle que soient leur précision pour estimer la valeur actuelle de l'état du système. Cependant, le filtre de Kalman est basé sur les hypothèses suivantes :

- Le système doit être linéaire et entièrement observable.
- Les bruits de processus et de mesure doivent être blancs, gaussiens et non corrélés.

Même si aucun système ne satisfait parfaitement ces conditions en pratique, certains systèmes peuvent approcher ce comportement, permettant de trouver de très bonnes approximations de leur état. Cependant, dans le cas de la fusion de données considéré dans ces travaux, le modèle de processus étant non-linéaire, l'approche simple du filtre de Kalman ne peut être appliquée. Par conséquent, l'algorithme choisi, est un filtrage de Kalman Étendu (EKF), dont le principe est donné à la Figure B.1b.

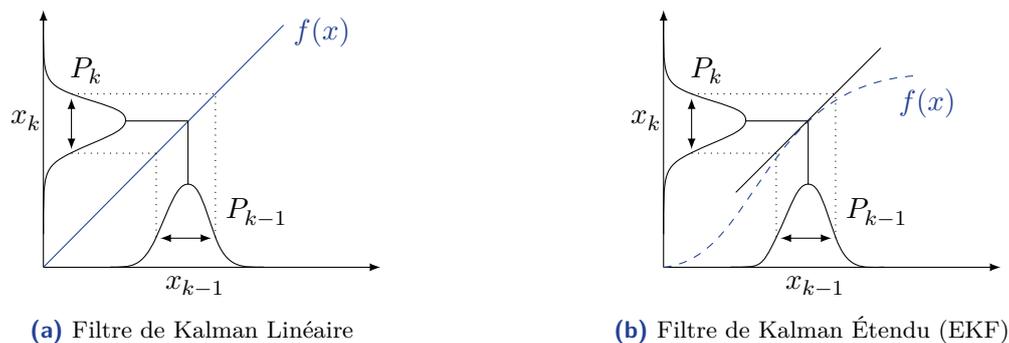


Figure B.1. – Comparaison du principe de fonctionnement entre un Filtre de Kalman Linéaire et un Filtre de Kalman Étendu.

L'application d'un filtre de Kalman Étendu est défini par un modèle de processus $f(\hat{x}_k, u_k, v)$ et de mesure $h(\hat{x}_k) + w$, donnés par des équations d'état non-linéaires. À partir de ces équations, l'estimation se fait en deux étapes : la prédiction puis la mise à jour. Dans l'étape de prédiction, le vecteur d'état est prédit par l'équation d'état non-linéaire discrétisée donnée par :

$$\hat{x}_{k|k-1} = f(\hat{x}_k, u_k, v) \quad (\text{B.1})$$

où $\hat{x}_{k|k-1}$ est l'état estimé à l'instant k *a priori*. Puis, la covariance de l'état *a priori* est calculée à partir de la relation suivante :

$$P_{k|k-1} = F_k P_{k-1} F_k^T + G_k Q_k G_k^T \quad (\text{B.2})$$

où F_k est la matrice jacobienne définie par $F = \frac{\partial f}{\partial x}$, linéarisant ainsi le modèle de processus. Par ailleurs la matrice Q correspond à la matrice de covariance du bruit de processus v .

D'autre part, l'étape de correction s'effectue à partir de la distribution estimée de l'état x_k et des mesures y_k . En effet, l'erreur entre le modèle de mesure $h(\hat{x}_{k|k-1})$ et les mesures z_k est donnée par :

$$y_k = z_k - h(\hat{x}_{k|k-1}) \quad (\text{B.3})$$

Puis la covariance de l'innovation est calculée comme suit :

$$S_k = H_k P_{k|k-1} H_k^T + I_k R_k I_k^T \quad (\text{B.4})$$

où $H = \frac{\partial h}{\partial x}$ correspond à la linéarisation du modèle de mesure et R la matrice de covariance du bruit de mesure w . Enfin, le gain de Kalman K est calculé par :

$$K_k = P_{k|k-1} H_k^T S_k^{-1} \quad (\text{B.5})$$

Ainsi, avec ce gain la correction peut être faite sur le vecteur d'état x_k et sa covariance P_k *a posteriori* en accord avec les équations suivantes :

$$\hat{x}_{k|k} = \hat{x}_{k|k-1} + K_k y_k \quad (\text{B.6a})$$

$$P_{k+1} = (\mathbb{I} - K_k H_k) P_k \quad (\text{B.6b})$$

Le schéma donné à la Figure B.2, résume la procédure récursive du filtre de Kalman Étendu, qui a été appliquée dans le cas de la fusion de données, utilisée dans ces travaux de thèse.

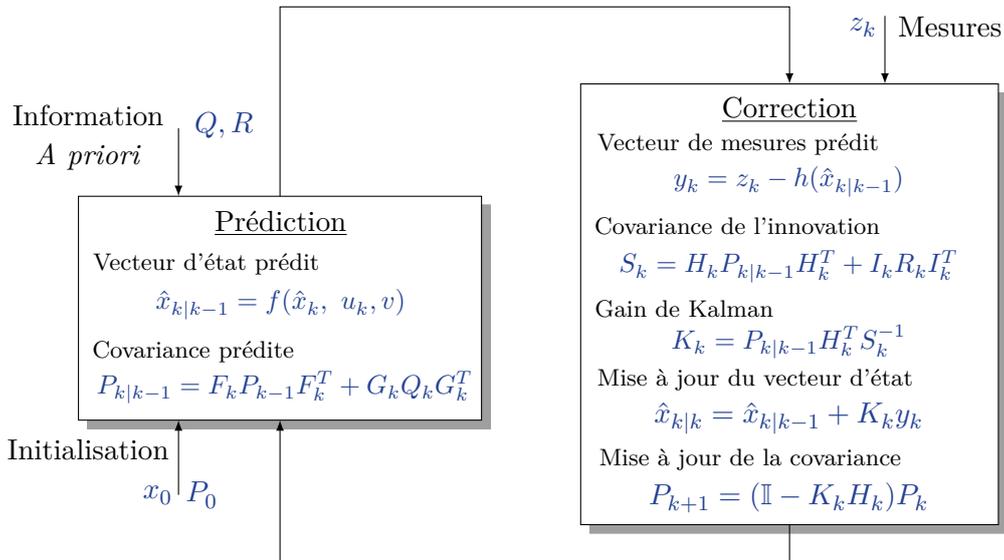


Figure B.2. – Procédure récursive d'un Filtre de Kalman Étendu.