

N° d'ordre : 3668

THESE

En vue de l'obtention du : **DOCTORAT**

Structure de Recherche : Laboratoire Conception et Systèmes (Electronique, Signaux et Informatique)

Discipline : Sciences de l'ingénieur

Spécialité : Électronique, Mécatronique et Automatique

Présentée et soutenue le : 23/07/2022 par :

Rania MAJDOUBI

**Contribution à la conception et à la commande d'un robot mobile
à roues motrices navigant dans un sol agricole**

JURY

Larbi LAANAB	PES, Université Mohammed V, Faculté des Sciences - Rabat	Président
Aziz AMARI	PH, Université Mohammed V, Faculté des Sciences - Rabat	Rapporteur/Examineur
Lahcen KOUTTI	PES, Université Ibn Zohr, Faculté des Sciences - Agadir	Rapporteur/Examineur
Mohammed Karim ETTOUHAMI	PH, Université Mohammed V, ENSAM - Rabat	Rapporteur/Examineur
Boubker FARES	PH, Université Mohammed V, Faculté des Sciences - Rabat	Examineur
Lhoussaine MASMOUDI	PES, Université Mohammed, Faculté des Sciences - Rabat	Directeur de Thèse

Année Universitaire : 2021/2022

Dédicaces

A la mémoire de mon père Mustapha MAJDOUBI : Qu'Allah bénisse son âme, et lui ouvre les portes du Paradis !

A ma chère mère Nafissa LOUZI : Tu as su porter pour moi les soins et consentir les efforts pour mon éducation. Aucune dédicace ne saurait exprimer tout le respect et l'amour que je te porte, tu m'as toujours fait confiance. Puisses-tu trouver en ce travail la consolation et le témoin de la patience.

A ma petite famille : mon Mari Khalid BENCHEIKH, aucun mot ne saurait t'exprimer mon profond attachement et ma reconnaissance pour l'amour, la tendresse et la gentillesse dont tu m'as entouré. Cher mari j'aimerais bien que tu trouves dans ce travail l'expression de mes sentiments de reconnaissance les plus sincères car grâce à ton aide et à ta patience avec moi que ce travail a pu voir le jour..., mon petit Elias adoré que dieu te garde et te protège.

A mon cher oncle Jemal eddine LOUZI et son épouse tata samira et ses enfants : Malgré les grandes responsabilités que tu assumes dans ton travail en tant que père de famille, tu as toujours été près de moi, pour m'écouter, me soutenir, me suivre et m'encourager. puisse ce travail te porter le bonheur.

A mes chers frères : ma sœur Lamia et sa petite famille et mon petit frère Ahmed.

A ma famille : Ma grand-mère Hafida, Mon grand-père Rahal, et toute la famille MAJDOUBI et LOUZI.

A ma grande sœur Houda et son mari Hicham et ses petites princesses Meriam, Hajar et Zineb que dieu garde cette amitié.

A mon beau-père Abdenbi et ma belle-mère Mbarka, et la famille BENCHEIKH.

Je tiens également à exprimer mes sincères remerciements et reconnaissance à Mr. Lahcen ELYOUSSEFI, pour son soutien permanent et ses conseils de valeurs pour réussir mes travaux de recherche, je suis très honorée par sa présence dans ma soutenance.

A mes amis : Safaa, Meriam, Samah, Hasnae, Kaltoum, Imane, Manar et Mohammed que dieu garde cette amitié

A tous ceux qui ont eu et qui ont confiance en moi.

Remerciement

Je tiens tout d'abord à remercier **Dieu** d'avoir m'entourer de personnes formidables qui ont, chacune à leur façon, et ce, à différentes étapes de mon cheminement, contribué, d'une manière ou d'une autre, à la réalisation de cette thèse de doctorat, qui a été réalisé au sein du Laboratoire Conception et Systèmes (Électronique, Signaux et Informatique), de la Faculté des Sciences de Rabat, sous la direction de Mr. **Lhoussaine MASMOUDI**, Professeur d'enseignement supérieur à la Faculté des Sciences de l'Université Mohammed V de Rabat .

Ce travail a été réalisé dans le cadre du projet PPR2 intitulé « Conception et réalisation d'un robot-prototype écologique dédié à des utilisations en agriculture : application à la pulvérisation aux culture de fraises », financé par le Ministère de l'Enseignement supérieur, de la Recherche Scientifique et de l'Innovation et le Centre National de Recherche Scientifique et Technique Marocain CNRST.

Je tiens à remercier vivement Mr. **Lhoussaine MASMOUDI**, Professeur d'enseignement supérieur à la Faculté des Sciences de l'Université Mohammed V de Rabat, pour la confiance qu'il m'a témoignée en acceptant la direction scientifique de mes travaux. Je lui suis reconnaissante de m'avoir fait bénéficier tout au long de ce travail de sa grande compétence, de sa rigueur intellectuelle, de son dynamisme et de son efficacité certaine que je n'oublierai jamais. Soyez assure de mon attachement et de ma profonde gratitude.

Je suis très honorée à remercier de la présence à mon jury de thèse et je tiens à remercier :

Mr. **Larbi LAANAB**, Professeur d'enseignement supérieur à la Faculté des Sciences de l'Université Mohammed V de Rabat, de m'avoir fait l'honneur de présider le jury.

Mr. **Aziz AMARI**, Professeur d'habilité à la Faculté des Sciences de l'Université Mohammed V de Rabat, d'avoir accepté de faire partie du jury de cette thèse en qualité de rapporteur et examinateur. Je le remercie vivement pour le temps consacré à la lecture de cette thèse, et pour les suggestions.

Mr. **Lahcen KOUTTI**, Professeur d'enseignement supérieur à la Faculté des Sciences de l'Université Ibn Zohr d'Agadir, pour l'honneur qu'il m'a fait pour sa participation à mon jury de thèse en qualité de rapporteur et examinateur de mon travail, pour le temps consacré à la lecture de cette thèse.

Mr. **Mohamed Karim ETTOUHAMI**, Professeur d'habilité à l'ENSAM de l'Université Mohammed V de Rabat, pour l'honneur qu'il m'a fait pour sa participation à mon jury de thèse en qualité de rapporteur et examinateur de mon travail, pour le temps consacré à la lecture de cette thèse, et pour les suggestions et les remarques judicieuses et pertinentes qu'ils m'a indiquées.

Mr. **Boubker FARES**, Professeur d'habilité à la Faculté des Sciences de l'Université Mohammed V de Rabat, pour l'honneur qu'il m'a fait pour sa participation à mon jury de thèse en qualité d'examineur de mon travail, pour le temps consacré à la lecture de cette thèse.

Mr. **Abderahmane ELHARIF**, Professeur d'enseignement supérieur à la Faculté des Sciences de l'Université Mohammed V de Rabat, pour sa disponibilité, ses qualités pédagogiques et scientifiques. Ainsi que pour ses multiples encouragements.

Résumé

Dans le contexte agricole, les principaux phénomènes intervenant lors de la navigation des véhicules autonomes, sont le glissement et le dérapage. Ces deux phénomènes impactent ainsi le suivi de trajectoire du véhicule en rendant difficile, voire impossible la praticabilité de ces robots dans le champ agricole. D'où la nécessité de contrôler ces paramètres.

L'objectif principal de cette thèse, est de contribuer à la conception et à la commande d'un robot mobile agricole capable de naviguer sur un sol déformable. Nous avons développé une démarche qui s'étend de la définition du besoin agricole, en se basant sur le cahier des charges fonctionnel, jusqu' à l'identification des solutions technologiques, et ce, pour enfin aboutir à un prototype réel, après avoir validé les formes et les dimensions. Ensuite, afin d'assurer la navigation de ce robot dans un environnement accidenté, on a opté pour deux contrôleurs imbriqués, le premier est le contrôleur couplé de la dynamique longitudinale et latérale, et le deuxième est le contrôleur qui minimise le glissement. Ces deux contrôleurs sont basés sur les lois de lyapunov et sont issus des équations différentielles de la dynamique du robot mobile à sept degrés de liberté. Celles-ci, sont obtenues lors de l'application de la loi fondamentale de la dynamique et la loi du contact roue-sol appelée Bekker étendu issu de la loi de Bekker classique. La dynamique sans insertion du contrôleur est validée en temps réel en utilisant la base de données du logiciel Carsim en collaboration avec le logiciel Matlab-Simulink. De plus, la dynamique par insertion du contrôleur est validée et comparée au contrôleur sans tenir compte de la présence de glissement. Enfin, sur la base des équations issues de la loi de l'interaction roue-sol, et après avoir identifié les paramètres du moteur, nous avons modélisé le système motopropulseur pour étudier l'efficacité énergétique du moteur à courant continu sans balais incluse dans la roue. Ce modèle nous a permis de trouver le glissement et la vitesse linéaire optimaux, auquel le robot agit comme un générateur d'énergie. Ainsi cette énergie peut être réutilisée pour alimenter d'autres équipements.

Mots clés : robot mobile agricole, conception, la dynamique du robot, contrôleur couplé, contrôleur du glissement, le système motopropulseur.

Abstract

In the agricultural context, the main phenomena involved in the navigation of autonomous vehicles are sliding and skidding. These two phenomena have an impact on the vehicle trajectory tracking, making it difficult or even impossible for these robots to navigate in the agricultural field. Hence, the need to control these parameters.

The main objective of this thesis, is to contribute to the design and control of a mobile agricultural robot able to navigate on a deformable soil. We have developed an approach that starts from the definition of the agricultural need, based on the technical specifications, to the identification of technological solutions, and finally to a real prototype, after having validated the shapes and the dimensions. Then, in order to ensure the navigation of this robot in a rough environment, we opted for two overlapping controllers, the first, is the coupled controller of the longitudinal and lateral dynamics, and the second, is the controller that minimizes the slip ratio. These two controllers are based on the Lyapunov laws and are derived from the differential equations of the dynamics of the mobile robot with seven degrees of freedom. These, are obtained by applying the fundamental law of dynamics and the law of wheel-ground contact called extended Bekker's law from the classical Bekker law. The dynamics without controller insertion is validated in real time using the Carsim software database in conjunction with Matlab Simulink. Moreover, the dynamics by insertion of the controller is validated and compared to the controller without taking into account the presence of slip ratio. Finally, based on the equations from the wheel-ground interaction law, and after identifying the motor parameters, we modeled the power drive system to study the energy efficiency of the brushless DC motor included in the wheel. This model allowed us to find the optimal slip ratio as well as the linear velocity, at which the robot acts as an energy generator. This energy can be reused to power other equipment.

Keywords : agricultural mobile robot, design, robot dynamics, coupled controller, slip controller, propulsion system

Table des matières

Dédicaces	ii
Remerciement	iii
Resumé	iv
Abstract	v
Liste des Figures	xii
Liste des Tableaux	xii
Introduction générale	1
I Cadre général et motivation	1
I.1 Sécurité des travailleurs	2
I.2 Cohérence du travail	2
I.3 Des résultats exempts d'erreurs	2
I.4 Efficacité et productivité	2
I.5 Coût réduit de l'agriculture	2
II Formulation du problème	3
III Contribution et organisation du mémoire	3
IV Plan du manuscrit	4
Chapitre 1 La conception mécanique du robot mobile agricole	6
1.1 Introduction	6
1.2 État de l'art des robots mobiles agricoles	7
1.2.1 Spécification en termes de mobilité	7
1.2.2 Spécification en termes de type de manipulateur	8
1.2.3 Spécification en termes de type de récolte	11
1.3 Étude de cahier des charges	14
1.3.1 Cahier des charges du robot	14
1.3.2 Analyse fonctionnelle	15
1.3.3 Recherche des solutions technologiques	17
1.4 La conception appliquée au robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot » . . .	19
1.4.1 Approche de conception	19
1.4.2 La conception préliminaire	21
1.4.3 Maquette du robot	29
1.5 Conclusion	31
Chapitre 2 Modélisation dynamique du robot « Agri-Eco-Robot »	33
2.1 Introduction	33
2.2 Modélisation dynamique du robot « Agri-Eco-Robot »	34
2.2.1 État de l'art des modélisations existantes des véhicules	34

2.2.2	Modélisation appliquée au robot « Agri-Eco-Robot »	39
2.3	Modélisation de la liaison roue-sol	49
2.3.1	État de l'art des modèles existantes	49
2.3.2	Le modèle du contact roue sol utilisé	63
2.4	Estimation des paramètres du sol	72
2.4.1	État de l'art des méthodes pour identifier les paramètres du sol . .	73
2.4.2	La méthode proposée pour identifier les paramètres du sol	76
2.4.3	Application dans le sol de la serre	82
2.5	Formulation du modèle dynamique global du Robot	87
2.5.1	Modèle d'État de véhicule à 7 degrés de liberté (7-DOF)	87
2.5.2	Validation du modèle	89
2.6	Conclusion	95
Chapitre 3	la commande du robot « Agri-Eco-Robot »	97
3.1	Introduction	97
3.2	État de l'art des commandes existantes des véhicules autonomes	98
3.2.1	Control latéral	98
3.2.2	Control longitudinal	101
3.2.3	Control couplé	103
3.3	Développement de la loi de contrôle du robot « Agri-Eco-Robot »	106
3.3.1	Réponse du robot en boucle ouverte	106
3.3.2	Développement de la loi de contrôle proposée	112
3.3.3	Validation du modèle	116
3.4	Conclusion	120
Chapitre 4	La modélisation, commande et gestion de l'énergie d'un robot mobile	122
4.1	Introduction	122
4.2	État de l'art sur le moteur BLDC	123
4.2.1	Historique du moteur BLDC	123
4.2.2	Application du moteur BLDC	125
4.2.3	Historique sur le moteur-roue	126
4.3	Estimation des paramètres du moteur BLDC à roue	127
4.3.1	Estimation des paramètres par la méthode physique	128
4.3.2	Estimation des paramètres en ligne	130
4.3.3	Résultat et interprétation	132
4.4	Stratégie de commande du moteur BLDC	140
4.4.1	Modélisation du moteur BLDC	141
4.4.2	Modélisation et commande du convertisseur	143
4.4.3	Asservissement du système Moto-Propulseur	145
4.5	Gestion de l'énergie du robot mobile « Agri-Eco-Robot »	154
4.5.1	Efficacité énergétique	155
4.5.2	Optimisation	157
4.5.3	Résultat	158
4.6	Conclusion	162
Conclusion générale et perspective		164
I	Conclusion générale	164
II	Perspective	165
Bibliographie		166

Liste des figures

1.1	Quelques modèles des robots agricoles	8
1.2	Diagramme de pieuvre pour le robot « Agri-Eco-Robot »	16
1.3	La technique interrogative de la méthode FAST	17
1.4	Diagramme FAST de la fonction principale 1	18
1.5	Diagramme FAST de la fonction principale 2	18
1.6	Approche de Pahl et Bietz pour la conception	19
1.7	Les domaines de la conception nouvelle	21
1.8	Exemple de différents types de roues	22
1.9	Symboles utilisés sont expliqués la nature de la roue	22
1.10	Les différents types de configuration des roues existant dans la littérature	24
1.11	La cartouche du robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot » en vue éclaté	26
1.12	La cartouche du robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot »	26
1.13	Le châssis du robot mobile agricole	27
1.14	Le robot en position statique	27
1.15	Le prototype du robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot »	30
1.16	La maquette réelle	30
1.17	Diagramme de la démarche de conception du robot « Agri-Eco-Robot »	31
2.1	Le modèle cinématique de bicyclette	34
2.2	Le modèle bicyclette du véhicule	35
2.3	Le modèle dynamique à quatre roues	36
2.4	Le modèle topologique à 23 corps	40
2.5	Le modèle articulaire à 7 DOF à 23 corps	41
2.6	Diagramme de corps libre du robot	42
2.7	Le système de cordonnée du robot	43
2.8	Le système de coordonnée de la roue	43
2.9	Le modèle Articulaire de la roue	46
2.10	Modélisation de la force de contact entre la roue et le châssis	48
2.11	Le modèle de brosse	50
2.12	Le modèle de structure utilisant un système d'amortisseurs à ressorts radiaux interradiaux dans VTIM	57
2.13	Élément de force entre les éléments et élément /mur	58
2.14	Représentation du DEM incluant l'amortissement de Coulomb	59
2.15	Le modèle d'interaction pneu-sol	60
2.16	Définition de la géométrie de la surface de contact	61
2.17	Le modèle FTire	62
2.18	Caractéristique d'amortissement non linéaire dans le modèle du sol mou	63
2.19	La modélisation géométrique adopté pour le contact roue-sol	64
2.20	La modélisation géométrique des contraintes de contact roue-sol en mouvement	65
2.21	Modélisation des efforts de contact roue-sol	67
2.22	Algorithme de calcul des forces et des moments suivant la loi de Bekker étendu	70

2.23	Le banc d'essai Yoshida and Ishigami [1]	71
2.24	La force de traction en fonction du glissement	72
2.25	La force latérale en fonction du glissement	72
2.26	L'outil bévamètre	74
2.27	Pénétrromètre a cône	75
2.28	Le pénétrromètre à cône dans son équilibre	77
2.29	L'exposant d'enfoncement expérimental en fonction de l'indice de cône	79
2.30	Le module de cohésion expérimentale en fonction de l'indice de cône	80
2.31	Le module de friction expérimentale en fonction de l'indice de cône	80
2.32	L'angle de friction expérimentale en fonction de l'indice de cône	81
2.33	Le graphe de validation de l'exposant d'enfoncement en fonction l'indice de cône en utilisant la méthode proposée, la méthode de Janosi et les données expérimentales	81
2.34	Le pénétrromètre à cône dynamique	83
2.35	Le schéma des constituants du pénétrromètre à cône dynamique	84
2.36	Les zones de mesure à l'intérieur de la serre didactique de fraises	84
2.37	La mèche de forage (foreuse) utilisée dans la serre	85
2.38	Les mesures de l'indice de cône en fonction de la profondeur au sein de la serre didactique	85
2.39	La valeur moyenne de l'indice de cône obtenu lors des mesures au sein de la serre en fonction de la profondeur	86
2.40	Le schéma dynamique du robot en boucle ouvert utilisant le modèle pacejka du contact roue sol	89
2.41	Les couples générer par les 4 roues motrices	90
2.42	L'accélération longitudinale du robot durant le scénario 1	90
2.43	La vitesse longitudinale du robot durant le scénario 1	91
2.44	L'accélération latérale du robot durant le scénario 1	91
2.45	La vitesse latérale du robot durant le scénario 1	91
2.46	L'accélération de lacet durant le scénario 1	92
2.47	La vitesse de lacet durant le scénario 1	92
2.48	Le couple généré par les roués 1 et 3	93
2.49	Le couple généré par les roue 2 et 4	93
2.50	L'accélération longitudinale du robot durant le scénario 2	93
2.51	La vitesse longitudinale du robot durant le scénario 2	94
2.52	L'accélération latérale du robot durant le scénario 2	94
2.53	La vitesse latérale du robot durant le scénario 2	94
2.54	L'accélération de lacet du robot durant le scénario 2	95
2.55	La vitesse de lacet du robot durant le scénario 2	95
2.56	Diagramme de la démarche de modélisation dynamique du robot «Agri-Eco-Robot»	96
3.1	Schéma dynamique du robot en boucle ouvert	108
3.2	L'accélération longitudinale du robot en boucle ouverte	109
3.3	La vitesse longitudinale du robot en boucle ouverte	109
3.4	L'accélération latérale du robot en boucle ouverte	110
3.5	La vitesse latérale du robot en boucle ouverte	110
3.6	L'accélération de lacet du robot en boucle ouverte	110
3.7	La vitesse de lacet du robot en boucle ouverte	111
3.8	La trajectoire du robot mobile en boucle ouverte	111
3.9	Le glissement du robot en boucle ouverte	112

3.10	Le schéma de control couplé en boucle fermé lorsque le taux de glissement est contrôlé	113
3.11	Le schéma de control couplé en boucle fermé lorsque le taux de glissement n'est pas contrôlé	113
3.12	Génération de la trajectoire du robot en utilisant l'application "Driving Scénario Designer"	117
3.13	Insertion de la caméra durant le scénario choisi	117
3.14	La position de lacet du robot « Agri-Eco-Robot»	118
3.15	La vitesse longitudinale du robot « Agri-Eco-Robot»	118
3.16	La position de latérale du robot « Agri-Eco-Robot»	118
3.17	La position de lacet du robot « Agri-Eco-Robot»	119
3.18	La vitesse longitudinale du robot « Agri-Eco-Robot»	119
3.19	La position de latérale du robot « Agri-Eco-Robot»	119
3.20	Le taux de glissement du robot « Agri-Eco-Robot»	120
3.21	Diagramme du démarche de commande du robot « Agri-Eco-Robot» . . .	121
4.1	Les phases de l'évolution de la vitesse angulaire ω en fonction du temps . .	130
4.2	Le modele de simulation du moteur BLDC en boucle fermé	130
4.3	Montage expérimental pour l'estimation des paramètres du moteur BLDC	133
4.4	La caractéristique (ω/i , V/i) obtenu durant l'expérimentation	134
4.5	La caractéristique (ω , $y1= p\phi_m i$) obtenu durant l'expérimentation	134
4.6	La vitesse angulaire utilisant différents couples résistifs appliqués à la roue	135
4.7	L'identification paramétrique basée sur l'erreur d'entrée	136
4.8	Le courant quadratique mesuré et estimé en fonction du temps	137
4.9	Le courant direct mesuré et estimé en fonction du temps	138
4.10	La vitesse angulaire mesuré et estimé en fonction du temps	138
4.11	L'erreur du courant quadratique en fonction du temps	138
4.12	L'erreur du courant direct en fonction du temps	139
4.13	L'erreur de la vitesse angulaire en fonction du temps	139
4.14	Le transfert énergétique de la batterie à la rotation du moteur	141
4.15	Le convertisseur du moteur BLDC	144
4.16	Commande plein d'onde du convertisseur du moteur BLDC	145
4.17	Le contrôleur PI-anti-Windup appliqué au courant quadratique	145
4.18	Le contrôleur PI-anti-Windup appliqué au courant direct	146
4.19	Le régulateur proportionnel intégral mise en cascade pour réguler la la vitesse angulaire	146
4.20	Les fonctions d'appartenance de l'erreur et la variation d'erreur	147
4.21	La fonction d'appartenance du couple de sortie	147
4.22	Le contrôleur a logique floue mis en cascade pour réguler la vitesse angulaire	148
4.23	Le modèle du moteur BLDC dans le référentiel de Park étendu	148
4.24	Le régulateur en boucle fermé de la vitesse angulaire	149
4.25	La vitesse angulaire du moteur BLDC en rotation libre en fonction du temps	149
4.26	La vitesse angulaire du moteur BLDC lorsqu'on introduit un couple résis- tant de 1Nm en fonction du temps	150
4.27	Le courant dans les phases a, b et c	150
4.28	Le voltage dans les phases a, b et c	150
4.29	La force contre électromotrice dans les phases a, b et c	151
4.30	Le couple générer par le moteur	151
4.31	La vitesse linéaire de la roue en cas de la rotation libre de la roue	152
4.32	La réponse du courant quadratique durant la régulation	152
4.33	La réponse du courant quadratique pendant la régulation	152

4.34	La réponse de la vitesse durant la régulation	153
4.35	Le couple généré durant le processus de régulation	153
4.36	La distribution d'énergie obtenue de la batterie pour entrainer le moteur .	155
4.37	La distribution d'énergie obtenue de la rotation du moteur pour entrainer le pneu	156
4.38	Robot entrainé par une seule roue	156
4.39	Algorithme d'optimisation du moteur BLDC	159
4.40	La boucle fermé du régulateur de couple	159
4.41	Le couple imposé durant la régulation	160
4.42	La réponse du courant quadratique en fonction du temps	161
4.43	La réponse du courant direct en fonction du temps	161
4.44	La vitesse angulaire mesurée durant la régulation du couple	161
4.45	L'efficacité énergétique du moteur en fonction du taux de glissement	162
4.46	démarche d'étude du système motopropulseur de la roue du robot «Agri- Eco-Robot»	163

Liste des tableaux

1.1	Robots agricoles conçus pour effectuer des tâches autres que la récolte . . .	9
1.2	Robots agricoles conçus pour effectuer des tâches pour différents types de récolte	12
1.3	Cahier des charges fonctionnelles du robot « Agri-Eco-Robot »	14
1.4	Tableau des propriétés de deux types de matériaux	28
1.5	Les résultats de l'analyse structurelle des deux matériaux	29
2.1	Les paramètres articulaires du modèle à 7DOF	41
2.2	Indice de mobilité de la roue	54
2.3	Les paramètres du modèle de Metz sur une variété de terrain	56
2.4	Les valeurs du module de cisaillement $K(\text{cm})$	66
2.5	Exposant de vitesse de pénétration du sol	69
2.6	Paramètres de de la roue du véhicule lunaire utilisé ainsi que les paramètres du sol utilisés pendant l'expérimentation	71
2.7	La valeur moyenne de la densité apparente et la teneur en eau dans le sol de la serre de fraise	82
2.8	Le tableau d'analyse du sol basé sur l'expérimentation à l'aide d'une mèche de forage	82
2.9	Les paramètres du bevametre en utilisant l'équation proposée lors des me- sures expérimentale à l'intérieur de la serre	87
3.1	Les paramètres du robot « Agri-Eco-Robot » dans son environnement . . .	109
3.2	Tableau des paramètres du contrôleur étudié	118
4.1	La vitesse angulaire utilisant différent couple résistives appliqué à la roue	135
4.2	Les paramètres du moteur obtenu en utilisant l'algorithme des moindres carrés récursif pondérer	137
4.3	Les résultats de l'approche physique, l'approche en ligne et l'erreur de mesure	140
4.4	Les règles de bases du contrôleur à logique floue	148
4.5	Les caractéristiques du moteur BLDC	149
4.6	Les paramètres du sol	160
4.7	Les paramètres de la roue et du véhicule	160

Introduction générale

Dans cette partie, nous exposons le contexte général dans lequel s'inscrit ce travail de thèse. Nous présentons la formulation du problème avant d'aborder les contributions et l'organisation du mémoire, pour enfin entamer le plan du manuscrit.

I Cadre général et motivation

L'agriculture est aujourd'hui une industrie très prometteuse, qui attire de nouveaux spécialistes, de nouvelles entreprises et de nouveaux investisseurs. La technologie évoluant rapidement, les capacités de production des agriculteurs ont non seulement augmenté de manière significative, mais la technique de l'automatisation a également connu un nouvel essor. Des tracteurs automatiques aux bras robotisés en passant par les drones, la technologie est largement mise en œuvre dans plusieurs applications innovantes et révolutionnaires. Le fait que les robots ne tombent jamais malades ou épuisés, et qu'ils n'ont pas besoin de congés, leur permet de travailler dans des tolérances plus étroites. Outre, le fait qu'ils commettent moins d'erreurs et travaillent à des vitesses plus élevées, ces génies autonomes peuvent également introduire des produits de qualité supérieure. Ils sont capables de contourner efficacement les plantes, les herbes, les arbustes, les bassins ou les tranches, et tout autre obstacle. Selon Allied Market Research, le marché mondial des robots agricoles devraient connaître une croissance significative du taux de croissance annuel composé (TCAC) de 2017 à 2023. L'engouement croissant pour l'agriculture en intérieur et l'augmentation de la demande de technologies d'automatisation sont des facteurs importants qui alimentent la croissance du marché. D'autre part, le manque de connaissances sur les nouvelles techniques chez les agriculteurs devraient freiner la croissance dans une certaine mesure. Néanmoins, l'adoption de capteurs télématiques a presque pallié ce facteur et a ouvert la voie à plusieurs opportunités lucratives dans l'industrie au cours des dernières années. L'évolution de la technologie a eu un impact considérable sur plusieurs industries. Des secteurs de la santé et de l'agriculture à l'industrie de l'emballage et de la construction, les robots agricoles ont été utilisés dans une myriade de domaines. L'augmentation de la population dans le monde entier et la demande croissante de nourriture de la part des consommateurs font entraîné l'adoption des solutions technologiques haut de gamme, accélérant ainsi la productivité agricole. En même temps, les robots agricoles ont commencé à devenir populaires parmi les agriculteurs. Comme ces robots sont conçus pour accélérer la production agricole avec des interférences humaines minimales, ils assurent la durabilité de la méthode agricole. Ainsi, la demande de ces robots intelligents a augmenté à plus d'un titre. Il existe des variations individuelles dans les machines, et elles sont exclusivement programmées pour effectuer différents processus agricoles tels que l'élevage des champs, la production laitière, le triage des semences, la gestion des sols, etc. La demande élevée de méthodes agricoles efficaces pour produire des récoltes plus rapides a également stimulé le marché. En conclusion, le marché se développe à un rythme rapide, et dans les prochaines années, il va encore s'envoler. Parmi les principaux avantages du déploiement des robots agricoles sur le terrain, on trouve :

I.1 Sécurité des travailleurs

Lorsqu'il s'agit de tâches telles que la pulvérisation de fongicides et d'insecticides dans les champs agricoles, les robots jouent un rôle essentiel dans la protection des employés humains contre d'éventuels dommages qui auraient pu être déclenchés en reniflant ou en ramassant des produits chimiques agricoles à la main. Les robots agricoles sont conçus pour effectuer les tâches de pulvérisation soit à partir d'un point aérien, soit à partir d'un point plus proche de la cible à l'aide d'un bras de robot spécialement fabriqué.

I.2 Cohérence du travail

Contrairement aux ressources humaines, les robots agricoles ne se fatiguent jamais. Leurs exactitude et leurs précision sont supérieures à celles des humains, ce qui améliore la qualité du résultat. Ses caractéristiques, tout naturellement, renforcent la cohérence dans le secteur agricole et, finalement, conduisent à un processus de production alimentaire plus rapide.

I.3 Des résultats exempts d'erreurs

Les robots sont toujours capables de produire des résultats sans erreur dans un délai plus court que celui des travailleurs humains. Dans le cas de l'épandage de produits chimiques sur les plantes, les robots agricoles peuvent se concentrer sur la partie spécifique qui doit être pulvérisée. Par exemple, certains pesticides doivent être pulvérisés sur la tige ; d'autres sur les racines, et ainsi de suite. Cela s'applique également à d'autres activités comme les semis. Comme les robots peuvent se concentrer sur la cible mieux que les ressources humaines, les chances d'obtenir des résultats sans erreur sont toujours plus élevées.

I.4 Efficacité et productivité

Comme leur efficacité est bien meilleure que celle des travailleurs humains, les agri-robots peuvent effectuer le tri, qui consiste à séparer les produits défectueux des produits utiles. Même si les employés humains peuvent s'avérer adéquats pour cette tâche, il leur faudrait certainement plus de temps pour la réaliser.

I.5 Coût réduit de l'agriculture

Dans le domaine de la culture, il est toujours indispensable de labourer la terre, de disperser les graines, de creuser les trous, d'arroser les plantes et de désherber. Les champs d'animaux, quant à eux, nécessitent un entretien quotidien. En outre, les animaux doivent être nourris de manière adéquate et faire l'objet de tous les soins possibles. Aussi avoir une main-d'oeuvre humaine pour gérer toutes ces activités peut s'avérer très coûteux ; ici, les robots agricoles peuvent être d'un grand secours.

Motivés par tous ces avantages, les robots en agriculture semblent inévitables pour répondre aux enjeux sociaux, économiques et environnementaux. La contrainte posée est comment concevoir un robot répondant à tous ces enjeux. Ces domaines applicatifs illustrent le cadre général de cette thèse, née d'un besoin réel d'amélioration des performances dans le déplacement de véhicules autonomes en milieu naturel.

II Formulation du problème

L'un des principaux défis actuels, dans le domaine de la robotique mobile, est d'assurer une conduite autonome sécurisée, même dans des scénarios de conduite critiques. En effet, l'autonomie du robot peut être accomplie par trois étapes principales : la perception et la localisation, la planification de la trajectoire et le contrôle du véhicule. La première étape clé, est la perception de l'environnement entourant le véhicule à l'aide de capteurs extéroceptifs telles que des caméras, des lidars, des radars, des velodynes, etc. Lors de cette étape, les limites de la trajectoire, et éventuellement tous les obstacles possibles sont détectés. Dans la plupart des cas, les données des capteurs sont utilisées pour générer des grilles de cartes locales représentant l'environnement autour du robot afin de faciliter les tâches de planification de la trajectoire. À ce niveau, le robot mobile est localisé dans un système de coordonnées global, ce qui permet de définir les trajectoires possibles pour accomplir la tâche cible. La localisation du véhicule est réalisée à l'aide de capteurs proprioceptifs, tels que les IMU (Inertial measurement unit) et le GPS (Global Positioning System). La deuxième étape essentielle, est la planification de la trajectoire. À ce niveau ; nous utilisons les données de perception pour planifier une trajectoire sûre et fluide pour le robot mobile. L'objectif de la planification de la trajectoire est de fournir au véhicule une trajectoire sûre, compte tenu des limites de la dynamique du véhicule, le confort et la sécurité de la navigation. Une fois la trajectoire souhaitée est générée, l'étape suivante consiste à commander le véhicule afin de suivre cette trajectoire avec le profil de vitesse souhaitée également définie par le module de planification. Le contrôle du robot consiste en effet à commander les actionneurs de celui-ci, tels que les moteurs afin de gérer les mouvements du véhicule en sous basant sur la bonne gestion de l'énergie fournie au moteur.

III Contribution et organisation du mémoire

Cette thèse traite la conception et le contrôle du véhicule autonome à roues motrices navigant sur un sol déformable. Dans la phase de conception ; son objectif principal a été de définir une méthode de conception des robots agricoles. Pour cela, nous avons développé une démarche qui s'étend de l'analyse du cahier des charges pour définir le besoin agricole et identifier les solutions technologiques, pour enfin avoir une maquette prototypée et réelle après avoir validé les formes et les dimensions. Pour le contrôle du robot, plusieurs techniques de contrôle peuvent être trouvées dans la littérature [2], mais la plupart de ces techniques traitent le contrôle de la dynamique du véhicule latérale et longitudinale séparément. En fait, la dynamique du véhicule est fortement couplée, et afin de contrôler le véhicule et gérer sa sécurité et sa stabilité, ce couplage de dynamique doit être pris en compte lors de la conception du véhicule. Récemment [3], certains groupes de recherche se sont penchés sur le problème du contrôle des dynamiques latérales et longitudinales du véhicule de manière couplée. Une solution est basée sur la planéité, mode glissant et d'autres techniques. Dans cette thèse, ce problème est également abordé et une solution est proposée. L'objectif est la conception et l'élaboration de la commande d'un robot à roue non directionnelle indépendant navigant sur un terrain à faible adhérence/cohésion. Ce type de terrain dégage la présence du glissement et de dérapage. Et pour ne pas altérer la commande et ne pas perdre la stabilité du véhicule, on commande le glissement pour le minimiser et maximiser la propulsion. Donc ; on procède par deux contrôleurs imbriqués, le premier contrôleur couplé est développé sur la base des techniques de contrôle de Lyapunov [4]. Cette solution permet de concevoir en une seule étape un contrôleur robuste non linéaire multi variable traitant à la fois la dynamique longitudinale et latérale

du véhicule. Le second contrôleur est aussi basé sur la loi de Lyapunov. En effet, ce contrôleur permet la régulation du glissement, on se basant sur un modèle semi-empirique d'interaction roue-sol appelé le modèle de Bekker étendu [5]. Ce modèle est extrait du modèle original du Bekker et validé pour une réutilisation ultérieure dans cette partie. Ce modèle contient des paramètres qui seront identifiés dans la thèse.

La conception des contrôleurs est basée sur un modèle de véhicule à quatre roues qui est développé à l'aide de la loi fondamentale de la dynamique. Ce dernier assimile le véhicule à un robot avec plusieurs corps. Cette formulation a été adoptée car elle permet de calculer automatiquement les expressions symboliques du modèle dynamique avec un nombre minimum d'étapes numériques. De plus, la complexité de l'algorithme n'augmente pas avec la complexité du système (grand nombre de variables) et la modification des hypothèses du système peut être pris en compte de manière simple. Le modèle identifié possède sept degrés de liberté (les positions longitudinales et latérales du véhicule, l'angle de lacet et les positions angulaires des quatre roues). Le modèle développé est ensuite validé à l'aide de la base des données du simulateur Carsim développé sur la base des données expérimentales issues de plus de dix véhicules d'une variété de compagnie. Les résultats de la validation montrent que le modèle développé est suffisamment proche du modèle de référence Carsim et qu'il peut donc être utilisé pour développer les contrôleurs latéraux et longitudinaux pour le robot. Les contrôleurs proposés sont validés par simulation sous Matlab/Simulink en utilisant des données expérimentales qui ont été collectées sur un véhicule virtuel issu d'une nouvelle application de Matlab-Simulink appelée « Driving Scenario Designer ». De plus, cette validation a été réalisée pour tester les solutions proposées dans un scénario de conduite. Le contrôleur imbriqué est comparé avec le contrôleur qui ne tient pas en considération le glissement. Enfin, la gestion de l'énergie consommée par le robot est élaborée dans le quatrième chapitre, cette démarche est basée sur deux optimisations imbriquées qui permettent de déterminer le courant optimal auquel le moteur à courant continu sans balais (BLDC) fonctionne idéalement et sur la base de ce courant, on optimise le glissement pour déterminer la vitesse où le robot peut jouer le rôle d'un générateur d'énergie pour la réutiliser pour alimenter d'autres équipements du robot. Cette tâche est effectuée après avoir déterminé les paramètres du moteur qui est commandé dans la boucle de commande du système motopulseur.

IV Plan du manuscrit

Cette thèse se compose de quatre chapitres principaux, d'une introduction générale et d'une conclusion générale. Dans l'introduction générale, nous présenterons le cadre du travail, la motivation, la formulation du problème, et les contributions ainsi que le plan du rapport de thèse. Le premier chapitre présentera la conception du robot mobile agricole. Cette conception implique une présentation d'un état de l'art des robots mobiles agricoles. Ensuite, nous élaborons le cahier des charges fonctionnel propre à notre robot « Agri-Eco-Robot », pour analyser sa valeur et rechercher les solutions technologiques qui répondent aux besoins préalablement tracés dans le cahier des charges. Ensuite, détaillerons la démarche de conception appliquée à notre robot et plus précisément la phase de conception préliminaire permettant de valider les formes et les dimensions du robot ; d'animer une maquette numérique élaborée sur le logiciel de conception assistée par ordinateur. Et enfin, nous présenterons la maquette réelle fabriquée en prototypage et issue du modèle numérique, et la maquette réelle fabriquée dans l'atelier. En conclusion, nous proposerons une démarche complète de conception du robot « Agri-Eco-Robot ».

Le deuxième chapitre concerne la modélisation et la simulation de la dynamique du véhicule. Dans ce chapitre, on cherche à établir les équations différentielles caractérisant

l'évolution temporelle des différentes variables prépondérantes de la dynamique du véhicule. En d'autres termes, on s'intéresse à connaître le modèle mathématique qui est nécessaire pour l'analyse de la dynamique des véhicules et la conception des lois de contrôle. Après, nous nous intéressons à l'élaboration du modèle de contact roue-sol qui est nécessaire pour la dynamique du véhicule.

Ce modèle abordera un ensemble de paramètres qui seront identifiés dans ce chapitre sur la base d'une nouvelle équation qui regroupe tous ces paramètres. Et enfin, nous procéderons par un modèle d'état obtenu à partir des équations différentielles élaborer préalablement. Ce modèle est validé en s'appuyant sur le logiciel automobile de simulation en temps réel Carsim en consolidation avec le logiciel Matlab-Simulink. Le troisième chapitre concerne le contrôle du véhicule afin de guider le véhicule sur le chemin souhaité. En fait, le contrôle dynamique du véhicule a été largement discuté dans la littérature, et plusieurs études sur le contrôle longitudinal et latéral ont été menées. Cependant, les contrôleurs longitudinaux et latéraux sont traités séparément dans la plupart des cas. Pour le suivi de la trajectoire, le changement de voie, l'évitement des obstacles, une commande latérale est utilisée. Alors que, pour le contrôle adaptatif de la vitesse, la commande longitudinale est développée. Cependant, de nombreuses situations de conduites critiques impliquant la sécurité des véhicules, nécessitent un contrôle couplé. Ce type de contrôle est rarement abordé dans la littérature. Dans la première section du chapitre, nous aborderons une brève présentation des techniques traitant le contrôle longitudinal, latéral et couplé, en soulignant les axes majeurs de chaque technique. Dans la deuxième section, nous présenterons un nouveau contrôleur traitant deux algorithmes de contrôle imbriqués ; dans le premier contrôleur, le contrôle est conçu pour réguler la trajectoire et la vitesse en utilisant des fonctions de Lyapunov basées sur le contrôle couplé de la dynamique longitudinale et latérale, tandis que le second contrôleur, est consacré à la régulation du taux de glissement en utilisant le même type de contrôleur. Cette commande est comparée avec la commande couplée qui ne tient pas en considération la régulation du taux de glissement. Le quatrième chapitre, présentera la modélisation, la commande et la gestion d'énergie du système Motopropulseur. Cette démarche implique dans un premier moment, une présentation d'un état de l'art sur les moteurs à courant continu sans balais (BLDC) qui regroupe un petit historique du moteur BLDC, ces applications ainsi que l'historique de l'évolution du moteur à roue. La deuxième partie sera consacrée à l'estimation des paramètres du moteur BLDC à roue à l'aide de deux méthodes ; la première est l'approche physique basée sur l'expérimentation, et la deuxième est basée sur l'approche en ligne fondée sur la méthode des moindres carrés récursifs pondérés. La troisième partie sera dédiée à la stratégie de commande du système Motopropulseur qui est basée sur la modélisation du moteur BLDC ainsi que son convertisseur pour enfin commander le système en courant et en vitesse. Cette modélisation implique l'optimisation de l'énergie consommée par le moteur pour une bonne gestion. Enfin, nous terminerons cette thèse et présenterons quelques travaux futurs intéressants dans le dernier chapitre.

Chapitre 1

La conception mécanique du robot mobile agricole

Sommaire

1.1	Introduction	6
1.2	État de l’art des robots mobiles agricoles	7
1.2.1	Spécification en termes de mobilité	7
1.2.2	Spécification en termes de type de manipulateur	8
1.2.3	Spécification en termes de type de récolte	11
1.3	Étude de cahier des charges	14
1.3.1	Cahier des charges du robot	14
1.3.2	Analyse fonctionnelle	15
1.3.3	Recherche des solutions technologiques	17
1.4	La conception appliquée au robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot »	19
1.4.1	Approche de conception	19
1.4.2	La conception préliminaire	21
1.4.3	Maquette du robot	29
1.5	Conclusion	31

1.1 Introduction

Ce chapitre présente la conception du robot mobile agricole. Cette conception implique une présentation d’un état de l’art des robots mobiles agricoles. On distingue les robots mobiles agricoles en matière de trois spécifications ; la mobilité, le type d’activité et le type de récolte. Ensuite nous avons élaboré le cahier des charges fonctionnel propre à notre robot « Agri-Eco-Robot », pour lui analyser sa valeur et rechercher les solutions technologiques. Pour aboutir à la partie qui traite la démarche de conception appliquée à notre robot ; et plus précisément la phase de conception préliminaire, permettant de valider les formes et les dimensions du robot et d’animer une maquette numérique élaborée sur logiciel de conception assistée par ordinateur. Et enfin, nous présentons la maquette fabriquée en prototypage et issue du modèle numérique, et la maquette réelle fabriquée dans l’atelier. En conclusion, nous proposons une démarche complète de conception du robot « Agri-Eco-Robot ».

1.2 État de l’art des robots mobiles agricoles

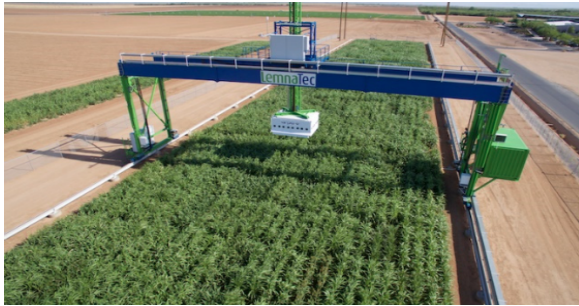
Les robots agricoles sont destinés à fonctionner dans des exploitations dont les infrastructures et les conditions d’exploitation sont très différentes. Les opérations générales des robots agricoles sont équivalentes les unes aux autres pour des cultures similaires et diffèrent légèrement pour d’autres types de cultures. Il est important de discuter le cadre des robots agricoles qui peuvent être adaptés à d’autres cultures. En agriculture, diverses tâches telles que le phénotypage des plantes, le tri et l’emballage, le repérage, le fauchage, l’élagage, l’éclaircissage, la plantation, la pulvérisation, le désherbage, la récolte et la cueillette pourraient être automatisées par des robots. Pour ce faire, on peut utiliser le même robot en modifiant ses accessoires et en choisissant un programme informatique différent pour la perception robotique, et un effecteur différent pour la nouvelle tâche. Ce type de robot est appelé robot agricole intelligent multifonctionnel (MIAR). C’est dans ce cadre que nous allons aborder les spécifications des robots mobiles en trois principales typologies ; mobilité, type de manipulation et type de récolte.

1.2.1 Spécification en termes de mobilité

La plupart des robots agricoles abordés dans la littérature, utilisent des roues ou des pattes (Tableau 1.1). Les pattes sont avantageuses pour un déplacement flexible dans le champ agricole avec une forte occlusion des tiges et des branches, mais les roues permettent une navigation plus rapide et plus pratique dans le champ. Certaines technologies émergentes impliquent l’utilisation des drones pour des opérations agricoles, telles que la pulvérisation et le repérage, mais sont exclus d’autres opérations telles que la récolte et l’élagage. Une approche plus efficace pour des opérations comme le repérage consiste à combiner la détection de grandes zones par les drones avec un système robotique terrestre qui est partiellement commandée par l’analyse des données des drones [6]. Le système combiné permet de réaliser des opérations rapides et efficaces dans les champs agricoles [6]. Les robots à pattes peuvent être limités en vitesse, mais ils sont avantageux pour éviter les obstacles multiples, les terrains irréguliers et les crevasses [7]. Au fil du temps, le déploiement de robots à roues est devenu plus répandu [7]. En comparant les deux, le temps d’exécution est excellent pour le robot à roues, mais les robots à pattes atteignent un bon taux de réussite et ont la flexibilité de se déplacer sur des terrains accidentés [7].

Il existe plusieurs types de mobilité pour les robots agricoles en fonction de l’état du champ agricole où des opérations robotisées seraient efficaces et rapides. Pour la navigation à grande vitesse, les robots sur rails sont utiles, notamment dans les études de phénotypage (Figure 1.1(a)). Les robots à pattes comme AgAnt (Figure 1.1(b)) et le robot Tarzan, qui se balance au-dessus des cultures en utilisant un fil (Figure 1.1(c)), sont toutes les deux préférées dans les zones humides et l’inspection minutieuse des cultures et des animaux. Le robot désherbeur à crémaillère [8] (Figure 1.1(d)) et le robot agricole Fuji ((Figure 1.1(f)) sont préférés sur les sols glissants pour réduire le dérapage. Dogtooth, qui est un robot de récolte de fraises, qui utilise une trace dans un système nominal de culture de fraises, car c’est une méthode de navigation pratique dans les serres. Les robots pivotants, comme le robot Tarzan mentionné ci-dessus, peut-être très utile pour les tâches de phénotypage à haut débit, car ils peuvent manœuvrer près des plantes ou des animaux, contrairement aux drones. Cependant, la mobilité nécessaires dépend également de la flexibilité requise dans l’exploitation. Les robots à quatre roues directrices comme SwagBot (Figure 1.1(h)), Thorvald II (Figure 1.1(e)) ou Agribot (Figure 1.1(g)) sont nécessaires dans des conditions où la traction des roues est difficile, comme dans un parc d’engraissement ou dans tout environnement boueux. Cependant, dans la plupart des cas, pour un fonctionnement normal, un robot à deux roues tournantes est suffisant pour les opérations agricoles.

Auat Cheein et al. [9], Ouadah et al. et Xue et al. [10] ont présenté un robot à direction par dérapage qui contrôle les roues de chaque côté du robot mobile en les reliant. La navigation d'un robot dans une rangée de culture doit être facile à suivre et à récupérer pendant le fonctionnement pour permettre l'auto-navigation lorsque certains des capteurs (GPS ou IMU ou caméras) sont défaillants.



(a) Le robot AgAnt



(b) Le robot Fraunhofer



(c) Le robot oscillant Tarzan [11]



(d) Le robot de désherbage [12]



(e) Le robot Thorvald II [13]



(f) Le robot industriel Fuji



(g) Le robot AgriBot



(h) Le robot SwagBot

FIGURE 1.1 – Quelques modèles des robots agricoles

1.2.2 Spécification en termes de type de manipulateur

Les manipulateurs et les effecteurs sont des outils conçus pour le bon fonctionnement du robot sur les objets et l'environnement. Les effecteurs finaux sont constitués d'une pince ou d'un certain outil qui peut être impactif (saisir physiquement des objets, comme le robot à agrumes rapporté par [14]), ingressif (pénétrer physiquement la surface de l'objet,

comme le robot d'échantillonnage du sol rapporté par [15]), astrictif ou attractif (aspirer des objets en utilisant des forces externes, comme la pince à tomates rapportée par [16]) ou contigu (adhérer directement à l'objet) [14–19]. Certains robots peuvent utiliser une combinaison de deux ou plusieurs techniques d'effecteurs finaux ; par exemple, Mears [16] a utilisé des pinces astrictives et impulsives pour améliorer le taux de réussite de la cueillette des tomates.

Le Tableau 1.1 présente d'autres robots agricoles conçus pour effectuer des tâches autres que la récolte. ND signifie que les auteurs n'ont pas rapporté d'informations relatives à cette catégorie. La plupart de ces robots utilisent un GPS, une caméra et des plateformes à quatre roues.

TABLE 1.1 – Robots agricoles conçus pour effectuer des tâches autres que la récolte

Activités	Réf	Mobilité	Capteur	Planification du parcours	Manipulation
Dépistage et phénotypage	[20]	Véhicule à quatre roues	RTK-GPS, Caméra NIR et RGB système multi-caméras	GPS Méthodes de pilotage automatique	ND
	[21]	Tracteur à quatre roues	Caméra stéréo RGB, RTK-GPS	Méthodes de pilotage automatique	ND
	[22]	Tracteur à quatre roues	GPS, Caméra RGB, capteurs inertiels, LIDAR 3D, lasers de sécurité 2D, IMU	Localisation et cartographie simultanées	ND
	[23]	Rail continu	Caméras stéréo RGB, capteur ToF mono-puce, capteur IR, gyroscope RTK-GPS et codeurs optiques	Filtre de Kalman étendu (EKF) et commande prédictive par modèle non linéaire	ND
Pulvérisation	[24]	Véhicules glissants sur rails	Capteurs à induction, capteurs IR, capteurs à bosse	Non disponible car il suivait les rails	ND
	[25]	Véhicule à quatre roues	Caméra, capteurs de température, d'humidité et d'humidité du sol, modem GSM	ND	ND
	[26]	Véhicule à quatre roues	Capteur LRF, GPS et capteur magnétique	Méthode de suivi de trajectoire et méthode d'auto-positionnement	ND

voir la page suivante

Table 1.1 – voir la page précédente

	[27]	Véhicule à quatre roues	Capteur LRF, ultrasons, scanner laser, stéréo caméra, encodeurs et GPS	Suivi de la trajectoire à l'aide d'une trajectoire planifiée	ND
Ensemencement	[28]	Véhicule à quatre roues	Encodeur, capteur d'angle, capteur de pression, capteur IR	Méthodes de suivi du chemin	2DOF (dispositif de semis)
	[29]	Chenille continue (chenilles)	Magnétomètre, capteur à ultrasons	Navigation en utilisant les données des capteurs pour suivre les rangs	2DOF (dispositif de semis)
Désherbage	[30]	Véhicule à quatre roues	Caméra, GPS et capteurs d'angle	Méthode de transformation de Hough pour la détection des rangs	ND
	[28, 29]	Véhicule à quatre roues	Caméra, GPS, gyroscope et magnétomètre	Planification stratégique (basée sur la connaissance préalable de la population d'adventices), planification adaptative (en cas d'apparition inattendue d'adventices) et contrôle du suivi de la trajectoire	ND
	[31]	Véhicule à chenilles continues	IMU et LRF	Méthodes de suivi de la trajectoire	Le désherbage de l'inter-rang était composé de trois coupeaux de type spiral (trois arbres et trois sarcleuses) (2DOF)
Élagage	[32]	Quatre roues actives sont placées à intervalles réguliers autour de l'arbre	ND	Méthode d'escalade (mise en œuvre de la rotation des roues dans le sens vertical et du diamètre du tronc)	2DOF (avec lame de découpe)

voir la page suivante

Table 1.1 – voir la page précédente

	[33]	Deux roues actives	ND	Méthode d'escalade (mise en œuvre de la rotation des roues selon la direction verticale et le diamètre du tronc). Planification du mouvement de la trajectoire du bras avec un mécanisme de recherche	9DOF (avec lame de découpe)
	[34]	Véhicule à quatre roues	Caméras 3D	Le planificateur de chemins aléatoires (planificateur basé sur les arbres aléatoires (RRT), RRT-Connect)	6DOF (l'outil de découpe est constitué d'un embout de toupie relié à un moteur à grande vitesse)
	[35]	Véhicule à quatre roues actives	Dispositif de mesure de la position 3D et capteur d'orientation 3D	Stratégie d'escalade innovante (basée sur la grille)	2 DOF
Échantillonnage du sol	[15]	Robot à deux roues	GPS, encodeur	Suivi de la trajectoire GPS (Navigation adaptative basée sur la grille)	2DOF (Actionneur linéaire et Pénétrromètre à cône)
	[36]	Véhicule à quatre roues (Thorvald)	RTK-GPS, capteur de force, dispositif de mesure, capteur d'humidité du sol	Méthode de suivi par GPS (basée sur le maillage)	2DOF (pénétrromètre)
	[37]	Véhicule à quatre roues (Boni-Rob)	RTK-GPS, et capteur d'humidité du sol	Méthode de suivi par GPS (basée sur le maillage)	2DOF (pénétrromètre)

1.2.3 Spécification en termes de type de récolte

Pour les manipulateurs, différents degrés de liberté (DOF) ont été étudiés, y compris les manipulateurs à coordonnées rectangulaires à 3 DOF jusqu'aux manipulateurs à 9 DOF (Tableau 1.2). Pour les effecteurs, cela dépend principalement du type de produit agricole à saisir et du degré d'abrasion qui peut être toléré. Les effecteurs finaux impactifs, attractifs et contigus sont les plus courants, la plupart des effecteurs finaux étant attractifs, impactifs ou les deux. En effet, les fruits qui doivent être récoltés par des robots nécessitent une manipulation coûteuse pour éviter les abrasions [38]. Par conséquent, les effecteurs ingressifs ne sont pas courants dans la récolte agricole des fruits, car la plupart d'entre eux doivent être intacts pour le marché des produits frais. La récolte des capsules de coton

nécessite moins de 3 secondes par capsule pour être efficace. Le taux de réussite d'un robot de récolte de fraises est de 53,9 % [39], tandis que le taux de réussite de la cueillette de tomates est de 62,2 % [40]. [41] a obtenu un taux de réussite de 84% pour la cueillette des pommes. Tous les chercheurs (Tableau 1.2) qui ont rapporté le temps d'exécution ont obtenu un temps d'exécution de plus de 20 secondes par fruit.

Le Tableau 1.2 présente d'autres robots agricoles conçus pour effectuer des tâches pour différents types de récolte.

TABLE 1.2 – Robots agricoles conçus pour effectuer des tâches pour différents types de récolte

Récolte	Réf	Mobilité	Capteur	Planification du parcours	Manipulation
Tomates	[42]	Véhicule à quatre roues	Vision stéréo binoculaire	Commande PID pour la géométrie de direction Ackerman. Le manipulateur à utilisé l'espace C et l'algorithme de recherche A*.	Manipulateur de récolte 5DOF
	[43]	La plateforme robotique pour véhicules sur rails	Caméras RGB, encodeurs de roue, gyroscope et système de positionnement intérieur à bande ultralarge (UWB)	Planification du mouvement de la trajectoire du bras sans mécanisme de recherche	Manipulateur 6DOF avec une pince imprimée en 3D
	[44]	La plateforme robotique pour véhicules sur rails	Caméra stéréo RGB	Cinématique inverse pour le manipulateur et pas d'algorithme de navigation pour la planification du mouvement de la trajectoire du véhicule et du bras	Deux robots manipulateurs 3-DOF de type cartésien avec effecteur de type coupe-scie
Piments doux	[45]	La plateforme robotique pour véhicules sur rails	Une caméra ToF, des caméras RGB	Robot sur les rails. Manipulateur utilisé Planification du mouvement de la trajectoire du bras avec un mécanisme de recherche	9DOF, effecteur de type Fin Ray (ciseaux et doigts) et effecteur de type Lip (couteau et capteur de vide)

voir la page suivante

Table 1.2 – voir la page précédente

Fraises	[39]	Véhicule à quatre roues (Thorvald II)	Caméra RGB-D, capteur IR	Le véhicule est contrôlé manuellement par un joystick, mais le manipulateur utilise un algorithme de planification des séquences de mouvements	Bras 5DOF avec pince à câble
Tomate-cerises	[46]	La plateforme robotique pour véhicules sur rails	Caméra stéréo RGB, capteur laser	Planification du mouvement de la trajectoire du bras pour le manipulateur	6DOF avec un effecteur de coupe double
Kiwi-fruits	[47]	Robot véhicule à quatre roues	Capteurs laser, Capteur de position à effet Hall, Capteur de pression, Capteur à fibre optique	Planification du mouvement de la trajectoire du bras sans mécanisme de recherche	2DOF avec un effecteur de doigts bioniques imprimés en 3D
Melons	[48]	Le cadre rectangulaire de 2 m de large qui enjambe le robot de la plate-bande de melons avec quatre roues	RTK-GPS, encodeurs, caméras stéréo RBB	Planification du mouvement de la trajectoire du bras sans mécanisme de recherche	Manipulateurs cartésiens multiples 3DOF
Pommes	[49]	Véhicule à quatre roues	Caméras RGB, codeurs de roue	Un algorithme d'asservissement visuel basé sur un réseau neuronal flou et une commande adaptative en mode glissant pour un véhicule et un manipulateur	Manipulateur 5DOF

L'état de l'art que nous venons de présenter n'est, en aucun cas, exhaustif dans son intégralité, mais montre que les structures proposées au départ étaient très proches de la structure industrielle classique, donc, on a désormais tendance à orienter au lieu de concevoir des constructions originales. Toutes ces classifications ont été proposées en fonction des utilisations futures de leurs auteurs. Une telle classification est nécessaire à la création d'un catalogue de robots. Celles-ci étaient une étape préliminaire pour définir la méthodolo-

gie de conception comme définit dans les parties suivantes. C'est dans ce cadre que nous allons étudier dans la partie suivante le cahier des charges du robot mobile pour trouver les solutions technologiques qui répondent aux besoins et aux contraintes des utilisateurs.

1.3 Étude de cahier des charges

Le cahier des charges technique exprime la performance souhaitée, en mesures quantitatives. À ce stade, aucune solution particulière n'a été sélectionnée, de sorte que les mesures de performance ne doivent pas être compromises avec une solution particulière. Les exigences déjà définies constituent un point de départ pour l'énoncé des spécifications, mais il faut garder à l'esprit le fait qu'elles sont qualitatives pour éviter les erreurs.

La construction étant réalisée sous terre, les spécifications de conception constituent une partie très importante des documents de construction. Un entrepreneur doit respecter les spécifications de conception ainsi que la meilleure pratique standard afin de livrer un produit fini qui répond aux exigences du client. Le document protège également l'entrepreneur de toute responsabilité en cas de problèmes liés à la conception pendant le processus de construction.

1.3.1 Cahier des charges du robot

Pour mettre en évidence les contraintes robotiques nécessaires à la conception d'un robot mobile agricole, nous décrivons le cahier des charges, comme définit dans le tableau suivant.

TABLE 1.3 – Cahier des charges fonctionnelles du robot « Agri-Eco-Robot »

Navigation autonome dans un sol agricole tout en manipulant la culture de fraise sous serre		Sûreté de fonctionnement
positionner et orienter le robot à 3 DOF. Suivre une trajectoire entre rangées sans toucher la culture. Respecter la largeur du robot de sorte que ces dimensions respectent la distance inter-rangée de 70 cm. Respecter la distance entre deux plantes : le bras pulvérisateur atteigne une plante après 40 cm d'une autre plante		Dimensions : zone de sécurité inaccessible Moteurs à faible puissance L'alimentation doit être écologique Nombre de degrés de liberté (DOF) restreints au minimum Le matériel de la fabrication du châssis doit être moins polluant Structure simple à commander
Mise en œuvre	Vitesse nominal	Force maximal
Encombrement minimal Mobile Leger : la mass minimale Compact Mise en œuvre rapide Facilité d'utilisation	$V = 0.2 \text{ m/s}$	L'effort normal statique dû au poids supporté est d'environ $F_z = 1200 \text{ N}$

Bien que les applications de la robotique agricole soient spécifiques, on peut cependant remarquer que le cahier des charges a plusieurs spécifications qui sont communes et aussi

spécifiques comme définit ci-dessous ;

La navigation autonome dans un sol agricole tout en manipulant la culture de fraise sous serre

Les robots doivent permettre d'assurer une bonne navigation autonome dans un sol agricole, ils possèdent donc 3 DOF dans la plupart d'entre eux. Soit suivre une trajectoire continue entre les rangées de fraise sans toucher la culture tout en respectant les dimensions inter-rangées. Aussi, le manipulateur pulvérisateur doit avoir un mouvement autour de la plante de fraise en respectant la distance entre les plantes sur la même rangée. Le robot doit avoir de bonnes capacités de parcourabilité et de manipulabilité dans son espace de travail obligatoire.

Sécurité

Le respect de cette première contrainte est toujours associé à des conditions de sécurité impératives qui peuvent être classées en deux catégories ; la première est le respect de l'environnement du robot : celui-ci ne doit pas entrer en collision avec les plantes pendant la navigation et doit être léger pour éviter le phénomène de tassement du sol. Aussi le robot doit être écologique, c'est-à-dire que son alimentation doit respecter la contrainte environnementale, aussi bien que le matériel de fabrication doit être moins polluant. La seconde est le respect des conditions de travail et d'utilisation : le robot doit être rapidement installé et facilement déplaçable ainsi que facilement commandable.

Contraintes d'effort

Concernant les contraintes mécaniques statiques nécessaires pour supporter le poids dû à la charge massique de pesticide, nous remarquons que la plateforme doit supporter une charge normale de 120kg (1200 N).

Encombrement, masse

Certaines applications robotiques comme le robot pulvérisateur imposent que le robot utilisé soit compact et léger pour être facilement transportable ou portable par une personne, aussi pour éviter le phénomène de tassement de sol. D'autres imposent que le robot soit massif pour augmenter sa stabilité. Dans le cas du cahier des charges du robot « Agri-Eco-Robot », on impose la première proposition vue l'espace réduit de navigation.

Contraintes cinématiques

Les valeurs des grandeurs cinématiques sont quant à elles fortement liées à l'application dans le domaine de la robotique agricole, la vitesse nominale est d'environ 0.2 m/s.

Ces spécifications, abordées dans le cahier des charges, permettent d'analyser la valeur du robot comme traité dans le paragraphe suivant afin de répondre aux besoins demandés dans le secteur agricole.

1.3.2 Analyse fonctionnelle

L'évaluation multicritères des solutions met en jeu un modèle de préférences permettant d'agréger les critères de décision ou de conception qui correspondent aux performances. La pondération d'objectifs est une étape importante du processus de conception [50]. Les fondements théoriques de l'aide à la décision multicritères (ADMC) sont

exposés dans [51]. Prométhée II est un logiciel utilisé en génie industriel, issu de ces théories. Il existe d'autres approches d'agrégation de préférence : celles proposées par [51–54], la méthodologie industrielle de déploiement d'un projet à partir d'un besoin client (déploiement successif de matrices) [55], et la méthodologie d'analyse fonctionnelle. Cette dernière est une méthode d'évaluation basée sur des matrices de pondération [51, 52].

Une étude d'analyse fonctionnelle a été réalisée sur le robot agricole « Agri-Eco-Robot ». Le graphe de pieuvre (Figure 1.2) a été élaboré pour mettre en évidence les milieux extérieurs agissant sur le poste esclave de la chaîne de robot agricole et générant les fonctions de base.

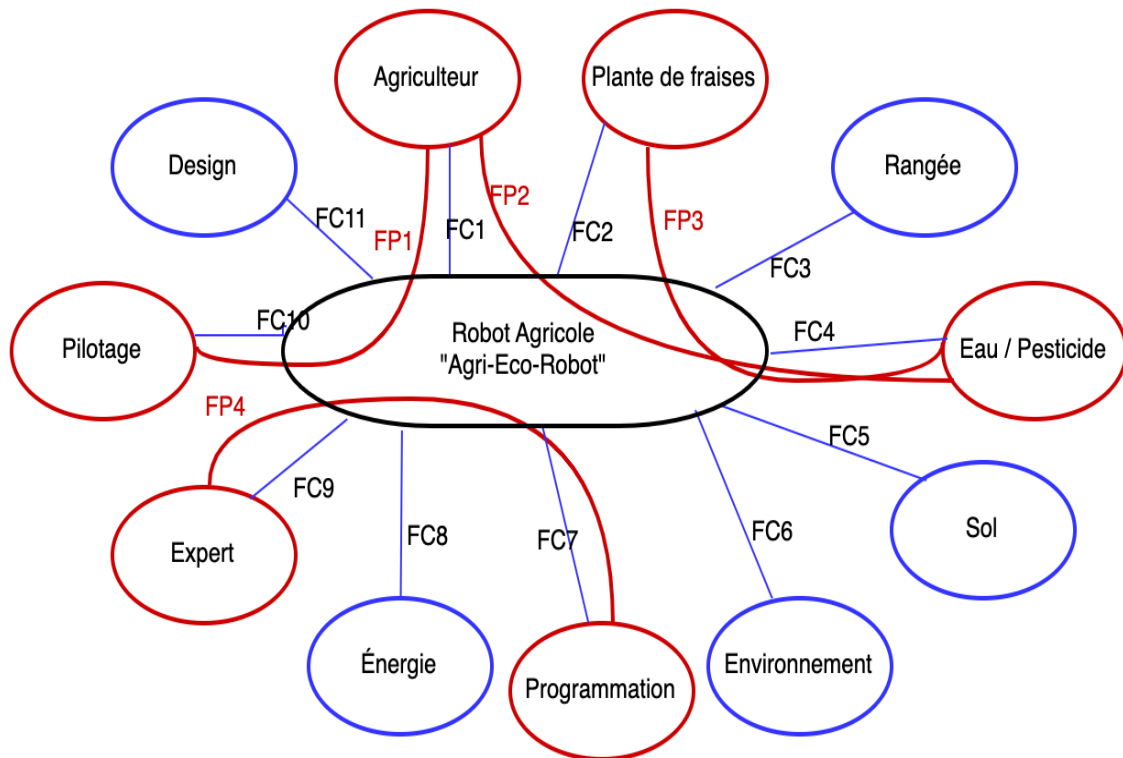


FIGURE 1.2 – Diagramme de pieuvre pour le robot « Agri-Eco-Robot »

Les fonctions de base (FB) se divisent en Fonctions principales (FP) et Fonctions contraintes (FC).

Les fonctions principales représentent le but de l'action du produit et sans l'expression même du besoin. Chaque fonction principale est représentée par une liaison entre le produit et deux milieux extérieurs.

Les fonctions contraintes représentent les actions et/ou les réactions du produit par rapport à deux milieux extérieurs du fait de sa présence dans un système et dans un milieu environnant. Chaque fonction contrainte est représentée par une relation entre le produit et le milieu extérieur.

Pour le poste esclave du robot « Agri-Eco-Robot », les fonctions principales et les fonctions contraintes sont :

FP1 : Permettre à l'agriculteur de piloter le robot d'une manière autonome.

FP2 : Permettre à l'agriculteur de pulvériser le pesticide ou l'eau.

FP3 : Permettre aux plantes une pulvérisation idéale de l'eau ou de pesticide.

FP4 : Permettre aux experts de modifier le programme suivant la nature de l'espace de travail.

FC1 : Le robot doit être facile à manipuler de la part des agriculteurs.

FC2 : Le robot dans son bras pulvérisateurs, doit atteindre les plantes de fraise pour les pulvériser suivant plusieurs normes agronomiques.

FC3 : Le robot doit suivre le parcours entre des rangées de fraises.

FC4 : Le robot doit supporter une charge qui est due au poids de l'eau ou de pesticides.

FC5 : Le robot doit traverser un sol déformable.

FC6 : Le robot doit respecter l'environnement.

FC7 : Le programme du robot doit être manipulable par des personnes ordinaires en cas de changement de l'espace de navigation.

FC8 : La consommation énergétique du robot doit être minimale.

FC9 : Permettre une maintenance périodique aisée par des experts.

FC10 : Permettre un pilotage automatique.

FC11 : Être compact et ergonomique ainsi que beau.

Après avoir validé les fonctions de base, il faut les caractériser. Cette étape permet de dimensionner les fonctions, et sur la base de ces critères que le produit sera jugé pour savoir s'il répond de manière satisfaisante au besoin défini. Pour chaque fonction, il faut recenser les critères de valeur induite pour chaque milieu extérieur pour les quantifier. C'est dans ce cadre, que nous allons tout d'abord présenter les différentes solutions technologiques qui répondent aux fonctions principales du robot pour répondre aux besoins du fermier.

1.3.3 Recherche des solutions technologiques

Lorsque les fonctions sont identifiées, il faut les ordonner et les décomposer suivant une logique fonctionnelle pour aboutir (vers la droite) aux solutions techniques de réalisation. Cet outil d'analyse nommée FAST (Function Analysis System Technic) vise particulièrement l'analyse fonctionnelle d'un produit existant (FAST de description). Les fonctions connues sont écrites dans les rectangles ou boîtes (Vignettes rectangulaires FAST de la Figure 1.3), elle s'appuie sur la technique interrogative suivante :

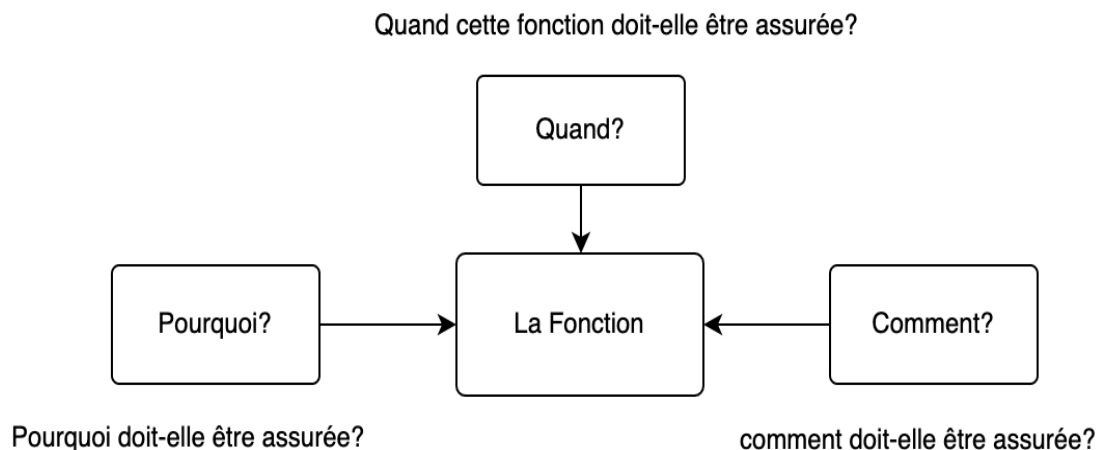


FIGURE 1.3 – La technique interrogative de la méthode FAST

Pour mettre en évidence le diagramme FAST nécessaire pour déterminer la solution technologique de chaque fonction principale du robot « Agri-Eco-Robot », nous décrivons les fonctions dans les figures ci-dessous.

Dans la suite, on s'intéresse seulement aux fonctions principales FP1 et FP2, car les autres fonctions FP3 et FP4 sont incluses dans les deux premières fonctions.

Le diagramme FAST de la première fonction principale est définie à la Figure 1.4.

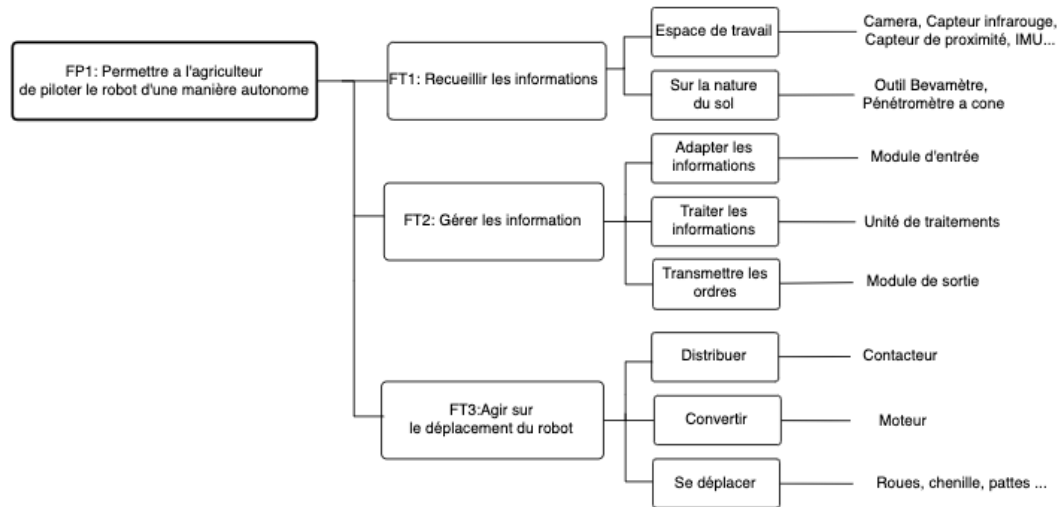


FIGURE 1.4 – Diagramme FAST de la fonction principale 1

La deuxième fonction principale est définie à la Figure 1.5.

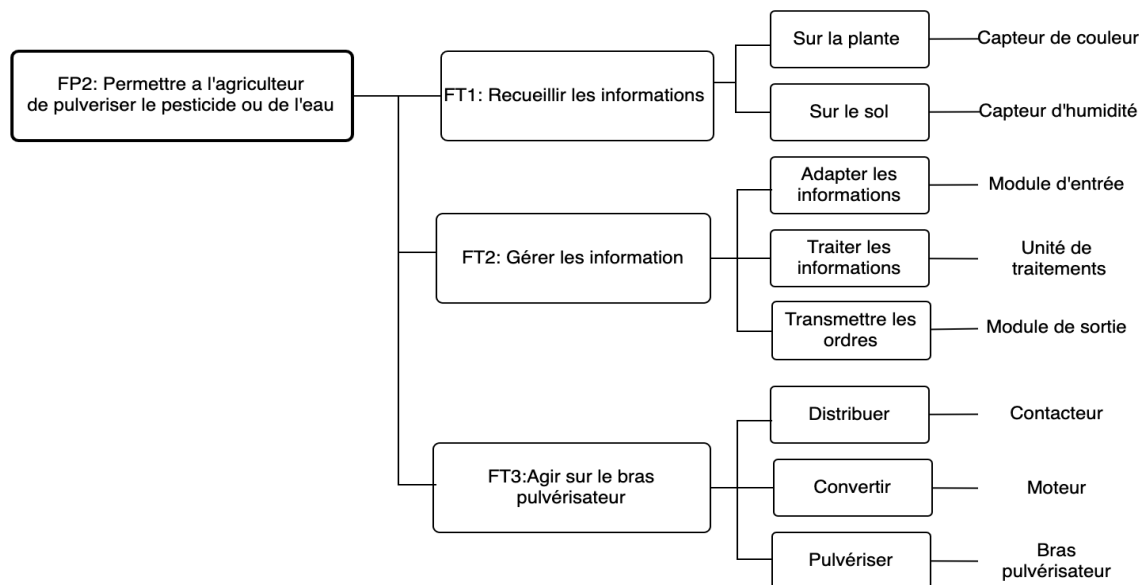


FIGURE 1.5 – Diagramme FAST de la fonction principale 2

Après avoir présenté le cahier des charges du robot « Agri-Eco-Robot », et déterminé les fonctions principales et les fonctions contraintes pour décrire les solutions technologiques (FT) de chaque fonction principale, il est intéressant d'aborder dans la partie suivante les détails des diverses conceptions possibles du robot agricole. C'est dans cette perspective, que nous allons traiter les démarches de conception appliquée, et plus particulièrement la phase de conception préliminaire appliquée au robot « Agri-Eco-Robot ».

1.4 La conception appliquée au robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot »

La conception peut être définie comme une activité intellectuelle et cognitive particulièrement complexe, faisant intervenir en permanence plusieurs processus de raisonnement et utilisant plusieurs sources de connaissances [56]. Elle diffère des sciences dites exactes, le dispositif conçu est souvent un compromis qui répond plus ou moins aux différents critères du cahier des charges, car ceux-ci sont souvent antagonistes et/ou contradictoires. Le concepteur doit transformer un besoin exprimé en une description du produit qui peut être représenté sous forme graphique ou numérique. Le processus de conception est un enrichissement élaboré au fur et à mesure de nombreux modèles de représentation des connaissances : le modèle conceptuel, le modèle spatial (regroupant les modèles topologiques, morphologiques et géométriques) et le modèle physique. Pour cela, différentes étapes doivent être suivies pour décrire précisément le processus de conception complet.

1.4.1 Approche de conception

Phase de conception

Dans la littérature, plusieurs auteurs ont proposé des décompositions du processus de conception en phases [57]. Le nombre de phases et leurs descriptions diffèrent selon le type de produit, le niveau de spécification, les besoins, les connaissances disponibles ou encore selon les domaines de conception. Selon Suh [58], il existe plusieurs pratiques et démarches de conception, mais une trame est commune à toutes les activités de conception :

- Connaitre et comprendre les besoins du client,
- Définir le problème à résoudre pour satisfaire les besoins,
- Conceptualiser la solution,
- Effectuer l'analyse, pour optimiser la solution proposée,
- Vérifier la conception obtenue pour voir s'elle répond aux besoins des clients initiaux.

Le processus couramment adopté est celui de Pahl et Bietz [52,59,60]. Il se décompose en quatre grandes phases, exécutées séquentiellement, présentées dans le graphe de la Figure 1.6.

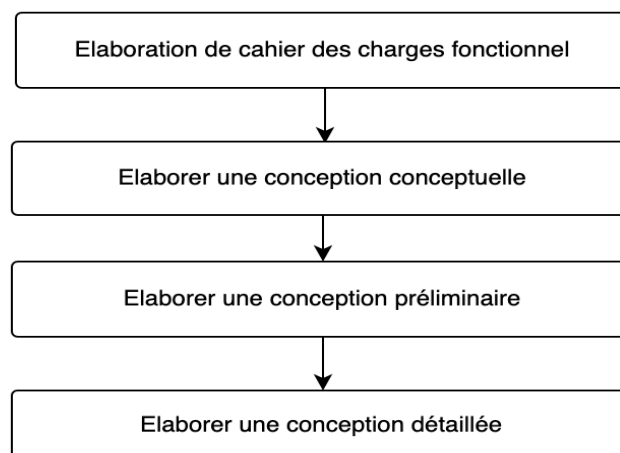


FIGURE 1.6 – Approche de Pahl et Bietz pour la conception

Le cahier de charge définie dans ce travail, a été élaboré en concertation avec les agriculteurs de la culture de fraise sous serre dont le résumé est présenté dans la première partie du chapitre. Dans le contexte de conception du robot « Agri-Eco-Robot », après que le propriétaire de la ferme ait exprimé son besoin du robot pour une application spécifique, il faut analyser son besoin afin de déterminer les contraintes robotiques et les contraintes spécifiques à cette application.

Dans la phase de conception conceptuelle (conceptual design), les principes de solutions répondant au besoin sont recherchés sous forme des schémas et sont évalués. Des solutions existantes ou des propositions nouvelles peuvent être formulées. C'est la phase de « génération des concepts » [61]. Dans le cadre de notre application, nous avons proposé un outil de conception qui est établie selon des contraintes de déplacements de la plateforme et son évolution dans un environnement spécifique à la réalisation des tâches d'entretien sous serre.

Les concepts choisis dans la phase précédente sont développés par une définition complète du dispositif en phase de conception préliminaire (embodiment design). Le concepteur dimensionne et agence les composantes. Plusieurs solutions possibles de structure d'agencement ou d'architectures peuvent être évaluées. Il en résulte que la conception préliminaire a été établie de manière à optimiser l'espace de la plateforme pour une meilleure intégration des dispositifs d'acquisition, de commande et des outils d'entretiens.

La phase de conception détaillée est la phase finale du processus de conception. Dans la phase de conception détaillée chacun des composants embarqués sur la plateforme est complètement défini en spécifiant les dimensions, les tolérances de fabrication, les matériaux, les schémas et les plans détaillés. Cette phase n'est pas abordée dans ce manuscrit.

Pour notre conception du robot agricole, nous avons effectué des phases de vérification et de validation des résultats tout au long du processus de conception grâce, d'une part à des simulations numériques et d'autre part, à l'observation et la manipulation d'une maquette réelle. Ces étapes sont possibles grâce à l'amélioration des outils de conception assistée par ordinateur (CAO).

La démarche de conception pouvant différer selon le type de conception concerné, il nous est apparu nécessaire de définir celui-ci avec précision.

Typologie de conception

Deux types de conception ont été mentionnés dans la littérature :

La conception routinière Dans ce type de conception, les connaissances à exploiter sont clairement identifiées et les plans d'action du processus de conception sont globalement connus [56]. Le concepteur améliore et modifie des solutions antérieures. La conception routinière, appelée également préconception, représente environ 80 % des activités de conception mécanique [62]. Pour la conception du robot « Agri-Eco-Robot », nous sommes dans ce type de conception dès lors que dans la littérature plusieurs auteurs ont déjà développé plusieurs prototypes répondant à cette application dans le domaine agricole.

La conception nouvelle En conception nouvelle (innovante ou créative), les connaissances initiales (expression de besoin, technologie à exploitée) sont globalement connues mais les plans d'action du processus sont à déterminer. Pour ce type de conception, des actions de veille technologique, de recherche et développement sont menées dans plusieurs domaines (Figure 1.7). Dans cette situation, un outil d'aide aux concepteurs pourrait être utile afin d'éviter les erreurs.

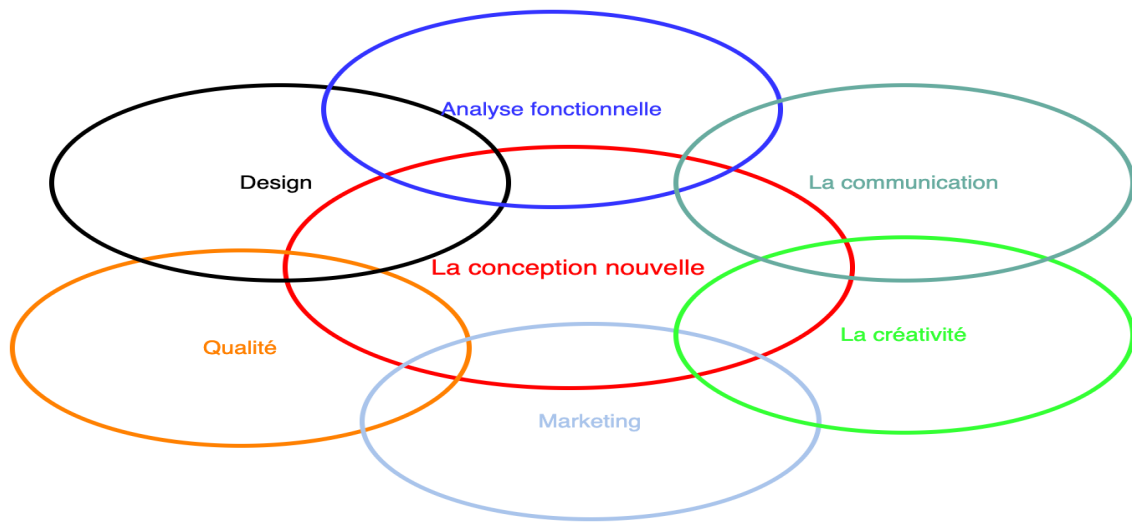


FIGURE 1.7 – Les domaines de la conception nouvelle

Les méthodes de créativité sont nombreuses. Elles peuvent être systématiques, aléatoires ou structurées. Dans cette dernière catégorie, on trouve les méthodes utilisées en conception mécanique (conception innovante C-K, TRIZ, analyse fonctionnelle, CDCF...) [63]. La problématique de conception en robotique agricole se situe souvent dans cette catégorie. Nous avons cependant choisi de développer notre démarche à partir d'un exemple de préconception pour tirer profit de leurs expériences et de leurs savoir-faire, afin de proposer une démarche qui puisse s'appliquer quel que soit le type de conception concerné.

Nous allons détailler la démarche pour la phase de conception préliminaire suivie pour concevoir le robot « Agri-Eco-Robot ».

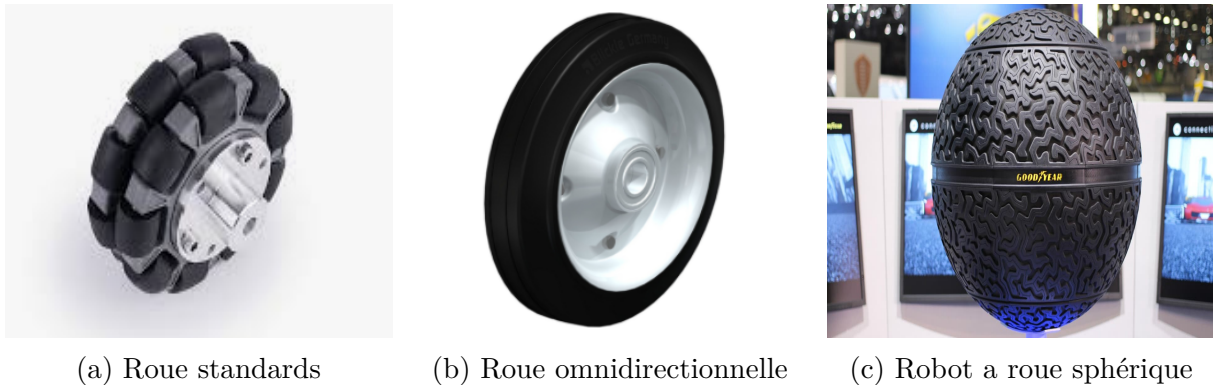
1.4.2 La conception préliminaire

Après avoir présenté les deux premières étapes du processus de conception dans la partie précédente, nous allons nous focaliser sur l'étape de conception préliminaire. Cette phase concerne le choix des composants mécaniques (actionneurs, roue...) et la définition des formes des pièces. Elle constitue une étape primordiale de la conception du robot à développer. Nous allons dans un premier temps exposer le modèle numérique spatial du robot « Agri-Eco-Robot ». Nous détaillerons ensuite les phases de validation qui ont été réalisées à partir de ce modèle numérique.

Choix des composantes

Choix de la roue Il existe trois grandes catégories de roues. Elles diffèrent énormément au niveau de leur cinématique. Le choix des types de roues pour un robot mobile est fortement lié au choix du positionnement des roues, ou géométrie des roues. Le concepteur des robots mobiles doit tenir compte de ces deux aspects simultanément lorsqu'il conçoit le mécanisme de locomotion d'un robot à roues. Tout d'abord, il y a la roue standard (Figure 1.8(a)). En effet, celle-ci a un axe de roulement parallèle au plan du sol et peut changer d'orientation en tournant autour d'un axe normal au sol passant par le point de contact. Le deuxième type de roue est la roue omnidirectionnelle (Figure 1.8(b)). Il s'agit d'un disque avec une multitude de roues standard conventionnelles montées sur sa périphérie. La roue omnidirectionnelle possède trois degrés de libertés (DOF) et fonctionne comme une roue normale, mais offre également une faible résistance dans une autre direction. Le troisième type de roue est la roue à billes ou sphérique (Figure 1.8(c)). Elle possède

également trois DOF. La roue sphérique est une roue véritablement omnidirectionnelle, souvent conçue de manière à pouvoir être actionnée de manière active pour tourner dans n'importe quelle direction.



(a) Roue standards

(b) Roue omnidirectionnelle

(c) Robot a roue sphérique

FIGURE 1.8 – Exemple de différents types de roues

Dans notre robot, nous choisissons la roue standard vue sa simplicité à implémenter. Dans la partie qui suit on va aborder le montage des roues dans un véhicule.

Choix de la configuration des roues Dans la littérature, on trouve deux types de structure de robots mobiles, les robots non holonomes qui sont les plus répandus en raison de leur conception simple et de leur facilité de contrôle, et les robots holonomes qui offrent une mobilité totale avec le même nombre de degrés de liberté que l'environnement. Toutes ces roues sont montées suivant une configuration donnée.

Les configurations des roues les plus courantes sont illustrées dans l'exemple ci-dessous. Les symboles utilisés sont expliqués à la Figure 1.9. Le nombre de roues varie de deux à quatre ou plus. Une brève influence sur la stabilité, la contrôlabilité et la manœuvrabilité est également donnée.

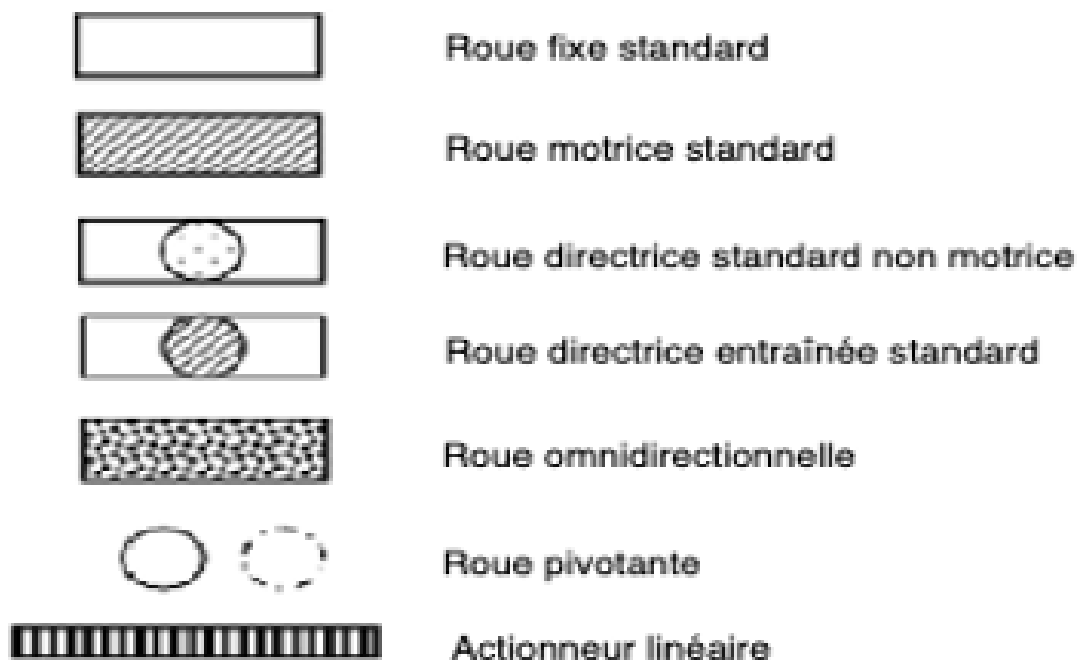
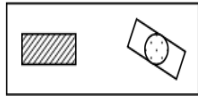


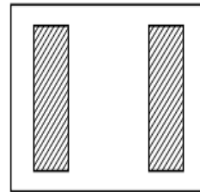
FIGURE 1.9 – Symboles utilisés sont expliqués la nature de la roue

Dans la littérature, on trouve plusieurs types de configuration, parmi eux on cite :

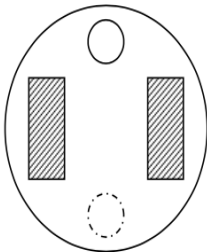
- Les configurations à deux roues
- La configuration à entraînement différentiel à deux roues motrices et une roue pivotante
- La configuration à trois roues est l'entraînement à trois cycles
- La configuration à entraînement tricycle, direction et conduite combinées
- La configuration de la roue d'entraînement synchro
- La configuration de la roue d'entraînement synchro
- La configuration de la direction d'Ackerman à traction avant/orientée et configuration de la direction Ackerman à direction avant/arrière
- La configuration de l'entraînement articulé
- La configuration des roues à glissement/dérapiage
- la configuration omnidirectionnelle avec trois roues sphériques
- La configuration omnidirectionnelle avec quatre roues sphériques
- La configuration à quatre roues motrices standards



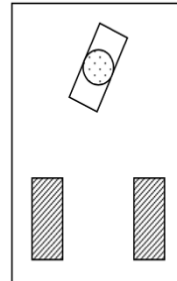
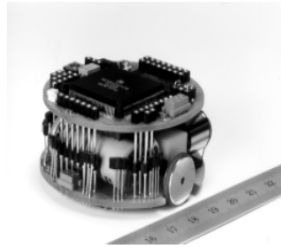
(a) La configuration à deux roues dont l'une est motrice



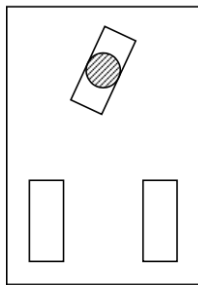
(b) La configuration à deux roues motrices



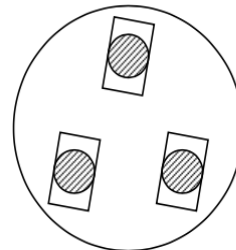
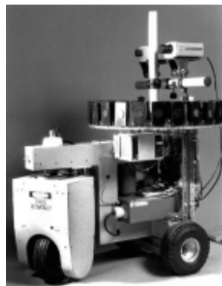
(c) La configuration à entraînement différentiel avec deux roues motrices et une roue pivotante



(d) La configuration à trois roues est l'entraînement à trois cycles



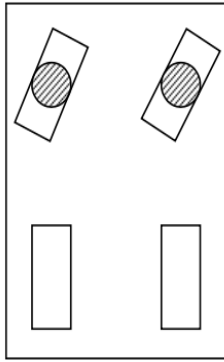
(e) La configuration à entraînement tricycle, direction et conduite combinées



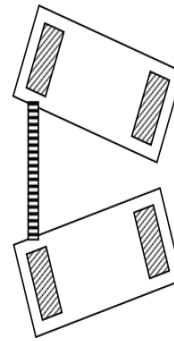
(f) La configuration de la roue d'entraînement synchrone



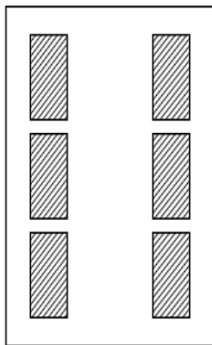
voir la page suivante la suite de la figure



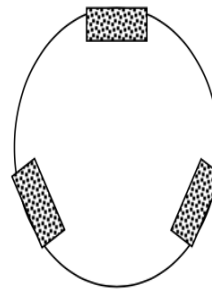
(g) La configuration de la direction d'Ackerman à traction avant/orientée et Configuration de la direction Ackerman à direction avant/arrière



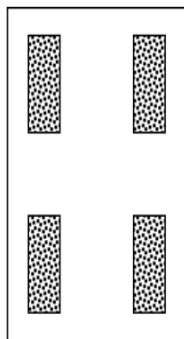
(h) La configuration de l'entraînement articulé



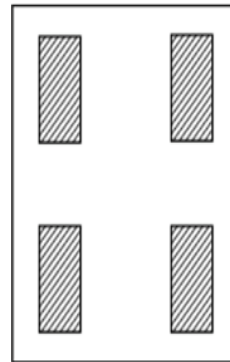
(i) La configuration des roues à glissement/dérapiage



(j) La configuration omnidirectionnelle à trois roues sphériques



(k) La configuration omnidirectionnelle à quatre roues sphériques



(l) La configuration à quatre roues motrices standards

FIGURE 1.10 – Les différents types de configuration des roues existant dans la littérature

Pour notre robot, nous choisissons la configuration à quatre roues motrices standard vu sa simplicité à implémenter. Dans la partie qui suit, le choix du moteur adéquat pour notre robot est abordé.

Choix des actionneurs Les actionneurs sélectionnés pour le robot « Agri-Eco-Robot » doivent répondre au cahier des charges abordé préalablement ;

- L'effort supporté par le robot est de 1200 N ;
- La vitesse de translation nominale du robot est de 0.2 m/s ;
- L'ensemble doit avoir une bonne compacité afin de réduire les effets d'inerties, de limiter la masse et ne pas encombrer l'espace environnant.

La littérature a répertorié les actionneurs qui sont utilisés pour concevoir les robots mobiles, parmi eux on cite ; les servomoteurs, le moteur DC continu, les moteurs pas à pas, les moteurs sans balais à courant alternative, et les moteur sans balais à courant continue.

Pour notre robot, nous choisissons un moteur à courant continue sans balais. Car, ils ont une bonne compacité, un poids et un volume réduits, un couple élevé, de bonnes conditions du transfert thermique et un haut rendement.

Ainsi, pour réduire le cout de manœuvrabilité, on combine le choix de la roue et le choix de la configuration avec le choix de l'actionneur. Ainsi, nous choisissons quatre roues à moteur à courant continu sans balais, dont la puissance nominale est de 250 W chacune.

Choix de la batterie Cette plate-forme a besoin d'une alimentation en énergie pour pouvoir naviguer de manière autonome. Les moteurs à combustion étant exclus vue ces effets indésirables sur la nature, c'est pourquoi on a choisi le moteur à courant continu sans balais. Donc, il est primordiale d'utiliser l'énergie électrique. Cette énergie est stockée dans des accumulateurs ou dans des batteries. En fait, il y a une différence entre ces termes, les premiers sont rechargeables, les autres ne le sont pas. Dans ce travail, nous supposons que les batteries sont rechargeables. Le choix de la configuration de la batterie est un élément clé du processus de conception. Il s'agit en fait d'un processus itératif. Les dimensions, la tension, le poids et la méthode de recharge de la configuration de la batterie constituent des restrictions sur l'ensemble du processus de conception et déterminent directement l'autonomie du robot.

Une batterie doit répondre à certains objectifs de performance. Ces objectifs sont les suivantes : capacité de décharge et de recharge rapides, longue durée de vie (nombre de décharges avant de devenir inutilisable), faible coût, recyclable, énergie spécifique élevée (quantité d'énergie utilisable, mesurée en wattheures par kilogramme), densité énergétique élevée (quantité d'énergie stockée par unité de volume), puissance spécifique et capacité à fonctionner dans une large gamme de températures. Aucune batterie actuellement disponible ne répond à tous ces critères.

Dans la littérature, on trouve, les batteries "Nickel Metal Hydride" (NiMH) qui remplissent plusieurs conditions citées préalablement. Elles ont une énergie spécifique élevée : environ 90Wh/kg. Aussi bien les batteries au nickel-cadmium (NiCd) qui sont très similaires aux batteries NiMH. Ces deux types d'accumulateurs ont une énergie spécifique et une densité énergétique plus élevées que les accumulateurs au plomb avancés. Mais seules les batteries "Lithium Ion" font mieux, avec une énergie spécifique d'environ 150Wh/kg.

C'est dans ce contexte que nous choisirons une batterie de type "Lithium Ion" de caractéristiques 36V 30 Ah.

Model CAO du robot mobile

Le modèle numérique du robot « Agri-Eco-Robot » a été réalisé à l'aide du logiciel de CAO Catia V5 (Figure 1.11). Ce modèle est constitué d'un châssis à quatre roues motrices, d'un cache avant, cache arrière, cache gauche, cache droit, une cuve de pesticide de capacité 12 litres et un bras pulvérisateur.

Nous choisissons le châssis de telle manière de renforcer sa structure pour supporter le poids dédié

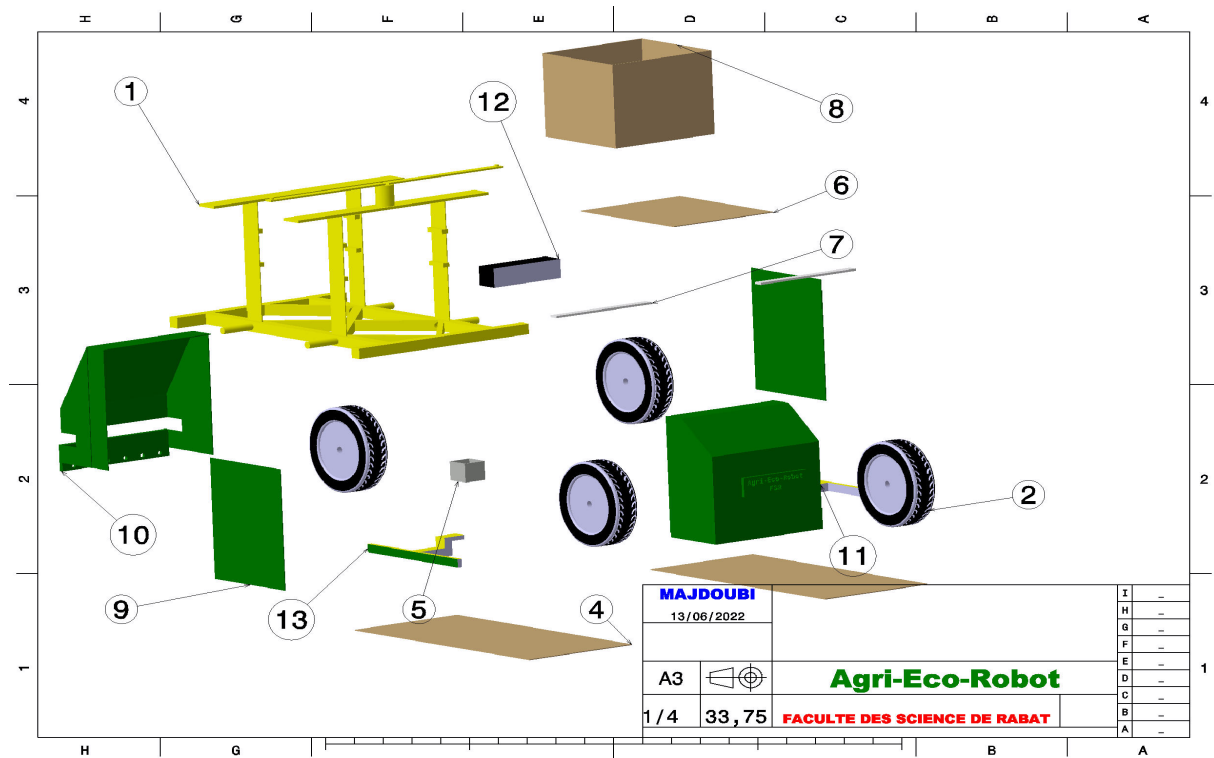


FIGURE 1.11 – La cartouche du robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot » en vue éclaté

L'encombrement engendré en navigant le long des rangées de la serre est limité. Par conséquent, nous avons intégré le modèle numérique dont les dimensions de la plateforme mobile est fixé à 44.5 cm de largeur, 65 cm de longueur, 45 cm de hauteur, en raison de contrainte de distance entre les rangées de fraise comme développé préalablement. (Figure 1.12)et 1.13).

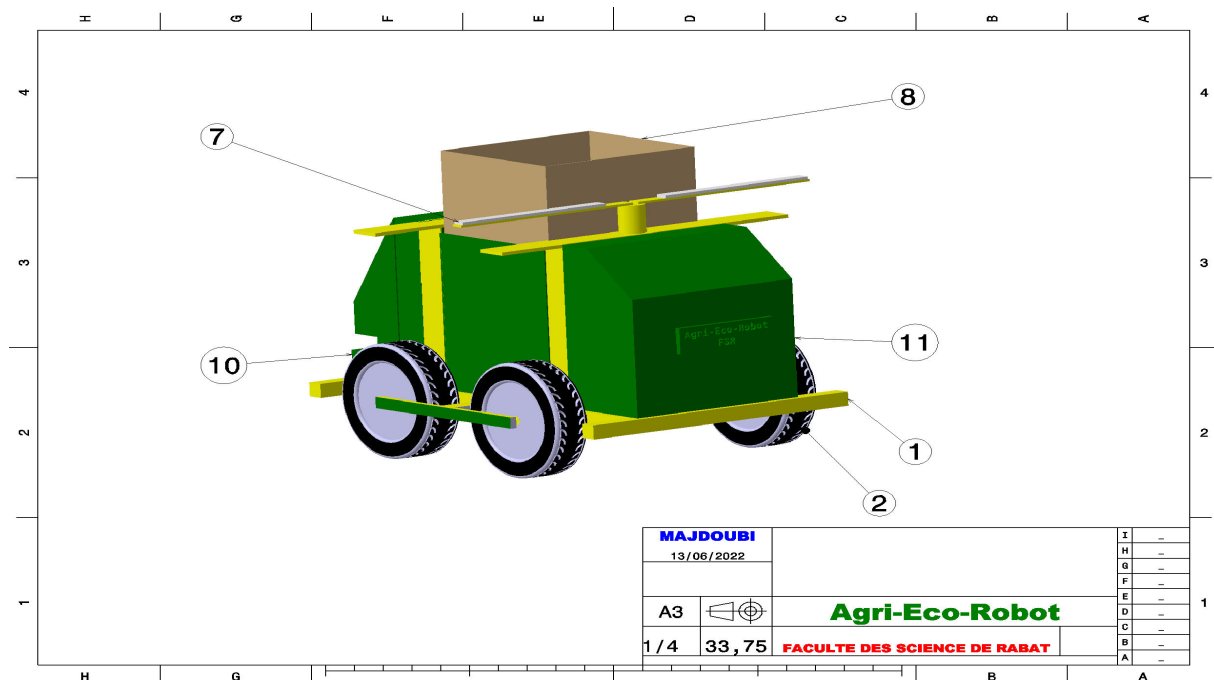


FIGURE 1.12 – La cartouche du robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot »

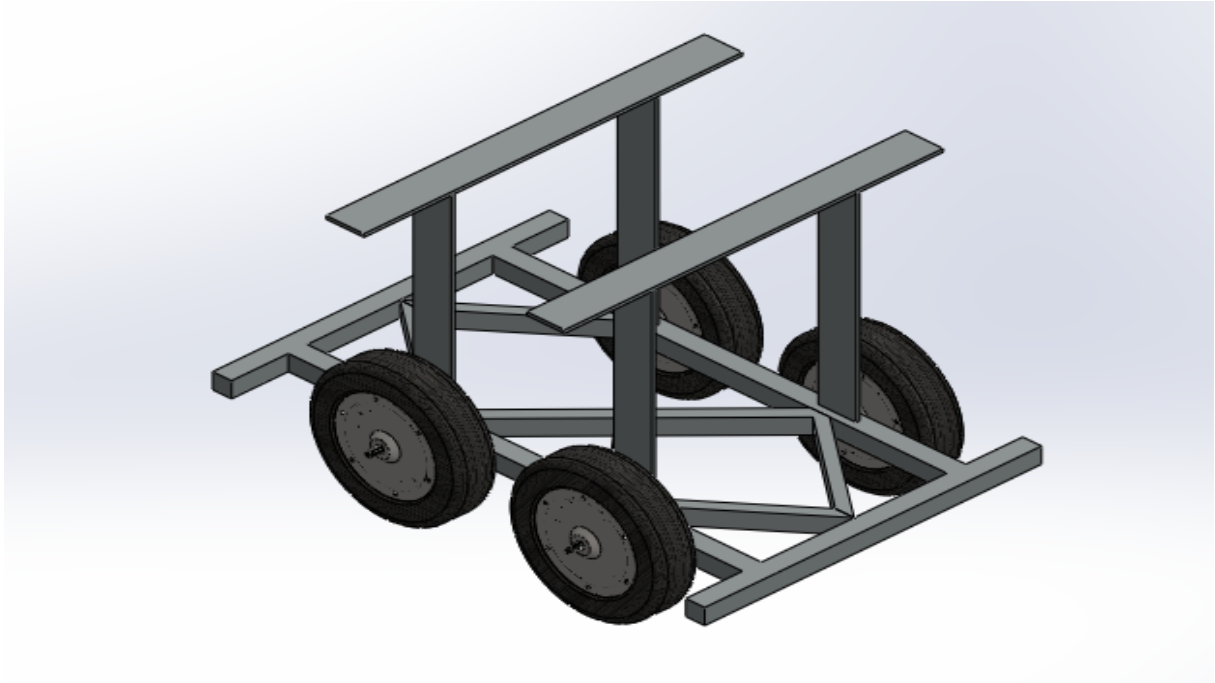


FIGURE 1.13 – Le châssis du robot mobile agricole

Lorsque le modèle numérique du robot est réalisé, il faut valider la forme et la dimension du robot.

Validation de la forme et dimension

Analyse statique du système On assimile le contact des roues à des liaisons ponctuelles sans frottement, et on fixe les liaisons rotoides de rotation propre des roues [64](Figure 1.14).

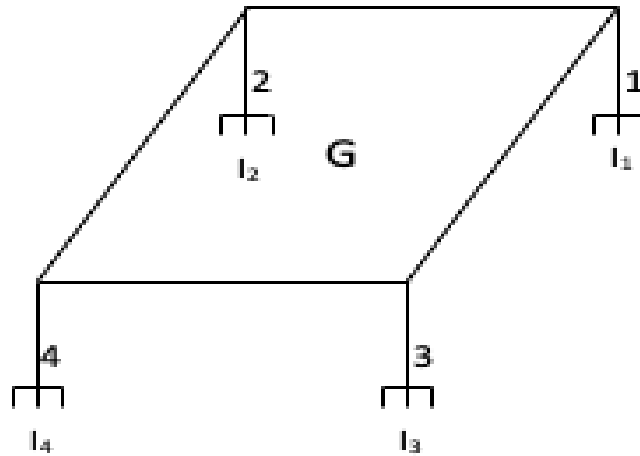


FIGURE 1.14 – Le robot en position statique

Si on prend I_1 comme origine du repère,

On a :

$$\overrightarrow{I_1 I_4} = K_1 \overrightarrow{I_1 I_2} + K_2 \overrightarrow{I_1 I_3} \quad (1.1)$$

Avec, K_1 et K_2 sont des constantes réelles.

Par conséquent, $[\overrightarrow{I_1 I_2}, \overrightarrow{I_1 I_3}, \overrightarrow{I_1 I_4}]$ sont liées.

Les degrés hyperstatique du robot « Agri-Eco-Robot » est défini par l'équation :

$$h = m + N_s - 6 \times (N_p - 1) \quad (1.2)$$

Avec :

m est la mobilité du robot ;

N_s est le nombre de contact/nombre d'inconnues statiques/le nombre de liaisons indépendantes ;

N_p est le nombre de pièces du mécanisme. (bâti compris).

Alors dans le cas d'une plateforme constituée d'un seul solide (châssis à une seule pièce), le nombre de liaisons indépendantes entre le véhicule et le sol, c'est-à-dire le nombre de points de contact, est 4.

Aussi bien le nombre de pièces du robot y compris le châssis est égal à deux, et la mobilité du robot est égale à 3 (2 translations et 1 rotation).

D'où :

$$h = 3 + 4 - 6 \times (2 - 1) = 1 \quad (1.3)$$

Alors le robot est sur-contraint (hyperstatique du degré 1), c'est-à-dire qu'une des roues peut ne pas toucher le sol. Ce n'est pas souhaitable, car les pièces peuvent se déformer ou se rompre, ou les liaisons peuvent être endommagées.

Pour rétablir l'équilibre statique, concrètement, dans notre cas, la plateforme est constituée de deux demi-châssis. La liaison pivot central introduit 5 nouvelles inconnues statiques, correspondant au torseur mécanique du solide (1) sur le solide (2) en G.

On a donc, $N_s = 4 + 5 = 9$, et $N_p = 3$ (3 pièces), et la mobilité $m = 3$.

D'où :

$$h = 3 + 9 - 6 \times (3 - 1) = 0 \quad (1.4)$$

Le système est désormais isostatique. Le contact au sol est toujours assuré.

Teste de déformation Cette étape permet de déterminer les contraintes et les déformations des pièces constituant le mécanisme à l'aide du logiciel de calculs par éléments finis. Nous vérifions le dimensionnement des pièces, d'une part, en choisissant le matériau adéquat pour supporter la charge normal, et d'autre part, en s'assurant que les contraintes restent inférieures à la limite d'élasticité R_e du matériau choisi. Ainsi, la limite de la déformation acceptable est une valeur qui peut figurer dans le cahier des charges.

Dans le cadre de notre application, nous avons conçu le robot « Agri-Eco-Robot » à l'aide du logiciel CAO Catia comme détaillé précédemment. Nous avons ensuite validé les formes et les dimensions des pièces du robot à l'aide d'analyses structurelles par éléments finis réalisées sous Ansys. Pour tester le matériau adéquat pour le châssis du robot, nous testons deux matériaux ; l'acier standard et Acier-Alliage d'aluminium mixte, dont les propriétés sont indiquées dans le Tableau 1.4. Ces matériaux sont les plus utilisés dans la fabrication des châssis.

TABLE 1.4 – Tableau des propriétés de deux types de matériaux

Acier standard	Acier-Alliage d'aluminium mixte
Densité de masse = 7.85 g/cm ³	Densité de masse = 2.77 g/cm ³
Limite d'élasticité = 235 MPa	Limite d'élasticité = 35 MPa
Résistance ultime à la traction = 450-500 MPa	Résistance ultime à la traction = 100-550 MPa
Module d'young = 200 GPa	Module d'young = 70-79 GPa
Coefficient de Poisson = 0.28	Coefficient de Poisson = 0.33

Le modèle de châssis du robot « Agri-Eco-robot » est chargé par des forces statiques provenant des éléments constituant le robot et du chargement. Pour ce modèle, le robot caractérisé dans le cahier des charges peut supporter jusqu'à 120kg. La charge est supposée être uniformément répartie, obtenue en divisant le poids maximal chargé par la longueur totale du châssis.

La formule de la contrainte de conception est définie par l'équation 1.5 :

$$\text{La contrainte admissible de conception} = \frac{\text{Limite d'élasticité}}{\text{Facteur de sécurité}} \quad (1.5)$$

En considérant le facteur de sécurité = 3 pour la conception.

Les validations expérimentales peuvent être résumées dans le tableau ci-dessus :

TABLE 1.5 – Les résultats de l'analyse structurelle des deux matériaux

Les contraintes	Acier standard		Acier-Alliage d'aluminium mixte	
	Maximal (MPa)	Minimal (MPa)	Maximal (MPa)	Minimal (MPa)
La contrainte de Von Mises	29.2	0.02	26.7	0.003
La contrainte de cisaillement	16.4	0.0002	3	0.2
La contrainte admissible de conception	78.3		11.67	

On remarque que les contraintes de cisaillement générées sont inférieures à la valeur admissible, la conception est donc sûre pour les deux matériaux.

La contrainte de cisaillement a été trouvée minimale dans l'acier-Alliage d'aluminium mixte et maximal dans la tôle d'acier standard dans des conditions aux limites données.

Ce tableau nous permet de déduire le matériau adéquat pour le châssis. Nous choisirons donc, l'acier standard.

1.4.3 Maquette du robot

Lors de la conception d'un produit industriel, on procède souvent à la réalisation d'une maquette réelle ou à échelle réduite si le produit est trop volumineux. Celle-ci permet au client de mieux visualiser le produit et éventuellement de pouvoir le manipuler. De plus, lorsque plusieurs disciplines participent à la conception du produit (designer, mécaniciens, automaticien, roboticiens...), cet outil aide à la compréhension des problèmes. Ce sont les raisons pour lesquelles nous avons décidé de réaliser une maquette réelle du robot.

Le procédé de prototypage

Le modèle numérique réalisé sur Catia a permis la fabrication de la maquette sur une machine de prototypage rapide qui utilise le procédé de dépôt filamentaire (dépôt d'un fil de PLA avec une précision de 0.20 mm). Le format d'échange STL, format utilisé par les machines de prototypage, a permis le passage des pièces numériques sur Catia aux pièces fabriquées. Elles ont pu être réalisées en une seule opération sur une plaque. Le temps de fabrication est de 48 heures en un format réduit de 30%, mais celui-ci serait largement plus important si les pièces devaient être fabriquées en mode conventionnel. (Figure 1.15)

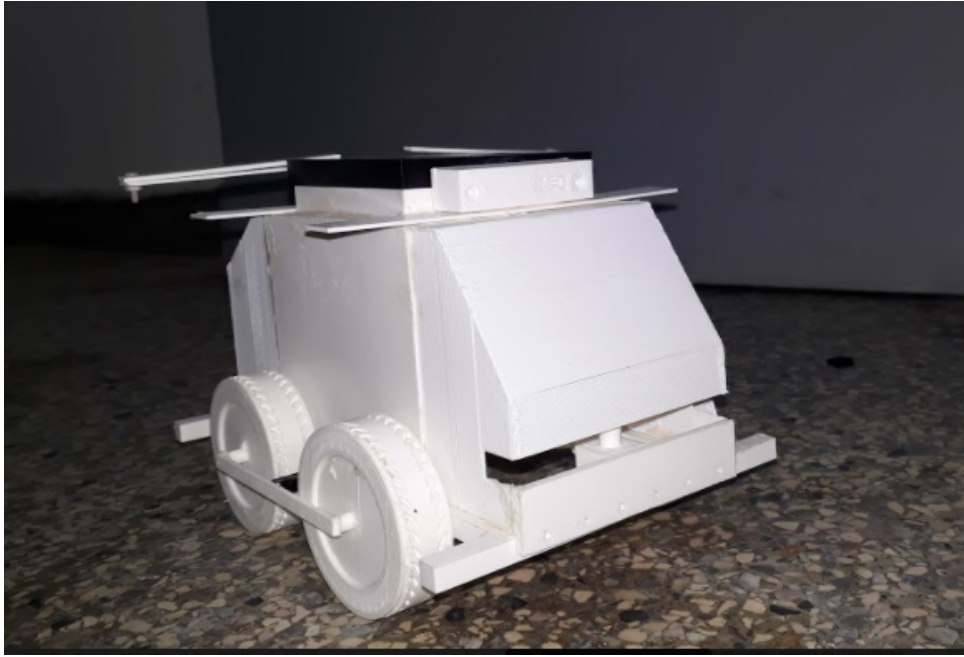


FIGURE 1.15 – Le prototype du robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot »

L'avantage de ce procédé est qu'il permet d'avoir rapidement une maquette à moindre coût. Bien que le modèle CAO 3D donne une excellente visualisation du mécanisme, la maquette réelle en améliore le point de vue. On peut se rendre compte de l'encombrement du robot, de la masse, de l'ergonomie. De plus, le prototypage rapide permet de relever les problèmes éventuels de conception, ce qui est moins grave à ce stade qu'à l'étape de prototypage fonctionnel de robot, car les coûts engendrés à ce premier stade restent faibles.

Maquette réelle

Pour obtenir la maquette finale, les pièces constituant le châssis, les caches et les bras pulvérisateurs ont été fabriquées sur la machine traditionnelle, puis les pièces ont été assemblées. La maquette réelle du robot « Agri-Eco-Robot », ainsi réalisée est présentée dans la Figure 1.16.



FIGURE 1.16 – La maquette réelle

Nous pouvons constater en observant la maquette qu'elle est relativement volumineuse et plus encombrante que le robot imprimé en 3D. Elle est cependant de taille acceptable pour pouvoir naviguer entre les rangées de fraises sous serre. Sa masse est de 12 kg sans les actionneurs, ce poids doit être faible afin d'éviter le phénomène de tassement de sol.

1.5 Conclusion

L'objectif principal de ce chapitre, a été de définir une méthodologie de conception du robot agricole. Nous avons développé une démarche qui s'étend de la définition du besoin agricole pour identifier des solutions technologiques après avoir analysé le cahier des charges fonctionnel. L'étape de conception se fait suivant un diagramme qui regroupe toutes les démarches menées pour avoir une maquette prototypée et réelle après avoir validé les formes et les dimensions (Figure 1.17).

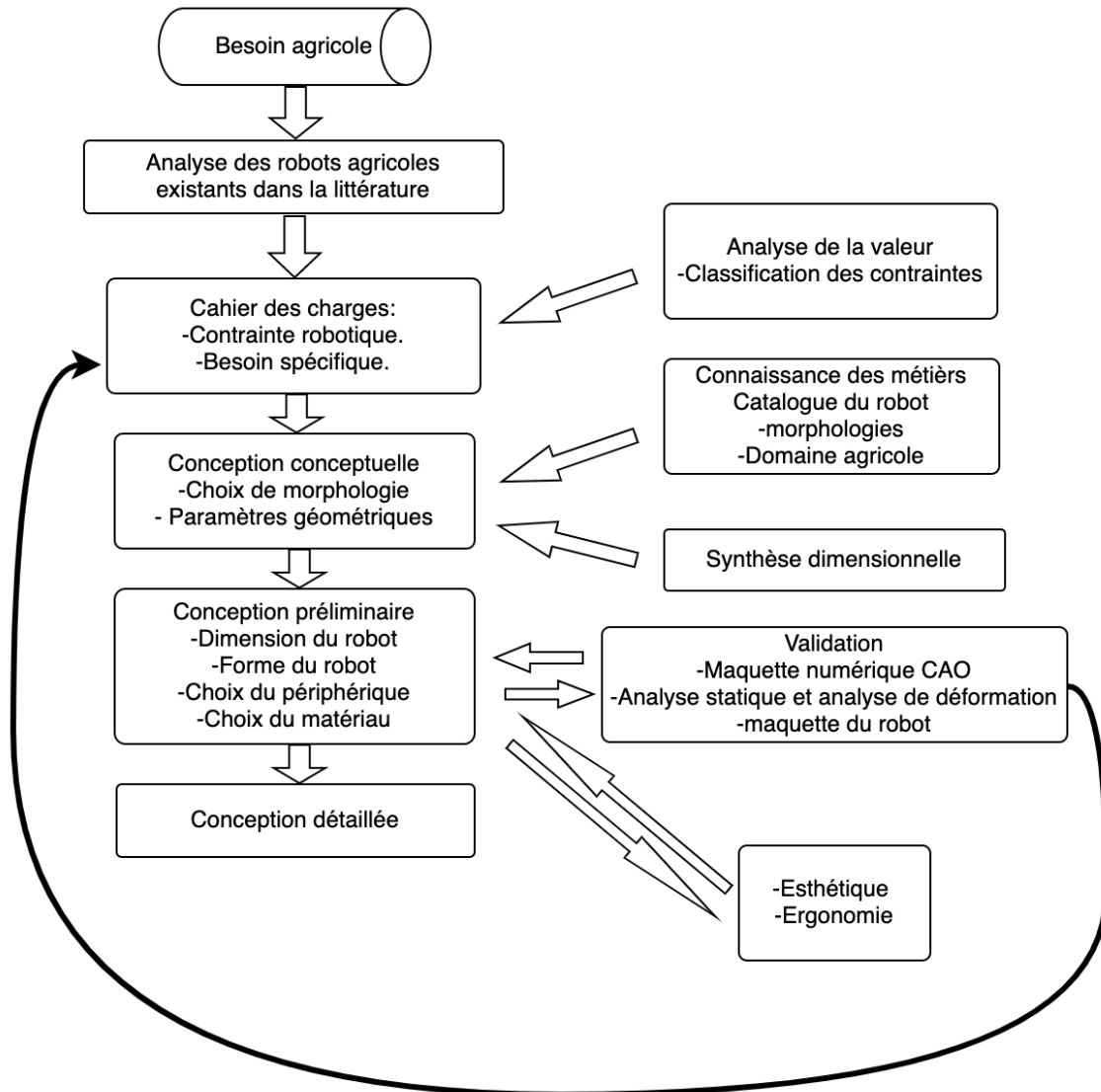


FIGURE 1.17 – Diagramme de la démarche de conception du robot « Agri-Eco-Robot »

Nous avons montré que l'outil CAO est très performant pour mener à bien l'étape de conception préliminaire. Les avantages de cet outil résident dans le fait que cette phase peut être menée en parallèle de la phase de conception conceptuelle, afin d'intervenir le plus tôt possible dans le processus de conception et que plusieurs opérations peuvent être effectuées avec le même outil :

- Création du modèle numérique paramétré,
- Vérification des dimensions des pièces par calculs des éléments finis,
- Simulation du mécanisme pour gérer les collisions, vérifier l'espace de travail et déterminer l'enveloppe du mécanisme,

- Optimiser une fonction objective ou des dimensions de pièces sous contrainte de valeur de déformation par exemple.
- La phase de conception détaillée est la phase finale du processus de conception. Cette phase n'est pas abordée dans ce chapitre.

Dans le chapitre suivant, on va s'intéresser à la modélisation dynamique du robot « Agri-Eco-Robot » parcourant un sol déformable.

Chapitre 2

Modélisation dynamique du robot « Agri-Eco-Robot »

Sommaire

2.1	Introduction	33
2.2	Modélisation dynamique du robot « Agri-Eco-Robot »	34
2.2.1	État de l'art des modélisations existantes des véhicules	34
2.2.2	Modélisation appliquée au robot « Agri-Eco-Robot »	39
2.3	Modélisation de la liaison roue-sol	49
2.3.1	État de l'art des modèles existantes	49
2.3.2	Le modèle du contact roue sol utilisé	63
2.4	Estimation des paramètres du sol	72
2.4.1	État de l'art des méthodes pour identifier les paramètres du sol	73
2.4.2	La méthode proposée pour identifier les paramètres du sol	76
2.4.3	Application dans le sol de la serre	82
2.5	Formulation du modèle dynamique global du Robot	87
2.5.1	Modèle d'État de véhicule à 7 degrés de liberté (7-DOF)	87
2.5.2	Validation du modèle	89
2.6	Conclusion	95

2.1 Introduction

La modélisation et la simulation de la dynamique du véhicule sont des outils fondamentaux pour le développement des véhicules intelligents. Ils permettent de comprendre la dynamique du robot et d'améliorer sa conception afin de relever le défi majeur pour avoir un véhicule intelligent, sûr et performant. Ainsi que, approfondir la connaissance du robot mobile roulant que l'on souhaite commander. Dans ce chapitre, on cherche à établir les équations différentielles caractérisant l'évolution temporelle des différentes variables prépondérantes de la dynamique du véhicule. En d'autres termes, on s'intéresse à connaître le modèle mathématique qui est nécessaire pour l'analyse de la dynamique du robot, en vue de la conception de sa loi de contrôle. Après, on s'intéresse à l'élaboration du modèle de contact roue- sol qui est nécessaire pour la dynamique du véhicule. Ce modèle aborde un ensemble de paramètres qui seront identifiés dans ce chapitre, et enfin, nous terminerons ce chapitre par un modèle d'état obtenu à partir des équations différentielles élaborés préalablement. Ce modèle est validé en s'appuyant sur le logiciel de simulation en temps réel des automobiles Carsim en consolidation avec le logiciel Matlab-Simulink.

2.2 Modélisation dynamique du robot « Agri-Eco-Robot »

Une modélisation dynamique revient à caractériser les mouvements du véhicule en prenant en compte l'accélération et la vitesse, ce qui permet d'obtenir une modélisation plus fine et plus proche de la réalité. Toutefois, augmenter la représentativité du modèle se fait au détriment du nombre de paramètres à considérer et de la complexité. Il faut donc être en mesure d'estimer ou de mesurer ces nouveaux paramètres (inerties, masse, position du centre de gravité, etc.) mis en jeu, qui parfois peuvent sembler complexe. L'établissement des équations des modèles dynamiques est basé sur deux principes : le premier concerne l'équilibre des forces extérieures agissant sur le véhicule et le deuxième concerne l'équilibre des moments dynamiques du véhicule par rapport aux moments extérieurs.

2.2.1 État de l'art des modélisations existantes des véhicules

Dans cette section, une étude des modèles de véhicules existants est présentée, dont les types sont ; les modèles à structure fermée et les modèles multi-corps. Nous concluons cette section en justifiant le choix de l'approche de modélisation utilisée.

Modèles à structure fermée

Les modèles à structure fermée sont généralement dérivés en utilisant les lois fondamentales de la physique, en particulier les lois de Newton. Le comportement dynamique du véhicule est généralement analysé en modélisant la dynamique planaire du châssis (dans les directions latérales et longitudinales), dans la suite, on aborde le modèle cinématique de bicyclette, le modèle dynamique de la bicyclette et le modèle à quatre roues.

Le modèle cinématique de bicyclette Ce modèle est dérivé d'une manière géométrique, où l'angle de dérapage et les aspects dynamiques sont négligés (Figure 2.1). Par notation, l'angle de dérapage est l'angle entre la direction de la vitesse de la roue et la direction de la roue elle-même. En raison de sa simplicité, ce modèle est utilisé pour les objectifs de contrôle, en particulier pour les manœuvres à basse vitesse [6, 7]. Il est à noter que ce modèle convient aux manœuvres à angle de braquage élevé (routes à forte courbure, stationnement, etc.).

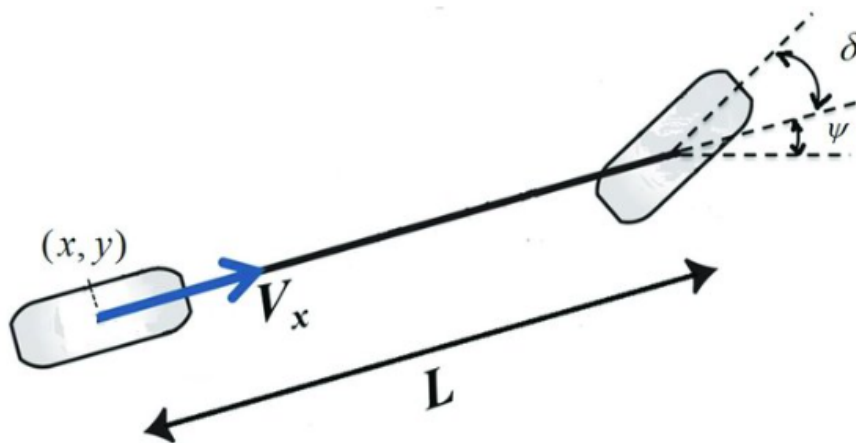


FIGURE 2.1 – Le modèle cinématique de bicyclette

Les vitesses linéaires des roues avant et arrière sont données comme suit :

$$\dot{X} = V_x \cos \psi \quad (2.1)$$

$$\dot{Y} = V_x \sin \psi \quad (2.2)$$

$$\dot{\psi} = \frac{V_x}{L} \tan \delta \quad (2.3)$$

Où (X, Y) représente la position du centre de gravité du véhicule dans le repère d'inertie, et ψ représente l'angle de lacet du véhicule. V_x est la vitesse longitudinale du véhicule calculée dans le repère du véhicule, δ est l'angle de braquage et L est l'empattement du véhicule.

Le modèle dynamique de la bicyclette Ce modèle prend en compte la dynamique longitudinale et latérale du véhicule [65]. Cependant, les mouvements de roulis et de tangage sont négligés et l'hypothèse de petits angles est généralement retenue (Figure 2.2). De plus, le véhicule est supposé être symétrique, par exemple, les angles de dérapage des roues gauche et droite d'un même essieu sont supposés être égaux.

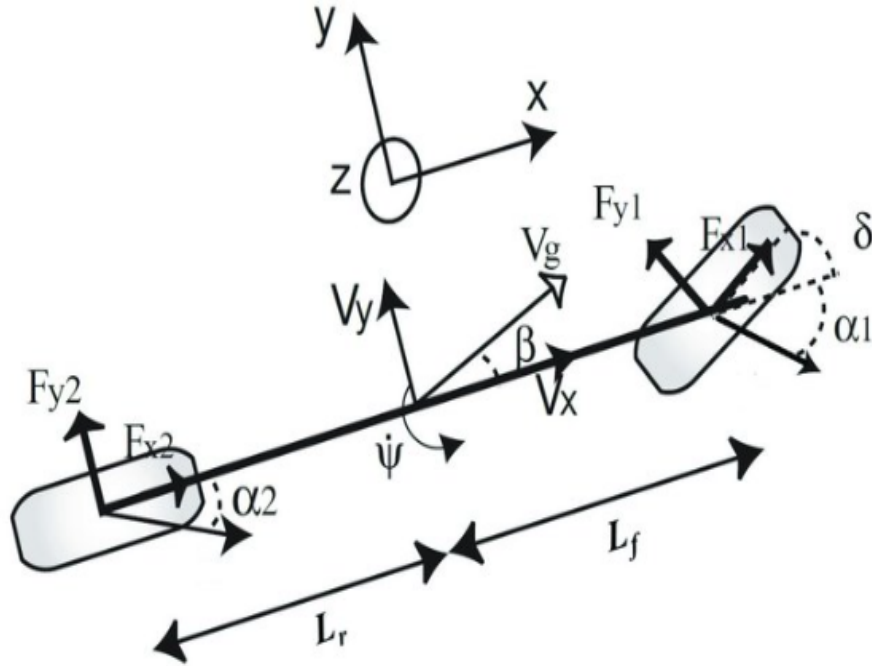


FIGURE 2.2 – Le modèle bicyclette du véhicule

Les équations dynamiques données par ce modèle sont les suivantes [66] :

$$\dot{\beta} = \frac{1}{mV_g} [F_{x1} \sin(\delta - \beta) + F_{y1} \cos(\delta - \beta) - F_{x2} \sin(\beta) + F_{y2} \cos(\beta)] - \dot{\psi} \quad (2.4)$$

$$\dot{V}_g = \frac{1}{m} [F_{x1} \cos(\delta - \beta) + F_{y1} \sin(\delta - \beta) + F_{x2} \cos(\beta) + F_{y2} \sin(\beta)] \quad (2.5)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} [L_f (F_{y1} \cos(\delta) + F_{x1} \sin(\delta)) - L_r F_{y2}] \quad (2.6)$$

Où β et V_g désignent respectivement l'angle de glissement et la vitesse au centre de gravité du véhicule. m et I_z représentent la masse du véhicule et le moment d'inertie autour de l'axe z, tandis que L_f et L_r sont les distances entre le centre de gravité et les essieux avant

et arrière respectivement. F_{xi} et F_{yi} , où l'indice i correspond à 1 pour la roue arrière et à 2 pour la roue avant, sont les forces générées dans la surface de contact entre les roues et le sol.

Les vitesses linéaires des roues avant et arrière sont données comme suite :

$$V_{wxf} = \dot{x} \cos(\delta) + (\dot{y} + \dot{\psi} L_f) \sin(\delta) \quad (2.7)$$

$$V_{wxr} = \dot{x} \quad (2.8)$$

Où $\dot{x}$ et $\dot{y}$ sont les vitesses longitudinale et latérale représentées dans le châssis du véhicule. Les expressions des angles de dérapage α_f et α_r pour les roues avant et arrière sont données par [6] :

$$\alpha_1 = \delta - \beta - \frac{L_f \dot{\psi}}{V_g} \quad (2.9)$$

$$\alpha_2 = -\beta + \frac{L_r \dot{\psi}}{V_g} \quad (2.10)$$

Le modèle à quatre roues Dans les zones de conduite non-linéaires, les modèles de bicyclette, avec toutes leurs hypothèses simplificatrices, perdent une partie de leur représentativité. Le modèle à quatre roues (Figure 2.3) est censé mieux représenter la dynamique du véhicule [67]. En revanche, ce modèle donne lieu à des équations complexes, ce qui limite son application pour la validation d'algorithmes développés en interne.

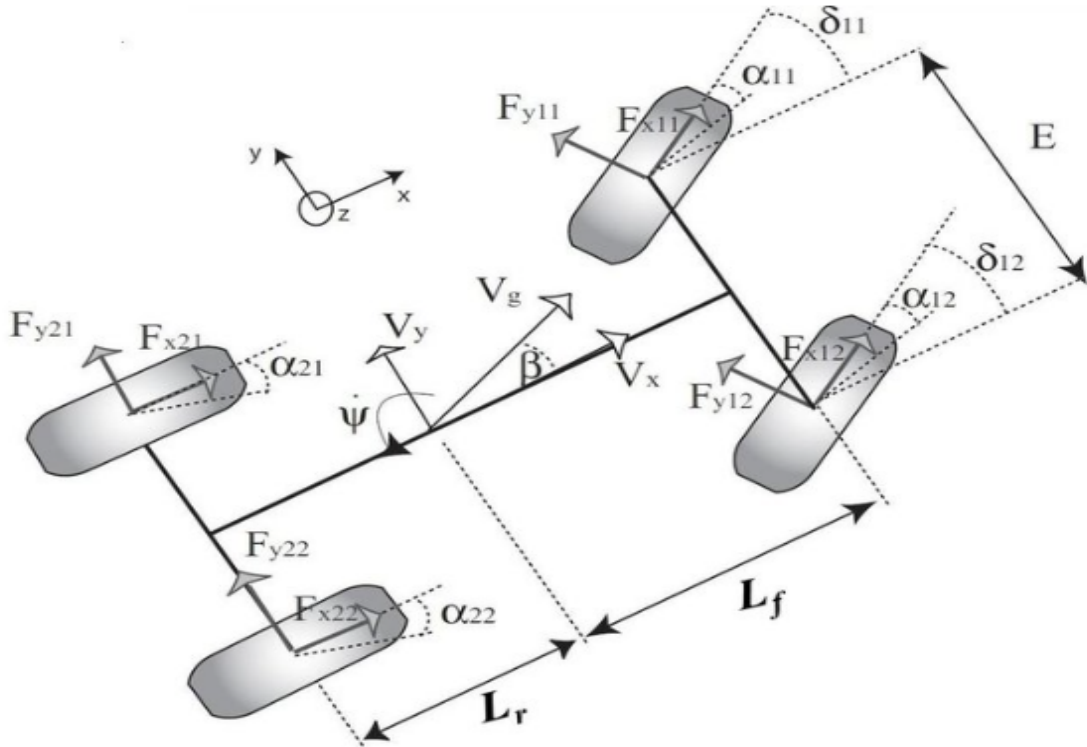


FIGURE 2.3 – Le modèle dynamique à quatre roues

Nous supposons que $\delta_{11} = \delta_{12} = \delta$

Les équations dynamiques prenant en compte le mouvement de roulis sont données par :

$$a_x = \ddot{x} - \dot{\psi} \dot{y} = \frac{1}{m} [F_{xy1} - F_{Aero} + m_s h \dot{\psi} \phi_v] \quad (2.11)$$

$$a_y = \ddot{y} + \dot{\psi}\dot{x} = \frac{1}{m} [F_{xy2} - m_s h \ddot{\phi}_v \psi] \quad (2.12)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} \left[F_{xy3} + \frac{E}{2} F_{xy4} + I_{xz} \ddot{\phi}_v \right] \quad (2.13)$$

$$\ddot{\phi}_v = \frac{1}{I_{xx}} \left[m_s g h - (K_{\phi_1} + K_{\phi_2}) \phi_v - (C_{\phi_1} + C_{\phi_2}) \dot{\phi}_v - m_s h (\ddot{y} + \dot{\psi}\dot{x}) + I_{xz} \ddot{\psi} \right] \quad (2.14)$$

Avec :

$$\begin{aligned} F_{xy1} &= -(F_{y11} + F_{y12}) \sin(\delta) + (F_{x11} + F_{x12}) \cos(\delta) + F_{x21} + F_{x22} \\ F_{xy2} &= (F_{y11} + F_{y12}) \cos(\delta) + (F_{x11} + F_{x12}) \sin(\delta) + F_{y21} + F_{y22} \\ F_{xy3} &= L_f ((F_{y11} + F_{y12}) \cos(\delta) + (F_{x11} + F_{x12}) \sin(\delta)) - L_r (F_{x21} + F_{x22}) \\ F_{xy4} &= (F_{y11} - F_{y12}) \sin(\delta) + (-F_{x11} + F_{x12}) \cos(\delta) - F_{x21} + F_{x22} \end{aligned}$$

Soit ; $\dot{x}$ et $\dot{y}$ sont les vitesses longitudinale et latérale représentées dans le repère du véhicule, tandis que a_x et a_y sont les accélérations longitudinale et latérale du véhicule par rapport au référentiel inertiel. ϕ_v est l'angle de roulis, K_{ϕ_1} , K_{ϕ_2} sont respectivement les coefficients de friction, C_{ϕ_1} , C_{ϕ_2} sont respectivement les coefficients de frottement et la rigidité au roulis des roues avant et arrière. m_s , h , E et g sont respectivement la masse suspendue, la hauteur du centre de gravité, la voie du véhicule et la constante de gravité. I_{xz} , I_z , I_{xx} sont les moments d'inertie par rapport aux mouvements de roulis et de lacet, respectivement. Les indices 11, 12, 21 et 22 font référence à l'avant gauche, avant droite, la roue arrière gauche et la roue arrière droite, respectivement.

F_{Aero} Représente la force aérodynamique dans la direction de la navigation, il est donnée par :

$$F_{Aero} = \frac{1}{2} \rho_a s c_d \dot{x}^2 \quad (2.15)$$

Où ; ρ_a , s et c_d sont la densité de l'air, la surface frontale du véhicule et la constante aérodynamique.

En utilisant les vitesses longitudinale, latérale et de lacet du véhicule, la vitesse linéaire de chaque roue peut être peut-être dérivée [68] :

$$V_{wxfl} = \left(\dot{x} - \frac{E\dot{\psi}}{2} \right) \cos(\delta) + (\dot{y} + \dot{\psi}L_f) \sin(\delta) \quad (2.16)$$

$$V_{wxfr} = \left(\dot{x} + \frac{E\dot{\psi}}{2} \right) \cos(\delta) + (\dot{y} + \dot{\psi}L_f) \sin(\delta) \quad (2.17)$$

$$V_{wxrl} = \left(\dot{x} - \frac{E\dot{\psi}}{2} \right) \quad (2.18)$$

$$V_{wxrr} = \left(\dot{x} + \frac{E\dot{\psi}}{2} \right) \quad (2.19)$$

La vitesse longitudinale et latérale, l'angle de braquage et la vitesse angulaire de lacet sont ensuite utilisés pour calculer les angles de glissement des pneus α_{ij} ainsi que l'angle de glissement au centre de gravité du véhicule β :

$$\alpha_{11} = \delta - \arctan \frac{\dot{y} + L_f \dot{\psi}}{\dot{x} - E/2 \dot{\psi}} \quad (2.20)$$

$$\alpha_{12} = \delta - \arctan \frac{\dot{y} + L_f \dot{\psi}}{\dot{x} + E/2\dot{\psi}} \quad (2.21)$$

$$\alpha_{21} = -\arctan \frac{\dot{y} - L_r \dot{\psi}}{\dot{x} - E/2\dot{\psi}} \quad (2.22)$$

$$\alpha_{22} = -\arctan \frac{\dot{y} - L_r \dot{\psi}}{\dot{x} + E/2\dot{\psi}} \quad (2.23)$$

$$\beta = \frac{\dot{y}}{\dot{x}} \quad (2.24)$$

Modèles multi-corps

Un système multi-corps est défini comme un ensemble de corps rigides et flexibles reliés par des joints et des éléments de force sans masse. La dynamique des systèmes multi-corps est basée sur la mécanique analytique et est appliquée à une grande variété de systèmes d'ingénierie ainsi qu'à des problèmes biomécaniques. L'évolution historique de cette nouvelle branche de la mécanique a été résumée dans Schiehlen (1997) [69] et Eberhard et Schiehlen (2006) [12, 13]. Dans la littérature, on distingue deux types de modèle multi-corps ; le modèle à structure simple et le modèle à structure arborescente. Dans le domaine de la mécanique automobile, on va s'intéresser à la structure arborescente. Au cours de la dernière décennie, certains groupes de recherche ont commencé à utiliser des outils multi-corps pour modéliser le véhicule. En effet, Il existe plusieurs approches dynamiques telles que Maakaroun et all dans [70] qui incluent la modélisation du véhicule basée sur le formalisme de Lagrange qui utilise les corps rigides + suspension + pneus. Geadrado et all dans [71] utilisent le formalisme de Lagrange étendu à l'indice 3 avec une masse orthogonale projetée pour modéliser le véhicule. Shafei et all dans [72] utilisent la méthode d'Appel basée sur la fonction de Gibbs (énergie d'accélération) pour modéliser le véhicule. Vlase et all dans [73] utilisent la méthode de Kane avec des éléments élastiques, en utilisant la méthode des éléments finis pour modéliser le robot mobile. Samin et all dans [74] utilisent le formalisme récursif ou la méthode d'Euler Lagrange pour modéliser le véhicule. Ces véhicules sont dans la plupart des cas, soit à 2 roues ou à 4 roues. Dans la majorité des méthodes de modélisations, on trouve deux types de modélisations comme abordés ci-dessous :

Le formalisme de Lagrange Ce formalisme décrit les équations du mouvement en termes de travail et d'énergie du système sous la forme suivante :

$$\Gamma_i = \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} \quad i = [1 \ n] \quad (2.25)$$

Avec :

n est le nombre de corps, L est le Lagrangien du système, tel que $L = E - U$, E est l'énergie cinétique du système, U est l'énergie potentielle du système et q_i est la coordonnée articulaire de l'articulation i . L'expression de l'effort articulaire Γ peut s'écrire sous la forme suivante :

$$\Gamma = A(q) \ddot{q} + C(q, \dot{q}) \dot{q} + G(q) \quad (2.26)$$

Avec :

$A(q)$ est la matrice de dimension $(n \times n)$ de l'énergie cinétique, dite aussi matrice d'inertie du système. Elle est symétrique, définie positive. Ses éléments A_{ij} dépendent des variables articulaires q_j ;

$C(q, \dot{q})$ est le vecteur $(n \times 1)$ représentant les efforts de Coriolis et centrifuges ;

$G = [G_1 \ \dots \ G_n]$ est le vecteur des efforts de gravité, avec $G_i = \frac{\partial U}{\partial q_i}$

Le formalisme de Newton-Euler Ce formalisme décrit le mouvement d'un solide en fonction de son torseur cinématique de vitesse $[V^t \ \omega^t]^T$. Les équations de Newton-Euler d'un corps C_j expriment l'égalité entre le torseur dynamique et le torseur des efforts extérieurs sur un corps j appliqué à son centre de gravité G_j , y compris l'effet de la gravité. Cependant, exprimer le torseur dynamique à l'origine O_j du repère du corps j plutôt qu'au point G_j , permet d'avoir un modèle dynamique linéaire par rapport aux paramètres inertiels [14, 15]. Les équations sont alors les suivantes :

$$F_j = M_j \dot{V}_j + \omega_j \wedge M S_j + \omega_j \wedge (\omega_j \wedge M S_j) \quad (2.27)$$

$$M_j = J_j \dot{\omega}_j + M S_j \wedge \dot{V}_j + \omega_j \wedge (J_j \omega_j) \quad (2.28)$$

On note que le modèle en variables lagrangiennes peut être obtenu à partir des équations de Newton –Euler en exprimant les torseurs de vitesse et d'accélération en fonction des variables articulaires et de ses dérivées sans calculer explicitement les matrices A, C et G [16, 17].

Avec :

M_j est le moment des efforts extérieurs appliqués sur le corps C_j en son origine O_j ;

F_j est la résultante des forces extérieures appliquées sur le corps j ;

ω_j est le vecteur d'accélération de rotation du corps j ;

V_j est le vecteur d'accélération de translation du corps j ; $V_j = V_{G_j} - \omega_j \wedge S_j$

S_j sont les coordonnées du point G_j dans R_j tel que $S_j = O_j G_j = [x_G \ y_G \ z_G]^T$

Pour conclure cette section, nous avons choisi de procéder avec la méthode de newton en utilisant le principe fondamental de la dynamique appliqué à un système multi-corps. Pour ce faire, on a modélisé la géométrie du robot en utilisant la description de Denavit Hartenberg (DH) [75], pour définir les degrés de libertés du système. Après, nous appliquerons le principe fondamental de la dynamique au système global (robot mobile), ainsi à ces quatre roues motrices, car il permet de calculer automatiquement les expressions symboliques du modèle dynamique avec un nombre minimum d'étapes numériques ainsi que modéliser toutes les composantes intervenant dans la mobilité du robot. L'approche élabore systématiquement les équations symboliques du mouvement et facilite l'implémentation du modèle dynamique. De plus, la complexité de l'algorithme n'augmente pas avec la complexité du système (grand nombre de variables) et la modification des hypothèses du système peut être prise en compte de manière simple (par exemple, la prise en compte ou non de certains composants du système).

2.2.2 Modélisation appliquée au robot « Agri-Eco-Robot »

Dans cette section, une modélisation appliquée au robot « Agri-Eco-Robot » est présentée. La modélisation géométrique fondée sur Denavit Hartenberg est abordée, après on aborde la modélisation dynamique du robot basée sur la loi fondamentale de la dynamique appliqué au robot dans sa structure globale ainsi à ces roues.

Modélisation géométrique du véhicule

Hypothèse Simplificatrice Pour réduire la complexité du système tout en maintenant un haut degré de réalité et d'efficacité, des simplifications liées à la dynamique du véhicule et à son environnement ont été faites :

- Le châssis et les roues sont considérés comme un corps rigide ;
- la voie et l'empattement ne varient pas
- La variation de la pente le long de la trajectoire n'est pas prise en compte ;
- En pratique, les angles de roulis, de tangage sont nulle ;
- Les forces aérodynamiques sont négligées ;

- Le moteur n'est pas présenté ; par conséquent, l'information sur le couple généré par le moteur est utilisée directement ;
- La roue est rigide et assimilée à un cylindre lisse parfait ;
- Le contact ponctuel est situé sur le plan de la trajectoire ;
- Les roues restent en contact avec la chaussée ;
- L'expression de la force de contact entre la roue et le sol n'est pas abordée, il sera détaillée dans la partie suivante du chapitre.

Modèle géométrique du véhicule La prise en compte de toutes ces simplifications donne le modèle à vingt-deux corps et sept degrés de liberté, dont la topologie est donnée dans la Figure 2.4. Le modèle articulaire (Figure 2.5) est obtenu, ce qui permet alors de dresser le Tableau 2.1 des paramètres géométriques du système, conforme au formalisme de Denavit Hartenberg (DH) [76].

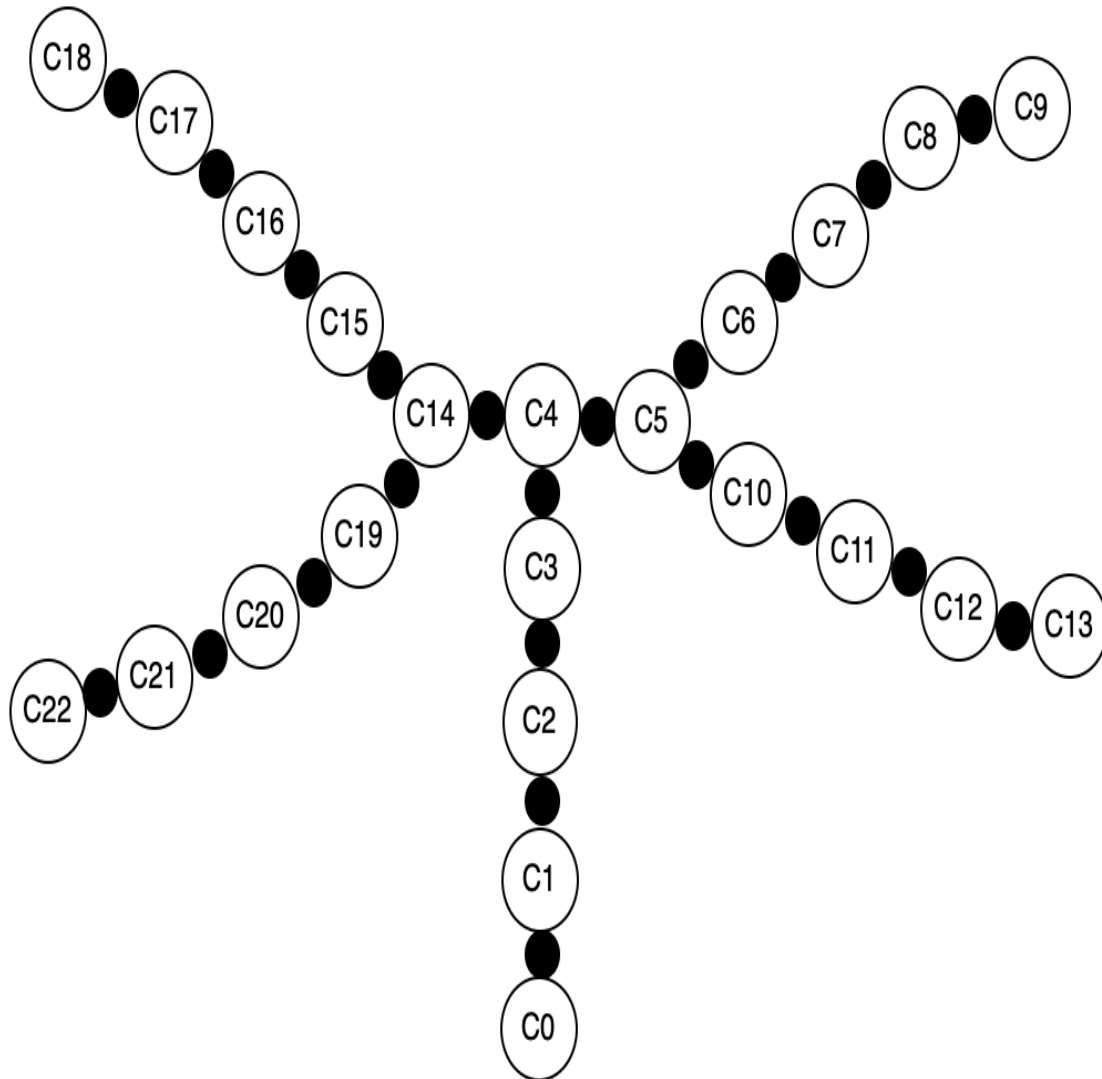


FIGURE 2.4 – Le modèle topologique à 23 corps

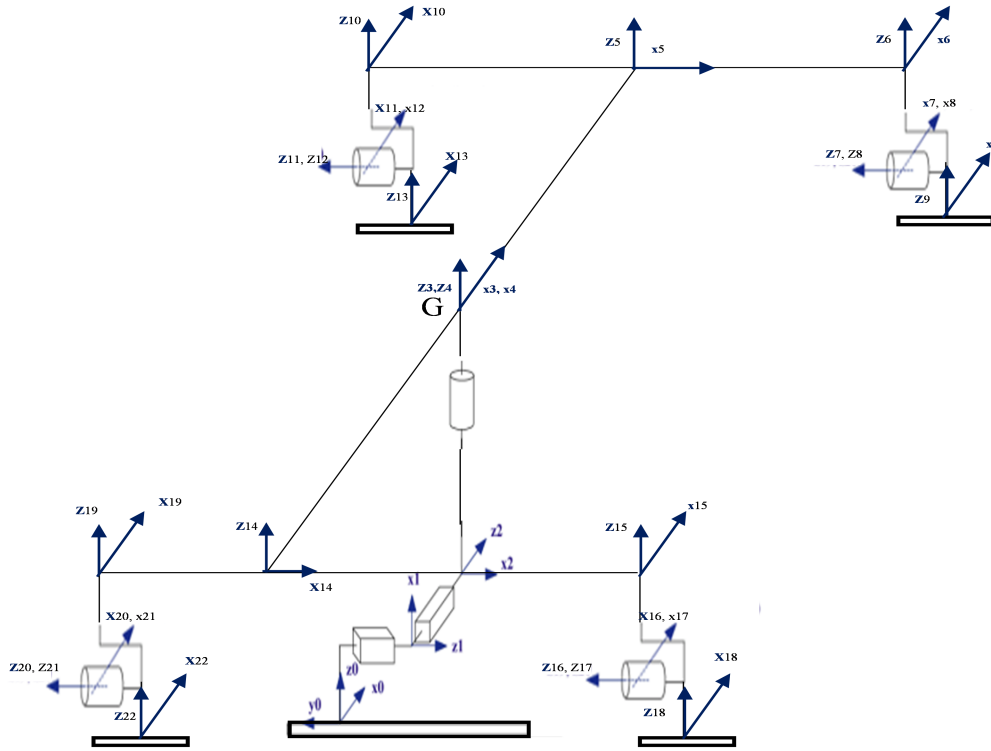


FIGURE 2.5 – Le modèle articulaire à 7 DOF à 23 corps

TABLE 2.1 – Les paramètres articulaires du modèle à 7DOF

j	$i = a_j$	a_i	α_i	d_i	θ_i	Description
1	0	0	$-\frac{\pi}{2}$	$-y_G$	$\frac{\pi}{2}$	Déplacement suivant z_1
2	1	0	$\frac{\pi}{2}$	x_G	$\frac{\pi}{2}$	Déplacement suivant z_2
3	2	0	$-\frac{\pi}{2}$	R	ψ	Pivotement autour de z_3
4	3	0	0	0	0	Articulation bloquée
5	4	a	0	0	$-\frac{\pi}{2}$	Articulation bloquée
6	5	c	0	0	$\frac{\pi}{2}$	Articulation bloquée
7	6	0	$\frac{\pi}{2}$	$-R$	0	Articulation bloquée
8	7	0	0	0	φ_2	Rotation de la roue 2 AVD
9	7	0	$-\frac{\pi}{2}$	$-R$	0	Articulation bloquée
10	5	$-c$	0	0	$\frac{\pi}{2}$	Articulation bloquée
11	10	0	$\frac{\pi}{2}$	$-R$	0	Articulation bloquée
12	11	0	0	0	φ_1	Rotation de la roue 1 AVG
13	11	0	$\frac{\pi}{2}$	$-R$	0	Articulation bloquée
14	4	$-b$	0	0	$-\frac{\pi}{2}$	Articulation bloquée
15	14	c	0	0	$\frac{\pi}{2}$	Articulation bloquée
16	15	0	$\frac{\pi}{2}$	$-R$	0	Articulation bloquée
17	16	0	0	0	φ_4	Rotation de la roue 4 ARD
18	16	0	$-\frac{\pi}{2}$	$-R$	0	Articulation bloquée
19	14	$-c$	0	0	$\frac{\pi}{2}$	Articulation bloquée
20	19	0	$\frac{\pi}{2}$	$-R$	0	Articulation bloquée
21	20	0	0	0	φ_3	Rotation de la roue 3 ARG
22	20	0	$\frac{\pi}{2}$	$-R$	0	Articulation bloquée

Soit G le centre de gravité du système

On note :

a est la distance entre les roues avant et G (le demi empâtement avant) ;

b est la distance entre les roues arrière et G (le demi empâtement arrière) ;

c est la demie distance entre les roues droite et gauche (la demie voie) ;

R est le rayon de la roue.

Suivant cette description, les coordonnées généralisées sont définies par le vecteur q des sept coordonnées articulaires (les repères des articulations bloquées ne comportent pas de coordonnée articulaire), dont le vecteur q(7x1) de posture de robot, correspondant :

$$q = [x_G, y_G, \psi, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4]^T$$

Avec :

x_G est la position longitudinal

y_G la position latéral

ψ angle de lacet

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ les angles de rotation des roues respectivement 1, 2, 3 et 4.

On peut déduire que la modélisation du véhicule est divisée en deux étapes essentielles qui nous permettent de définir un système global de 7 degrés de liberté. Nous allons traiter dans la partie suivante la modélisation globale du véhicule et la modélisation de la roue dont le digramme de corps libre de véhicule, est abordé dans la figure (Figure 2.6).

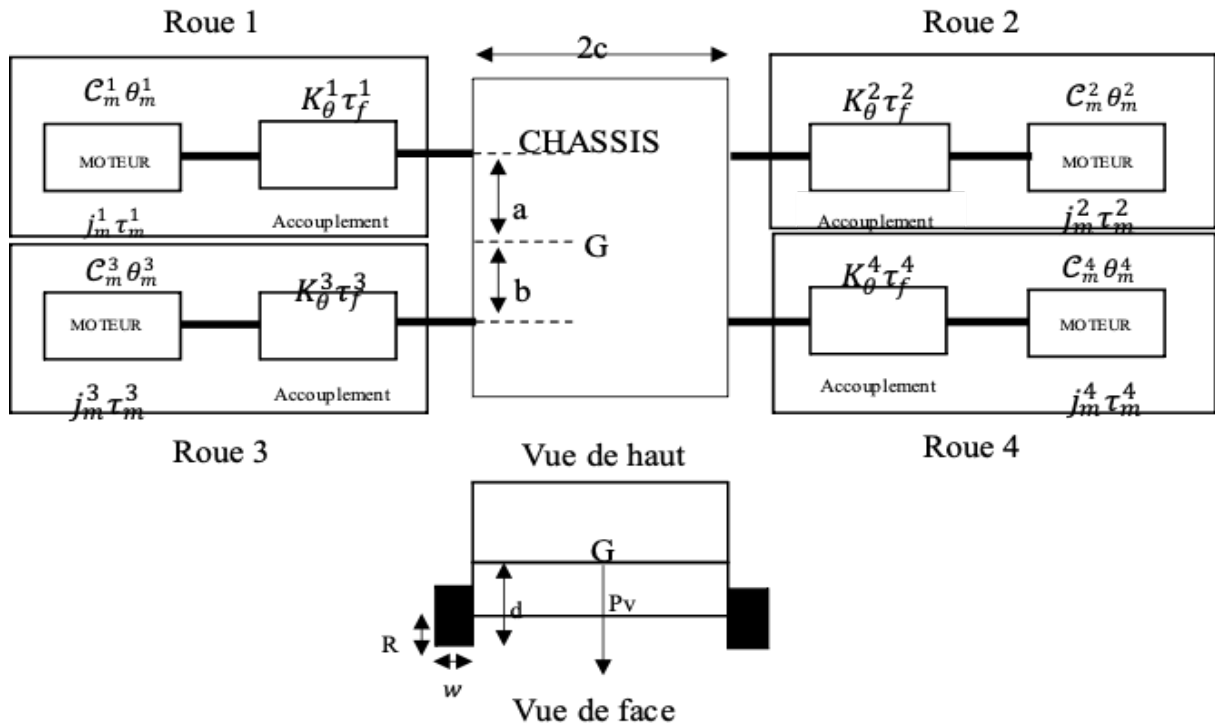


FIGURE 2.6 – Diagramme de corps libre du robot

Avec :

d est la hauteur du centre de gravité G ;

w est la largeur de la roue ;

B_i est le frottement au niveau des roulements du moteur i dû à l'insertion du bobinage dans son arbre ;

I_{ychych}^i est le moment d'inertie du moteur i ;

$\mathcal{C}_i$ est le couple généré par le moteur i ;

τ_f^i est le couple transmis par l'accouplement du moteur i ;

Repérage : Pour décrire correctement la dynamique du système, il est nécessaire de définir les repères attachés à chaque corps. Le système est basé sur le système de coordonnées orthonormées directes telles que :

Soit $R(O, X, Y, Z)$ le repère attaché au sol est défini de façon classique : l'axe Z est vertical et orienté vers le haut, les axes X et Y forment avec Z un trièdre direct. Il est supposé galiléen.

On définit $R_{ch}(G, x_{ch}, y_{ch}, Z)$ comme un repère lié au véhicule. Ce repère traduit les mouvements de lacet du véhicule. Son origine G est confondue avec le centre de masse du véhicule. L'axe x_{ch} est orienté longitudinalement positivement dans le sens de l'avance, porté par la caisse du véhicule (voir la Figure 2.7) . y_{ch} est orienté vers la gauche, porté aussi par la caisse du véhicule, Z est orienté verticalement pour former une base directe.

On définit $R_i(C_i, x_i, y_{ch}, z_i)$ comme un repère lié à la roue i , il y en a un par roue : $i = 1, \dots, 4$. Chaque repère lié au pneumatique a pour origine le centre de la roue i (voir la Figure 2.8). L'axe x_i est porté par l'axe de rotation de la roue, y_{ch} est perpendiculaire au plan de la roue et z_i est normal au plan de la route. Il est utilisé pour déterminer les efforts pneumatiques.

On a donc :

$$R(O, X, Y, Z) \xrightarrow{\vec{OG}} R(G, X, Y, Z) \xrightarrow{Rot(G, z, \psi)} R_{ch}(G, x_{ch}, y_{ch}, Z)$$

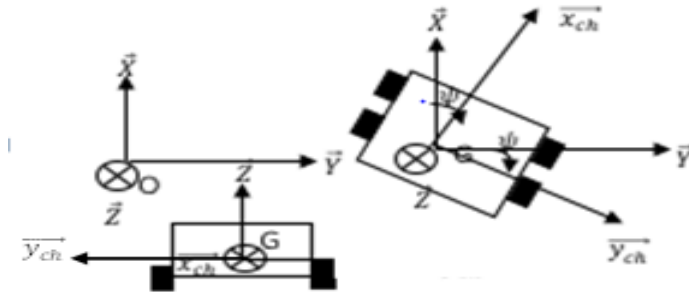


FIGURE 2.7 – Le système de coordonnées du robot

$$R_{ch}(G, x_{ch}, y_{ch}, z) \xrightarrow{\vec{GC_i}} R_{ch}(C_i, x_{ch}, y_{ch}, z) \xrightarrow{Rot(C_i, y_{ch}, \varphi_i)} R_i(C_i, x_i, y_{ch}, z_i)$$

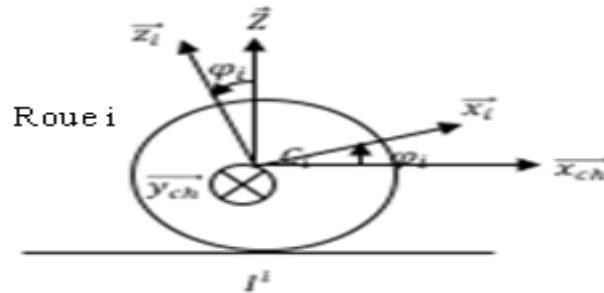


FIGURE 2.8 – Le système de coordonnées de la roue

Où :

ψ est l'angle de lacet du véhicule ;

φ_i est l'angle de rotation de la roue i ;

I^i est le point de contact de la roue i ;

C_i est le centre de la roue i .

La modélisation globale du véhicule et la modélisation de la roue sont décrites comme indiqué dans les parties suivantes :

Modélisation dynamique du véhicule globale

Nous nous intéressons dans cette section aux différentes étapes permettant de décrire la dynamique du véhicule (l'évolution de la vitesse et de la vitesse angulaire) sous forme d'équations différentielles linéaires ou non-linéaires. Pour obtenir ces équations, nous allons appliquer les principes fondamentaux de la mécanique des corps solides (principes de Newton). Le premier principe concerne l'équilibre des forces extérieures agissant sur le véhicule et le deuxième, l'équilibre des moments dynamiques du véhicule par rapport aux moments extérieurs. De ce fait, on détermine le torseur dynamique et le torseur de forces comme élaboré ci-dessous :

Torseur dynamique Le torseur dynamique global du véhicule appliqué dans son centre de gravité est défini comme suit :

$$\{\tau_d(G, R_{ch}/R) = \{\vec{R}_d(\text{vehicle} | R) \mid \vec{\delta}(G, \text{vehicle} | R)\} \quad (2.29)$$

Avec :

$$\vec{R}_d(\text{vehicle} | R) = \begin{cases} (4m_{ri} + m_{ch}) \gamma_{Gx} - \sum_{i=1}^4 m_{ri} a_i \dot{\psi}^2 - \sum_{i=1}^4 m_{ri} c_i \ddot{\psi} \\ (4m_{ri} + m_{ch}) \gamma_{Gy} - \sum_{i=1}^4 m_{ri} c_i \dot{\psi}^2 + \sum_{i=1}^4 m_{ri} a_i \ddot{\psi} \\ 0 \end{cases}$$

$$\vec{\delta}(G, \text{vehicle} | R) = \begin{cases} I_{xchz}(G, ch) \ddot{\psi} - \sum_{i=1}^4 (I_{ychych}^i \dot{\phi}_i \dot{\psi} + dm_{ri} (\gamma_{Gy} - c_i \dot{\psi}^2 + a_i \ddot{\psi})) \\ I_{xchz}(G, ch) \dot{\psi}^2 + \sum_{i=1}^4 (I_{ychych}^i \ddot{\phi}_i + dm_{ri} (\gamma_{Gx} - c_i \dot{\psi}^2 - a_i \ddot{\psi})) \\ I_{zz}(G, ch) \ddot{\psi} + \sum_{i=1}^4 (I_{zz}^i \ddot{\psi} - m_{ri} c_i \gamma_{Gy} - m_{ri} a_i \gamma_{Gx} - m_{ri} (a_i^2 + c_i^2) \ddot{\psi}) \end{cases}$$

$$\gamma_{Gx} = \dot{V}_{Gx} - \dot{\psi} V_{Gy}$$

$$\gamma_{Gy} = \dot{V}_{Gy} + \dot{\psi} V_{Gx}$$

La vitesse longitudinale V_{Gx} est la composante selon X de la vitesse du point G par rapport au référentiel R exprimée dans R_{ch} :

$$V_{Gx} = \dot{x}_G \cos(\psi) + \dot{y}_G \sin(\psi) \quad (2.30)$$

La vitesse latérale V_{Gy} est la composante selon Y de la vitesse du point G par rapport au référentiel R exprimée dans R_{ch} :

$$V_{Gy} = \dot{x}_G \sin(\psi) - \dot{y}_G \cos(\psi) \quad (2.31)$$

On note :

m_{ch} est la masse du véhicule sans les roues ;

m_{ri} est la masse de la roue i (nous utilisons les mêmes caractéristiques pour toutes les roues du robot) ;

I_{xchz} est le produit d'inertie du véhicule sans roues par rapport au plan (G, x_{ch}, z) ;

I_{ychych} est le moment d'inertie du véhicule sans roues par rapport à l'axe y_{ch} ;

I_{zz} est le moment d'inertie du véhicule sans roues par rapport à l'axe z ;

I_{ychych}^i est le moment d'inertie de la roue i rapport à l'axe y_{ch} ;

I_{zz}^i est le moment d'inertie de la roue i rapport à l'axe z ;

$\dot{V}_{Gx}$ est l'accélération longitudinale du véhicule dans le repère globale ;

$\dot{V}_{Gy}$ est l'accélération latérale du véhicule dans le repère globale ;

$\ddot{\psi}$ est l'accélération en lacet du véhicule ;

$\ddot{\varphi}_i$ est l'accélération angulaire de la roue i ;

V_{Gx} est la vitesse longitudinale du véhicule dans le repère globale ;

V_{Gy} est la vitesse latérale du véhicule dans le repère globale ;

$\dot{\psi}$ est la vitesse de lacet du véhicule ;

$\dot{x}_G$ est la vitesse longitudinale du véhicule dans le repère locale ;

$\dot{y}_G$ est la vitesse latérale du véhicule dans le repère locale ;

$\dot{\varphi}_i$ est la vitesse angulaire de la roue i.

Nous définissons les paramètres a_i et c_i comme :

$$a_i = \begin{cases} a & \text{si } i = 1, 2 \\ -b & \text{si } i = 3, 4 \end{cases}, c_i = \begin{cases} c & \text{si } i = 1, 3 \\ -c & \text{si } i = 2, 4 \end{cases}$$

Torseur de forces Le véhicule est soumis à plusieurs forces $\vec{F}_{exv}$, dont le torseur global $\{\tau_{\vec{F}_{exv}}(G, R_{ch} | R)\}$ est défini comme suite :

$$\begin{aligned} \{\tau_{\vec{F}_{exv}}(G, R_{ch} | R)\} &= \{\tau_{\vec{P}_v}(G, R_{ch} | R)\} + \left\{ \sum_{i=1}^4 \tau_{\vec{P}_r}(G, R_{ch} | R) \right\} + \\ &\quad \left\{ \sum_{i=1}^4 \tau_{\vec{f}_{lsol/roue\ i}}(G, R_{ch} | R) \right\} \end{aligned} \quad (2.32)$$

Avec :

$\{\tau_{\vec{P}_v}(G, R_{ch} | R)\}$ est le torseur du poids du châssis tel que :

$$\{\tau_{\vec{P}_v}(G, R_{ch} | R)\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -m_{ch} g & 0 \end{array} \right\} \quad (2.33)$$

g est l'accélération gravitationnelle.

$\{\tau_{\vec{P}_r}(G, R_{ch} | R)\}$ est le torseur du poids de la roue i tel que :

$$\left\{ \sum_{i=1}^4 \tau_{\vec{P}_{ri}}(G, R_{ch} | R) \right\} = \left\{ - \sum_{i=1}^4 m_{ri} g \vec{z} \mid \vec{\mathcal{M}}_i(G) \right\} \quad (2.34)$$

Dans lequel :

$$\begin{aligned} \vec{\mathcal{M}}_i(G) &= \vec{\mathcal{M}}_i(C_i) + \vec{GC_i} \wedge \vec{P_{rt}} \\ \vec{\mathcal{M}}_i(G) &= (M_x^i(G), M_y^i(G), M_z^i(G))^t \end{aligned}$$

Avec :

$$\begin{pmatrix} M_x^i(G) \\ M_y^i(G) \\ M_z^i(G) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 2(a-b) m_{ri} g \\ 0 \end{pmatrix}$$

Ainsi :

$$\left\{ \sum_{i=1}^4 \tau_{\vec{P}_r}(G, R_{ch} | R) \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ 0 & 2(a-b)m_{ri} g \\ -\sum_{i=1}^4 m_{ri} g & 0 \end{array} \right\}$$

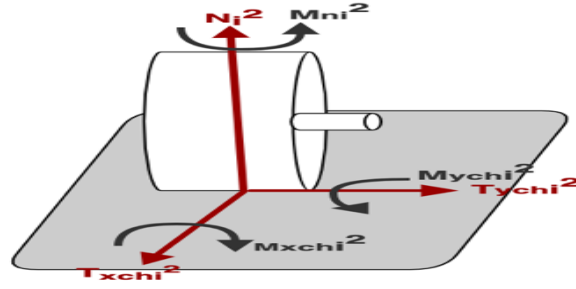


FIGURE 2.9 – Le modèle Articulaire de la roue

Le torseur de la force de contact roue-sol $\vec{f}_{l_{sol}/roue\ i}$ appliqué à la roue i au centre de gravité du véhicule est défini comme suite :

$$\left\{ \sum_{i=1}^4 \tau_{\vec{f}_{l_{sol}/roue\ i}} (G, R_{ch} | R) \right\} = \left\{ \sum_{i=1}^4 \vec{R}_i^2 \mid \sum_{i=1}^4 \vec{\mathcal{M}}_i^2(G) \right\} \quad (2.35)$$

Ou :

$$\begin{aligned} \vec{R}_i^2 &= T_{xchi}^2 \vec{x}_{ch} + T_{ychi}^2 \vec{y}_{ch} + N_i^2 \vec{z} \\ \vec{\mathcal{M}}_i^2(G) &= \vec{\mathcal{M}}_i^2(C_i) + \vec{GC}_i \wedge \vec{R}_i^2 \\ \vec{\mathcal{M}}_i^2(C_i) &= (M_{xchi}^2 + R T_{ychi}^2) \vec{x}_{ch} + (M_{ychi}^2 - R T_{xchi}^2) \vec{y}_{ch} + M_{ni}^2 \vec{z} \end{aligned}$$

Ainsi :

$$\left\{ \sum_{i=1}^4 \tau_{\vec{f}_{l_{sol}/roue\ i}} (G, R_{ch} | R) \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^4 T_{xchi}^2 \\ \sum_{i=1}^4 T_{ychi}^2 \\ \sum_{i=1}^4 N_i^2 \end{array} \mid \begin{array}{l} \sum_{i=1}^4 M_{xchi}^2 + \sum_{i=1}^4 c_i N_i^2 + (R-d) \sum_{i=1}^4 T_{ychi}^2 \\ \sum_{i=1}^4 M_{ychi}^2 + \sum_{i=1}^4 a_i N_i^2 + (R-d) \sum_{i=1}^4 T_{xchi}^2 \\ \sum_{i=1}^4 M_{ni}^2 + \sum_{i=1}^4 a_i T_{ychi}^2 - \sum_{i=1}^4 c_i T_{xchi}^2 \end{array} \right\}$$

Équation de mouvement Les lois de Newton nous permettent de déduire l'équation différentielle du véhicule global à partir de l'égalité suivante :

$$\{\tau_d(G, R_{ch}/R)\} = \{\tau_{\vec{F}_{exv}} (G, R_{ch} | R)\} \quad (2.36)$$

Donc, on déduit :

$$(4m_{ri} + m_{ch}) \gamma_{Gx} - \sum_{i=1}^4 m_{ri} a_i \dot{\psi}^2 - \sum_{i=1}^4 m_{ri} c_i \ddot{\psi} = \sum_{i=1}^4 T_{xchi}^2 \quad (2.37)$$

$$(4m_{ri} + m_{ch}) \gamma_{Gy} - \sum_{i=1}^4 m_{ri} c_i \dot{\psi}^2 + \sum_{i=1}^4 m_{ri} a_i \ddot{\psi} = \sum_{i=1}^4 T_{ychi}^2 \quad (2.38)$$

$$\begin{aligned} I_{zz}(G, ch) \ddot{\psi} + \sum_{i=1}^4 \left(I_{zz}^i \ddot{\psi} - m_{ri} c_i \gamma_{Gy} - m_{ri} a_i \gamma_{Gx} - m_{ri} (a_i^2 + c_i^2) \ddot{\psi} \right) \\ = \sum_{i=1}^4 M_{ni}^2 + \sum_{i=1}^4 a_i T_{ychi}^2 - \sum_{i=1}^4 c_i T_{xchi}^2 \end{aligned} \quad (2.39)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \gamma_{Gx} &= \dot{V}_{Gx} - \dot{\psi} V_{Gy} \\ \gamma_{Gy} &= \dot{V}_{Gy} + \dot{\psi} V_{Gx} \\ V_{Gx} &= \dot{x}_G \cos(\psi) + \dot{y}_G \sin(\psi) \\ V_{Gy} &= \dot{x}_G \sin(\psi) - \dot{y}_G \cos(\psi) \end{aligned}$$

Modélisation dynamique de la roue

Dans cette section, on va s'intéresser à la dynamique de la roue (l'évolution de la vitesse angulaire) sous forme d'équations différentielles linéaires ou non linéaires. Pour obtenir cette équation, nous allons appliquer le principe fondamental de la dynamique à des corps solides (Principes de Newton) comme appliqué sur le véhicule. De ce faite, on va procéder par la même démarche que le premier corps comme détaillée ci-dessous :

Torseur dynamique Les composantes du torseur dynamique spécifique à la roue i , sont définies dans les équations suivantes :

$$\{\tau_d(C_i, R_i/R)\} = \left\{ \vec{R}_d(R_i | R) \mid \vec{\delta}(C_i, R_i | R) \right\} \quad (2.40)$$

Avec :

$$\vec{R}_d(R_i | R) = \begin{cases} m_{ri}(\gamma_{Gx} - c_i \ddot{\psi} - a_i \dot{\psi}^2) \\ m_{ri}(\gamma_{Gy} - c_i \dot{\psi}^2 + a_i \ddot{\psi}) \\ 0 \end{cases}$$

$$\vec{\delta}(C_i, R_i | R) = \begin{vmatrix} -I_{y_{ch}y_{ch}}^i \dot{\varphi}_i \dot{\psi} \\ I_{y_{ch}y_{ch}}^i \ddot{\varphi}_i \\ I_{zz}^i \ddot{\psi} \end{vmatrix}$$

$$\gamma_{Gx} = \dot{V}_{Gx} - \dot{\psi} V_{Gy}$$

$$\gamma_{Gy} = \dot{V}_{Gy} + \dot{\psi} V_{Gx}$$

Torseur de forces La roue i est soumise à plusieurs forces $\vec{F}_{ex}$, dont le torseur global $\{\tau_{\vec{F}_{ex}}(C_i, R_i | R)\}$ est défini comme suite :

$$\begin{aligned} \{\tau_{\vec{F}_{ex}}(C_i, R_i | R)\} &= \{\tau_{\vec{P}_r}(C_i, R_i | R)\} + \{\tau_{\vec{f}_{lchassis/roue\ i}}(C_i, R_i | R)\} \\ &+ \{\tau_{\vec{f}_{l\text{sol}/roue\ i}}(C_i, R_{ch} | R)\} + \{\tau_{c_i}(C_i, R_i | R)\} \end{aligned} \quad (2.41)$$

Ou :

$\tau_{\vec{P}_r}(C_i, R_i | R)$ est le torseur de poids de la roue i tel que :

$$\{\tau_{\vec{P}_r}(C_i, R_i | R)\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -m_{ri} g & 0 \end{array} \right\} \quad (2.42)$$

Le torseur $\tau_{\vec{f}_{lchassis/roue\ i}}(C_i, R_i | R)$ des forces de liaison entre le châssis et la roue i , est modélisé par deux roulements insérés dans l'arbre de la roue, comme indiqué sur la Figure 2.10.

Par conséquent, la force de liaison entre la roue et le châssis peut être divisée en deux forces ; La force des enroulements modélisée par un moment selon l'axe y_{ch} est : $B_i \varphi'_i$. La force de torsion de l'accouplement, qui est exprimée par : $K_i \Omega_i$.

Dans lequel :

$$K_i = \frac{G_c I_G}{(\frac{L}{2} + L_t)}$$

Où :

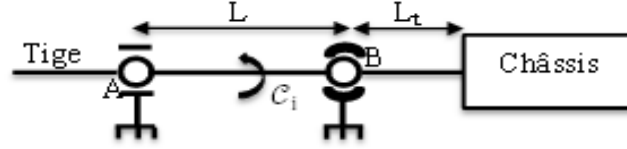


FIGURE 2.10 – Modélisation de la force de contact entre la roue et le châssis

G_c est le module de cisaillement ou le module de Coulomb ;

I_G est le moment de torsion quadratique qui dépend de la section.

Ω_i est l'angle de torsion de la tige.

Par conséquent :

$$\left\{ \tau \vec{f}_{lchassis/roue\ i} (C_i, R_i \mid R) \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} 0 & 0 \\ 0 & -(B_i \varphi'_i + K_i \Omega_i) \\ 0 & 0 \end{array} \right\} \quad (2.43)$$

Le torseur de la force de contact roue-sol appliquée à la roue i dans son centre de gravité est défini comme suit :

$$\left\{ \tau \vec{f}_{sol/roue\ i} (C_i, R_{ch} \mid R) \right\} = \left\{ \vec{R}_i^2 \mid \vec{\mathcal{M}}_i^2(C_i) \right\} \quad (2.44)$$

Avec :

$$\vec{R}_i^2 = T_{xch_i}^2 \vec{x}_{ch} + T_{ych_i}^2 \vec{y}_{ch} + N_i^2 \vec{z}$$

$$\vec{\mathcal{M}}_i^2(C_i) = \vec{\mathcal{M}}_i^2(I^i) + \vec{C}_i \vec{I}^i \wedge \vec{R}_i^2$$

$$\vec{\mathcal{M}}_i^2(I^i) = M_{xch_i}^2 \vec{x}_{ch} + M_{ych_i}^2 \vec{y}_{ch} + M_{n_i}^2 \vec{z}$$

Donc :

$$\left\{ \tau \vec{f}_{sol/roue\ i} (C_i, R_{ch} \mid R) \right\} = \left\{ \begin{array}{c|c} T_{xch_i}^2 & M_{xch_i}^2 + R T_{ych_i}^2 \\ T_{ych_i}^2 & M_{ych_i}^2 - R T_{xch_i}^2 \\ N_i^2 & M_{n_i}^2 \end{array} \right\}$$

Les forces $T_{xch_i}^2, T_{ych_i}^2, N_i^2, M_{xch_i}^2, M_{ych_i}^2$ and $M_{n_i}^2$ sont définies plus tard en discutant de la théorie de Bekker étendue.

Et enfin, le torseur de couple moteur est défini par $\tau_{C_i}(C_i, R_i \mid R)$ comme :

$$\left\{ \tau_{C_i}(C_i, R_i \mid R) \right\} = \left\{ \vec{0} \mid C_i \vec{y}_{ch} \right\} \quad (2.45)$$

Équation de mouvement Les lois de Newton nous permettent de déduire l'équation différentielle de la roue i à partir de l'équation suivante :

$$\left\{ \tau_d(C_i, R_i \mid R) \right\} = \left\{ \tau \vec{F}_{ex} (C_i, R_i \mid R) \right\} \quad (2.46)$$

Donc :

$$I_{ychych}^i \ddot{\varphi}_i = C_i + \left(M_{ych_i}^2 - R T_{xch_i}^2 \right) - B_i \dot{\varphi}_i - K_i \Omega_i \quad (2.47)$$

2.3 Modélisation de la liaison roue-sol

La modélisation et le contrôle du robot dépendent du type de mission qu'il doit accomplir et de l'environnement qu'il doit affronter. Donc, il est primordial de connaître au mieux ce qui se passe à l'interaction roue-sol pour pouvoir caractériser et exploiter les informations utiles. L'étude de cette interaction a fait l'objet de nombreuses recherches, dont l'objectif est de déterminer des modèles et des facteurs influant sur le comportement de véhicules destinés à se mouvoir dans un terrain quelconque. L'objectif principal de l'étude est de proposer un modèle mathématique décrivant le comportement dynamique de la roue du robot naviguant sur un sol déformable. Cette modélisation est faite après avoir proposé l'état de l'art des modèles existants qui s'intègre dans le cas du sol rigide et du sol déformable.

2.3.1 État de l'art des modèles existantes

Les pneus sont peut-être le composant le plus important, mais le plus difficile à modéliser. En effet, non seulement les pneus supportent le véhicule et amortissent les irrégularités de la route, mais ils fournissent également les forces longitudinales et latérales nécessaires pour modifier la vitesse et la direction du véhicule. Ces forces sont produites par la déformation du pneu à l'endroit où il entre en contact avec la route au cours de l'accélération, du freinage et de la navigation. C'est dans cette perspective, que cette partie est consacrée à la modélisation du contact roue-sol. Cette modélisation peut se distinguer en deux approches qui se manifestent en théorie des sols rigides et de sol déformable comme indiqué ci-dessous.

Théorie des sols rigide

Cette partie présente les études qui incluent les effets des véhicules à roues sur les terrains indéformables. La principale contrainte dans l'étude du comportement du véhicule en route est la caractérisation de l'interaction roue-sol. Au fil des ans, une grande variété de modèles ont été développés pour formuler et simuler cette interaction. Le degré de complexité de ces modèles est basé sur l'application, la précision et le coût de calcul du développement comme élaborés ci-dessous.

Modèle de Pacejka : Ce modèle [77] calcule la force latérale et le moment d'auto-alignement en fonction de l'angle de glissement, et la force longitudinale en fonction du pourcentage de glissement longitudinal. Les paramètres du modèle dépendent de la force normale F_z sur le pneu où la force normale est donnée en KN.

Pour la force latérale, les facteurs de rigidité, de forme, de crête et de courbure sont calculés de la manière suivante comme suit :

$$\begin{aligned}
 C_y &= 1.30 \\
 D_y &= \mu_y F_z \\
 B_y C_y D_y &= a_3 \sin \left(a_4 \tan^{-1} (a_5 F_z) \right) \\
 B_y &= \frac{B_y C_y D_y}{C_y D_y} \\
 E_y &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8
 \end{aligned} \tag{2.48}$$

Les facteurs sont légèrement affectés par l'angle de carrossage, γ , donné en degrés.

$$\begin{aligned}
S_h &= a_9 \gamma \\
S_v &= (a_{10} F_z^2 + a_{11} F_z) \gamma \\
\nabla B_y &= -a_{12} |\gamma| B_y
\end{aligned} \tag{2.49}$$

Enfin, la force latérale est fonction des facteurs de forme et de l'angle de glissement, α .

$$\begin{aligned}
\emptyset &= (1 - E_y) (\alpha + S_h) + \frac{E_y}{B_y} \tan^{-1} (B_y (\alpha + S_h)) \gamma \\
F_y &= D_y \sin (C_y \tan^{-1} (B_y \emptyset)) + S_v
\end{aligned} \tag{2.50}$$

Pour la force longitudinale, les facteurs de rigidité, de forme, de crête et de courbure sont calculés comme suit comme suit.

$$\begin{aligned}
C_x &= 1.65 \\
D_x &= \mu_x F_z \\
B_x C_x D_x &= \frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{e^{a_5 F_z}} \\
B_x &= \frac{B_x C_x D_x}{C_x D_x} \\
E_x &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8
\end{aligned} \tag{2.51}$$

La force longitudinale est une fonction des facteurs de forme et du pourcentage de glissement longitudinal, σ .

$$\begin{aligned}
\emptyset &= (1 - E_x) \sigma + \frac{E_x}{B_x} \tan^{-1} (B_x \sigma) \\
F_x &= D_x \sin (C_x \tan^{-1} (B_x \emptyset))
\end{aligned} \tag{2.52}$$

Modèle de Brosse : Ce modèle [78], repose sur l'hypothèse que le glissement est causé par la déformation du matériau en caoutchouc entre la carcasse du pneu et le sol. Le matériau est approximé par de petits éléments de brosse fixés à la carcasse, qui est supposée rigide (Figure 2.11). La carcasse peut toujours fléchir vers le moyeu, mais elle ne peut ni s'étirer ni se rétracter. Chaque élément de brosse peut se déformer indépendamment des autres.

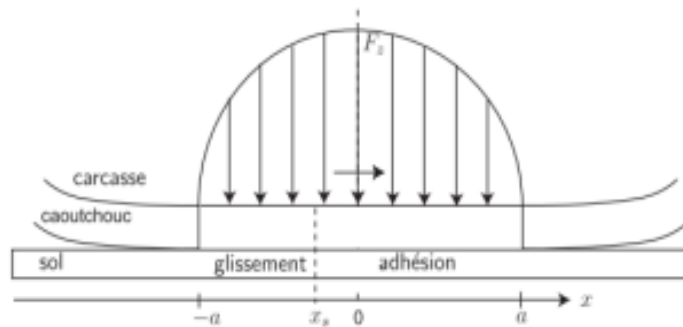


FIGURE 2.11 – Le modèle de brosse

La force latérale F_{yp} est en fonction de l'angle de dérive β , le coefficient de friction μ , la rigidité latérale des éléments de la bande de roulement par unité de longueur c_{py} , la

charge verticale F_z et l'angle pour lequel le glissement latéral total a lieu β_{sl} . Cette modélisation permet aussi de calculer la force longitudinale F_{xp} [79]. On obtient les expressions suivantes :

$$\begin{cases} F_{yp} = 3\mu F_z \theta_y \sigma_y \left(1 - |\theta_y \sigma_y| + \frac{1}{3}(\theta_y \sigma_y)^2\right) & \text{si } |\beta| < \beta_{sl} \\ F_{yp} = \mu F_z \operatorname{sgn}(\beta) & \text{si } \frac{\pi}{2} > |\beta| > \beta_{sl} \end{cases} \quad (2.53)$$

$$\begin{cases} F_{xp} = 3\mu F_z \theta_y \sigma_y \left(1 - |\theta_y \sigma_y| + \frac{1}{3}(\theta_y \sigma_y)^2\right) & \text{si } |\kappa| < \kappa_{sl} \\ F_{xp} = \mu F_z \operatorname{sign}(\beta) & \text{si } |\kappa| > \kappa_{sl} \end{cases} \quad (2.54)$$

Avec a la moitié de la surface de contact :

$$\theta_y = \frac{2c_{py}a^2}{3\mu F_z} \quad (2.55)$$

$$\sigma_y = \tan(\beta) \quad (2.56)$$

$$\tan(\beta_{sl}) = \frac{1}{\theta_y} \quad (2.57)$$

$$\theta_x = \frac{2c_{pz}a^2}{3\mu F_z} \quad (2.58)$$

$$\sigma_z = \frac{\kappa}{1 + \kappa} \quad (2.59)$$

Soit :

κ est le glissement longitudinal

c_{py} et c_{pz} sont la rigidité latérale et longitudinal des éléments de la bande de roulement par unité de longueur

κ_{sl} est le valeur pour laquelle le glissement longitudinal est total $\kappa_{sl} = \frac{-1}{1 \pm \theta_z}$

Modèle de Gim : Ce modèle est analytique [80], il considère séparément les effets du glissement longitudinal et latéral. Ces efforts sont en fonction de la charge verticale totale F_z , du glissement longitudinal et latéral, de la longueur de la surface de contact, de la rigidité longitudinale et latérale et du coefficient de frottement. Dont l'expression est donnée par :

$$F_{xp} = \frac{K_x W}{2} \sigma_x l_n^2 + \mu_x F_z (1 - l_n^2 + 2l_n^3) \quad (2.60)$$

$$F_{yp} = \frac{K_y W}{2} \sigma_y l_n^2 + \mu_y F_z (1 - 3l_n^2 + 2l_n^3) \quad (2.61)$$

Dans lequel,

$$l_n = 2L \left[1 - \frac{2WL^2}{3\mu F_z} \sqrt{(K_x \sigma_x)^2 + (K_y \sigma_y)^2} \right]$$

Avec :

K_x est la raideur longitudinal du pneumatique par unité d'aire

K_y est la raideur latérale du pneumatique par unité d'aire

L est la longueur de la surface de contact

W est la largeur du pneumatique

σ_x et σ_y sont les coefficients de frottement longitudinal et latéral

Modèle de Dugoff : Ce modèle est une alternative du modèle analytique du pneu développé par Fiala [81] pour générer des forces latérales ainsi que le modèle développé par Pacejka et Sharp [82] pour générer des forces latérales et longitudinales combinées. Il peut être considéré comme un bon compromis en termes de simplicité et de représentativité. Le modèle de Dugoff tient compte du couplage entre les forces latérales et longitudinales, du coefficient de frottement et de l'adhérence des pneus. Les forces longitudinales et latérales appliqués sur chaque roue sont données par :

$$F_x = C_\sigma \frac{\sigma_x}{1 + \sigma_x} f(\lambda) \quad (2.62)$$

$$F_y = C_\sigma \frac{\tan(\alpha)}{1 + \sigma_x} f(\lambda) \quad (2.63)$$

Dans lequel :

$$\lambda = \frac{\mu F_z (1 + \sigma_x)}{2 \sqrt{(C_\sigma \sigma_x)^2 + (C_\alpha \tan(\alpha))^2}}$$

Et :

$$f(\lambda) = \begin{cases} (2 - \lambda) \lambda & \lambda < 1 \\ 1 & \lambda \geq 1 \end{cases}$$

Avec :

μ est le coefficient de frottement

F_z est la charge verticale appliquée à la roue.

Modèle de Kiench/Buchkardt : Ce modèle est de type exponentiel, basé sur le calcul de la friction. Il caractérise la friction entre les pneus et le sol en fonction du taux de glissement σ et de trois paramètres spécifiques à la surface du sol (c_1 , c_2 et c_3). Le modèle de Burckhardt/ Kiencke s'étend en ajoutant une paire de paramètres (c_4 et c_5) pour décrire les influences de la vitesse et des charges verticales sur les forces latérales et longitudinales générées dans la zone de contact entre le pneu et le sol [83].

Le coefficient de friction est alors calculé comme suit :

$$\mu(g) = [c_1 (1 - e^{-c_2 \sigma}) - c_3 \sigma] e^{(-c_4 \sigma V_g)(1 - c_5 F_z^2)} \quad (2.64)$$

Ce coefficient est ensuite utilisé pour calculer les forces longitudinales et latérales du pneu comme suit :

$$F_x(\sigma, \sigma_x) = \frac{\sigma_x}{\sigma} \mu(\sigma) F_z \quad (2.65)$$

$$F_y(\sigma, \alpha) = \frac{\alpha}{\sigma} \mu(\sigma) F_z \quad (2.66)$$

Avec :

$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$ est la somme géométrique des rapports de glissement longitudinal et latéral de la roue.

c_1 , c_2 et c_3 sont définis en fonction du type de sol. Par exemple, pour une surface en béton sec, $c_1 = 1.197$, $c_2 = 25.17$ et $c_3 = 0.54$

c_4 et c_5 sont des paramètres positifs, ce qui signifie que le coefficient de frottement diminue lorsque la vitesse du véhicule ou la charge verticale F_z augmente.

Modèle Linéaire : Ce modèle est le plus utilisé, en raison de sa simplicité. Il représente les forces des pneus dans la zone linéaire, où le véhicule est soumis à des charges dynamiques modérées. Selon les travaux de D. Lechner [84], le modèle linéaire reste valable pour de petites dérives latérales et de petits rapports de glissement longitudinal, ce qui équivaut à de petites accélérations ($\leq 0.4g$). Dans ces conditions, les forces longitudinales et latérales sont des fonctions approximativement linéaires du taux de glissement et de l'angle de glissement avec une pente égale à la rigidité longitudinale et à la rigidité latérale respectivement. Soit C_σ et C_α la rigidité longitudinale et la rigidité latérale du pneu, et σ_x et α le taux de glissement longitudinal et l'angle de glissement latéral. Par conséquent, les forces longitudinales et latérales du pneu sont données par :

$$F_x = C_\sigma \sigma_x \quad (2.67)$$

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (2.68)$$

Le taux de glissement longitudinal du pneu σ_x est donné par :

$$\sigma_x = \begin{cases} \frac{R_e \omega - V_{\omega x}}{R_e \omega} & \text{Pendant l'accélération} \\ \frac{R_e \omega - V_{\omega x}}{V_{\omega x}} & \text{Pendant le freinage} \end{cases} \quad (2.69)$$

Où :

R_e , ω et $V_{\omega x}$ sont respectivement le rayon effectif de la roue, sa vitesse angulaire et sa vitesse linéaire.

Théorie des sols déformables (Terramechanics)

Le terme Terra-mécanique est défini comme la science qui consiste à étudier les propriétés du sol lors de l'interaction avec des véhicules que ce soit à chenilles ou à roues. Cette partie présente les études qui incluent les effets des véhicules à roues sur les terrains déformables. Comme il a été mentionné précédemment, le principal défi dans l'étude du comportement du véhicule en condition hors route est la caractérisation de l'interaction roue-sol. Au fil des années, une grande variété de modèles ont été développés pour formuler et simuler cette interaction. Le degré de complexité de ces modèles est basé sur la précision et le coût de calcul du développement comme élaborés ci-dessous.

Le modèle WES VCI : Ce modèle a été proposé par les ingénieurs du corps armée dans les États Unies par Waterways Experiment station (WES) [85] en 1971. Dans ce modèle, une série de véhicules tout-terrain typiques sont testés sur des sols inorganiques à grains fins et grossiers. Ensuite, les paramètres de performance du véhicule, tels que la force de traction, la résistance au mouvement et l'indice de cône du véhicule (VCI), sont corrélés à l'indice de cône (CI) pour les sols à gros grains et à l'indice de cône nominal (RCI) pour les sols à grains fins. Pour distinguer les types de terrain, on utilise un tamis numéro 200. Ainsi, si plus de 50 % des grains du sol (en poids) passent au tamis, le sol est considéré comme à grain fin ; sinon, il est à grain grossier. Le facteur d'indice de cône est utilisé pour inclure la résistance du sol dans le modèle. L'indice de cône est défini comme la force par unité de surface qui est nécessaire pour faire pénétrer une sonde en forme de cône dans le sol avec une vitesse constante, et varie avec la profondeur de pénétration. L'indice de cône incorpore les valeurs de la cohésion du sol, de l'angle de friction interne, et du frottement sol-métal en un seul paramètre combiné. L'armée utilise les paramètres mesurés des pneus, de la chaîne cinématique, du châssis et du sol comme données d'entrée. Puis, sur la base d'une série d'équations empiriques développées, elle calcule l'indice de mobilité et une série de facteurs de correction (facteurs X) voir (Tableau 2.2). Si l'indice de mobilité est supérieur à l'indice de cône, le mouvement est possible, sinon le véhicule

sera bloqué. En appliquant les techniques de régression linéaire et curviligne, dérivé des équations empiriques de performance sol-véhicule à ce modèle. L'indice de mobilité du sol est utilisé pour le calcul de l'indice de cône du véhicule, qui est une indication de la force minimale prise à la couche du sol critique pour permettre au véhicule de passer un certain nombre de fois. En conclusion, les paramètres de performance du véhicule, y compris la barre d'attelage traction, la pente maximale négociable et la résistance au mouvement du véhicule remorqué sont calculés comme sorties du modèle.

TABLE 2.2 – Indice de mobilité de la roue

Auteurs	Indice de mobilité	Références
Wismer et Luth	$k_w = 1$	[86]
Freitag	$k_F = \sqrt{\frac{\delta}{h}}$	[29, 30]
Turnage	$k_T = \sqrt{\frac{\delta}{h} \frac{1}{1+b/2d}}$	[87]
Brixius	$k_B = \frac{1+5\delta/h}{1+3b/d}$	[88]
Maclaurin	$k_M = \frac{\sigma^{0.4}}{b^{0.2}a^{0.2}}$	[89]
Rowland et Peel	$k_{RP} = \sqrt{\frac{\delta}{h} \frac{d^{0.15}}{a^{0.15}}}$	[90]
Hegazy et Sandu	$k_{HS} = \sqrt{\frac{h-\delta}{d}}$	[91]

Le modèle numérique de mobilité WES : Ce modèle [92], est basé sur l'analyse dimensionnelle des données d'essai en laboratoire pour le mouvement en ligne droite et en régime permanent du pneu sur l'argile remodelée et le sable sec. Dans ce modèle, les paramètres de performance tels que la résistance minimale du sol permettant de négocier le premier passage, la traction de la barre de traction, le couple d'entrée à 20 % de glissement, et la résistance au mouvement tracté sont liés à une mobilité numérique unique utilisant des fonctions expérimentales [93]. La mobilité numérique est un facteur de charge sans dimension qui décrit le rapport entre la résistance du sol et une charge unitaire nominale que le pneu dévié applique au sol. Ces valeurs numériques sont calculées par une formulation empirique et en utilisant des données d'entrée telles que l'indice de cône, la géométrie du pneu, la charge du véhicule, etc. Les valeurs numériques pour les pneus d'argile N_c et les pneus de sable N_s fonctionnant dans les sols purement cohésifs et les sols de friction, respectivement, sont exprimées comme suit :

$$N_c = \frac{Cbd}{W} \left(\frac{\delta}{h} \right)^{1/2} \frac{1}{1 + (b/2d)} \quad (2.70)$$

$$N_s = \frac{G(bd)^{3/2}}{W} \left(\frac{\delta}{h} \right) \quad (2.71)$$

Dans les équations ci-dessus, C est l'indice du cône, b est la largeur de la section du pneu, d est le diamètre du pneu, W est la charge du pneu, δ est la déflexion du pneu, h est la hauteur de la section du pneu sans charge, et G est le gradient de résistance à la pénétration du sable. Ces valeurs numériques ont été révisées par Turnage [87] afin d'inclure des paramètres supplémentaires relatifs aux pneus et aux sols, tels que la teneur en eau du sol, la densité relative du sol, le taux de vide, la compatibilité avec le sable (différence entre le taux de vide du sol le plus meuble et le taux de vide du sol le plus dense, divisée par le taux de vide du sol le plus dense), le diamètre médian des grains de sable (diamètre médian des grains de sable 50 % plus fins), Ces améliorations ont permis d'étendre la plage de prédiction des performances du modèle à une gamme plus complète

de types de sols. De même, les études ultérieures ont montré que l'idée initiale visant à décrire le terrain uniquement sur la base de simples mesures au pénétromètre à cône était insatisfaisante, et qu'un ensemble de mesures sur le terrain comprenant un test de compatibilité et une analyse de la distribution granulométrique est essentiel pour décrire les propriétés d'un sable particulier.

Modèles du centre technique de Deere & Company : Une approche similaire à la WES a été proposée par Wismer et Luth [86] en 1973. Selon le théorème de Buckingham Pi, les auteurs ont considéré sept rapports sans dimension pour formuler complètement le modèle de prédiction de la performance roue- sol. Leur modèle a ensuite été révisé par Brixius [88] pour la prédiction de la mobilité des véhicules agricoles équipés de pneus à carcasse diagonale. Brixius [94] a également inclus l'effet du patinage de la roue, et sur la base de l'ajustement de la courbe à plus de 2500 données d'essai recueillies pour 121 combinaisons sol-pneu, qu'il a développé les relations mathématiques requises. Ces relations mettent en corrélation le couple de la roue, la résistance au mouvement, l'efficacité de traction et l'efficacité de la traction nette avec la charge de la roue, la résistance du sol, la géométrie du pneu et la déflexion du pneu. De plus, Wismer et Luth [95] ont comparé la validité de leur modèle avec le modèle WES, et ont constaté qu'il n'y avait pas de différence entre les deux.

Le modèle de STIREMOD : Ce modèle [96] a été créé par Systems Technology Inc. pour le projet Vehicle Dynamics Computer Simulation Software (VDANL), parrainé par l'armée des États Unies Tank-Automotive Research Development and Engineering Center (TARDEC). Le modèle a été développé pour des surfaces pavées et a ensuite été étendu à des conditions non pavées (hors route), en appliquant des fonctions de mise en forme empiriques développées par Metz [97]. Les caractéristiques générales pneu-route qui sont modélisées, sont les forces longitudinales et latérales ainsi que le moment d'auto-alignement, il sont fonction des paramètres, telles que le gradient de la région d'adhérence, le coefficient de friction maximal avant d'entrer dans la région de saturation et la réduction de la force limite à des valeurs de glissement plus élevées.

Les formulations STIREMOD sont basées sur une fonction de glissement quadratique σ qui est une représentation du glissement latéral et longitudinal combiné. Afin d'établir la formulation empirique, un ensemble de paramètres initiaux comprenant le glissement composite σ , la longueur de la surface de contact du pneu a_p , le coefficient de rigidité latérale K_s , le coefficient de rigidité longitudinale K_c , et la fonction de saturation de la force $f(\sigma)$ sont calculés à partir des données d'essai.

Le glissement composite est défini comme suit :

$$\sigma = \frac{\pi a_p^2}{8\mu F_z} \sqrt{K_s^2 \tan^2(\alpha) + K_c^2 \left(\frac{S}{1-S} \right)^2} \quad (2.72)$$

Où ; S est le glissement longitudinal, et α est l'angle de glissement.

Ensuite, la fonction de saturation de la force est introduite comme un rapport de polynômes ajustés aux courbes qui, à leur tour, définissent implicitement une force composite normalisée par la charge :

$$f(\sigma) = \frac{F_c}{\mu F_z} = \frac{C_1 \sigma^3 + C_2 \sigma^2 + C_5 \sigma}{C_1 \sigma^3 + C_3 \sigma^2 + C_4 \sigma + 1} \quad (2.73)$$

Metz a introduit un modèle exponentiel pour les forces latérales dans les virages. STIREMOD utilise la saturation de force pour faire correspondre les données enregistrées

avec la forme exponentielle du modèle de Metz. La forme finale de la fonction de force latérale est :

$$\frac{F_y}{F_z} = A \frac{\frac{\left(\frac{B}{DsD\alpha}\right)^3 \sigma^3}{6} + \frac{\left(\frac{B}{DsD\alpha}\right)^2 \sigma^2}{2} + \frac{B}{DsD\alpha} \sigma}{\frac{\left(\frac{B}{DsD\alpha}\right)^3 \sigma^3}{6} + \frac{\left(\frac{B}{DsD\alpha}\right)^2 \sigma^2}{2} + \frac{B}{DsD\alpha} \sigma + 1} \quad (2.74)$$

Essentiellement, ce modèle introduit des coefficients de frottement effectifs pour simuler l'augmentation des forces de résistance générées pendant la course sur un terrain hors route. Le Tableau 2.3, présente la liste des paramètres du modèle pour différents terrains.

TABLE 2.3 – Les paramètres du modèle de Metz sur une variété de terrain

Surface	A	B	C	D	M
Pavé	0.67	0.17	0.677	0.563	0.14
Champ labouré	0.65	0.07	0.267	0.222	0.14
Gravier	0.52	19	0.588	0.489	0.14
Champ de maïs	0.53	0.14	0.440	0.365	0.14
Prairie	88	0.15	0.784	0.652	0.14

La méthodologie développée, peut être transférer d'une surface à l'autre, ce qui la rend utile pour l'analyse des cotations et des pentes latérales des autoroutes. De plus, STIREMOD considère une relation exponentielle, similaire à la formule de Wong [98] formule de contrainte de cisaillement, pour prédire la force longitudinale sur les surfaces déformables :

$$\frac{F_x}{F_z} = \tan(\phi) \left(1 - e^{-\nabla s / X_c}\right) \quad (2.75)$$

Dans la formule ci-dessus, ∇s est le déplacement en cisaillement, ϕ est la friction interne du sol, et X_c est une caractéristique de compactage. La distance de compactage est la quantité de compactage que le sol peut supporter sans avoir de changements significatifs de propriété. La valeur de la distance de compactage pour des matériaux tels que le sable est de l'ordre de 0.1 pied. En revanche, pour les champs qui ont été labourés ou sillonnés, la distance de compactage est de l'ordre du pied ou de la dizaine de pieds.

Le modèle VTIM (Vehicle Terrain Interaction Model) : Ce modèle a été proposé par Madsen et Seidel [99] en 2012, comme un modèle d'interaction véhicule/terrain tridimensionnel, qui prend en compte la déformation du pneu et du terrain. Le modèle met l'accent sur la capacité de fonctionnement en temps réel du modèle afin de l'intégrer dans un simulateur dynamique de véhicule en temps réel. L'interaction pneu-terrain est découplée en considérant des modèles séparés pour le sol et le pneu. La procédure de modélisation du pneu est similaire à celle proposée par Negrut et Freeman [100] pour les surfaces non déformables. Tout d'abord, la circonférence du pneu est divisée en plusieurs masses forfaitaires, qui sont reliées entre elles et à la jante par un ensemble de ressorts et d'amortisseurs dans les directions tangentielle et latérale. En outre, les masses forfaitaires sont reliées au centre de la jante par des éléments ressorts-amortisseurs radiaux. Pour des raisons de simplification, le comportement dynamique du pneu est exclu de ce modèle. Les composants du modèle de pneu sont présentés à la Figure 2.12.

Le terrain est discrétisé en un ensemble de colonnes de sol, et leur déformation est liée à la contrainte verticale appliquée en utilisant des relations de compressibilité visco-élasto-plastique. Afin de trouver la distribution de la contrainte verticale dans le sol due à une charge normale du pneu, la version modifiée des équations est utilisée :

$$\sigma_z = \frac{\nu W_z^\nu}{2\pi(r^2 + z^2)^{(v/2v+1)}} \quad (2.76)$$

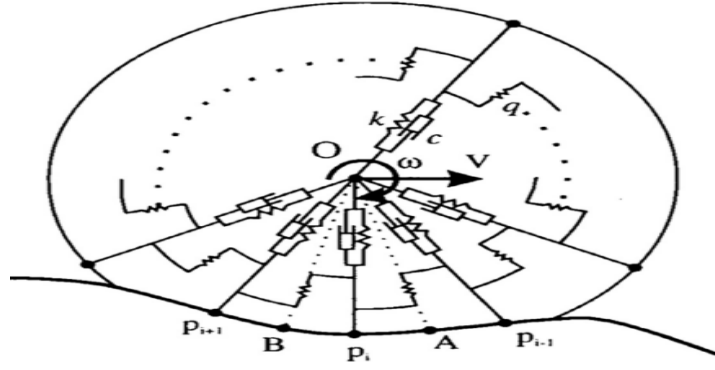


FIGURE 2.12 – Le modèle de structure utilisant un système d’amortisseurs à ressorts radiaux interradiaux dans VTIM

Cette équation calcule la contrainte σ_z à la profondeur z dans un sol élastique semi-défini, homogène, isotrope, due à la charge ponctuelle W appliquée à la surface du sol à la distance r du point de mesure. Parallèlement, le facteur de concentration de Frohlich v est appliqué pour tenir compte de la cohésion du sol. La valeur de ce facteur est considérée comme $v = 3$ pour un sol dur, $v = 4$ pour un sol normal et $v = 5$ pour un sol mou. De plus, la contrainte verticale due à charge ponctuelle horizontale appliquée à la surface du sol est :

$$\sigma_z = \frac{3}{2\pi} \frac{r (\cos\theta)}{(1 + (r/z)^2)^{(5/2)}} \frac{H}{z^3} \quad (2.77)$$

Où ; H est la force horizontale et θ est l’angle entre la direction de la force appliquée et la direction du vecteur reliant la position de la charge ponctuelle à la position à laquelle la contrainte est calculée. La contrainte verticale finale appliquée à une colonne de sol est calculée en intégrant les contraintes verticales sur un élément de la surface du sol. Si la charge verticale comprime le sol de la densité apparente initiale ρ_0 ; à la densité apparente finale ρ_1 ; le déplacement vertical de la colonne de sol avec une hauteur initiale de h est :

$$z = (1 - (\rho_0/\rho_1)) h \quad (2.78)$$

Le comportement plastique-élastique du sol en charge-décharge est trouvé en multipliant les changements théoriques de la densité apparente à des fonctions de décroissance exponentielle $(1 - e^{t/\tau})$ avec les constantes de temps individuelles de compression et de rebond (τ_c et τ_r).

Afin de déterminer les forces du sol dues au déplacement longitudinal et latéral du pneu, le déplacement du cisaillement du sol est lié à la contrainte de cisaillement par le modèle de déplacement de contrainte de cisaillement qui a été introduit par Janosi et Hanamoto [101]. De plus, la force de bulldozer qui est appliquée aux flancs du pneu par les coins de sol latéraux pendant l’enfoncement est modélisé par des calculs de terre latérale passive. Si le frottement entre le sol et le pneu est négligeable, la force de bulldozer maximale au point de rupture d’un coin de sol déplacé est déterminée par la formule suivante :

$$F = b \left(0.5\gamma Z^2 \tan^2 (45 + \phi/2) + 2cZ \tan (45 + \phi/2) \right) \quad (2.79)$$

Où, b est la largeur de l’élément du sol, γ est la masse unitaire du sol Z est l’enfoncement du pneu, et $45 + \phi/2$ est l’angle du plan de rupture. Pour faire fonctionner le modèle en temps réel, les équations de la mécanique des sols ainsi que l’algorithme de détection de contact avec la géométrie du terrain sont implémentés en utilisant une approche accélérée par GPU. Les auteurs ont réalisé des simulations incluant la déformation plastique verticale et l’énergie nécessaire pour effectuer la déformation plastique du sol.

La méthode des éléments discrets (DEM) : Le concept principal des méthodes par éléments discrets consiste à considérer le sol comme un système de particules discrètes et à modéliser l'interaction mécanique des éléments individuels avec les éléments adjacents, la voie du sol et la roue. Un certain nombre d'études antérieures ont établi le cadre mathématique pour étudier le comportement des matériaux granulaires et, surtout, l'interaction mécanique entre le sol et la machine [102]. L'application de la DEM peut être vue dans les études de Terra-mécanique, ainsi que dans d'autres études d'interaction sol-machine telles que le cisaillement plan du sol, le découpage du sol par la lame rotative ou la charrue.

Les éléments qui sont en contact avec la roue reçoivent les forces de contact de la roue, en plus des forces des éléments voisins. Dans cette méthode, les forces d'interaction résultantes sont calculées à l'aide des éléments de force. La forme de base de la DEM suppose les éléments de force de rigidité et d'amortissement dans les directions normale et tangentielle entre les particules de terrain en contact, comme le montre la Figure 2.13. De plus, un élément de force de friction existe dans la direction tangentielle qui produit des forces de frottement en tant que la multiplication du coefficient de friction et de la charge normale de contact. La même méthode est appliquée pour calculer les forces de contact entre les particules de terrain et le pneu.

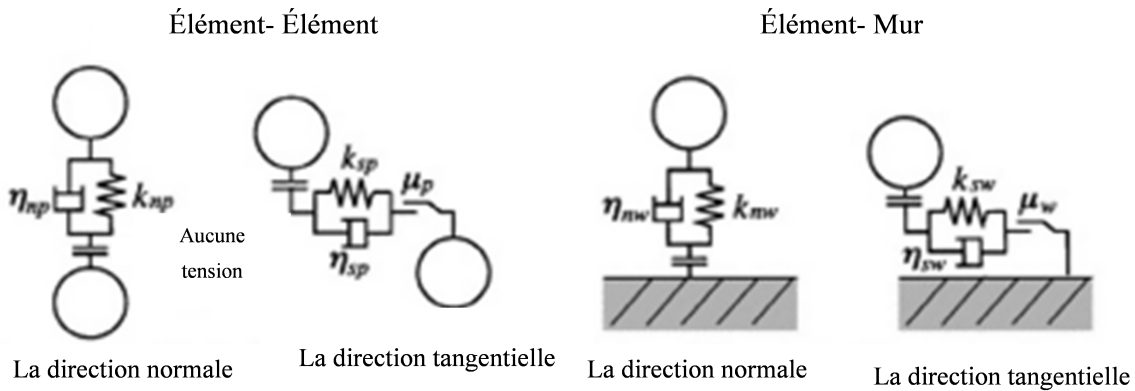


FIGURE 2.13 – Élément de force entre les éléments et élément /mur

Il convient de mentionner que l'amortissement visqueux illustré à la Figure 2.13, est adapté aux matériaux granulaires secs. Dans certaines études, afin d'inclure l'effet de la perte d'hystérésis interne due à la déformation, ce type d'amortissement est remplacé par un amortissement de Coulomb dans les directions normale et tangentielle. De plus, pour représenter la cohésion du sol et les forces d'adhésion entre les particules et le pneu, des éléments d'adhésion sont introduits par Asaf dans [103], comme le montre la Figure 2.14.

Le modèle de contact est initié par une recherche rapide d'éléments en interaction possible. Le jugement du contact est effectué en calculant la quantité de pénétration des éléments l'un dans l'autre. La forme des éléments est considérée comme un cercle dans une analyse bidimensionnelle, et une sphère dans une analyse tridimensionnelle. Ensuite, sur la base d'une méthode de pénalité, les forces de contact entre les éléments en interaction sont exprimées comme la force de restauration et la force d'amortissement proportionnelles au déplacement et à la vitesse relative. Les chercheurs, qui ont utilisé la DEM, ont étudié différentes études de cas et modifié la théorie et les techniques d'implémentation afin d'obtenir des simulations plus rapides avec des résultats plus précises par rapport aux données expérimentales. Certains de ces chercheurs ont incorporé la méthode des éléments finis pour modéliser l'effet de l'aire de contact du pneu et de la déformation de la ceinture

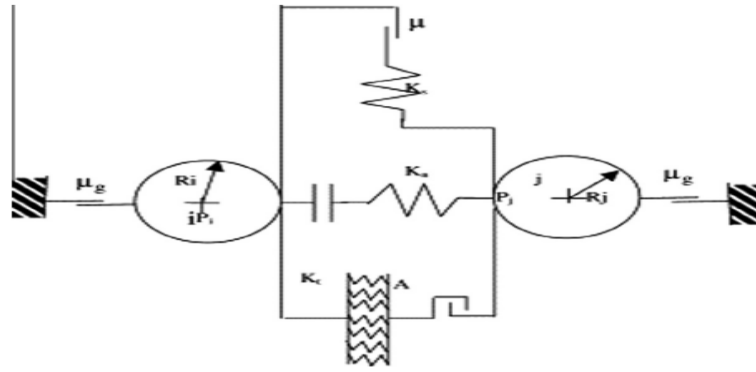


FIGURE 2.14 – Représentation du DEM incluant l'amortissement de Coulomb

du pneu sur les caractéristiques de la force.

La méthode des éléments finit (FEM) : Le comportement mécanique du terrain dépend de nombreux aspects tels que la forme des grains, la teneur en eau, la cohésion, la végétation, etc. L'identification de tous ces paramètres et leur corrélation avec les performances du véhicule à l'aide de formulations empiriques fermées, sont limitées à des conditions d'essai similaires. D'autre part, l'utilisation de méthodes simples basées sur la physique pour modéliser le terrain peut conduire à des erreurs significatives dans l'estimation des paramètres d'entrée du modèle et dans la saisie de la mécanique du terrain. En fin de compte, la réponse du véhicule s'écarte des données expérimentales. Une méthode numérique alternative pour l'analyse des performances des véhicules est la méthode des éléments finis. En raison de la rapidité de la puissance de calcul, et aux progrès dans le développement de modèles de matériaux plus sophistiqués, la FEM est devenue l'un des outils pratiques pour l'analyse des systèmes complexes [44, 45].

De nombreux chercheurs ont utilisé la FEM pour modéliser la structure du sol et l'interaction sol-outil. Abo-Elnor a effectué une analyse FEA qui impliquait des interactions dynamiques tridimensionnelles entre le sol et l'outil [104]. Il a développé un modèle constitutif hyperplastique pour montrer le comportement monotone du sable pendant le chargement à différentes vitesses et accélérations. Ce modèle, qui est basé sur les surfaces d'échec prédéfinies, considère le comportement dynamique du sable pendant le chargement à différentes vitesses et accélérations pour simuler l'effet de cisaillement dans l'interaction pneu-sol.

Le modèle de NWVPM : Ce modèle de performance des véhicules à roues a été développé par la Vehicle Systems Development Corporation afin de fonctionner comme un programme assisté par ordinateur pour l'analyse paramétrique hors route des véhicules à roues [105]. Les caractéristiques de la force des pneus, y compris la réaction verticale résultante du terrain et la résistance au mouvement, sont calculées en intégrant la contrainte normale radiale et la contrainte de cisaillement sur l'aire de contact. La distribution de la contrainte normale dans les différentes sections de l'aire de contact, due à la réponse du terrain à une charge normale et répétitive, est caractérisée pour divers terrains tels que les terrains minéraux muskegs, et la neige. Sur la base de la déflexion du pneu par rapport à l'enfoncement du terrain, deux modèles sont envisagés pour étudier l'interaction pneu-terrain en mode de fonctionnement rigide et en mode de fonctionnement élastique, comme le montre la Figure 2.15.

Le déplacement en cisaillement à la partie circulaire de la surface de contact (AB et

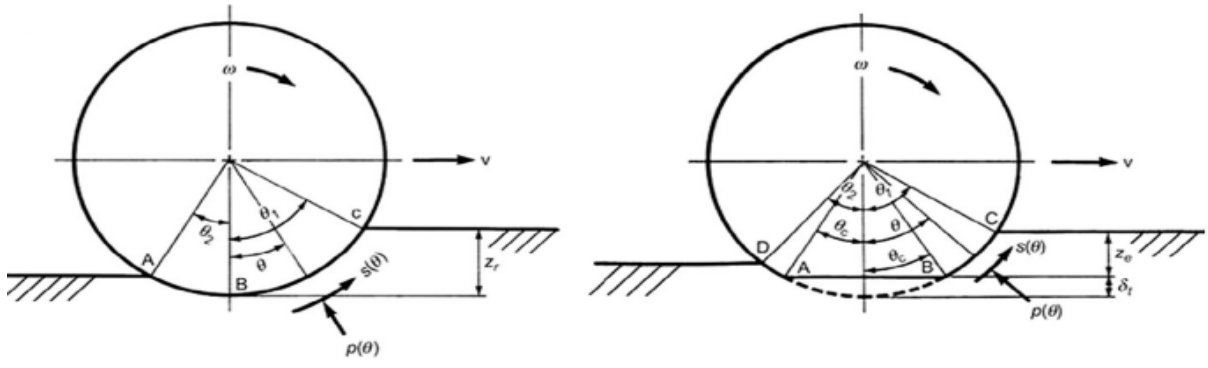


FIGURE 2.15 – Le modèle d'interaction pneu-sol

BC en mode rigide, et BC et AD en mode élastique) est calculé en utilisant :

$$j = \int_0^t V_j dt = \int_0^{\theta_1} [1 - (1 - i) \cos \theta] d\theta = r [(\theta_1 - \theta) - (1 - i) (\sin \theta_1 - \sin \theta)] \quad (2.80)$$

Où ; θ_1 est l'angle d'entrée du point qui entre initialement en contact avec le sol. Il convient de noter que pour la partie plate de l'aire de contact AB du pneu en condition de fonctionnement élastique, la vitesse de glissement est considérée comme constante. Par conséquent, le déplacement de cisaillement est linéairement proportionnel au glissement du pneu et au déplacement du point B.

Le modèle VDANL : Le modèle Vehicle Dynamic Analysis, Non-linear (VDANL) est un modèle de simulation dynamique de véhicule développé par Systems Technologies Inc. pour la National Highway Administration [106]. Ce modèle est basé sur une approche semi-empirique qui combine les théories de la mécanique des sols avec des données de sol ajustées par courbe afin de capturer les facteurs de mobilité tels que la compaction du sol, la déformation en cisaillement du sol et la défaillance passive du sol. La stratégie de calcul de l'enfoncement des pneus est identique à la méthode de Bekker, qui considère le pneu comme un anneau solide. Cela implique que le modèle sera précis lorsque la pression du pneu est suffisamment élevée et que le terrain est relativement plat. Pour l'interaction longitudinale entre le pneu et le terrain, l'équation suivante est utilisée pour déterminer la résistance au compactage due à l'enfoncement du pneu :

$$R = b_{tr} \frac{z_r^{n+1}}{n+1} \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \quad (2.81)$$

Où ; b_{tr} est la largeur du pneu, b est la petite dimension de l'aire de contact projetée du pneu.

La force latérale du pneu en virage est calculée en additionnant la force latérale due à la déformation en cisaillement du sol et la force de bulldozer du sol. La relation contrainte-déformation du cisaillement du sol est considérée comme ayant une forme exponentielle analogue à la formulation de Metz [97], et ses coefficients requis sont dérivés de la littérature. En outre, la théorie du découpage du sol est utilisée pour exprimer la force de bulldozer, qui a des valeurs relativement importantes dans les manœuvres avec un enfoncement significatif des pneus. Cette théorie utilise les techniques du cercle de Mohr pour déterminer la pression terrestre passive, qui amène le devant du pneu dans un état de rupture passive. La force de coupe du sol peut être calculée en intégrant la pression passive du sol sur le flanc du pneu pour une surface de contact du pneu A_s et un angle de glissement α donnés. La décomposition de cette force normale à la direction du plan

médian du pneu donne la force de bulldozage.

$$F_c = F_p \sin(\alpha) = \int_0^{A_s} \sigma_p \sin(\alpha) \quad (2.82)$$

Où :

$$\sigma_p = \gamma_s z N_\phi + 2c\sqrt{N_\phi}$$

Dans cette équation, γ_s est le poids unitaire du sol, z est l'enfoncement du pneu, et N_ϕ est le facteur de Terzaghi, qui varie selon qu'il y a cisaillement « local » ou « global ». Dont l'expression est donnée par :

$$N_\phi = \tan^2(45 + \phi/2) \quad (2.83)$$

La force de bulldozage est comparée aux données expérimentales rapportées par Toffersen [107] pour différentes valeurs de glissement. De plus, la réponse dynamique du pneu dans une simulation complète du véhicule est évaluée dans de multiples études de cas telles que l'accélération en ligne droite à plein régime, le freinage en ligne droite et la manœuvre en crochet.

Le modèle SCM : Ce modèle Terramechanique tridimensionnel semi-empirique est développé sur la base de la théorie de Bekker [108]. Ce modèle est optimisé sur le plan des calculs pour fonctionner comme un module dans les simulations du logiciel dynamique multi-corps (MBS). Le pneu est considéré comme un objet solide, et sa géométrie est décrite à l'aide d'un maillage polygonal tridimensionnel, largement utilisé en infographie et en CAO. Le sol est discrétisé en colonnes uniformément espacées, dont l'élévation représente la hauteur du sol correspondant, comme le montre la Figure 2.16. L'algorithme de détection de contact utilise les méthodes Spatial Binning et ZBuffering pour mapper les sommets du modèle de pneu dans le maillage du sol, pour trouver la zone de contact discrète du pneu.

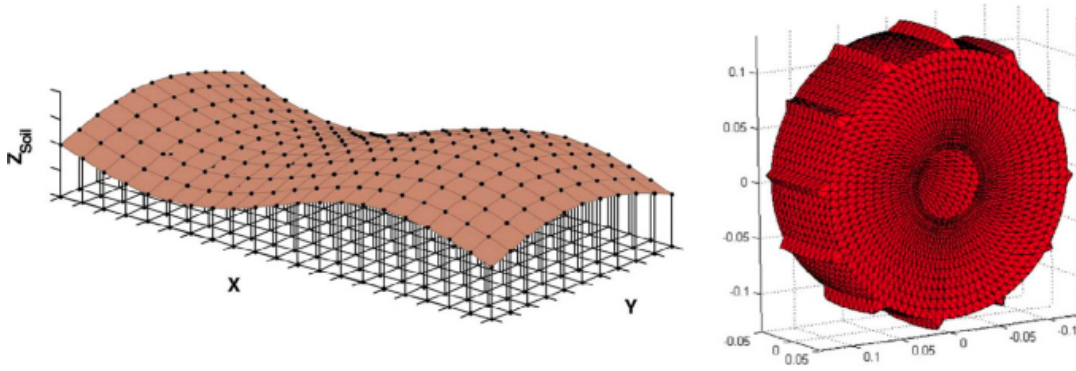


FIGURE 2.16 – Définition de la géométrie de la surface de contact

Les forces et les moments de contact entre le pneu et le sol sont calculés en fonction des paramètres de contact (surface de la zone de contact, gradient de surface et l'enfoncement) et de la cinématique relative (vitesse de pénétration et vitesse de glissement). Ensuite, le calcul de la déformation plastique du sol est effectué en trois étapes. Dans la première étape, les déplacements du sol dont les directions horizontale et verticale sont calculés sur la base de la profondeur de l'empreinte locale et de la vitesse de glissement. La deuxième étape est effectuée en accumulant initialement le sol déplacé à la limite de l'empreinte, en se basant sur le champ d'écoulement du sol à cet endroit. Enfin, dans la troisième étape, un algorithme d'érosion itératif est appliqué pour lisser le sol autour de la zone de contact. Pour la vérification, les résultats de force-sinkage du SCM sont comparés avec le modèle de Bekker. En outre, le modèle est mis en œuvre en tant que module de la bibliothèque MBS pour étudier la mobilité d'un rover planétaire dans une simulation visuelle.

Le modèle FTire (Flexible Ring Tire Model) : La famille des modèles FTire est composée de trois modèles de pneus : Le modèle de pneu à anneau flexible (FTire), le modèle de pneu à anneau rigide (RTire) et le modèle de pneu à éléments finis (FETire) [99]. Le modèle RTire est un modèle en temps réel qui est utilisé pour les simulations sur banc d'essai du pneu à l'arrêt ou roulant lentement. D'autre part, le modèle FETire est un modèle par éléments finis très détaillé [109]. Enfin, le modèle FTire est probablement le modèle de pneu le plus largement commercialisé sur le marché. Il s'agit d'un modèle de simulation de pneus non linéaire, spatial, dans le domaine temporel, pour des excitations à haute fréquence et à courte longueur d'onde. Le modèle est vraiment complexe et comprend des modules pour l'usure de la bande de roulement, des modules thermiques distribués, la géométrie du motif du fil et un assistant de paramétrage.

FTire est développé comme un modèle vibratoire tridimensionnel. Il divise la circonférence du pneu en multiples d'éléments annulaires extensibles et flexibles, qui présentent des rigidités de flexion dans le plan et hors du plan, comme on peut le voir sur la Figure 2.17(a). Ces éléments de la bande sont suspendus élastiquement sur la jante avec des éléments de rigidité et d'amortissement dans les directions radiale, tangentielle et latérale, comme le montre la Figure 2.17(b). En utilisant cette configuration, les mouvements du pneu dans le plan et hors du plan sont possibles. Un nombre de blocs de la bande de roulement défini par l'utilisateur sont attachés à chaque élément de la bande, en utilisant des ressorts et des amortisseurs non linéaires dans les directions radiale, tangentielle et latérale. Les valeurs requises pour la rigidité du ressort et l'amortissement sont spécifiées à l'avance par un module de prétraitement, qui incorpore les données des tests d'analyse statique, dynamique et modale.

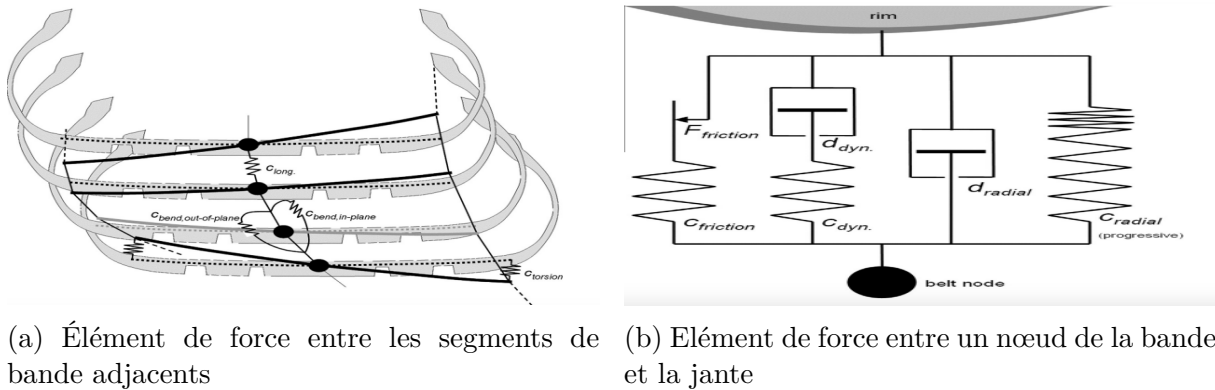


FIGURE 2.17 – Le modèle FTire

Les forces et les moments provenant de l'interaction pneu-route sont calculés en intégrant les forces nodales dans la base élastique de la bande. FTire utilise un solveur implicite de haute précision, qui peut coopérer avec un logiciel MBS comme ADAMS. Cela permet d'étudier les simulations à haute fréquence telles que le freinage ABS et les perturbations de la route extrêmement irrégulières. Pour la modélisation du sol, les routes à grille régulière (RGR) disponibles sont améliorées par une simple technique de mise en place simple, qui tient compte de la relation entre la pression et de l'enfoncement :

$$F_d(\dot{z}) + k(z_0 - z) + p_{cont} = 0 \quad (2.84)$$

Où ; F_d est le terme d'amortissement non linéaire, k est la rigidité du sol, z_0 est la hauteur de la surface non déformée, z est la hauteur de la surface déformée et p_{cont} est la pression de contact locale. Il convient de noter qu'une grande valeur de pente est considérée pour la partie positive du terme d'amortissement en fonction du taux de pénétration, qui garantit une compaction persistante du sol, comme le montre la Figure 2.18.

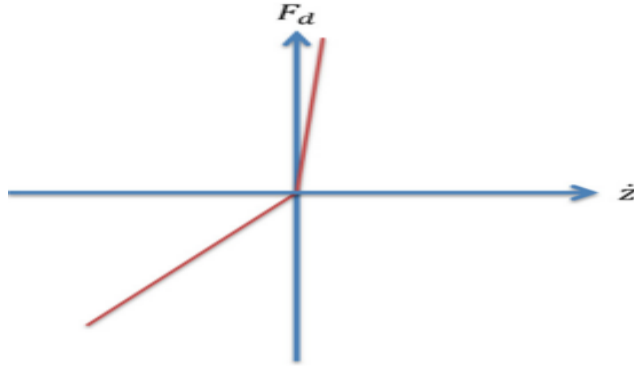


FIGURE 2.18 – Caractéristique d’amortissement non linéaire dans le modèle du sol mou

La modélisation de l’interaction d’un robot mobile avec le terrain, est un élément clé de l’évaluation de ces performances. Dans cette partie, pour évaluer les performances du véhicule dans un environnement de simulation, des études de recherche ont été menées pour capturer la physique dans un cadre mathématique. Les performances du véhicule peuvent être directement corrélées aux forces et aux moments entre le pneu et le sol, et indirectement liées aux variations du terrain telles que l’enfoncement. Les changements dans les propriétés du terrain peuvent être négligés dans le cas d’un terrain non déformable. Pour ce type de terrain, les chercheurs ont développé plusieurs modèles de haute-fidélité qui peuvent capturer les propriétés du pneu comme indiqué ci-dessus. De plus, de nombreux modèles commerciaux des pneus ont été développés pour être intégrés dans des programmes de simulation de véhicules.

2.3.2 Le modèle du contact roue sol utilisé

Notre objectif est d’établir un modèle décrivant le comportement longitudinal et latéral de la roue qui tient en compte l’effet du glissement et de la dynamique des contacts pneus sol.

Notation

On note :

$$\left\| \begin{array}{ll} T_{xch_i}^2 = F_x & M_{xch_i}^2 = M_x + RF_y \\ T_{ych_i}^2 = F_y & M_{ych_i}^2 = M_y - RF_x \\ N_i^2 = F_z & M_{ni}^2 = M_z \end{array} \right\|$$

Avec :

F_x, F_y, F_z, M_x, M_y et M_z Sont définis par la suite dans la théorie de Bekker.

Hypothèse de modélisation

Pour simplifier le modèle, les hypothèses simplificatrices citées ci-après sont adoptées :

- La roue est rigide et assimilée à un cylindre lisse parfait ;
- Le contact ponctuel est situé sur le plan de la trajectoire ;
- Le sol est déformé plastiquement ;
- L’enfoncement est supposé négligé par rapport au rayon de la roue ;
- Le contact ponctuel est situé sur le plan de la trajectoire ;
- Les roues restent en contact avec la chaussée ;
- La variation du rayon de la roue est négligée ;

- En pratique, les angles de roulis et de tangage, ainsi que les angles des pneus sont faibles, nous faisons l'hypothèse de petits angles.

Notion de base

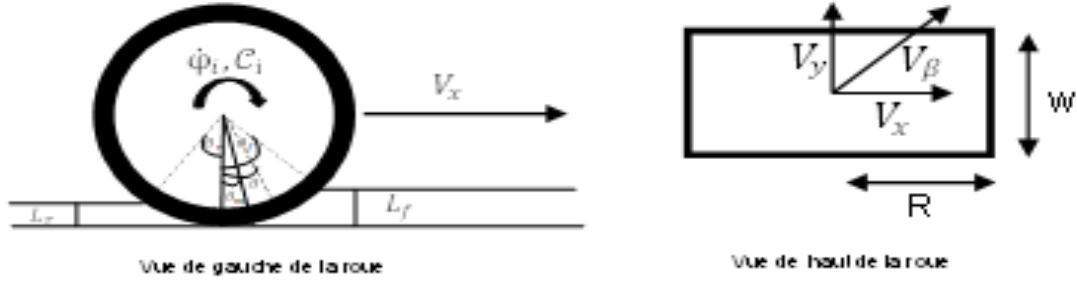


FIGURE 2.19 – La modélisation géométrique adoptée pour le contact roue-sol

Dans le cas où le robot qui se déplace sur une trajectoire :

La roue ne peut pas produire de poussée que si $\dot{\varphi}_i = \frac{V_x}{R}$

Ce phénomène est dit taux de patinage des roues, symbolisés par s tel que :

$$s = \begin{cases} \frac{R\dot{\varphi}_i - V_x}{R\dot{\varphi}_i} & \text{Pendant l'accélération} \\ \frac{R\dot{\varphi}_i - V_x}{V_x} & \text{Pendant le freinage} \end{cases} \quad (2.85)$$

Comme dans un virage, le véhicule a une vitesse latérale est entraîné par rapport un angle appelée angle de patinage, qui est défini par l'expression ci-dessus :

$$\beta = \text{atan}\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \quad (2.86)$$

Le déplacement de la roue engendre le développement de la contrainte normale et de cisaillement le long de l'interface roue-sol de θ_f à θ_r (Figure 2.20). C'est pour cela que Bekker vient pour caractériser les types de sol, et mesurer les propriétés du terrain en utilisant la technique de bévamètre (voir la partie suivante). Cette dernière permet de faire des essais de pénétration (contrainte normale de déplacement) et essais de cisaillement (contrainte de cisaillement de déplacement).

Grâce à des essais expérimentaux, et à la technique du bévamètre, les chercheurs ont mis au point des fonctions pour décrire la distribution des contraintes le long de l'interface roue-sol.

Wong et Reece [110], ont mis au point une forme de la pression normale à l'interface roue-sol à l'aide des résultats des essais de pénétration des plaques :

$$\sigma(\varphi_i) = \left(\frac{k_c}{w} + k_\theta \right) z^n(\varphi_i) \quad (2.87)$$

Dans lequel ;

$$z(\varphi_i) = \begin{cases} R(\cos(\varphi_i) - \cos(\theta_f)) & \text{si } \theta_m < \varphi_i < \theta_f \\ R(\cos(\theta_e) - \cos(\theta_f)) & \text{si } \theta_r < \varphi_i < \theta_m \end{cases}$$

$$\theta_e = \theta_f - (\varphi_i - \theta_r)(\theta_f - \theta_m) / (\theta_m - \theta_r)$$

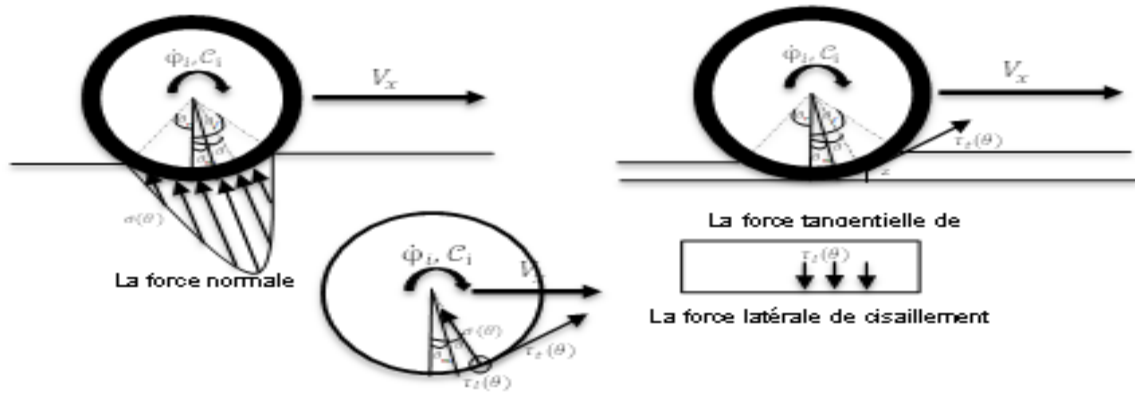


FIGURE 2.20 – La modélisation géométrique des contraintes de contact roue-sol en mouvement

Avec :

φ_i est l'angle de rotation de la roue

b la largeur de la roue

k_c , k_θ et n sont respectivement le module de cohésion, module de frottement et exposant d'enfoncement (bévamètre)

$z(\varphi_i)$ est l'enfoncement du sol le long de l'interface roue-sol

θ_f est l'angle d'entrée auquel la roue commence à toucher le sol

θ_r est l'angle de sortie auquel la roue perd contact avec le sol, qui est défini par :

$$\theta_r = (b_0 + b_1 s) \theta_f$$

θ_m est l'angle de contrainte maximal, qui est défini par :

$$\theta_m = (a_0 + a_1 s) \theta_f$$

Avec :

a_0, a_1, b_0 et b_1 Sont des constantes du sol.

Le taux de cisaillement latéral est défini par :

$$V_{JL}(\varphi_i) = V_y \quad (2.88)$$

Le taux de cisaillement tangentiel est défini par :

$$V_{Jt}(\theta) = R\dot{\varphi}_i - V_x \cos(\varphi_i) \quad (2.89)$$

La vitesse de compression est défini par :

$$V_{Jn}(\varphi_i) = V_x \sin(\varphi_i) \quad (2.90)$$

La déformation de cisaillement du sol peut être défini comme :

$$j_k(\varphi_i) = \int_{\theta}^{\theta_f} V_{Jk}(\varphi_i) \frac{1}{\dot{\varphi}_i} d\varphi_i \quad \text{Avec } k = t, L \quad (2.91)$$

D'où :

$$j_t(\varphi_i) = R((\theta_f - \varphi_i) - (1 - s)(\sin(\theta_f) - \sin(\varphi_i))) \quad (2.92)$$

Et :

$$j_L(\varphi_i) = R(1 - s)(\theta_f - \varphi_i) \tan(\beta) \quad (2.93)$$

Dans le cas d'un sol plastique, Janosi, Hanamoto et Bekker ont développés une loi de comportement expérimentale qui détermine La contrainte en cisaillement :

$$\tau_k(\varphi_i) = \tau_{max}\tau_{base1} \quad \text{Avec } k = t, L \quad (2.94)$$

Dans lequel ;

$$\tau_{max} = C + \sigma(\varphi_i) \tan(\emptyset)$$

$$\tau_{base1} = 1 - \exp\left(\frac{j_k}{K}\right) \quad \text{Avec } k = t, L$$

Avec :

C : La cohésion du sol

$\emptyset$: Angle de frottement interne du sol

K : Paramètre de déformation en cisaillement (mesure l'amplitude de déplacement en cisaillement nécessaire pour le développement de la contrainte de cisaillement maximal).

Ces valeurs sont données dans le tableau suivant :

TABLE 2.4 – Les valeurs du module de cisaillement K(cm)

Type de sol	K (cm)
Loam sablonneux	2. 5 - 2.54
Neige	4
Argile	0.6 - 2.54
Sable	1 -2.5

En linéarisant, L_f et L_r sont petite devant R. On trouve :

La contrainte normale est définit par :

$$\sigma(\varphi_i) = \begin{cases} \sigma_m \frac{\theta_f - \varphi_i}{\theta_f - \theta_m} & \text{si } \theta_m < \varphi_i < \theta_f \\ \sigma_m \frac{\varphi_i - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} & \text{si } \theta_r < \varphi_i < \theta_m \end{cases} \quad (2.95)$$

Avec :

$$\sigma_m = \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n (\cos(\theta_m) - \cos(\theta_f))^n$$

Et la contrainte de cisaillement est définit par :

$$\tau_k(\varphi_i) = \begin{cases} \tau_{m,k} \frac{\theta_f - \varphi_i}{\theta_f - \theta_m} & \text{si } \theta_m < \varphi_i < \theta_f \\ \tau_{m,k} \frac{\varphi_i - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} & \text{si } \theta_r < \varphi_i < \theta_m \end{cases} \quad (2.96)$$

Avec :

$$\tau_{m,k} = (C + \sigma_m \tan(\emptyset)) \left(1 - \exp\left(\frac{j_k(\theta_m)}{K}\right) \right) \quad \text{Avec } k = t, L$$

Élaboration des forces

La réaction entre le pneumatique et la chaussée est décrite par trois forces et trois moments, comme modélisé par le schéma défini ci-dessous :

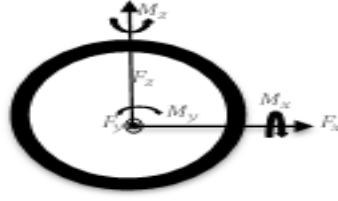


FIGURE 2.21 – Modélisation des efforts de contact roue-sol

Force de traction nette (Drawbar pull) F_x : Cette force correspond à l'effort de poussée générant le mouvement de la roue, qui est égale à la différence entre la force de traction et la résultante des résistances de la roue. En utilisant l'effort normal $\sigma(\varphi_i)$ et l'effort de cisaillement $\tau_t(\varphi_i)$, la force de traction nette (Drawbar pull) qui agit dans la direction du sol vers la roue est calculée par l'intégration de l'angle d'entrée θ_f jusqu'à l'angle de sortie θ_r , et elle est donnée par :

$$F_x = Rw \int_{\theta_r}^{\theta_f} (-\sigma(\varphi_i) \sin(\varphi_i) + \tau_t(\varphi_i) \cos(\varphi_i)) d\varphi_i \quad (2.97)$$

La force latérale F_y : les auteurs ont modélisé la force qui agit le long de la direction latérale de la roue lorsque le véhicule fait une manœuvre de direction ; comme suit :

$$F_y = F_{sy} + F_{by} \quad (2.98)$$

Ou :

F_{sy} est la force produite par $\tau_L(\varphi_i)$ sous la roue, est définit par :

$$F_{sy} = Rw \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau_L(\varphi_i) d\varphi_i \quad (2.99)$$

F_{by} Est la résistance de bulldozing qui est développé lorsqu'une masse du sol considérable est déplacée par la roue. Ce type de résistance est courant lorsque la roue comprime les couches de surfaces du sol et pousse le sol comprimé devant et derrière le pneu. Le phénomène du bulldozing est apparu dans le cas d'une roue large (largeur de roue supérieure 34 cm environs), traversant des sols très meubles. Ce phénomène est estimé pour éviter de causer une augmentation importante dans la résistance au mouvement globale pour des valeurs d'enfoncement supérieures à 6% du diamètre de la roue. Cette force est définit par :

$$F_{by} = \int_{\theta_r}^{\theta_f} dF_b(\varphi_i) d\varphi_i \quad (2.100)$$

La force verticale F_z : est obtenue par la même méthode que celle de la force longitudinale F_x . La condition nécessaire pour cette force est qu'elle doit être égale à la charge normale sur la roue. elle est donnée par l'équation suivante :

$$F_z = Rw \int_{\theta_r}^{\theta_f} (\sigma(\varphi_i) \cos(\varphi_i) + \tau_t(\varphi_i) \sin(\varphi_i)) d\varphi_i \quad (2.101)$$

Le moment de renversement M_x : est présent quand la réaction du sol sur le pneumatique F_{zr} (orienté vers le haut) n'est pas alignée avec la charge verticale F_z (orienté vers le bas), elle est donnée par l'équation suivante :

$$M_x = -R^2w \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau_L(\varphi_i) \cos(\varphi_i) d\varphi_i \quad (2.102)$$

Le moment de résistance au roulement M_y : est la résistance au mouvement d'avancement d'un pneumatique en roulement libre avec un glissement longitudinal presque nul. La résistance au roulement est présente dès que les pneumatiques commencent à rouler vers l'avant. Ce moment est défini par :

$$M_y = R^2 w \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau_t(\varphi_i) d\varphi_i \quad (2.103)$$

Le moment d'auto-alignement M_z : tend à faire tourner le pneumatique autour de son axe z et aligner l'axe x avec la direction du vecteur de vitesse de la roue. Ce moment tend toujours à réduire l'angle de dérive α . Il est dû au déplacement de la force latérale derrière le centre de la zone de contact, Elle est donnée par l'équation suivante :

$$M_z = -R^2 w \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau_L(\varphi_i) \sin(\varphi_i) d\varphi_i \quad (2.104)$$

Prenant la condition L_f et L_r sont $\ll$ devant R. Et en linéarisant, on trouve les équations suivantes :

$$F_x = R w \tau_{m,t} \left(\frac{\cos(\theta_m) - \cos(\theta_r)}{\theta_m - \theta_r} + \frac{\cos(\theta_m) - \cos(\theta_f)}{\theta_f - \theta_m} \right) - R w \sigma_m \left(\frac{\sin(\theta_m) - \sin(\theta_r)}{\theta_m - \theta_r} + \frac{\sin(\theta_m) - \sin(\theta_f)}{\theta_f - \theta_m} \right) \quad (2.105)$$

$$F_y = R w \tau_{m,L} \frac{\theta_f - \theta_r}{2} + 2k_p C \left(\frac{\theta_f - \theta_r}{2} + \frac{\sin(2\theta_f) - \sin(2\theta_r)}{4} + \sin(\theta_r) - \sin(\theta_f) \right) + \frac{1}{2} \rho g k_p R^3 \left(\theta_f - \theta_r + \frac{\sin(2\theta_f) - \sin(2\theta_r)}{2} + \frac{\sin(3\theta_f) - \sin(3\theta_r)}{12} + \frac{7}{4} (\sin(\theta_f) - \sin(\theta_r)) \right) \quad (2.106)$$

$$F_z = R w \sigma_m \left(\frac{\cos(\theta_m) - \cos(\theta_r)}{\theta_m - \theta_r} + \frac{\cos(\theta_m) - \cos(\theta_f)}{\theta_f - \theta_m} \right) + R w \tau_{m,t} \left(\frac{\sin(\theta_m) - \sin(\theta_r)}{\theta_m - \theta_r} + \frac{\sin(\theta_m) - \sin(\theta_f)}{\theta_f - \theta_m} \right) \quad (2.107)$$

$$M_x = -R^2 w \tau_{m,L} \left(\frac{\cos(\theta_m) - \cos(\theta_r)}{\theta_m - \theta_r} + \frac{\cos(\theta_m) - \cos(\theta_f)}{\theta_f - \theta_m} \right) \quad (2.108)$$

$$M_y = R^2 w \tau_{m,t} \frac{\theta_f - \theta_r}{2} \quad (2.109)$$

$$M_z = -R^2 w \tau_{m,L} \left(\frac{\sin(\theta_m) - \sin(\theta_r)}{\theta_m - \theta_r} + \frac{\sin(\theta_m) - \sin(\theta_f)}{\theta_f - \theta_m} \right) \quad (2.110)$$

Simplification des forces

Pour simplifier le modèle, on prend : $\theta_r = -\theta_f$ et $\theta_m = 0$
On a donc :

$$F_z = 2R w \sigma_m \left(\frac{1 - \cos(\theta_f)}{\theta_f} \right) \approx R w \sigma_m \theta_f \quad (2.111)$$

Avec :

$$\sigma_m = \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n (1 - \cos(\theta_f))^n \approx \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n$$

C'est l'expression d'un ressort non linéaire car il est de la forme $F_z = K_0 z^n$

Avec :

$$z = R^{(1+\frac{1}{n})} \theta_f^{(2+\frac{1}{n})} \quad Et \quad K_0 = w \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right)$$

Ce modèle n'est pas valable en régime transitoire.

Pour s'approcher du modèle réel, Crahn [111] a développé un modèle qui tient en compte la vitesse d'enfoncement des particules dans un sol granulaire après plusieurs mesures de pénétration.

On a alors :

$$\sigma(\varphi_i) = \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) z^n(\varphi_i) K_q \dot{z}^q(\varphi_i) \quad (2.112)$$

Donc on a ajouté le terme $\dot{z}^q(\varphi_i)$ avec q un nouveau paramètre caractérisant le sol que l'on appelle exposant de vitesse de pénétration du sol. K_q est un coefficient positive, dont les valeurs sont donnés dans le Tableau 2.5 :

TABLE 2.5 – Exposant de vitesse de pénétration du sol

Type de sol	q	K_q
Sol compact	0.30	2.86
Sable mou	0.30	2.86
Loam sablonneux	0.12	1

Or le problème se pose lorsque $\dot{z} = 0$

D'où :

$$\sigma(\varphi_i) = \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) z^n(\varphi_i) (1 + K_q \dot{z}^q(\varphi_i)) \quad (2.113)$$

Avec ce modèle, lorsque la roue est en rotation, sans composante normale de la vitesse du moyeu. On a :

$$\dot{z}(\varphi_i) = R\dot{\varphi}_i \sin(\varphi_i) \approx R\dot{\varphi}_i \varphi_i \quad (2.114)$$

D'où :

$$\sigma(\varphi_i) = \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) z^n(\varphi_i) (1 + K_q (R\dot{\varphi}_i \varphi_i)^q) \quad (2.115)$$

$$\sigma_m = \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n (1 + K_q (R\dot{\varphi}_i \theta_f)^q) \quad (2.116)$$

Donc la force normal est donnée dans l'expression suivante :

$$F_z \approx R w \theta_f \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n (1 + K_q (R\dot{\varphi}_i \theta_f)^q) \quad (2.117)$$

La force latéral est donnée par :

$$F_y \approx R w \tau_{m,L} \theta_f \quad (2.118)$$

Avec :

$$\tau_{m,L} = C + \left(\left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n (1 + K_q (R\dot{\varphi}_i \theta_f)^q) \tan(\emptyset) \right) (1 - \exp\left(-\frac{R(1-s)\theta_f \tan(\beta)}{K}\right))$$

La traction nette est donnée par :

$$F_x = 2 R w \tau_{m,t} \left(\frac{1 - \cos(\theta_f)}{\theta_f} \right) \approx R w \tau_{m,t} \theta_f \quad (2.119)$$

Avec :

$$\tau_{m,t} = \left(C + \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n (1 + K_q (R \dot{\varphi}_i \theta_f)^q) \tan(\emptyset) \right) \left(1 - \exp \left(-\frac{R \theta_f s}{K} \right) \right)$$

Le moment de renversement est donnée par :

$$M_x = -2R^2 w \tau_{m,L} \left(\frac{1 - \cos(\theta_f)}{\theta_f} \right) \approx -R^2 w \tau_{m,L} \theta_f \quad (2.120)$$

Avec :

$$\tau_{m,L} = \left(C + \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n (1 + K_q (R \dot{\varphi}_i \theta_f)^q) \tan(\emptyset) \right) \left(1 - \exp \left(-\frac{R(1-s)\theta_f \tan(\beta)}{K} \right) \right)$$

Le moment de résistance au roulement est donnée par :

$$M_y \approx R^2 w \tau_{m,t} \theta_f \quad (2.121)$$

Avec :

$$\tau_{m,t} = \left(C + \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n (1 + K_q (R \dot{\varphi}_i \theta_f)^q) \tan(\emptyset) \right) \left(1 - \exp \left(-\frac{R \theta_f s}{K} \right) \right)$$

Le moment d'auto-alignement est donnée par :

$$M_z \approx 0 \quad (2.122)$$

Validation du modèle

L'utilisation de ce modèle respecte l'algorithme comme abordé ci-dessous :

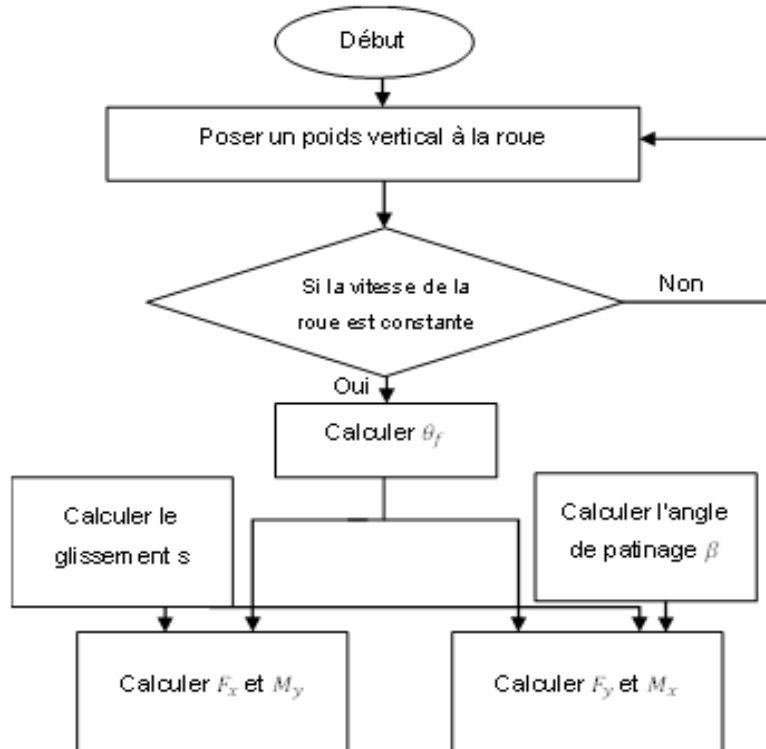


FIGURE 2.22 – Algorithme de calcul des forces et des moments suivant la loi de Bekker étendu

La procédure de simulation numérique permet d'obtenir les forces et les moments, en introduisant la charge normale W de la roue, le rapport de glissement s et l'angle de glissement β . Cette Charge nous permet de calculer l'angle d'entrée auquel la roue commence à toucher le sol θ_f à partir de la relation d'équilibre entre W et F_z (équation 2.117), pour enfin, déterminer la force de traction F_x et la force latérale F_y en utilisant les équations 2.118 et 2.119.

Pour valider le modèle de contact roue-sol, on utilise les données expérimentales préalablement recueillis par Yoshida et Ishigami dans [1]. Cette expérience a été menée sur un banc d'essai à roue unique (Roue d'un véhicule lunaire) (Figure 2.23). Les paramètres caractéristiques du modèle sont définits dans le tableau ci-dessous :

TABLE 2.6 – Paramètres de de la roue du véhicule lunaire utilisé ainsi que les paramètres du sol utilisés pendant l'expérimentation

Paramètres	Valeur
C (KPa)	0.8
$\emptyset$ (deg)	37.2
k_c (N/m ⁿ⁺¹)	1.37×10^3
$k_\emptyset$ (N/m ⁿ⁺²)	81.4×10^4
n	1
K (m)	0.1
R (m)	0.09
w (m)	0.1
K_q	0
β (deg)	25

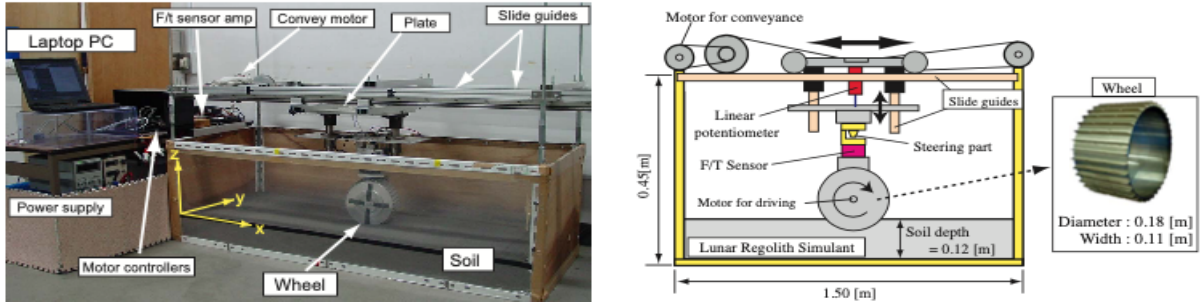


FIGURE 2.23 – Le banc d'essai Yoshida and Ishigami [1]

La variation moyenne de la force longitudinale et latérale en fonction de la variation du glissement obtenue expérimentalement après avoir collecté une centaine de mesures de la force à un taux de glissement donné, sont représentées en coordination avec les résultats de notre modèle comme abordé dans les figures 2.24 et 2.25.

La Figure 2.24 montre que l'effort de traction augmente avec le taux de glissement. Ce comportement s'explique par le fait que la déformation du sol (contrainte de cisaillement) dans la direction longitudinale de la roue augmente avec le rapport de glissement ; il en résulte une grande déformation du sol qui, à son tour, génère une grande traction sur la barre de traction. Aussi, les différences entre les valeurs expérimentales et théoriques sont relativement faibles dans la gamme des taux de glissement supérieurs à 0.4 ; cependant, des différences relativement plus importantes sont observées pour des taux de glissement plus petit.

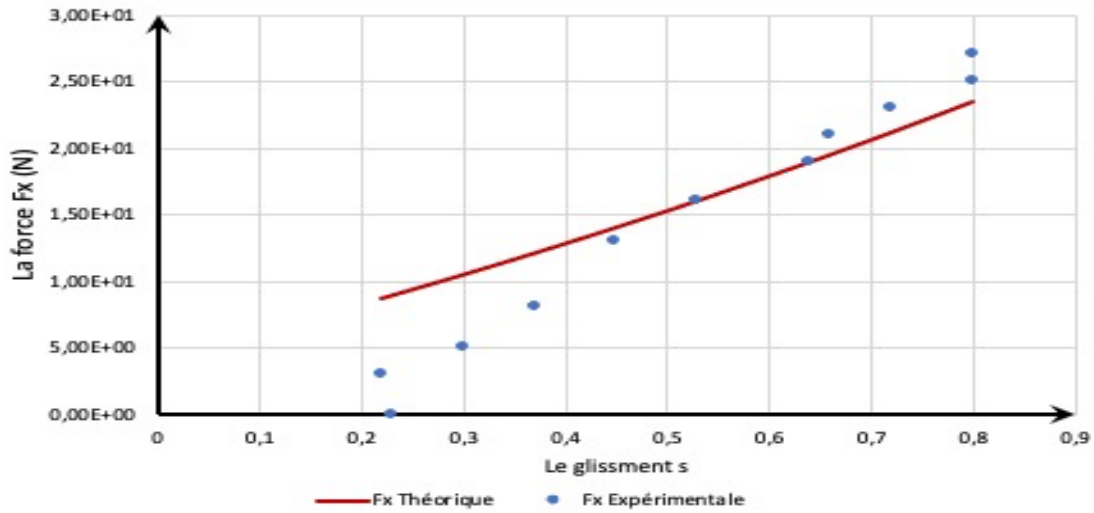


FIGURE 2.24 – La force de traction en fonction du glissement

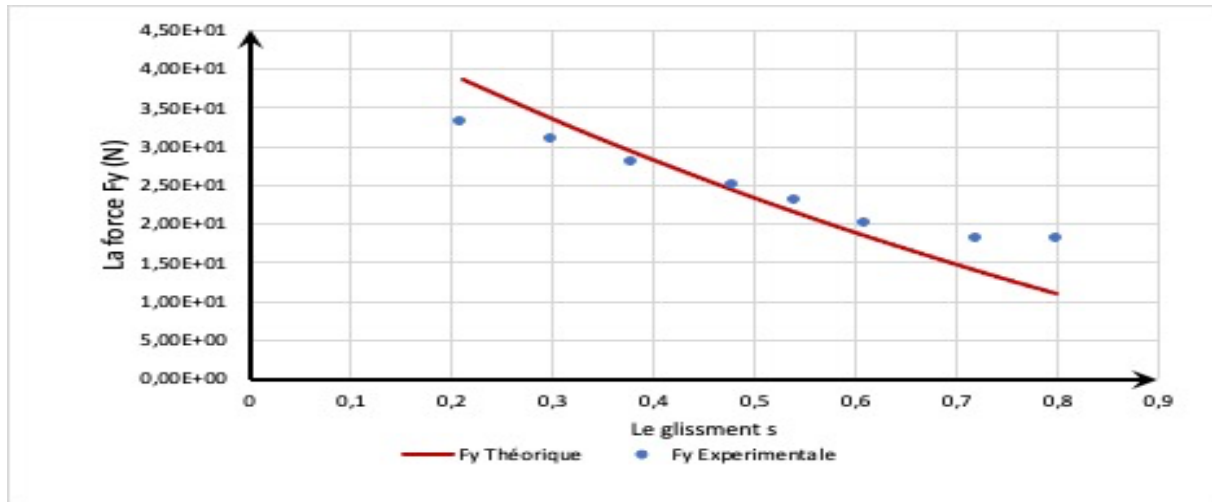


FIGURE 2.25 – La force latérale en fonction du glissement

La Figure 2.25 montre que la force latérale diminue avec le taux de glissement. En outre, on observe que la force latérale dont la valeur maximale est $s = 0$; cela est dû au fait que la vitesse latérale est proportionnellement inversée à la vitesse longitudinale. Les courbes théoriques présentent une différence relativement faible. Donc on peut déduire que la théorie concorde bien avec les résultats expérimentaux.

Ces résultats confirment que le modèle de contact roue-sol proposé dans cette partie est capable de représenter le comportement du mouvement de la roue et les forces de contact/traction avec une précision appropriée.

2.4 Estimation des paramètres du sol

La navigation dans un sol déformable est liée à la détermination de la résistance à la traction et au mouvement via la résistance du sol. Cette étude porte sur une question très importante liée à la navigation dans un terrain accidenté. Ainsi, il inclut la détermination des paramètres du sol basée sur des méthodes empiriques et analytiques en utilisant l'outil Bevamètre. Cependant, ce dernier est difficile à obtenir dans un environnement ouvert. Par conséquent, nous déterminerons les paramètres bévamétrique du sol, en uti-

lisant l'outil pénétromètre à cône. La spécification de ce travail réside dans l'utilisation d'une seule équation qui inclut tous ces paramètres, contrairement aux équations trouvées dans la littérature permettant de trouver des paramètres de pénétration en utilisant une équation, et ensuite, trouver des paramètres de résistance au cisaillement en utilisant une autre équation. Par conséquent, cette section du chapitre est organisée comme suit. Nous commençons par présenter les méthodes classiques utilisant l'instrument Bévamètre et l'outil pénétromètre à cône. Après on aborde une nouvelle relation qui regroupe tous les paramètres bévamétriques et l'indice de cône, cette relation sera comparée à la méthode trouvée dans la littérature. Et finalement, on applique cette relation à un sol agricole dans une serre didactique de fraises afin de trouver tous les paramètres du sol.

2.4.1 État de l'art des méthodes pour identifier les paramètres du sol

La méthode classique utilisant l'outil bévamètre

Le Bevamètre est un appareil destiné à mesurer les propriétés du sol établies dans l'équation de Bekker [108]. Cet instrument produit l'enfoncement du véhicule lors de son déplacement sur une surface déformable, et la modification de l'adhérence de la surface du pneu. Ce test a deux modalités, l'une spécifique à la résistance à la pénétration via la pénétration de la plaque du bévamètre, et l'autre est spécifique à la résistance au cisaillement via l'anneau de cisaillement du bévamètre. Ces essais sont détaillés comme suit.

Test de pénétration Ce test permet de prédire la capacité de charge du sol en utilisant au moins deux plaques de déformation de tailles différentes, généralement trois plaques rectangulaires ou circulaires de largeur ou de diamètre respectivement (b_1, b_2, b_3) comme le montre la Figure 2.26(a). La charge normale appliquée aux plaques est mesurée à l'aide d'une cellule de charge de type Lebow 3132 à jauge de contrainte d'une capacité nominale de 13.34 KN. L'enfoncement de la plaque est mesuré à l'aide d'un potentiomètre calibré en utilisant la surface du terrain comme référence. Soit le coefficient K défini par Bekker comme la pression mesurée dans la plaque à une profondeur de pénétration de 2.54 cm. K a des valeurs différentes pour chaque taille de plaque, et est considéré comme une fonction de K_c , K_θ et b_i comme indiqué dans l'équation 2.123.

$$K = \frac{K_c}{b_i} + K_\theta \quad / i = 1 \text{ ou } 2 \text{ ou } 3 \quad (2.123)$$

Cette équation fournit les valeurs de K_c , K_θ en utilisant deux mesures de la pression de la plaque du bevamètre. Cela conduit à un système de deux équations et deux inconnues. L'exposant d'enfoncement n , est la tangente de l'angle de pente de l'équation entre l'enfoncement et la pression obtenue pendant l'essai.

Test de cisaillement Ce test permet de prédire la résistance de la surface de cisaillement grâce à l'utilisation d'un anneau de cisaillement ou d'une plaque de cisaillement annulaire, comme le montre la Figure 2.26(b). L'anneau est placé sur le sol avec une charge normale appliquée et tourné à une vitesse constante. Soit les dimensions suivantes : un diamètre extérieur de 34.29 cm et un diamètre intérieur de 26.67 cm. Le couple appliqué à l'anneau de cisaillement est d'environ 225.96 Nm. Les valeurs de C et θ sont trouvées graphiquement et algébriquement en résolvant des équations simultanées utilisant l'équation de Mohr Coulomb présentée comme suit [112].

$$\tau = C + \sigma \tan(\theta) \quad (2.124)$$

Où :

τ est la résistance au cisaillement, lb/in² (Pa),

C est la cohésion, lb/in² (Pa),

σ est la charge normale, lb/in² (Pa),

$\emptyset$ est l'angle de friction interne, en degrés.

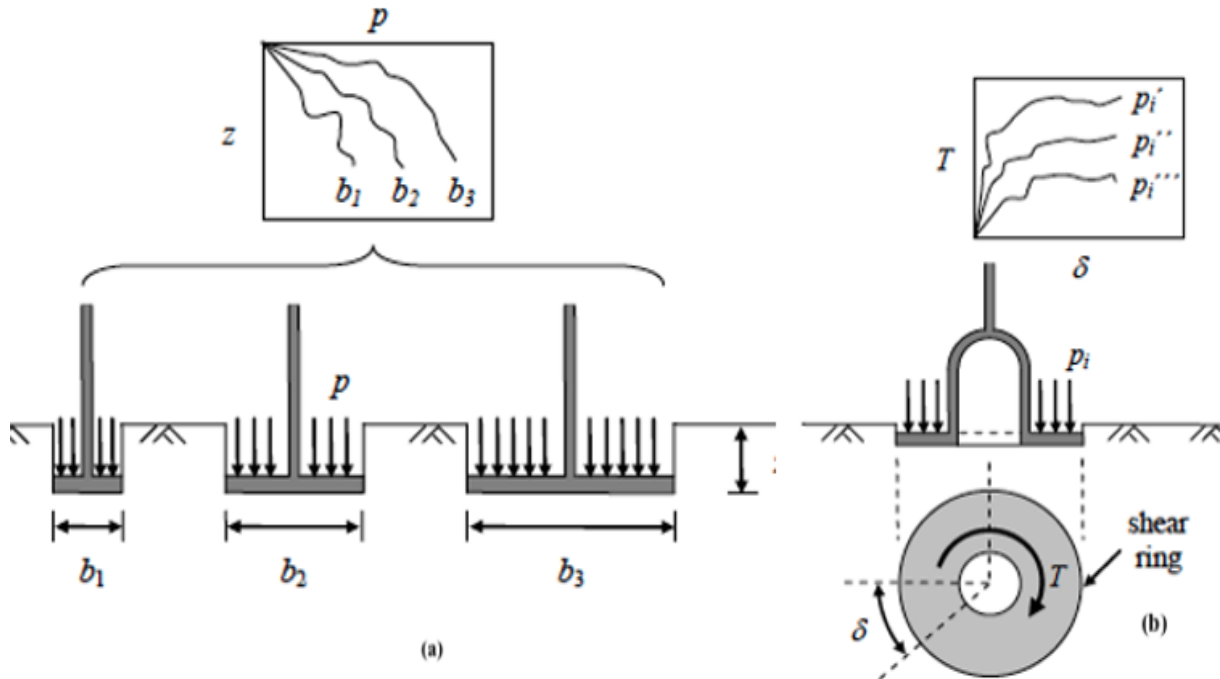


FIGURE 2.26 – L'outil bévamètre

La méthode utilisant le pénétromètre à cône

Cette technique (pénétromètre à cône) a été développée pendant la seconde guerre mondiale par la WES (Waterways Experiment Station) de l'armée américaine pour obtenir des informations fiables et rapides sur la praticabilité des sols rencontrés. Dans cet essai, on obtient une mesure appelée indice de cône qui sera utilisé pour évaluer les performances. Cet indice représente la force de pénétration du cône dans le sol et comprend des données sur les caractéristiques de cisaillement et de compression des sols sableux ou argileux. Bien que cet essai soit relativement simple, il a été revu par Turnage dans [113], le test unique du pénétromètre a été remplacé par une série d'essais en laboratoire. Pourtant, de nombreuses études continuent à considérer cet indice de cône [114]. Wong dans [114], définit le pénétromètre comme un instrument composé d'un arbre en acier monté avec une pointe conique pour contrôler la force et la position du cône comme le montre la Figure 2.27, le cône est pressé à travers le sol à une vitesse constante, dont la résistance à la pénétration est observée. Les anciens modèles étaient mécaniques, et la résistance à la pénétration était lue à des profondeurs spécifiques. Actuellement, les pénétromètres à enregistrement automatique sont couramment utilisés. La résistance à la pénétration est exprimée en KPa. Le paramètre identifié à l'aide de cet instrument est appelé indice de cône I_c , qui est égal au rapport entre la force F nécessaire pour enfoncer le cône et la surface de base S comme le montre la Figure 2.27. La variation est généralement comprise entre 0-300 KN/cm².

On peut distinguer deux types de paramètres, le premier est lié à la résistance à la pénétration du sol comme K_c , $K_\emptyset$ et n . Le second est la résistance au cisaillement

comme C et ϕ . Ces paramètres sont généralement mesurés par le bévamètre, qui est un instrument utilisé pour mesurer les paramètres de performance de la mobilité des véhicules. Cependant, cette méthode reste difficile à mettre en œuvre en raison de la non disponibilité du bévamètre, c'est pourquoi certains auteurs ont développé des équations permettant d'estimer les paramètres bévamétriques dans le sol à l'aide d'un outil appelé pénétromètre à cône via une mesure appelée indice de cône.

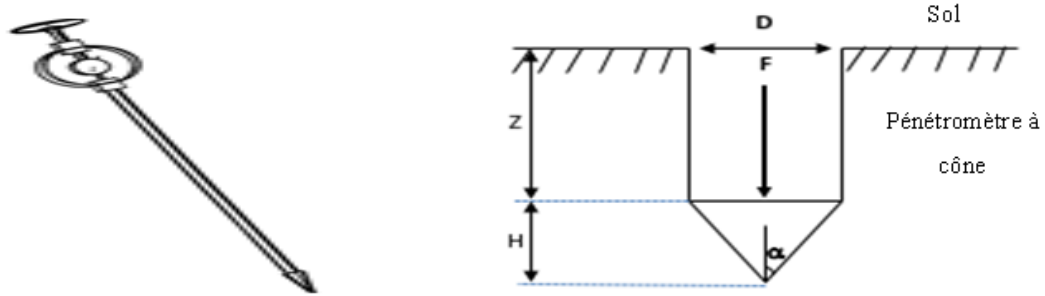


FIGURE 2.27 – Pénétromètre à cône

Dans ce contexte, Janosi [115], Rohani et Baladi [116] ont développé une relation qui permet de trouver les paramètres bévamétriques décrits comme suit.

Paramètre de résistance à la pénétration Ces paramètres sont K_c , K_θ et n qui sont déterminés à l'aide de l'équation qui relie les paramètres bévamétriques à l'indice de cône développé par Janosi dans [115] comme indiqué dans l'équation 2.125.

$$I_c = \pi \tan(\alpha) \left[\frac{K_c}{n+1} \left((Z+H)^{n+1} - (Z)^{n+1} \right) + 2 \tan(\alpha) K_\theta \left[\frac{(Z+H)^{n+2}}{(n+2)(n+1)} + \frac{(Z)^{n+2}}{(n+1)} - \frac{(Z+H) Z^{n+1}}{(n+1)} \right] \right] \quad (2.125)$$

Avec :

I_c est l'indice du cône, (Psi)

K_c est le module de cohésion, (lb/inⁿ⁺¹)

K_θ est le module de friction, (lb/inⁿ⁺²)

n est l'exposant de l'enfoncement

Z est la profondeur du sommet du cône par rapport à la surface, (inches)

H est la hauteur du cône, (inches)

α est l'angle vertical du cône, (degree)

Pour trouver les valeurs de K_c , K_θ et n , il est nécessaire d'identifier une relation entre deux de ces paramètres en fonction de l'indice de cône I_c en utilisant des données expérimentales obtenues à partir de l'expérimentation trouvée dans la littérature comme Waterways Experiment Station (WES) [117,118], et de déduire le troisième dans l'équation 2.125.

Paramètres de résistance au cisaillement Ces paramètres sont C et ϕ , qui sont déterminés en utilisant la méthode élaborée par Rohani et Baladi dans [116], qui ont comparé la quantité de force normale agissant sur le cône, à l'expansion d'une série de cavités sphériques, c'est-à-dire la pression interne nécessaire pour maintenir une expansion lente de ces cavités. C'est dans ce cadre que vient la théorie de Vesic dans [119], qui a résolu le problème de l'expansion des cavités pour des matériaux ayant à la fois la cohésion et la friction. Cette assimilation est nécessaire pour trouver l'équation reliant les paramètres de

cisaillement bévamétrique et l'indice de cône, comme le montre l'équation suivante tirée de [116] :

$$I_c = 6 G_a^m \left(\frac{1 + \sin(\phi)}{1 - \sin(\phi)} \right) \left(\frac{\tan(\alpha) + \tan(\phi)}{\tan(\alpha) \tan(\phi)} \right) A - C \tan(\phi) \quad (2.126)$$

Avec :

$$A = \frac{(C + (Z + H) \gamma \tan(\phi))^{3-m} - (C + (Z + H) \gamma \tan(\phi) + (2-m) H \gamma \tan(\phi)) (C + Z \gamma \tan(\phi))^{2-m}}{(2-m)(3-m)(H \gamma \tan(\phi))^2}$$

$$m = \frac{4 \sin(\phi)}{3(1 + \sin(\phi))}$$

Où :

ϕ est l'angle de friction interne, (degrés)

γ est la densité du sol, (lb/in³)

C est la cohésion, (lb/in² (Pa))

Rohani et baladi dans [116] propose l'expression du module de cisaillement G_a , qui varie en fonction de la profondeur Z comme le montre l'équation 2.127.

$$G_a^m = 0.5 \left(A + \frac{1 - B e^{\beta Z}}{1 + B e^{\beta Z}} \right) G \quad (2.127)$$

Avec :

$$G = \frac{1230 (2.97 - e)^2}{1 + e} (\sigma_0)^{0.5}$$

Les constantes A, B and β sont liées aux caractéristiques du cône utilisé dans le WES [117] (H=1.48 in, D=0.799 in et $2\alpha=30^\circ$), on trouve A=0.986, B=100 et $\beta=0.55 \text{ in}^{-1}$. On note σ_0 est la résistance ambiante, dont $\sigma_0 = 1 \text{ psi}$ (Pound-force/square inch).

Le taux de vide e est défini comme suit :

$$e = \frac{G_s \gamma_w}{\gamma_d} - 1 \quad (2.128)$$

$\gamma_w = 62.4 \text{ Lb/ft}^3$ est le poids volumique de l'eau, dans la plupart des sols $2.65 < G_s < 2.69$, on prend comme moyen $G_s = 2.67$. γ_d est le poids volumique des granulés durs, pour les sols secs $\gamma_d = \gamma$, alors l'équation 2.128 est simplifiée à l'équation 2.129 comme suit. :

$$e = \frac{166.6}{\gamma} - 1 \quad (2.129)$$

Par conséquent, on trouve :

$$G = \frac{1230 (3.97 - \frac{166.6}{\gamma})^2}{166.6} \gamma \quad (2.130)$$

Pour trouver les valeurs de C et ϕ , il faut déterminer une relation entre l'un de ces paramètres en fonction de l'indice de cône I_c et déduire le second de l'équation 2.126.

2.4.2 La méthode proposée pour identifier les paramètres du sol

La méthode proposée

Cette approche fournit tous les paramètres bévamétriques simultanément en utilisant un instrument appelé pénétromètre à cône [114]. Elle a le même concept que celle de

Janosi et Rohani [115, 116], mais la différence est que cette méthode nous donne tous les paramètres bévamétriques en même temps en utilisant une seule équation. Aussi l'estimation de ces paramètres est plus optimale que celle des autres méthodes élaborées dans la littérature [30, 120].

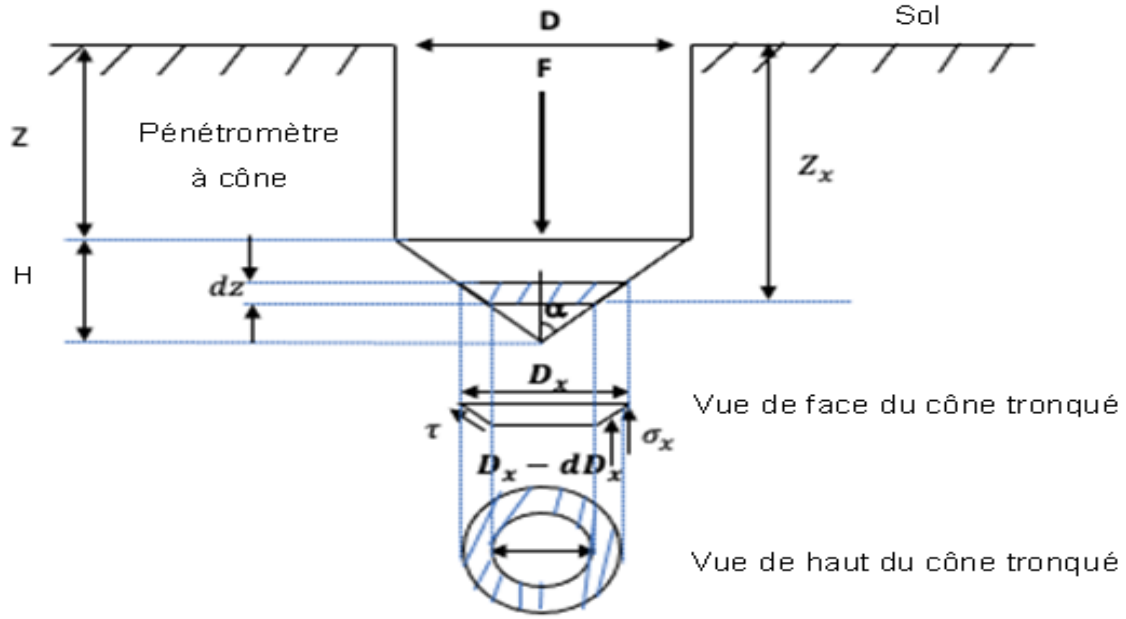


FIGURE 2.28 – Le pénétromètre à cône dans son équilibre

La Figure 2.28, montre un cône pénétrant un sol déformable. L'indice du cône est la valeur d'une pression qui dépend à la fois des caractéristiques de cisaillement et de compression du sol. Pour trouver F , il est nécessaire de considérer la stabilité de l'élément tronconique imprégné dans le sol. La force verticale F est divisée en deux types de force : l'une est relative à la compression du sol σ_x agissant sur l'élément tronconique de surface dS et l'autre à la résistance au cisaillement du sol τ agissant sur le même élément de surface dS . Dans ce cas, la force verticale appliquée au cône tronqué est définie comme indiqué dans l'équation 2.131.

$$dF = (\tau + \sigma_x \tan(\alpha)) dS \quad (2.131)$$

La pression de cisaillement τ est définie à l'aide de l'équation trouvée dans [108] telle que définie dans l'équation 2.132.

$$\tau = C + \sigma_x \tan(\emptyset) \quad (2.132)$$

A partir de l'équation 2.132, l'équation 2.131 devient :

$$dF = (C + \sigma_x (\tan(\alpha) + \tan(\emptyset))) dS \quad (2.133)$$

La pression σ_x est développée par le Laboratoire de Locomotion Terrestre qui a introduit les fonctions empiriques des relations de résistance-déformation dans les sols. Une de ces équations qui représente le profil charge-déformation est exprimée dans l'équation 2.134 définie par Bekker dans [108].

$$\sigma_x = \left(\frac{K_c}{D_x} + K_\emptyset \right) Z_x^n \quad (2.134)$$

La surface latérale du cône tronqué est définie par l'équation 2.135.

$$dS = \pi D_x dz \quad (2.135)$$

A partir de la Figure 2.28, on obtient l'équation 2.136.

$$D_x = \frac{D}{H}(Z+H-Z_x) \quad (2.136)$$

A partir des équations 2.134, 2.135, 2.136, l'équation 2.133 devient :

$$dF = \pi((\tan(\alpha) + \tan(\emptyset))(K_c + \frac{D}{H}(Z+H-Z_x)K_\emptyset)Z_x^n + C\frac{D}{H}(Z+H-Z_x))dz \quad (2.137)$$

La force globale F, est obtenue en intégrant l'équation 2.137 entre les bornes Z et (Z+H). On obtient ainsi l'équation 2.138.

$$F = \pi(\tan(\alpha) + \tan(\emptyset)) \int_Z^{Z+H} (K_c + \frac{D}{H}(Z+H-Z_x)K_\emptyset)Z_x^n dz + C\frac{D}{H}\pi \int_Z^{Z+H} (Z+H-Z_x)dz \quad (2.138)$$

Après intégration, nous obtenons l'équation 2.139.

$$F = \pi(\tan(\alpha) + \tan(\emptyset)) \left[\frac{K_c}{n+1} ((Z+H)^{n+1} - (Z)^{n+1}) + \frac{D}{H}K_\emptyset \left[\frac{((Z+H)^{n+2} - (Z)^{n+2} - H(n+2)Z^{n+1})}{(n+2)(n+1)} \right] \right] + \frac{\pi DH}{2}C \quad (2.139)$$

Par conséquent, nous obtenons l'équation 2.140.

$$I_c = \frac{4}{D^2}(\tan(\alpha) + \tan(\emptyset)) \left[\frac{K_c}{n+1} ((Z+H)^{n+1} - (Z)^{n+1}) + \frac{D}{H}K_\emptyset \left[\frac{((Z+H)^{n+2} - (Z)^{n+2} - H(n+2)Z^{n+1})}{(n+2)(n+1)} \right] \right] + \frac{2H}{D}C \quad (2.140)$$

De la figure 2.28, nous obtenons l'équation 2.141.

$$D = 2H\tan(\alpha) \quad (2.141)$$

Donc,

$$I_c = \frac{4}{D^2}(\tan(\alpha) + \tan(\emptyset)) \left[\frac{K_c}{n+1} ((Z+H)^{n+1} - (Z)^{n+1}) + 2\tan(\alpha)K_\emptyset \left[\frac{((Z+H)^{n+2} - (Z)^{n+2} - H(n+2)Z^{n+1})}{(n+2)(n+1)} \right] \right] + \frac{1}{\tan(\alpha)}C \quad (2.142)$$

Cette équation permet de trouver une relation entre tous les paramètres géométriques K_c , $K_\emptyset$, n , C et $\emptyset$ en fonction de l'indice de cône I_c .

Validation de la méthode

Pour valider l'équation géométrique trouvée, nous comparons l'équation de Janosi définie dans l'équation 2.125, par rapport à l'équation proposée définie dans l'équation 2.142, en utilisant les données expérimentales sur le sable obtenues de la station expérimentale de Watarways comme détaillé dans [117]. Le pénétromètre à cône utilisé pour obtenir les données expérimentales par la Watarways Experiment Station (WES) a les caractéristiques suivantes :

$$H = 0.0254 \text{ m}$$

$$\alpha = \frac{30}{2} = 15^\circ$$

En utilisant le Megapascal (MPa) comme unité de l'indice de cône I_c , l'équation de Janosi (l'équation 2.125) devient :

$$I_c = 0.001625 \left[\frac{K_c}{n+1} \left((Z+0,0254)^{n+1} - (Z)^{n+1} \right) + 0.517K_\emptyset \left[\frac{\left((Z+0,0254)^{n+2} \right)}{(n+2)(n+1)} + \frac{(Z)^{n+2}}{n+1} - \frac{(Z+0,0254) Z^{n+1}}{n+1} \right] \right] \quad (2.143)$$

Et l'équation proposée (équation 2.142) devient :

$$I_c = 20.408(0.26 + \tan(\emptyset)) \left[\frac{K_c}{n+1} \left((Z+0,0254)^{n+1} - (Z)^{n+1} \right) + 0.536K_\emptyset \left[\frac{\left((Z+0,0254)^{n+2} - (Z)^{n+2} - 0,0254(n+2) Z^{n+1} \right)}{(n+2)(n+1)} \right] \right] + 0.003732C \quad (2.144)$$

Ces deux équations, permettent de trouver une relation entre les paramètres bévamétriques et l'indice de cône.

Afin de trouver la relation entre les paramètres de pénétration, nous devons utiliser d'autres équations. Pour cela, on utilise les données expérimentales données par WES dans [117] pour un sol sableux à une profondeur moyenne de 0 à 0.1524 m, ces données sont tracées comme indiqué dans les figures suivantes.

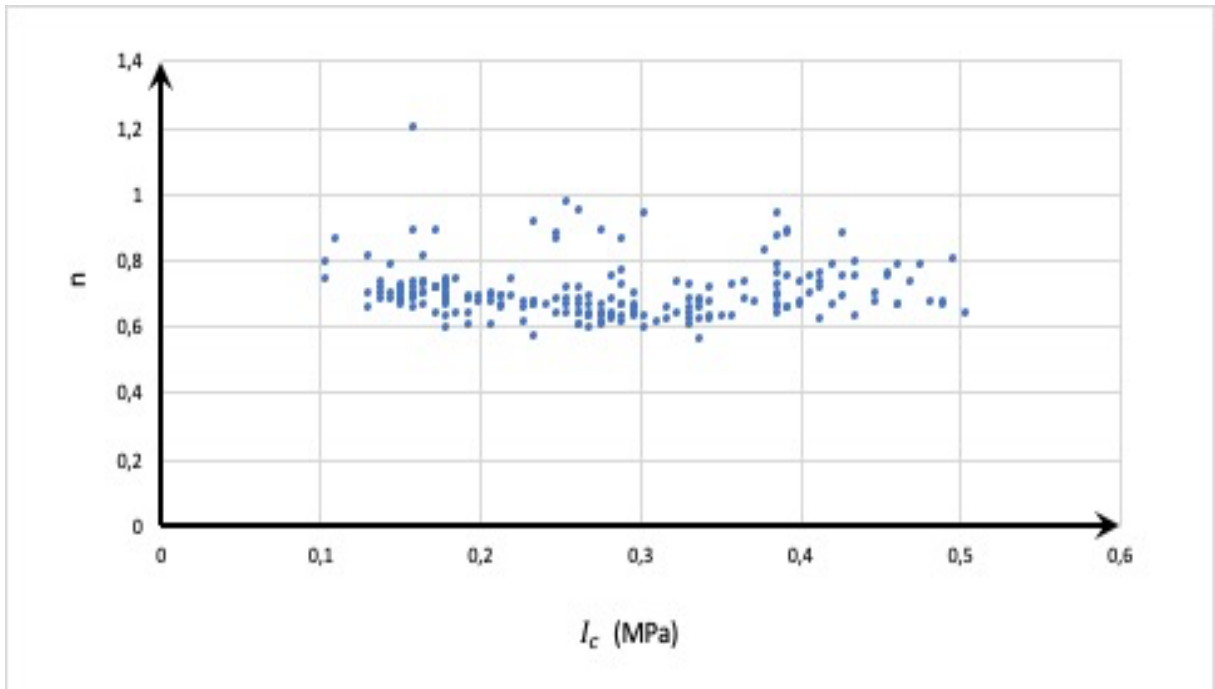


FIGURE 2.29 – L'exposant d'enfoncement expérimental en fonction de l'indice de cône

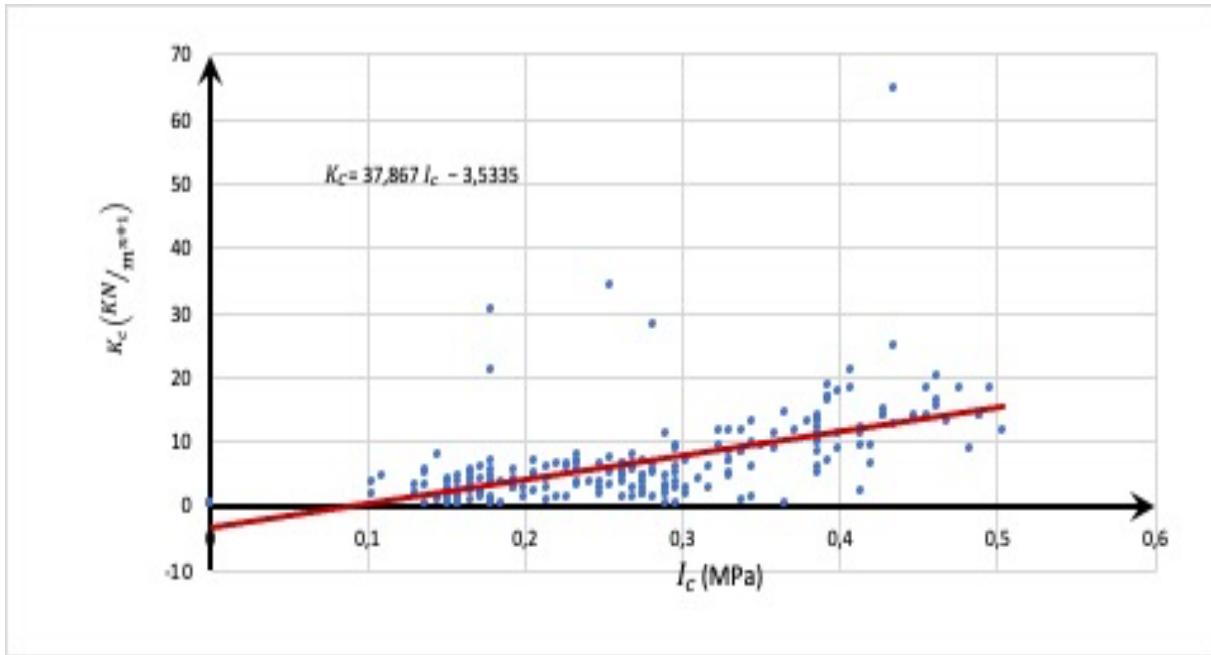


FIGURE 2.30 – Le module de cohésion expérimentale en fonction de l'indice de cône

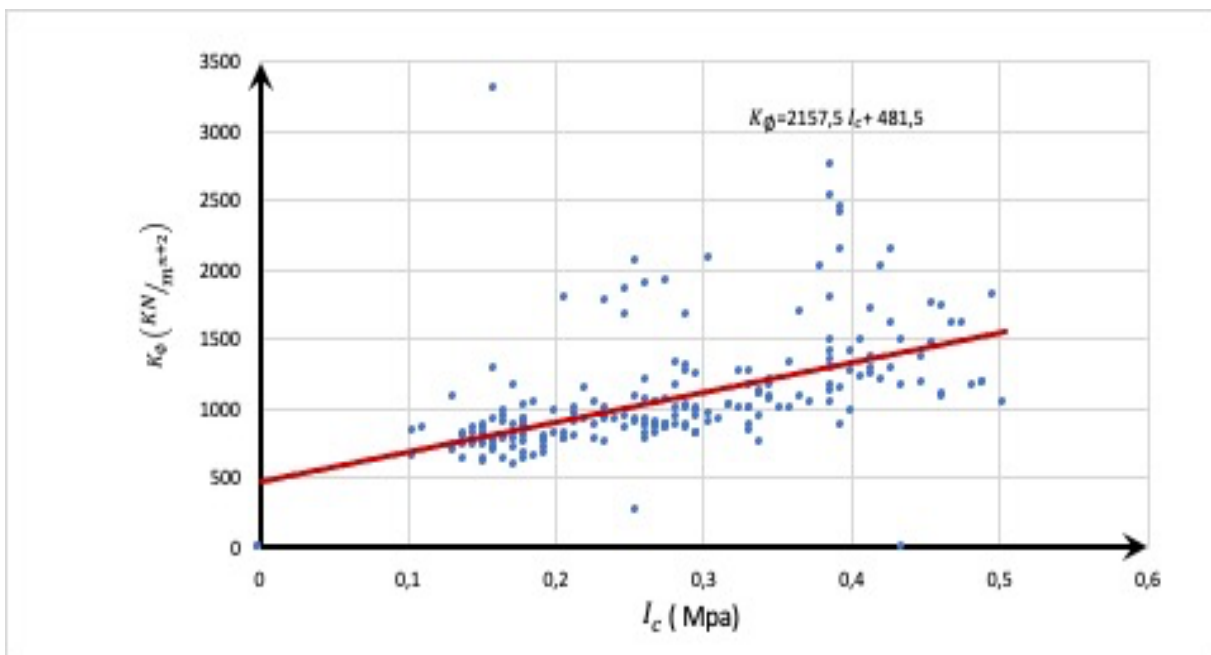


FIGURE 2.31 – Le module de friction expérimentale en fonction de l'indice de cône

On peut constater dans les graphes générés à partir des données sur les sols sablonneux obtenues à la station expérimentale de Waterways [117], que la plage de variation de la résistance à la pénétration varie entre 0.1 MPa et 0.6 MPa. Et le module de cohésion varie tout en augmentant la résistance à la pénétration, et varie entre 0.1 KN/m^{n+1} et 36 KN/m^{n+1} . La même remarque est valable pour le module de friction et l'angle de friction, où la plage de variation du module de friction est comprise entre 460 KN/m^{n+2} et 3300 KN/m^{n+2} , et l'angle de friction est compris entre 29.4 et 32 degrés. Ces trois paramètres mesurés expérimentalement peuvent être approximés par une courbe linéaire, appelée droite de tendance, basée sur l'algorithme des moindres carrés, dont les équations sont données ci-dessous :

$$K_C = 37.867 I_c - 3.5335 \quad (2.145)$$

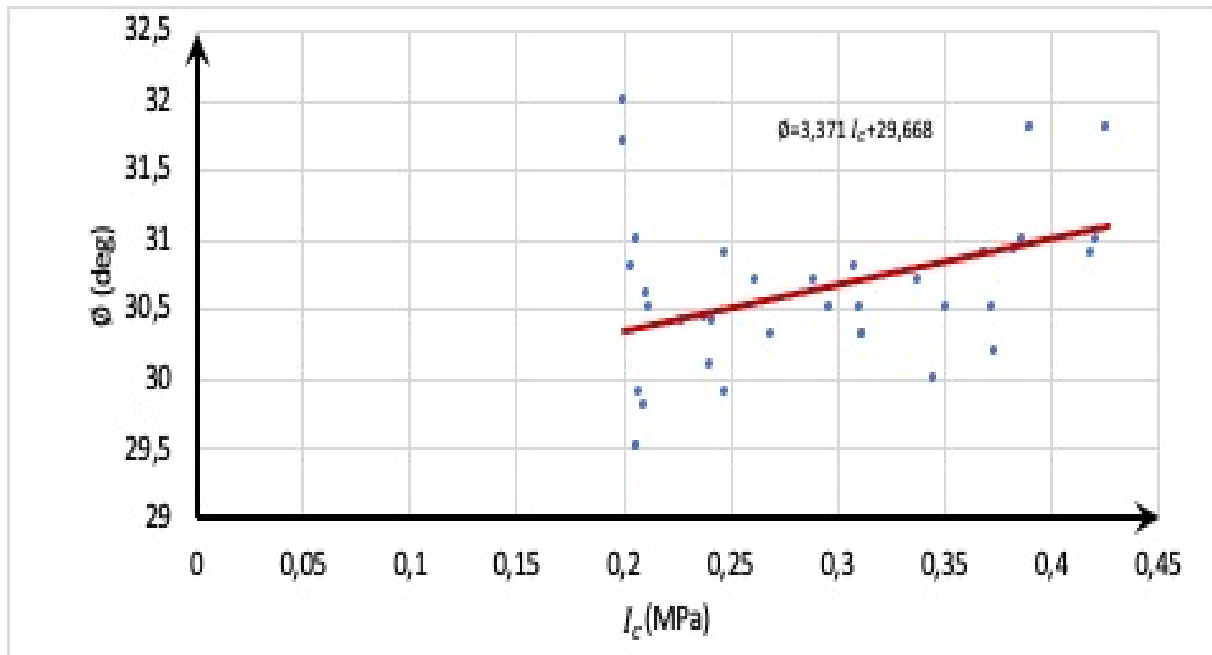


FIGURE 2.32 – L'angle de friction expérimentale en fonction de l'indice de cône

$$K_{\phi} = 2157.5 I_c + 481.5 \quad (2.146)$$

$$\phi = 3.371 I_c + 29.66 \quad (2.147)$$

Dans ce cas (sol sablonneux), le coefficient de cohésion est fixé à $C=0$.

L'outil de résolution Excel est utilisé pour l'optimisation non-linéaire. Ainsi, nous trouverons l'exposant d'enfoncement n en fonction de l'indice de cône en utilisant à la fois l'équation de Janosi et l'équation proposée.

La figure 2.33 présente la courbe de variation de l'exposant d'enfoncement n en fonction de l'indice de cône obtenue expérimentalement lors de la résolution de ces équations (l'équation de Janosi (équation 2.143), et l'équation proposée (équation 2.144) en utilisant l'outil « solver » d'excel.

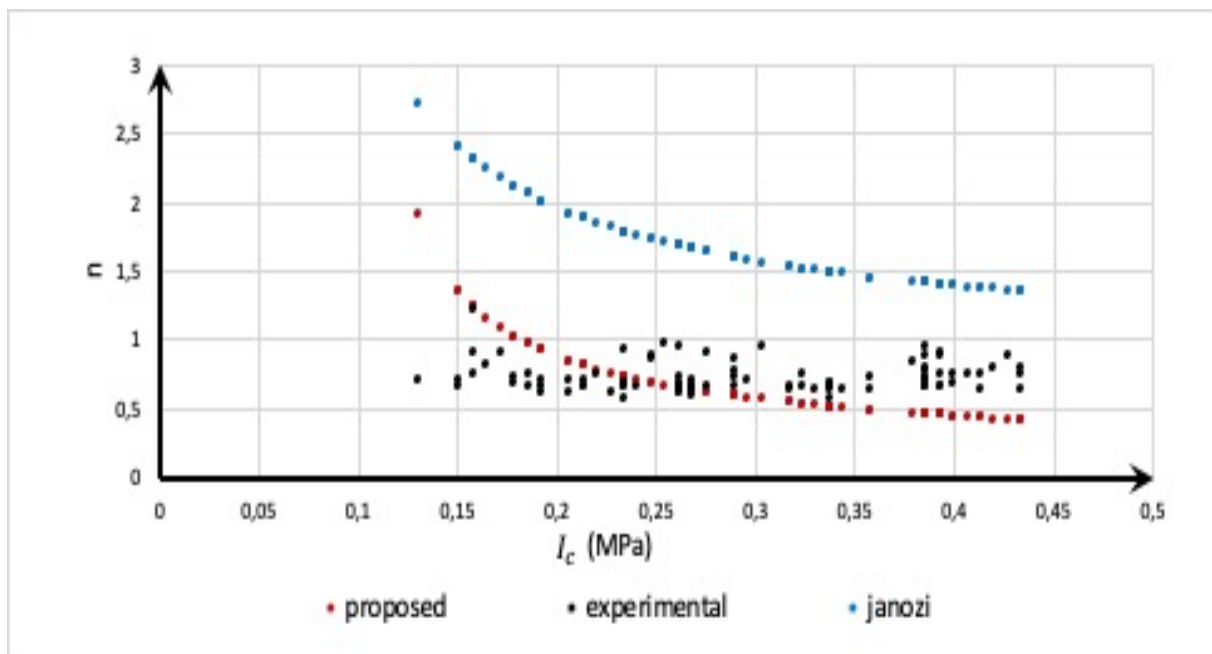


FIGURE 2.33 – Le graphe de validation de l'exposant d'enfoncement en fonction l'indice de cône en utilisant la méthode proposée, la méthode de Janosi et les données expérimentales

On peut constater dans le graphe ci-dessus, que l'estimation de l'exposant d'enfoncement n , obtenue à partir de l'équation proposée (équation 2.144), est meilleure que celle estimée par la méthode de Janosi (équation 2.143). Lorsque l'on compare les deux méthodes avec l'exposant d'enfoncement obtenu expérimentalement à partir de [117], on peut affirmer que l'équation proposée est plus optimale par rapport à l'équation de Janosi.

2.4.3 Application dans le sol de la serre

Description du terrain et mesures

Au cours de cette étude, des données ont été recueillies sur un sol agricole pour trouver les valeurs des paramètres bévamétriques ; paramètres de résistance à la pénétration (K_c , K_θ et n) et paramètres de cisaillement (C , ϕ), en utilisant l'équation proposée donnée dans l'équation 2.142. Les mesures ont été effectuées à l'intérieur de la serre didactique de fraises au sein de la Faculté des Sciences de Rabat, qui est la zone de test du robot mobile.

L'indice du cône en fonction de la profondeur d'enfoncement a été mesuré à l'aide d'un pénétromètre dynamique, comme le montrent la Figure 2.34 et la Figure 2.35, dans lesquelles la surface de base du cône est de 20 cm^2 , l'angle de l'apex du cône est de 60° et la hauteur du cône est de 25 mm. Le pénétromètre a été poussé à travers le sol à l'aide d'équipements de battage, d'enfoncement, de levage et d'équipement de guidage de tige (une masse cylindrique de 64 kg à section circulaire ou carrée et une tare). Les mesures ont été effectuées à dix endroits différents le long de la trajectoire du robot dans la serre, comme le montre la Figure 2.71. Dans chaque zone, les mesures ont été prises à trois endroits choisis arbitrairement, à des intervalles de 30 mm jusqu'à une profondeur de 1m. En outre, le sol a été échantillonné à l'aide d'une foreuse de 50 mm de diamètre dans le même intervalle de profondeur à cinq endroits différents choisis arbitrairement sur chaque zone, comme le montre la Figure 2.72. Les échantillons du sol ont été pesés et séchés au four à 105°C pendant 24 heures et pesés à nouveau pour déterminer la densité apparente et la teneur en humidité. Comme le montre le tableau 2.7.

TABLE 2.7 – La valeur moyenne de la densité apparente et la teneur en eau dans le sol de la serre de fraise

	Densité apparente g/cm^3	Teneur en humidité %
Valeur moyenne	1.32	24.6

Les échantillons ont été envoyés à un laboratoire commercial pour l'analyse de la texture du sol. Comme le montre le tableau 2.8.

TABLE 2.8 – Le tableau d'analyse du sol basé sur l'expérimentation à l'aide d'une mèche de forage

Profondeur moyenne (m)	Texture moyenne du sol (%)		
	Argile	Sable	Limon
[0 0.5[	29 %	52 %	19 %
[0.5 0.8[	32.5 %	50 %	17.5 %
[0.8 1]	35.5 %	49 %	15.5 %



FIGURE 2.34 – Le pénétromètre à cône dynamique

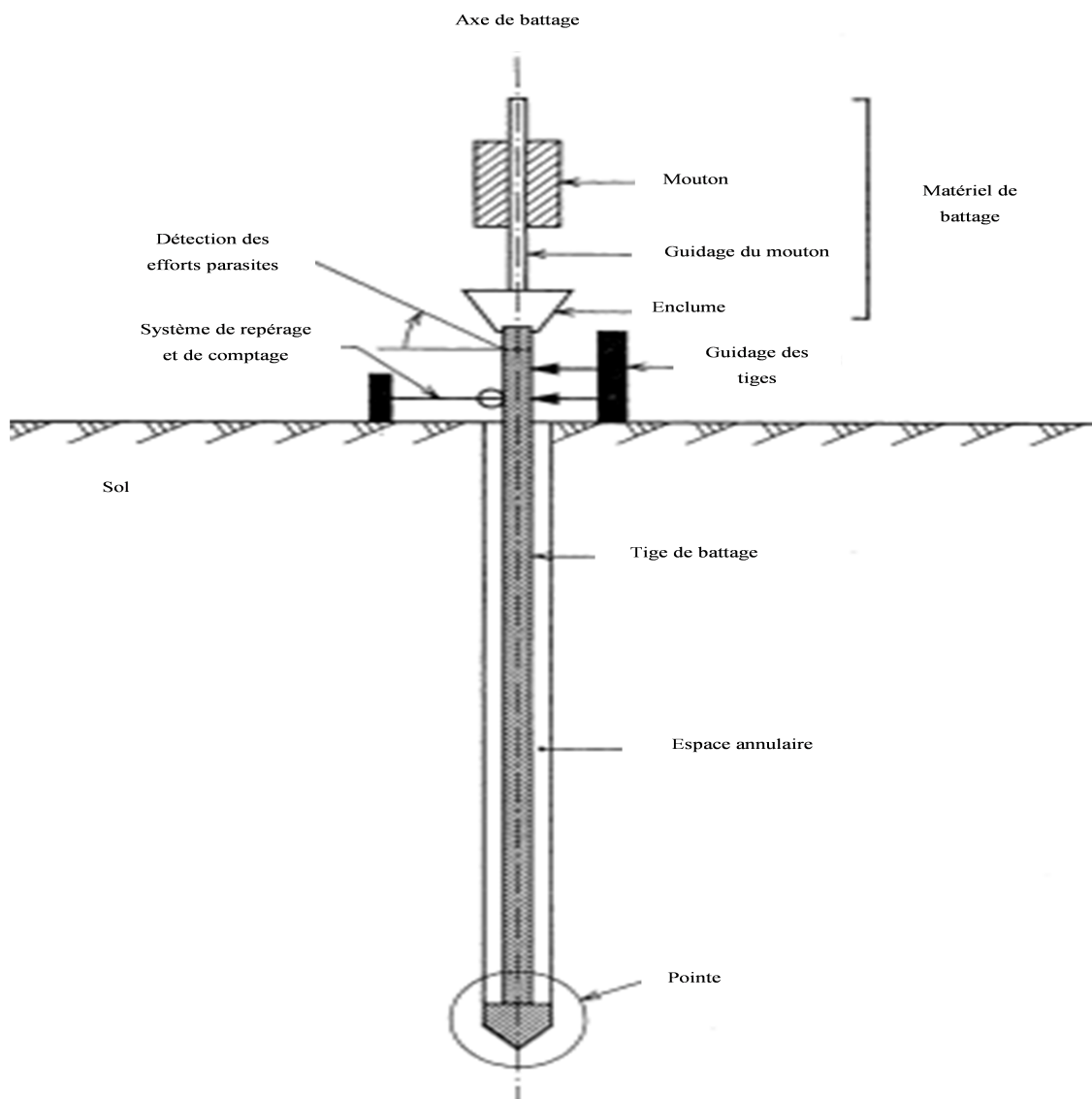


FIGURE 2.35 – Le schéma des constituants du pénétromètre à cône dynamique



FIGURE 2.36 – Les zones de mesure à l'intérieur de la serre didactique de fraises



FIGURE 2.37 – La mèche de forage (foreuse) utilisée dans la serre

La figure 2.38 montre les mesures expérimentales moyennes obtenues à dix endroits dans les rangées de la serre didactique de fraises.

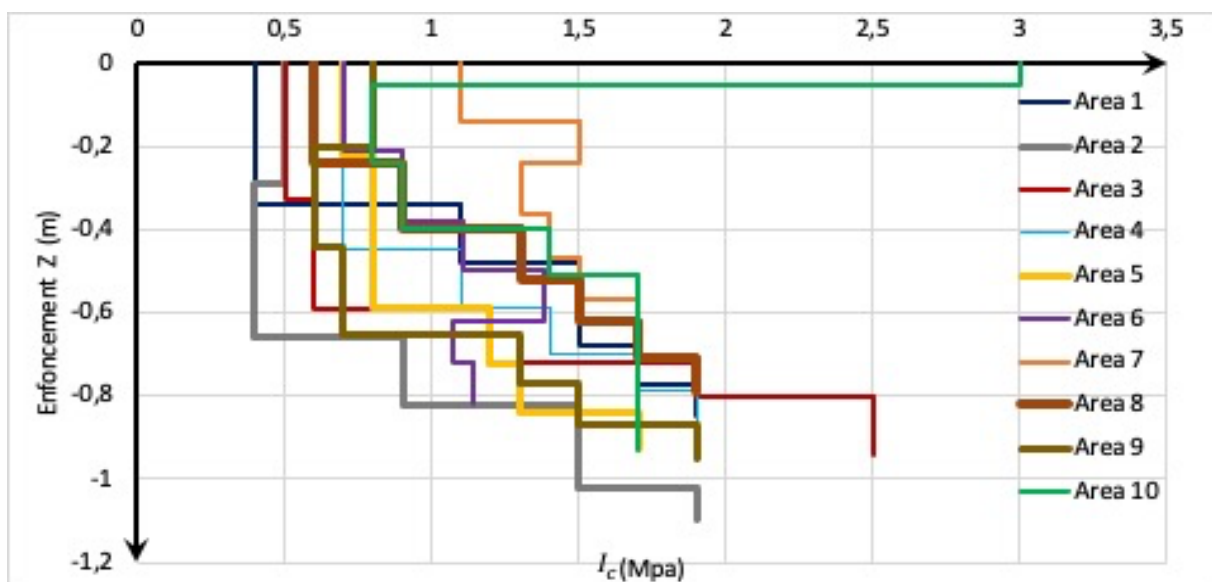


FIGURE 2.38 – Les mesures de l'indice de cône en fonction de la profondeur au sein de la serre didactique

On remarque sur le graphe, que l'indice de cône varie en descendant à une profondeur donnée, cette variation est soit ascendante ou descendante, et cela implique la présence de plusieurs couches à une profondeur donnée où plusieurs critères ont pu se produire, comme la fraction d'argile, l'humidité... On remarque aussi que cette mesure varie en changeant la zone au sein de la serre. La gamme de variation est définie entre 0.4 MPa et 3 MPa. Cependant, il y a un point aberrant mesuré à la surface du sol dans la zone 10. Cela est dû à une erreur de mesure pendant l'expérimentation.

Détermination des paramètres

Afin d'identifier les paramètres bévamétriques spécifiques au sol à l'intérieur de la serre didactique, il est nécessaire de résoudre l'équation proposée en considérant les données

expérimentales données dans la Figure 2.38. Pour cette raison, nous utiliserons la moyenne des mesures prélevées sur dix zones du parcours du robot agricole, comme le montre la figure 2.39.

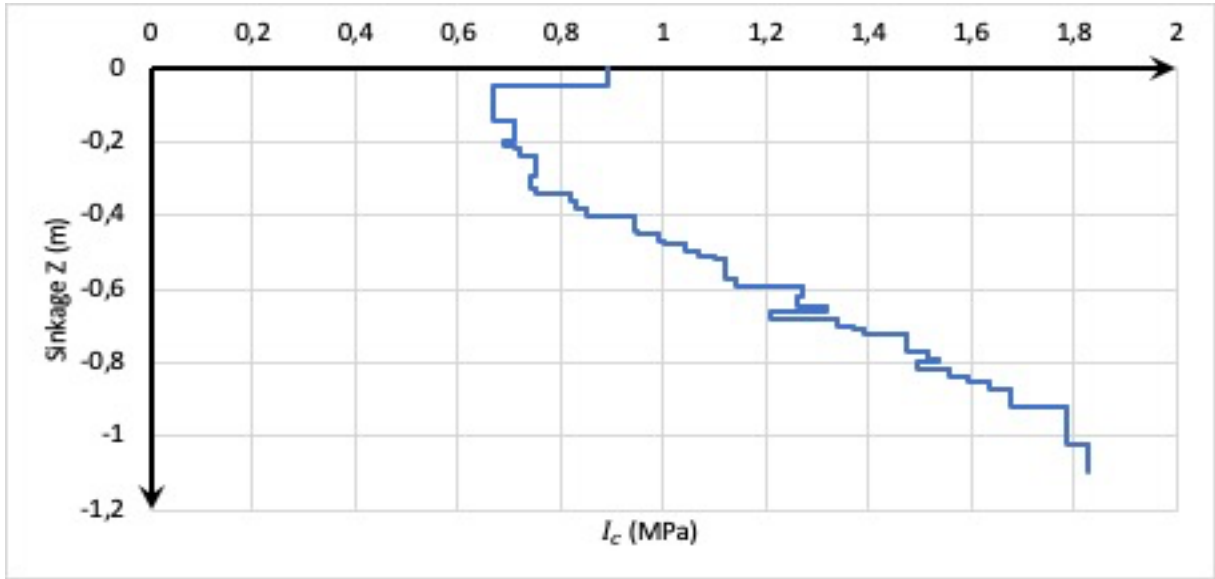


FIGURE 2.39 – La valeur moyenne de l'indice de cône obtenu lors des mesures au sein de la serre en fonction de la profondeur

On peut voir à travers cette figure, que la résistance à la pénétration fluctue fortement en descendant à une profondeur donnée.

Soit $\bar{I}_{ci}$ l'indice de cône moyen mesuré à une profondeur Z_i . On suppose que le sol est homogène autour de Z_i . Ainsi, les paramètres bévamétriques sont indépendants de la profondeur.

Par conséquent, nous pouvons écrire l'équation 2.142 sous sa forme moyenne comme la montre l'équation 2.148.

$$\bar{I}_{ci} = f(K_c, K_\theta, n, \theta, C, Z_i) \quad (2.148)$$

Cette équation est composée de cinq variables. On dispose de la valeur de $\bar{I}_c$ mesurée à cinq profondeurs, puis on résout le système. Ainsi, le système suivant est obtenu :

$$\begin{pmatrix} \bar{I}_{c1} = f(K_c, K_\theta, n, \theta, C, Z_1) \\ \bar{I}_{c2} = f(K_c, K_\theta, n, \theta, C, Z_2) \\ \bar{I}_{c3} = f(K_c, K_\theta, n, \theta, C, Z_3) \\ \bar{I}_{c4} = f(K_c, K_\theta, n, \theta, C, Z_4) \\ \bar{I}_{c5} = f(K_c, K_\theta, n, \theta, C, Z_5) \end{pmatrix} \quad (2.149)$$

L'équation 2.142 est adaptée à la caractéristique du pénétromètre à cône utilisé dans l'expérimentation est présentée comme suite :

$$I_c = 4.8 \left((0.57 + \tan(\theta)) \right) \left[\frac{\frac{K_c}{n+1} \left((Z+0.025)^{n+1} - (Z)^{n+1} \right) + \left(\frac{(Z+0.025)^{n+2} - (Z)^{n+2} - 0.025(n+2)Z^{n+1}}{(n+2)(n+1)} \right)}{1.15 K_\theta} \right] + 0.00173C \quad (2.150)$$

Les valeurs des inconnues $(K_c, K_\theta, n, \theta, C)$ sont calculées à l'aide de l'outil de résolution Excel, et données dans le tableau 2.9.

TABLE 2.9 – Les paramètres du bevametre en utilisant l'équation proposée lors des mesures expérimentale à l'intérieur de la serre

$k_c(\text{KN/m}^{n+1})$	$k_\theta(\text{KN/m}^{n+2})$	n	$C \text{ (MPa)}$	$\theta(\text{deg})$
14.5	705.22	0.36	0.004	31.5

Les paramètres trouvés sont particulièrement précis pour estimer les paramètres bévamétriques du sol. Ils sont compatibles avec les valeurs données dans la littérature. Ceci nous permet d'avoir un aperçu de la nature du sol existant dans la serre (sol sableux argileux avec beaucoup de fines), ces valeurs nous permettent une bonne estimation des forces liées au contact roue-sol.

2.5 Formulation du modèle dynamique global du Robot

Tout système physique peut s'écrire sous la forme d'une représentation d'état. Celle-ci permet de décrire des relations d'entrées-sorties d'un système par le biais d'une modélisation sous la forme d'équations différentielles ordinaires. Dans cette partie, on va s'intéresser à représenter les équations différentielles sous forme d'équations d'état pour simplifier sa forme en une forme commandable, après on valide la modélisation en utilisant un simulateur de véhicule appelé Carsim en coordination avec le logiciel Matlab-Simulink.

2.5.1 Modèle d'État de véhicule à 7 degrés de liberté (7-DOF)

Afin de comprendre le principe de fonctionnement du véhicule et de le commander, on décompose le système en sous-systèmes moins complexes et on développe son modèle dans l'espace d'état. Par conséquent, « Agri-Eco-Robot » est un assemblage d'un châssis et de quatre roues motrices.

Les équations différentielles du mouvement du robot utilisant les équations obtenues dans la partie ci-dessus sont définies ci-dessous :

$$m_t \dot{V}_{Gx} = \sum_{i=1}^4 T_{xchi}^2 + 2(a-b) m_{ri} \dot{\psi}^2 + m_t \dot{\psi} V_{Gy} \quad (2.151)$$

$$m_t \dot{V}_{Gy} + 2(a-b) m_{ri} \ddot{\psi} = \sum_{i=1}^4 T_{ychi}^2 - m_t \dot{\psi} V_{Gx} \quad (2.152)$$

$$\begin{aligned} & \left(I_{zz} + \sum_{i=1}^4 I_{zz}^i + 2m_{ri} (a^2 + b^2 + 2c^2) \right) \ddot{\psi} - 2m_{ri} (a-b) \dot{V}_{Gy} \\ &= \sum_{i=1}^4 M_{ni}^2 + \sum_{i=1}^4 a_i T_{ychi}^2 - \sum_{i=1}^4 c_i T_{xchi}^2 + 2m_{ri} (a-b) \dot{\psi} V_{Gx} \end{aligned} \quad (2.153)$$

$$I_{ychych}^1 \ddot{\varphi}_1 = C_1 + (M_{ych1}^2 - RT_{xch1}^2) - B_1 \dot{\varphi}_1 - K_1 \Omega_1 \quad (2.154)$$

$$I_{ychych}^2 \ddot{\varphi}_2 = C_2 + (M_{ych2}^2 - RT_{xch2}^2) - B_2 \dot{\varphi}_2 - K_2 \Omega_2 \quad (2.155)$$

$$I_{ychych}^3 \ddot{\varphi}_3 = C_3 + (M_{ych3}^2 - RT_{xch3}^2) - B_3 \dot{\varphi}_3 - K_3 \Omega_3 \quad (2.156)$$

$$I_{ychych}^4 \ddot{\varphi}_4 = C_4 + (M_{ych4}^2 - RT_{xch4}^2) - B_4 \dot{\varphi}_4 - K_4 \Omega_4 \quad (2.157)$$

Avec :

$$m_t = 4m_{ri} + m_{ch}$$

On choisit le vecteur d'état comme suite :

$$u^t = (V_{Gx}, V_{Gy}, \dot{\psi}, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_4)^t$$

La représentation d'état du robot « Agri-Eco-Robot » est définie comme suite :

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} u \\ \dot{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{u} \\ M^{-1}(u)(L + Q^c - H(u, \dot{u})) \end{bmatrix} \quad (2.158)$$

Avec :

$$M(u) = [M1, M2, M3]$$

$$M1 = \begin{pmatrix} m_t & 0 \\ 0 & m_t \\ 0 & -2(a-b)m_{ri} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad M2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 2(a-b)m_{ri} \\ I_{zz} + \sum_{i=1}^4 I_{zz}^i + 2m_{ri}(a^2 + b^2 + 2c^2) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M3 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ I_{ychych}^1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{ychych}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{ychych}^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{ychych}^4 \end{pmatrix}$$

Et :

$$H(u, \dot{u}) = \begin{pmatrix} -2(a-b)m_{ri}\dot{\psi}^2 - m_t\dot{\psi}V_{Gy} \\ m_t\dot{\psi}V_{Gx} \\ -2m_{ri}(a-b)\dot{\psi}V_{Gx} \\ B_1\dot{\varphi}_1 + K_1\Omega_1 \\ B_2\dot{\varphi}_2 + K_2\Omega_2 \\ B_3\dot{\varphi}_3 + K_3\Omega_3 \\ B_4\dot{\varphi}_4 + K_4\Omega_4 \end{pmatrix}$$

Et :

$$L = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \mathcal{C}_1 \\ \mathcal{C}_2 \\ \mathcal{C}_3 \\ \mathcal{C}_4 \end{pmatrix}$$

Et :

$$Q^c = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^4 T_{xchi}^2 \\ \sum_{i=1}^4 T_{ychi}^2 \\ \sum_{i=1}^4 M_{ni}^2 + \sum_{i=1}^4 a_i T_{ychi}^2 - \sum_{i=1}^4 c_i T_{xchi}^2 \\ M_{ych1}^2 - RT_{xch1}^2 \\ M_{ych2}^2 - RT_{xch2}^2 \\ M_{ych3}^2 - RT_{xch3}^2 \\ M_{ych4}^2 - RT_{xch4}^2 \end{pmatrix}$$

2.5.2 Validation du modèle

Le modèle obtenu est simulé à l'aide du logiciel MATLAB Simulink. Les entrées du système sont le couple moteur ou de freinage des 4 roues généré par quatre moteurs BLDC [50,51], et la sortie est consacrée aux vitesses longitudinale, latérale et de lacet, et aux accélérations longitudinale, latérale et de lacet du véhicule (voir la Figure 2.40).

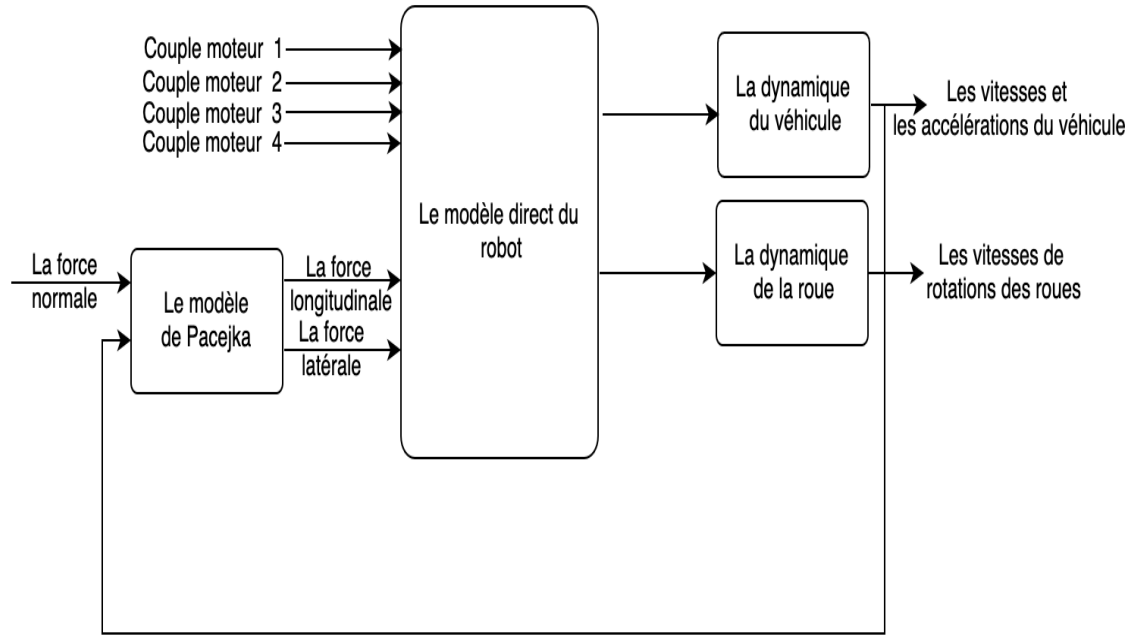


FIGURE 2.40 – Le schéma dynamique du robot en boucle ouvert utilisant le modèle pacejka du contact roue sol

Les résultats obtenus sont validés en temps réel à l'aide des données provenant d'un simulateur automobile Carsim, sur la base de deux scénarios préalablement définis dans le logiciel.

Scénario 1

Pour le premier test de validation, nous choisissons le véhicule (European van) et le pneu (185/65R14), à partir de la base de données du logiciel automobile en temps réel Carsim dont les paramètres sont définis comme suit :

$a=1350$ mm, $b=1225$ mm, $c=850$ mm, $d=711.2$ mm, $w=185$ mm, $R=177.8$ mm, $m_{ch}=1100$ Kg, $m_{ri}=6.35$ Kg, $I_{xchz}=0$ Kg.m², $I_{zz}=2975$ Kg.m², $I_{ychych}=2975$ Kg.m², $I_{ychych}^i=0.1$ Kg.m², $I_{zz}^i=0.07$ Kg.m², $K_i=0$, $B_i=0$.

Le terrain est de type Asphalte dont les paramètres sont ; $\mu_x=1.20$, $\mu_y=0.93$, $B_x=11.7$, $B_y=8.86$, $C_x=1.69$, $C_y=1.19$, $E_x=0.377$, $E_y=-1.21$.

La Figure 2.41, présente les entrées du système dynamique qui sont les couples des quatre moteurs.

On donne le même couple à toutes les roues du robot.

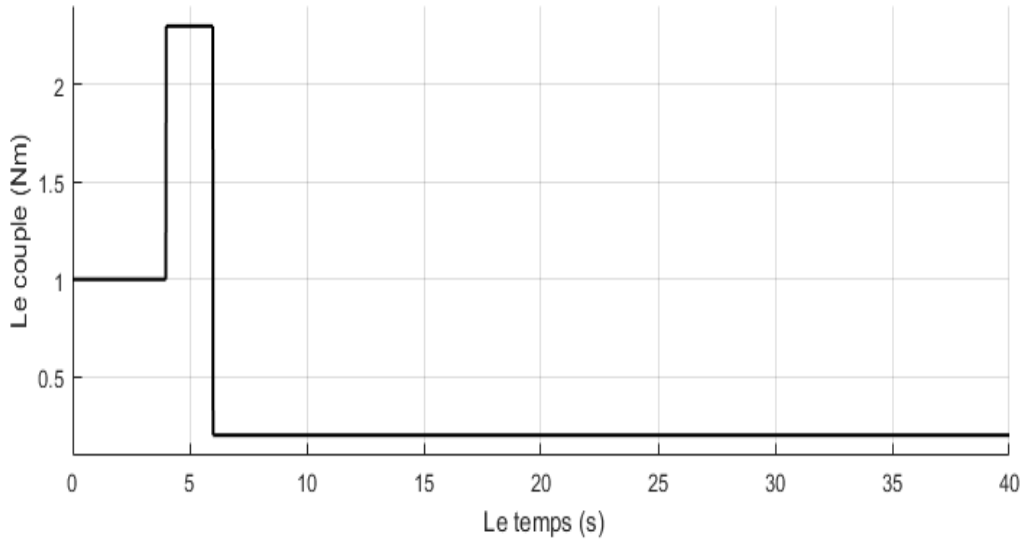


FIGURE 2.41 – Les couples générés par les 4 roues motrices

Le but de ce premier scénario est d'étudier le comportement du robot quand les quatre roues motrices engendrent le même couple.

La réponse dynamique du véhicule, c'est-à-dire les vitesses et les accélérations, sont illustrées dans les graphiques suivants.

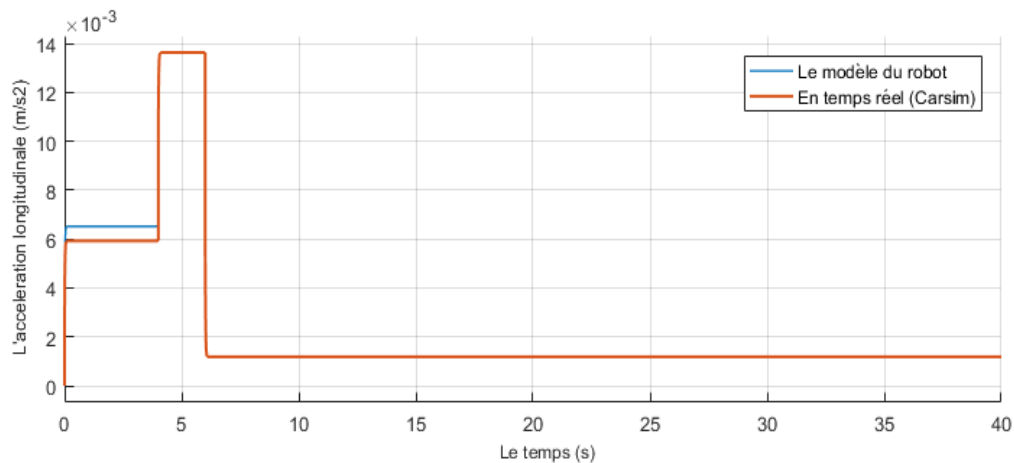


FIGURE 2.42 – L'accélération longitudinale du robot durant le scénario 1

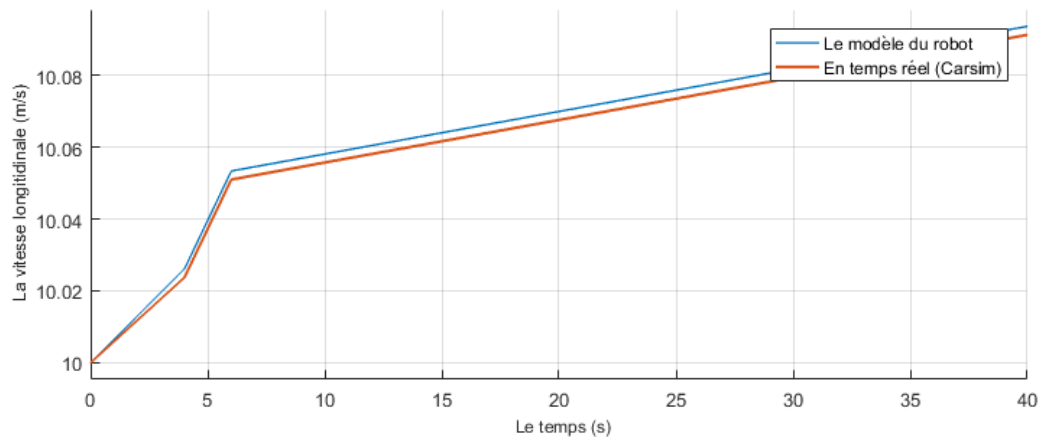


FIGURE 2.43 – La vitesse longitudinale du robot durant le scénario 1

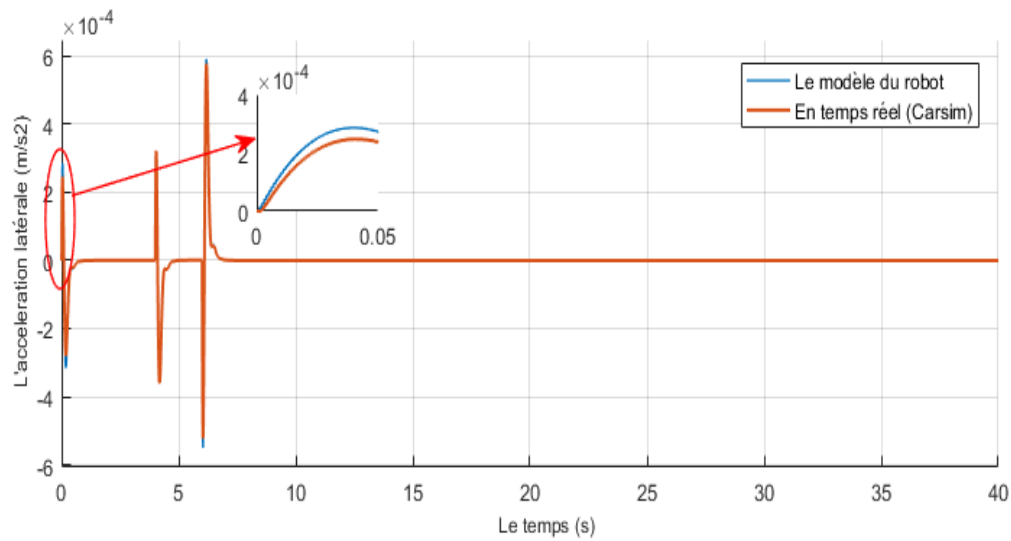


FIGURE 2.44 – L'accélération latérale du robot durant le scénario 1

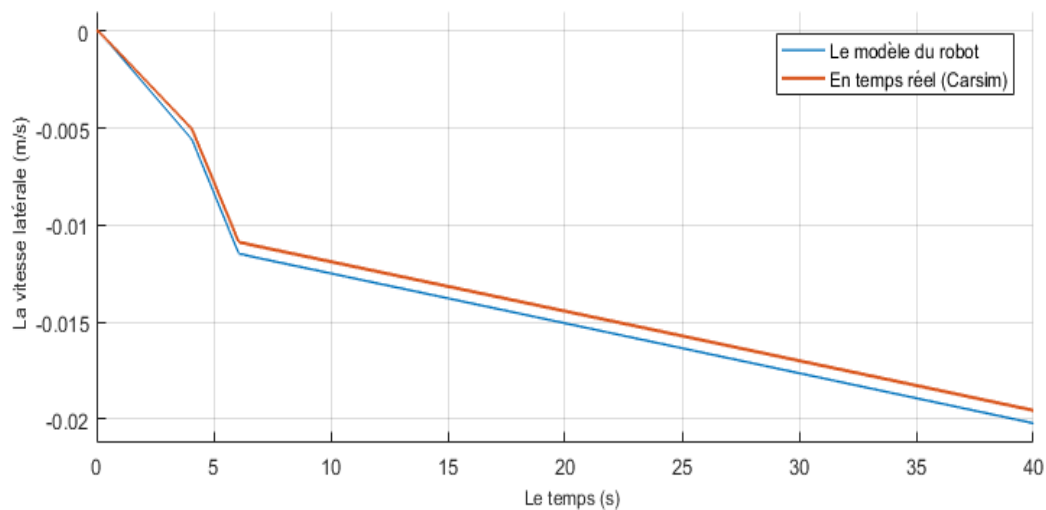


FIGURE 2.45 – La vitesse latérale du robot durant le scénario 1

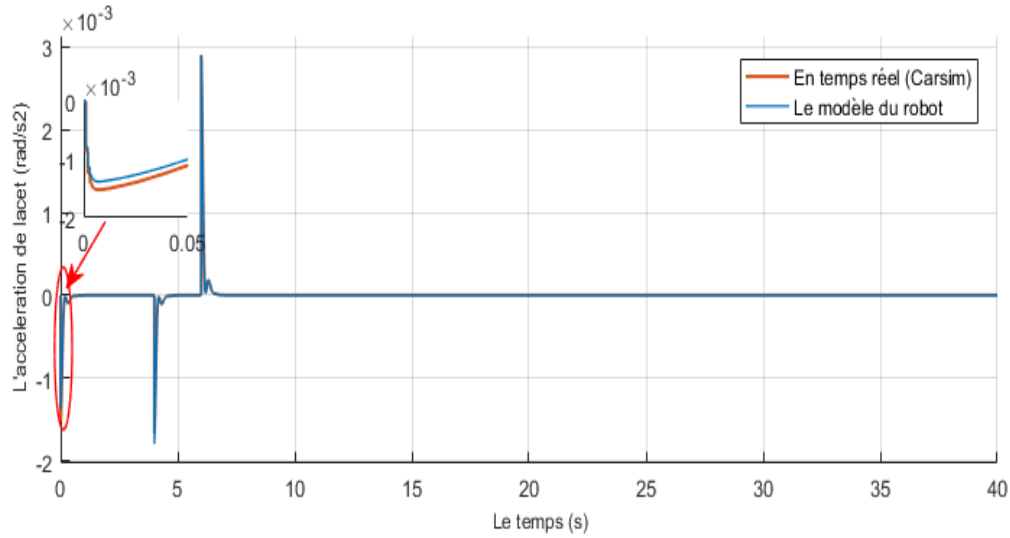


FIGURE 2.46 – L'accélération de lacet durant le scénario 1

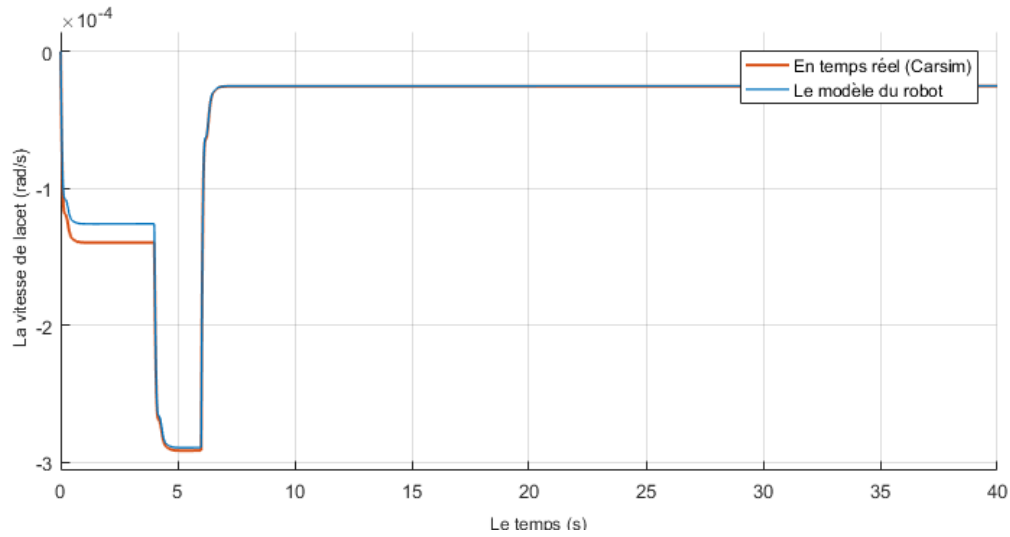


FIGURE 2.47 – La vitesse de lacet durant le scénario 1

Nous constatons que la simulation du modèle dynamique obtenu est en corrélation avec la simulation en temps réel utilisant les données obtenues du simulateur automobile Carsim.

Scénario 2

Pour le second scénario, nous choisissons le véhicule (Class B, Sport Car) et le pneu (185/65R14), à partir de la base de données du logiciel automobile en temps réel dont les paramètres sont définis comme suite :

$a=1165$ mm, $b=1165$ mm, $c=875$ mm, $d=375$ mm, $w=185$ mm, $R=177.8$ mm, $m_{ch}=1020$ Kg, $m_{ri}=6.35$ Kg, $I_{xchz}=0$ Kg.m², $I_{zz}=996$ Kg.m², $I_{ychych}=996$ Kg.m², $I_{ychych}^i=0.1$ Kg.m², $I_{zz}^i=0.07$ Kg.m², $K_i=0$, $B_i=0$.

Le terrain est de type glacial dont les paramètres sont ; $\mu_x=0.173$, $\mu_y=0.167$, $B_x=29.5$, $B_y=30$, $C_x=1.77$, $C_y=1.48$, $E_x=0.681$, $E_y=-1.08$.

Les graphes suivants montrent, les entrées du système dynamique qui sont les quatre couples moteurs.

Les roues 1 et 3 génèrent le même couple comme indiqué ci-dessous :

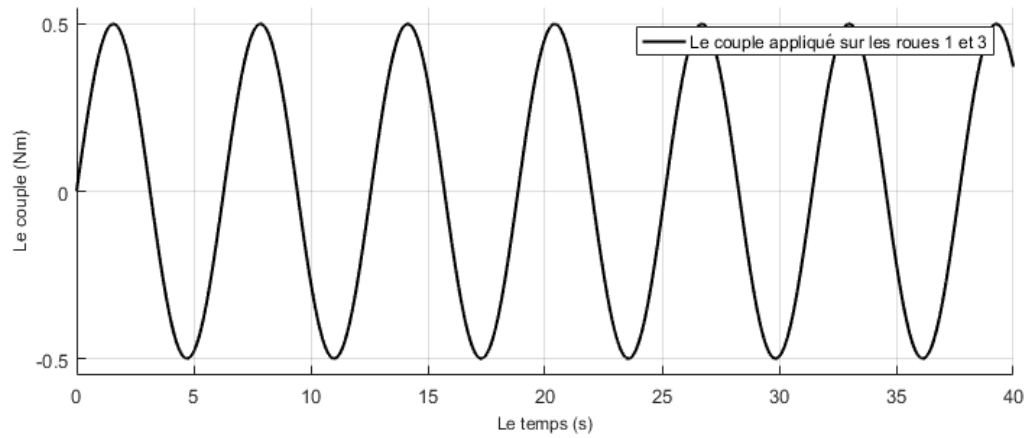


FIGURE 2.48 – Le couple généré par les roues 1 et 3

Les roues 2 et 4 génèrent le même couple comme indiqué dans la figure suivante :

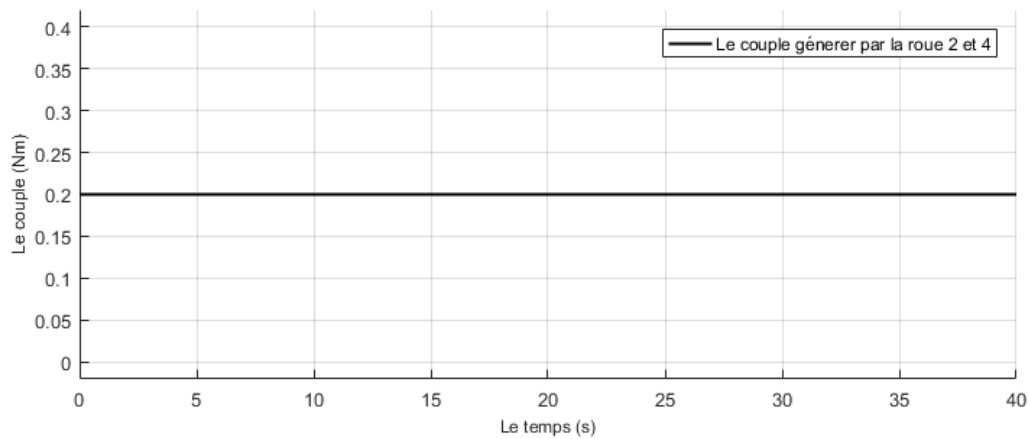


FIGURE 2.49 – Le couple généré par les roue 2 et 4

Le but de ce deuxième scénario est d'étudier l'impact du changement du couple engendré par les quatre roues motrices.

Les résultats de ce modèle sont présentés dans les sorties du système dynamique, c'est-à-dire les vitesses et les accélérations, comme le montrent les graphiques suivants.

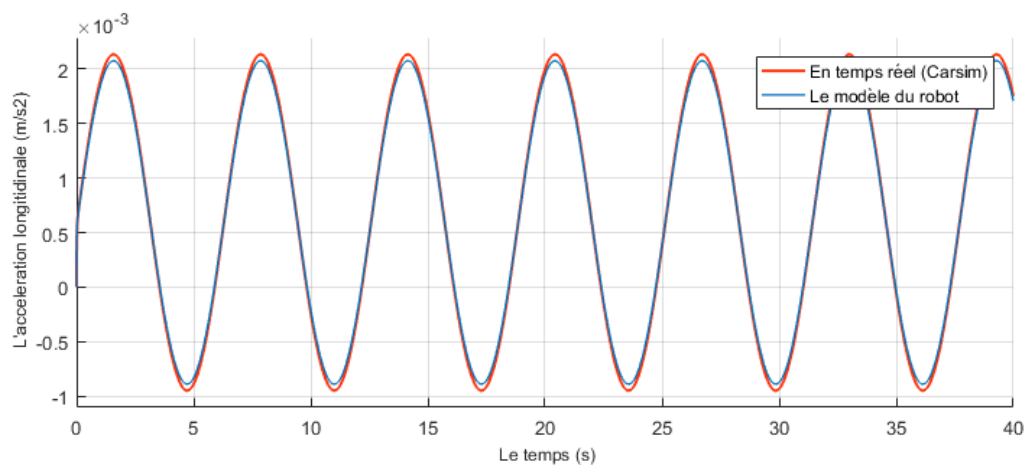


FIGURE 2.50 – L'accélération longitudinale du robot durant le scénario 2

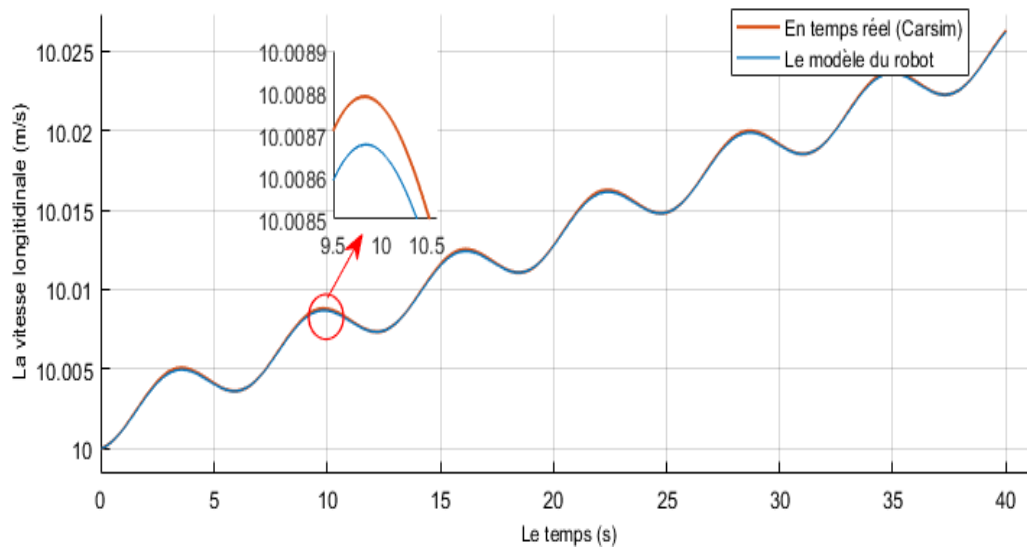


FIGURE 2.51 – La vitesse longitudinale du robot durant le scénario 2

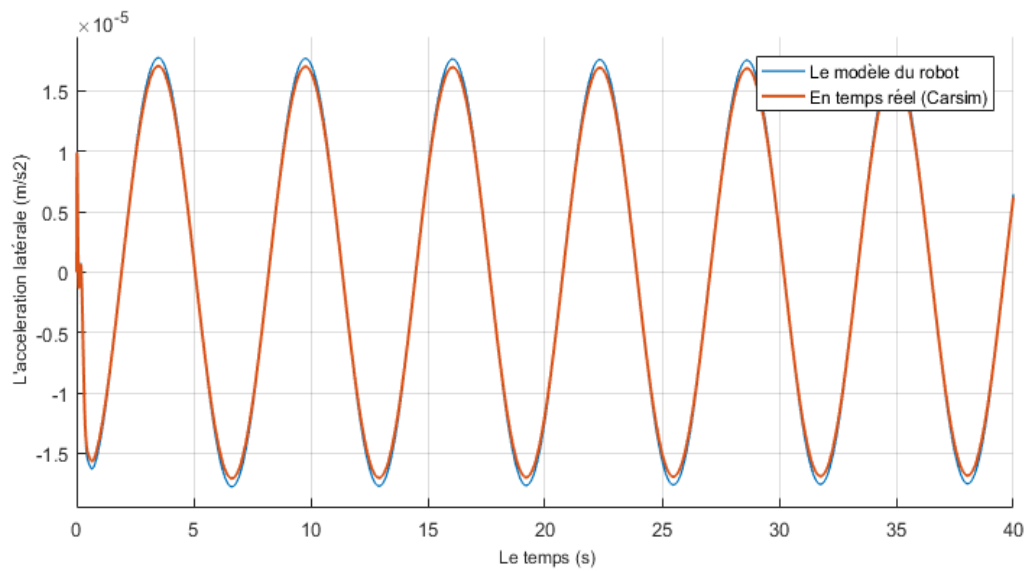


FIGURE 2.52 – L'accélération latérale du robot durant le scénario 2

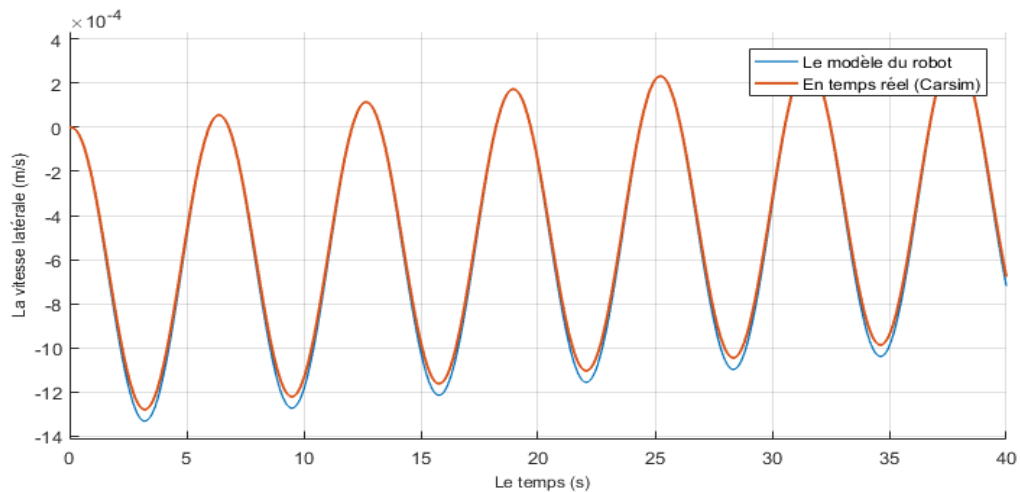


FIGURE 2.53 – La vitesse latérale du robot durant le scénario 2

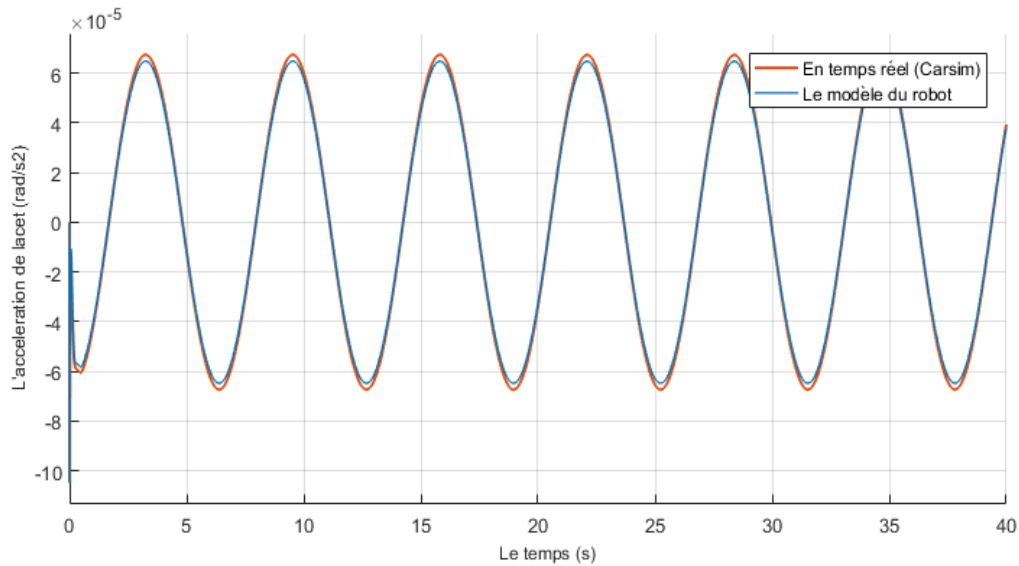


FIGURE 2.54 – L'accélération de lacet du robot durant le scénario 2

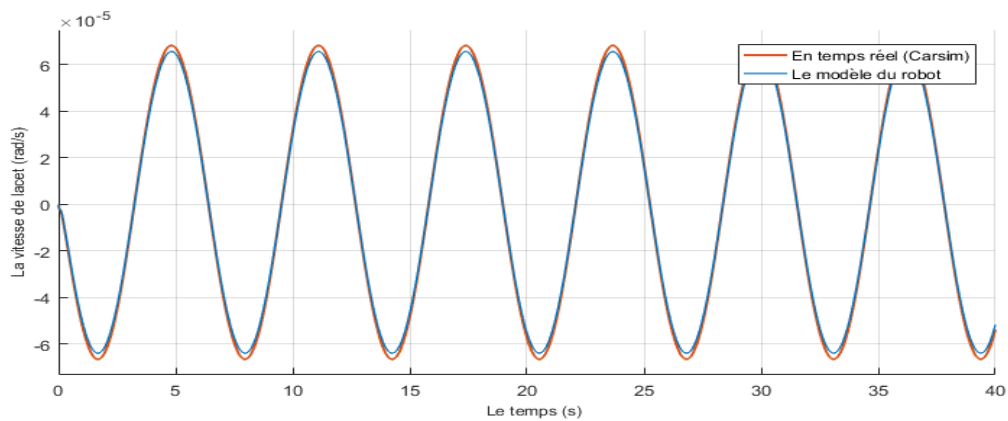


FIGURE 2.55 – La vitesse de lacet du robot durant le scénario 2

Nous constatons que la simulation du modèle dynamique obtenu est en corrélation avec la simulation en temps réel utilisant les données obtenues du simulateur automobile Carsim.

On peut donc utiliser ce modèle pour développer une loi de commande propre à notre robot mobile « Agri-Eco-Robot ».

2.6 Conclusion

L'objectif principal de ce chapitre a été de modéliser la dynamique du robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot ». Nous avons développé un modèle dynamique du robot à 7 degrés de liberté, qui accepte comme entré le couple moteur ou de freinage de la roue motrice. Les efforts de contact roue-sol sont issus du modèle de Bekker étendu qui est fonction de plusieurs paramètres qui sont la cinématique du véhicule, la géométrie de contact, les propriétés du pneu et les paramètres du sol qui ont été déterminé à partir d'une relation qui est validée et appliquée à une serre didactique agricole. La sortie du modèle à 7 DOF est le profil de l'accélération et la vitesse longitudinale, latérale et de lacet qui sont validés en utilisant un logiciel de simulation automobile Carsim en coordination avec le logiciel Matlab-Simulink. (Figure 2.56)

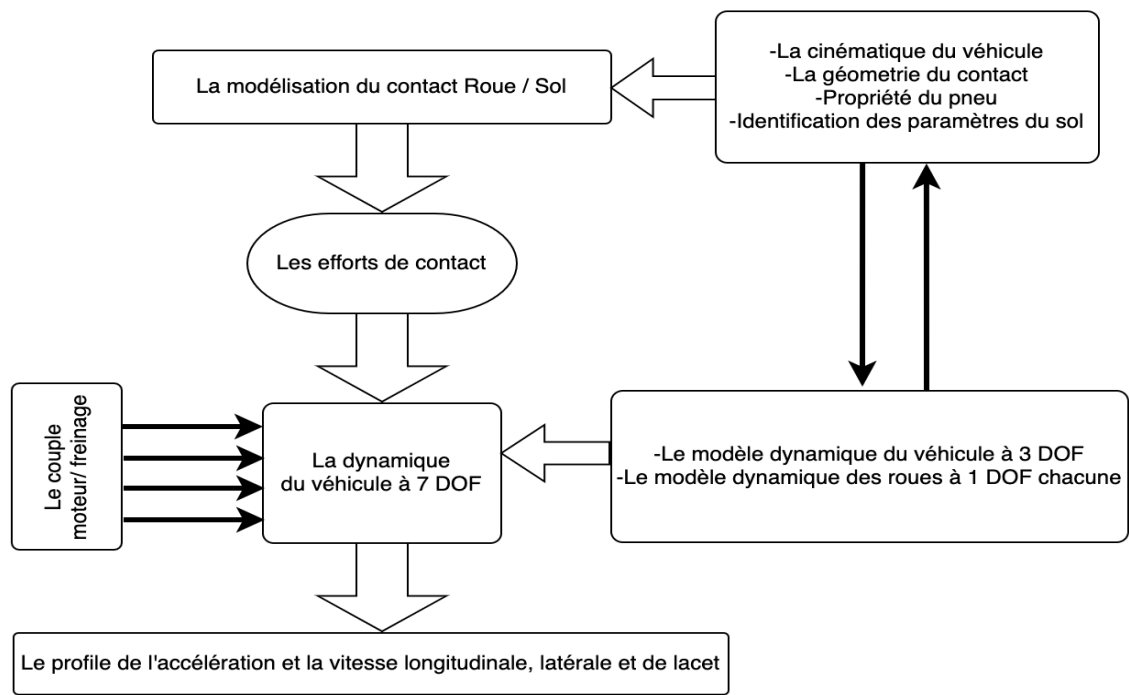


FIGURE 2.56 – Diagramme de la démarche de modélisation dynamique du robot « Agri-Eco-Robot »

Après avoir modélisé le véhicule, on cherche à élaborer une loi de commande qui régule le couple du moteur pour un bon asservissement du système en vitesse et en position. Cette finalité sera l'objet du chapitre 3.

Chapitre 3

la commande du robot « Agri-Eco-Robot »

Sommaire

3.1	Introduction	97
3.2	État de l'art des commandes existantes des véhicules autonomes . . .	98
3.2.1	Control latéral	98
3.2.2	Control longitudinal	101
3.2.3	Control couplé	103
3.3	Développement de la loi de contrôle du robot « Agri-Eco-Robot » . .	106
3.3.1	Réponse du robot en boucle ouverte	106
3.3.2	Développement de la loi de contrôle proposée	112
3.3.3	Validation du modèle	116
3.4	Conclusion	120

3.1 Introduction

Après avoir identifié l'environnement de navigation du robot suivant une trajectoire sécurisée, les actionneurs du véhicule, tels que le couple de traction/freinage, doivent être contrôlés afin de guider le véhicule sur la trajectoire souhaitée. En fait, le contrôle dynamique du véhicule a été largement discuté dans la littérature, et plusieurs études sur le contrôle longitudinal et latéral ont été menées. Cependant, les contrôleurs longitudinaux et latéraux sont traités séparément dans la plupart des cas. Pour le suivi de la trajectoire, le changement de voie, l'évitement des obstacles, une commande latérale est utilisée. Alors que, pour le contrôle adaptatif de la vitesse, la commande longitudinale est développée. Malheureusement, de nombreuses situations de conduite critiques impliquant la sécurité des véhicules nécessitent un contrôle couplé. Ce type de contrôle est rarement abordé dans la littérature. La première section du chapitre abordera une brève présentation des techniques traitant les contrôles longitudinaux, latéraux et couplés, en soulignant les axes majeurs de chaque technique. Dans la deuxième section, nous présenterons un nouveau contrôleur traitant deux algorithmes de contrôle couplés imbriqués de la dynamique longitudinale et latérale du robot mobile. Dans le premier contrôleur, on vise à réguler la trajectoire et la vitesse en utilisant des fonctions de Lyapunov, tandis que dans le second contrôleur, on vise la régulation du taux de glissement en utilisant le même type de contrôleur. Cette commande sera comparée avec la commande couplée qui ne tient pas en considération le taux de glissement.

3.2 État de l’art des commandes existantes des véhicules autonomes

Plusieurs stratégies traitant le contrôle de la dynamique du véhicule peuvent être trouvées dans la littérature [3]. Dans la plupart des cas, deux contrôleurs indépendants sont utilisés pour contrôler la dynamique longitudinale et latérale du véhicule. Le contrôle latéral est utilisé lorsqu’une manœuvre de maintien ou de changement de voie est nécessaire, tandis que la commande longitudinale est souvent utilisée pour le contrôle de la vitesse, le contrôle adaptatif de la vitesse et le contrôle de platooning. Récemment, certaines approches traitant le contrôle couplé ont été proposées. En effet, la dynamique du véhicule dans les directions longitudinale et latérale sont fortement liés. Cela reflète la nécessité de traiter la dynamique du véhicule de manière couplée afin de garantir la sécurité du véhicule, en particulier dans les situations de conduite critiques. Dans cette section, un état de l’art sur les stratégies existantes pour le contrôle de la dynamique latérale, longitudinale et couplée du véhicule est présenté. Les principales méthodologies des lois de contrôle utilisées sont identifiées, ce qui nous permet de proposer par la suite de nouveaux contrôleurs.

3.2.1 Control latéral

Le contrôle latéral d’un véhicule autonome consiste à guider le véhicule pour suivre une trajectoire de référence donnée en agissant sur l’angle de braquage ou le couple des moteurs. Compte tenu de la non-linéarité du système, des incertitudes paramétriques et des perturbations possibles sont rencontrés dans les applications automobiles. L’un des principaux défis aujourd’hui est de concevoir un contrôleur robuste capable de tenir compte de ces impératifs. Le contrôleur doit donc être performant malgré les perturbations, les incertitudes paramétriques, l’effet du vent, le changement d’adhérence de la route, etc. Le développement des stratégies de contrôle est basé sur un modèle représentant la dynamique du véhicule. Dans ce qui suit, nous présenterons quelques-unes des lois de contrôle existantes qui traitent le contrôle de la dynamique latérale des véhicules.

En 1990, Huet et al [121], pour répondre aux objectifs du contrôle latéral pour l’automatisation des autoroutes, les contrôleurs latéraux à rétroaction et à anticipation sont conçus pour satisfaire ces objectifs en utilisant la théorie de contrôle linéaire quadratique en forme de fréquence (FSLQ). Cette méthode de conception permet d’inclure explicitement la qualité de la conduite dans l’indice de performance, et d’améliorer la caractéristique de robustesse à haute fréquence en choisissant correctement les facteurs de pondération. Il est démontré qu’un contrôleur avec un gain fixe ne fonctionne pas de manière satisfaisante dans toutes les conditions. Par conséquent, un estimateur de la rigidité de carrossage des pneus est proposé pour améliorer les performances. Les résultats de la simulation montrent que cette approche de contrôle adaptatif fonctionne de manière satisfaisante dans une variété de conditions, y compris la mesure intermittente de l’erreur de suivi latéral.

En 2005, Netto et al [122], traitent le problème du contrôle latéral du véhicule. Et plus précisément, ils ont résolu ce problème en appliquant correctement le régulateur auto-adaptatif proposé par Gooch et al [123], au modèle latéral du véhicule concerné. L’intérêt de cette solution est que seul le déplacement latéral à une distance d’anticipation est utilisé comme mesure pour le régulateur. D’un point de vue pratique, cette mesure peut être obtenue par un système de vision. De plus, tous les paramètres sont considérés comme inconnus, alors qu’il est seulement supposé qu’ils appartiennent à un ensemble compact connu. Le contrôleur est également robuste aux variations de la courbure et du vent latéral. Les simulations illustrent l’efficacité du contrôleur.

En 2009, Wang et al [124], proposent une méthode de contrôle proportionnelle intégrale dérivateur (PID) flou à auto-réglage des paramètres, pour améliorer la stabilité latérale des véhicules à grande vitesse. Sur la base de l'analyse du modèle dynamique du véhicule et en utilisant le logiciel MATLAB/Simulink, la vitesse de lacet du véhicule et l'angle de glissement latéral de la roue avant dans des conditions de direction sinusoïdale sont simulés. Les résultats de la simulation montrent que, par rapport au véhicule seulement sous contrôle de l'ABS, le véhicule avec un contrôleur PID flou pourrait réduire efficacement le taux de glissement et l'angle de dérapage latéral des roues avant et arrière. De plus, le mouvement du véhicule peut être contrôlé dans une zone stable. Ainsi, la stabilité latérale des véhicules est améliorée.

En 2009, Giovanni et al [125], présentent l'intégration d'un modèle de contrôle prédictif linéaire variant dans le temps (LTV-MPC), conçu pour stabiliser un véhicule lors d'un changement de voie brusque ou d'une déviation à vitesse excessive, avec un contrôleur de glissement qui convertit la variation souhaitée de la force longitudinale des pneus en variation de pression dans le système de freinage. Le contrôleur latéral est conçu à l'aide d'un modèle de véhicule à trois degrés de liberté qui prend en compte à la fois, la vitesse de lacet et de l'angle de glissement latéral du véhicule. Le contrôleur de glissement est une régulation non linéaire prédictif à gain. Les performances sont validées avec la technique software in loop (SIL), où les auteurs utilisent un simulateur propriétaire calibré sur une voiture commerciale sportive en survirage. Les résultats de la simulation montrent les avantages de la méthodologie de contrôle utilisée.

En 2011, Pérez et al [126], la recherche sur les systèmes de transport intelligents (STI) débouche de plus en plus sur un contrôle plus sûr et plus confortable des véhicules. Des systèmes permettant le contrôle longitudinal ont déjà été mis en œuvre dans des véhicules commerciaux, agissant sur l'accélérateur et le frein. Néanmoins, les applications de contrôle latéral sont moins courantes sur le marché. Par exemple, une rotation trop brusque du volant peut provoquer un accident en quelques secondes, un bon contrôle de la vitesse et de la position du volant est essentiel. Les auteurs présentent une nouvelle architecture de contrôle en cascade basée sur des contrôleurs à logique floue qui émulent le comportement d'un conducteur humain. L'architecture de contrôle a été testée sur un véhicule réel à différentes vitesses. Les résultats montrent que l'utilisation d'un contrôleur flou simple et intuitif donne de bonnes performances.

En 2013, Talj et al [127], présentent la conception et la validation expérimentale d'un contrôleur latéral pour le véhicule autonome basé sur un contrôleur en mode glissant d'ordre supérieur. Ils ont utilisé l'algorithme de super-torsion pour minimiser le déplacement latéral du véhicule autonome par rapport à une trajectoire de référence donnée. L'entrée du contrôle est l'angle de braquage et la sortie est l'erreur de déplacement latéral. La particularité d'une telle stratégie est de profiter de la robustesse du contrôleur à mode glissant contre les non-linéarités et les incertitudes paramétriques du modèle, tout en réduisant le claquement, principal inconvénient du mode glissant du premier ordre. Pour valider la stratégie de contrôle, le système en boucle fermée est simulé sur Matlab-Simulink et comparé aux données expérimentales acquises sur le véhicule DYNA « Peugeot 308 », selon plusieurs scénarios de conduite. La validation montre la robustesse et les bonnes performances de l'approche de contrôle proposée.

En 2017, Gaining et al [128], conçoivent principalement un modèle dynamique de contrôle latérale du véhicule intelligent, qui est utilisé pour le contrôle de suivi de trajectoire latérale. Ensuite, un modèle de système de contrôle de second ordre est construit en fonction du système de contrôle de la direction du véhicule et du modèle CARMA (Controlled Auto-Regression and Moving-Average). Enfin, un contrôleur PID (proportionnel, intégral et dérivé) à réseau neuronal est établi pour le contrôle de la trajectoire latérale sur la base du modèle du véhicule et du modèle du système de direction. Les

résultats de la simulation expérimentale montrent que le modèle et l'algorithme proposés ont un temps réel élevé et une grande robustesse dans le contrôle de la trajectoire. Cela fournit une certaine base théorique pour le contrôle de la navigation autonome du véhicule intelligent, et jette les bases du contrôle du couplage vertical et latéral.

En 2018, Jiang et al [129], le problème de stabilisation asymptotique pour une classe de systèmes non linéaires sous-actionnés ont été étudié et résolu, ainsi que les méthodes de conception de contrôle de type back-stepping et forwarding, est exploitée dans le contrôle de la dynamique latérale non linéaire d'un véhicule. Bien que les études théoriques du contrôle latéral des véhicules autonomes soient traditionnellement appliquées aux cas de maintien de la voie, les résultats peuvent être appliqués à un plus grand nombre de domaines, tels que les cas de changement de voie. La comparaison entre les performances des systèmes en boucle fermée avec le contrôleur donné et un conducteur humain typique est donnée et démontre la rapidité et l'efficacité du contrôleur à rétroaction.

En 2019, Eskandarian et al [130], ont mis en œuvre une approche basée sur la commande prédictive par modèle (MPC) pour contrôler la manœuvre latérale de la dynamique non linéaire du véhicule. Le contrôleur est ensuite appliqué à une stratégie de fusion de plusieurs véhicules afin que ceux-ci puissent fusionner de manière autonome en un platooning en utilisant une trajectoire de référence latérale à écart variable. Le contrôleur MPC présente une conception de type "look-ahead" de sorte que le contrôleur puisse prendre des mesures à l'avance et ainsi que améliorer l'objectif de suivi. Une combinaison de contraintes et de variables de relâchement, qui quantifient la violation des contraintes, sont choisies pour garantir un trajet sûr, efficace et confortable. La performance du contrôleur linéaire MPC est évaluée par rapport à un autre non linéaire afin de démontrer un scénario plus réaliste.

En 2019, Eugenio et al [131], proposent une nouvelle approche pour résoudre le problème du suivi de trajectoire pour les véhicules autonomes. Cette méthode est basée sur l'utilisation d'une commande en cascade où la boucle externe résout la commande de position en utilisant une nouvelle approche de commande prédictive de modèle à paramètres variables linéaires (LPV-MPC) et la boucle interne est chargée de la commande dynamique du véhicule en utilisant une technique de régulateur quadratique linéaire LPV conçue via des inégalités matricielles linéaires (LPV-LMI-LQR). Les deux techniques utilisent une représentation LPV des modèles cinématiques et dynamiques du véhicule. La principale contribution de la technique LPV-MPC est sa capacité à calculer des solutions très proches de celles obtenues par la version non linéaire, mais en réduisant considérablement le coût de calcul et en permettant le fonctionnement en temps réel. Pour démontrer le potentiel de la technique LPV-MPC, ils ont proposé une comparaison entre la formulation MPC non linéaire (NL-MPC) et l'approche LPV-MPC.

En 2019, Norouzi et al [132], ont proposé un nouveau contrôleur robuste fondé sur Lyapunov basé sur un algorithme d'optimisation méta-heuristique pour le contrôle latéral d'un véhicule autonome. Dans un premier temps, la trajectoire de double voie a été conçue en utilisant une fonction polynomiale du cinquième degré (quantique) et des contraintes dynamiques. Dans l'étape suivante, les erreurs de position et d'orientation ont été extraites sur la base du modèle de bicyclette de véhicule à deux degrés de liberté. Une combinaison de contrôleurs à mode glissant et à pas de recul a été utilisée pour contrôler la direction. La stabilité globale du contrôleur combiné a été prouvée analytiquement en définissant une fonction de Lyapunov et en se basant sur le théorème de stabilité de Lyapunov. Le contrôleur proposé, comprend certains paramètres constants qui ont des effets sur la performance du contrôleur ; par conséquent, l'algorithme d'optimisation a été utilisé pour trouver les valeurs optimales de ces paramètres. Le résultat de la comparaison du contrôleur proposé avec le contrôleur back-stepping a illustré la meilleure performance du contrôleur proposé, en particulier dans les faibles frictions routières. La simulation des

contrôleurs conçus a été réalisée à l'aide du logiciel CarSim à et Matlab/Simulink qui fournit un modèle non linéaire de véhicule complet. La simulation a été effectuée pour des manœuvres de différentes durées et frottements routières. Le contrôleur proposé s'est avéré plus performant que le contrôleur back-stepping, en particulier lorsque les frottements sont faibles.

En 2019, Kiboom et al [133], pour obtenir des performances de suivi robustes et des actions de direction fluides sur une large gamme de vitesses du véhicule et de changements de courbure de la route. Ce processus de conception devient fastidieux lorsque le véhicule cible change fréquemment. Dans cette étude, une commande linéaire quadratique gaussienne (LQG) basée sur un modèle avec une matrice Q adaptative est proposée pour concevoir efficacement et systématiquement le contrôleur de suivi de trajectoire pour un véhicule donné, tout en conservant les avantages d'un contrôle de trajectoire, en traitant efficacement les problèmes de bruit et d'erreur provenant des algorithmes de localisation et de planification de trajectoire. Le régulateur, à son tour, est conçu automatiquement, sans efforts supplémentaires pour le réglage à différentes vitesses. Les performances de l'algorithme proposé sur le véhicule autonome KAIST sont validées. Les résultats expérimentaux montrent que le LQG proposé avec une matrice Q adaptative a des performances de suivi dans des conditions d'utilisation normales à basse vitesse (15 km/h) et à haute vitesse (45 km/h) sont meilleures que celles des méthodes de suivi conventionnelles, telles que la méthode de la matrice Q adaptative et des autres méthodes de suivi conventionnelles comme les méthodes de Stanley et de Pure-Pursuit.

En 2020, Joachim et al [134], pour suivre la trajectoire souhaitée aussi rapidement que possible, un nouveau contrôleur basé sur la modèle prédictif (MPC) et le contrôle de vitesse PID a été proposé pour les véhicules automatisés à grande vitesse en tenant compte des contraintes des limites physiques du véhicule, dans lequel un schéma d'intégration avant-arrière a été introduite pour générer un profil de vitesse optimal dans le temps, sous réserve de la limite de frottement pneu/route. De plus, ce schéma a été étendu le long d'un bloc de prédiction mobile. Dans le contrôleur MPC, le modèle de prédiction est basé sur un modèle de véhicule à 8 degrés de liberté (DOF), tandis que l'original était un modèle à 14 degrés de liberté (DOF). Pour le contrôle latéral, une séquence d'angles optimaux de braquage des roues a été générée par le contrôleur MPC intégré. Le contrôleur proposé a été mis en œuvre dans MATLAB en tenant compte des éléments suivants des courbes arbitraires dont la courbure varie continuellement comme trajectoire de référence. Les résultats des tests de simulation montrent que les erreurs de suivi sont faibles pour les positions latérales et longitudinales du véhicule et que les performances de suivi pour la trajectoire et la vitesse sont bonnes en utilisant le contrôleur proposé.

3.2.2 Control longitudinal

La tâche de suivi de la vitesse est une tâche pertinente dans une conduite entièrement automatisée. En effet, le contrôle longitudinal vise à suivre un profil de vitesse donné généré par un module supérieur. De nombreuses applications peuvent être trouvées comme ; Le régulateur de vitesse (CC), qui est largement utilisé, et qui vise à assurer la régulation de la vitesse du véhicule. Aussi bien on trouve le régulateur de vitesse adaptatif (ACC) qui est une extension du régulateur de vitesse ordinaire, qui utilise des informations externes pour réguler à la fois la vitesse du véhicule et la distance inter-véhiculaire. Et enfin la commande de platooning où plusieurs véhicules fonctionnent sous contrôle automatique comme une unité et se déplacent à la même vitesse avec un espacement inter-véhicules relativement faible. De ce fait la dynamique longitudinale du véhicule est basée sur le système de transmission intégré au véhicule, par exemple le type du moteur, la boîte de vitesses, le système de freinage, etc. Nous présentons dans ce qui suit quelques straté-

gies qui ont été utilisées dans la littérature pour contrôler la dynamique longitudinale du véhicule.

En 1997, Ottmar et al [135], présentent les résultats pratiques d'un concept de contrôle longitudinal pour le platooning de camions. L'approche est basée sur la mesure de la distance entre les véhicules et sur la communication entre véhicules, mais ne nécessite pas d'infrastructure routière. Une structure de contrôle à deux niveaux est proposée ; la boucle de contrôle interne qui comprend un contrôleur d'accélération non linéaire pour linéariser une grande partie des non-linéarités. Malgré cette linéarisation, en raison des différents systèmes d'actionnement, le comportement dynamique du véhicule est différent lors de l'accélération et du freinage. De plus, chaque véhicule peut avoir des trains de traction et des charges différentes et des perturbations supplémentaires peuvent survenir. Par conséquent, un contrôleur de platooning robuste est introduit pour la boucle de contrôle externe en utilisant une conception de contrôle en mode glissant. Comme ils disposent que d'un camion expérimental de tête et d'un camion de queue entièrement équipé, seuls les deux premiers véhicules du platooning peuvent être testés simultanément. Le comportement de tous les autres véhicules suiveurs peut être exploré étape par étape avec cette méthode de platooning virtuel en utilisant les données enregistrées des manœuvres d'essai précédentes, dans lesquelles les véhicules précédents sont testés. Les résultats pratiques d'un platooning composé de 7 camions montrent que l'utilisation du concept de commande proposé, la stabilité du platooning peut être atteinte.

En 2005, Martinez et al [136], proposent une nouvelle approche de commande basée sur un modèle de référence pour la commande longitudinale des automobiles. Une propriété importante de la structure proposée concerne le fait que la conception de la commande peut être indépendante de la conception du modèle, ce qui permet à la boucle de commande supplémentaire d'être uniquement responsable de l'adaptation du modèle entre le système réel et la dynamique de référence souhaitée. Le modèle de référence est non-linéaire et fournit des solutions dynamiques compatibles avec certaines contraintes de sécurité et de confort.

En 2007, Nouveliere et al [137], présentent une mise en œuvre expérimentale d'un contrôleur longitudinal de véhicule partagé à basse vitesse. L'objectif principal est l'augmentation de la capacité de trafic tout en améliorant la sécurité et le confort. La méthode de contrôle longitudinal utilisée est basée sur une technique en mode glissant de second ordre. Le contrôleur central est basé sur la gestion de l'espacement inter-véhiculaire en fonction de la vitesse du véhicule. Les résultats sont présentés à la fois par simulation et par l'utilisation d'un processus expérimental avec un prototype de véhicule qui est équipé des capteurs et des actionneurs nécessaires. Un certain nombre de scénarios sont testés dans des conditions de circulation habituelles, telles que le stop-and-go, l'arrêt devant des obstacles et la poursuite d'une voiture avec fusion et dépassement. Enfin, l'impact positif d'un tel système est donné en termes d'amélioration de la capacité du trafic et de réduction de la gravité des collisions.

En 2010, Joshué et al [138], abordent la commande des systèmes non linéaires qui des techniques d'intelligence artificielle, où la logique floue présente l'une des meilleures alternatives en raison de l'exploitation de la connaissance humaine. Cependant, plusieurs applications réelles de la logique floue utilisent un réglage manuel (expertise humaine) pour ajuster les systèmes de contrôle. D'autre part, dans le domaine des systèmes de transport intelligents (STI), le contrôle longitudinal (gestion de l'accélérateur et des freins) est un sujet important car les perturbations externes peuvent générer des accélérations inconfortables ainsi qu'une consommation de carburant inutile. Dans ce travail, les auteurs, utilisent un système neuro-flou pour utiliser la connaissance de la conduite humaine afin de régler et d'ajuster les paramètres d'entrée-sortie d'un système if then flou. Le système neuro-flou considéré dans ce travail est ANFIS (Adaptive-Network-based Fuzzy Inference

System). Les résultats montrent plusieurs améliorations dans le système de contrôle ajusté par des techniques neuro-floues en comparaison avec le contrôleur à réglage manuel, principalement en matière de confort et d'utilisation efficace des actionneurs.

En 2012, Zhao et al [139], traitent l'architecture du système de contrôle du véhicule autonome, appelé "Intelligent Pioneer", et abordent le suivi de trajectoire et la stabilité du mouvement pour naviguer efficacement dans des environnements inconnus. Dans cette approche, un modèle dynamique à deux degrés de liberté est développé pour formuler le problème du suivi de trajectoire dans un format d'espace d'état. Pour contrôler l'erreur de trajectoire instantanée, les contrôleurs traditionnels ont des difficultés à garantir la performance et la stabilité sur une large gamme de changements de paramètres et de perturbations. Par conséquent, un nouveau contrôleur PID adaptatif sera utilisé. Cette approche permet d'augmenter la flexibilité du système de contrôle du véhicule et d'obtenir de grands avantages.

En 2017, Liu et al [140], le contrôle longitudinal d'un véhicule autonome souffre généralement d'interruptions latérales, telles que l'entrée et la sortie du véhicule de tête, ce qui détériore ses performances et même de mettre en danger la sécurité de la conduite. Pour résoudre ce problème, les auteurs présentent une approche basée sur un modèle prédictif pour le contrôle longitudinal de la conduite autonome en tenant compte des interruptions latérales. Tout d'abord, un schéma de véhicule de tête virtuel est introduit pour prédire le comportement futur du véhicule de tête réel. En suivant le véhicule leader virtuel plutôt que le véhicule principal réel, la commande du véhicule hôte est simplifiée afin de maintenir un problème d'écart de suivi approprié. Ensuite, un écart stratégique entre la voiture et le véhicule (CFG), généré à partir de données de conduite naturelle sur autoroute, est utilisé pour décrire la sécurité et la probabilité de coupures par d'autres véhicules. Un modèle prédictif, qui incorpore le modèle stratégique CFG ainsi que l'accélération et les secousses dans la fonction objective, est conçu pour le contrôle longitudinal du véhicule hôte. La résolution du problème de contrôle optimal peut non seulement lisser les oscillations et les dépassements causés par les interruptions latérales, mais aussi de réduire la probabilité d'incursions des voies adjacentes. L'approche proposée est simulée et validée par des scénarios de test prédéfinis dans le logiciel CarSim.

En 2017, Hongbo et al [141], la robustesse dynamique et le contrôle de la stabilité sont des exigences pour la conduite autonome du véhicule. La technique de contrôle longitudinal du véhicule autonome est une théorie de base et une technique complexe clé qui doit avoir la fiabilité et la précision du contrôleur du véhicule. La technique de contrôle longitudinal est l'une des bases de la sécurité et de la stabilité du contrôle du véhicule autonome. C'est dans cette perspective que les auteurs présentent un algorithme de contrôle longitudinal basé sur le modèle de nuage pour le véhicule autonome afin d'assurer la stabilité dynamique et les performances de suivi du véhicule autonome. L'algorithme de contrôle longitudinal utilise principalement le générateur de modèle de nuage pour contrôler l'accélération du véhicule autonome et atteindre l'objectif qui contrôle la vitesse du véhicule autonome. L'algorithme de contrôle longitudinal proposé basé sur le modèle de nuage est vérifié par des expériences réelles sur la scène de conduite sur autoroute. Les résultats des expériences de l'accélération et de la vitesse montrent que l'algorithme est valide et stable.

3.2.3 Control couplé

Dans les études ci-dessus, les problèmes de contrôle latéral et longitudinal ont été étudiés de manière découplée. En outre, de nombreuses études traitant la commande latérale des véhicules automobiles et considèrent la vitesse du véhicule comme un paramètre variable ou supposent simplement une vitesse constante. D'autre part, celles qui traitent le

contrôle longitudinal et ne tient pas en compte le couplage avec le mouvement latéral. Cependant, il existe des couplages forts entre les deux commande à plusieurs niveaux : dynamique, cinématique et forces du pneu. Par conséquent, l'inclusion simultanée de contrôle longitudinal et latéral conçu sur un modèle couplé devient indispensable afin d'améliorer le guidage des performances dans une large gamme de fonctionnement. Néanmoins, la conception de la commande basée sur un modèle mathématique complexe du véhicule devient une tâche difficile en raison de ces couplages. C'est pourquoi différentes approches de contrôle ont été proposées dans la littérature pour faire face à ce problème.

En 2006, Kumarawadu et al [142], présentent un algorithme de contrôle combiné latéral et longitudinal du véhicule basé sur un modèle adaptatif de réseau neuronal (NN) pour les applications routières. Le contrôleur est synthétisé à l'aide d'une commande proportionnelle et dérivée (PD) couplée à un module neuronal adaptatif en ligne qui agit comme un compensateur dynamique pour affronter les divergences inhérentes du modèle, les fortes non-linéarités et les effets de couplage. Les problèmes de stabilité en boucle fermée de ce schéma de contrôle combiné sont analysés à l'aide d'une méthode basée sur Lyapunov. L'approche de neuro-contrôle peut garantir les limites ultimes uniformes des erreurs de suivi et les limites des poids des NN. Un modèle dynamique complexe non linéaire à trois degrés de liberté d'un wagon de passagers est développé pour simuler le mouvement du véhicule. Le contrôleur est testé et vérifié par des simulations sur ordinateur en présence d'incertitudes paramétriques et de conditions de conduite sévères.

En 2013, Katriniok et al [143], proposent une approche de commande prédictive pour le guidage combiné longitudinal et latéral à base de modèles du véhicule. Le contrôleur, qui a été conçu pour un système d'évitement de collision automobile, qui vise à suivre une trajectoire d'évitement souhaitée aux limites de la manipulation. Ainsi, le problème de suivi de trajectoire est décomposé en utilisant l'angle de braquage des roues et l'accélération longitudinale comme entrées de commande. Cette approche présente deux avantages majeurs. Premièrement, la connaissance à priori de la trajectoire d'évitement est explicitement incorporée dans le calcul des entrées de commande. Deuxièmement, la transmission combinée des forces longitudinales et latérales des pneus qui est considérée dans le sens d'une approche de contrôle intégrée de la dynamique du véhicule. Les résultats expérimentaux montrent l'efficacité du schéma de contrôle introduit.

En 2014, Attia et al [144], traitent la commande longitudinale et latérale combiné d'un véhicule automobile dans le cadre d'un guidage entièrement automatisé. Le véhicule automobile est un système complexe caractérisé par des dynamiques couplées longitudinales et latérales hautement non linéaires. Par conséquent, le guidage automatisé doit être réalisé simultanément avec le contrôle longitudinal et latéral. Ce travail présente une stratégie de guidage automatisé basée sur une commande prédictive par un modèle non linéaire. Une stratégie de contrôle longitudinal non linéaire tenant compte de la dynamique du groupe motopropulseur est également proposée pour résoudre le problème du suivi de la vitesse longitudinale. Enfin, une stratégie de contrôle longitudinal et latéral simultané permet d'améliorer la performance du contrôle combiné. L'ensemble de cette stratégie de contrôle est testé par des simulations montrant l'efficacité de l'approche développée.

En 2014, Roozbeh et al [145], proposent une approche combinée de contrôle longitudinal et latéral pour le platooning des véhicules dans une voie désignée. Ils combinent des méthodes linéaires dans le domaine de la fréquence et du temps, pour concevoir un contrôleur longitudinal qui assure la stabilité de la chaîne tout en respectant les limites de sécurité, de confort et d'actionnement. En outre, ils conçoivent une commande latérale qui tient compte des variations de vitesse induites par la commande longitudinale ainsi que des limites de sécurité, de confort et d'actionnement en utilisant des méthodes d'optimisation convexe.

En 2016, Linhai et al [146], proposent la conception du système de contrôle de la conduite, comprenant des contrôleurs longitudinaux et latéraux, pour le véhicule autonome (Kuaifu-II). Comparé à la plupart des recherches précédentes qui nécessitent inévitablement une grande quantité de paramètres, la conception du système de contrôle présenté dans ce travail intègre plusieurs contrôleurs typiques et efficaces pour réduire de manière significative la sensibilité du système à ces paramètres, et il est capable d'atteindre la robustesse du système dans des circonstances diversifiées.

En 2019, Lin et al [147], proposent une combinaison de la méthode de contrôle longitudinal-latéral avec la stabilité en lacet dans le suivi de trajectoire pour les véhicules autonomes. Sur la base de la dynamique du véhicule, en considérant le mouvement longitudinal et latéral du véhicule, les problèmes de suivi de vitesse et de suivi de trajectoire peuvent être attribués au contrôle longitudinal et latéral. Une méthode de contrôle à structure variable en mode glissant est utilisée pour le contrôle longitudinal. La force motrice totale est obtenue à partir de l'erreur de vitesse afin d'effectuer le suivi de la vitesse. Une méthode de commande prédictive de modèle linéaire variant dans le temps est utilisée pour la commande latérale afin de prédire l'angle requis de la roue avant pour le suivi de la trajectoire. En outre, un cadre de contrôle combiné est établi pour contrôler les mouvements longitudinaux et latéraux et améliorer la fiabilité du contrôle de la direction longitudinale et latérale. Sur cette base, la force motrice d'un pneu est allouée de manière raisonnable en utilisant le contrôle direct du moment de lacet, ce qui assure une bonne stabilité en lacet du véhicule lors du suivi de la trajectoire. Les résultats de la simulation indiquent que la stratégie de contrôle proposée permet de suivre la vitesse et la trajectoire de référence et améliore les performances de la stabilité du véhicule.

En 2019, Tanweer et al [148], décrivent la façon dont une technique d'apprentissage profond est utilisée pour mettre en œuvre le contrôle latéral et longitudinal des véhicules. Le simulateur de voiture de course ouvert (TORCS) est utilisé pour développer et tester la mise en œuvre. Deux réseaux neuronaux distincts ont été formés pour prédire la vitesse et la direction du véhicule en fonction de la trajectoire de la route. Une telle approche sert à construire un système qui utilise l'intelligence artificielle pour analyser l'environnement et déterminer ce que devrait être la vitesse du véhicule plutôt que de suivre un ensemble de règles prédéterminées.

En 2019, Alicia et al [149], présentent l'utilisation des signaux cérébraux plutôt que des membres pour contrôler un véhicule. Cette approche peut non seulement aider les personnes handicapées à acquérir la capacité de conduire, mais aussi fournir aux personnes en bonne santé une nouvelle alternative pour conduire. Dans ce travail, les auteurs proposent un système de contrôle latéral et longitudinal combiné pour les véhicules à commande cérébrale (BCV) basés sur les signaux de l'électroencéphalogramme (EEG). Le système proposé est conçu en intégrant une interface utilisateur, une interface cerveau-ordinateur (BCI), un modèle d'interface de commande, un contrôleur latéral et un contrôleur longitudinal. Ils réalisent des expériences de conduite en boucle dans deux conditions de contrôle (c'est-à-dire les conditions de contrôle par le cerveau et de contrôle manuel) avec différents scénarios et trois tests de conduite (c'est-à-dire les tests de changement de voie, de sélection de chemin et de suivi de voiture). Les résultats expérimentaux montrent la faisabilité de l'utilisation des signaux cérébraux pour effectuer en continu le contrôle latéral et longitudinal d'un véhicule. Cette étude ne favorise pas seulement le développement de BCVs, mais fournit également quelques idées sur la façon d'appliquer les BCIs en conjonction avec des contrôleurs assistants pour contrôler d'autres systèmes dynamiques.

En 2020, Shuping et al [150], présentent un nouveau contrôleur couplé latéral et longitudinal basé sur un cadre de contrôle prédictif de modèle (MPC) qui a été proposé pour un véhicule autonome afin de suivre la trajectoire et la vitesse souhaitées. En considérant les contraintes de limite d'entrée de contrôle et de sortie d'état admissible, Ils ont utilisé

un contrôleur spatial à 8 degrés de liberté (DOF) basé sur l'espace comme modèle de prédiction et le modèle d'haute-fidélité, c'est-à-dire un modèle de véhicule à 14 degrés de liberté, comme modèle de référence pour la formulation de l'algorithme MPC pour le contrôle latéral. Le contrôleur MPC génère l'angle de braquage optimal des roues ; pour le contrôle longitudinal, le contrôleur PID intégré dans la solution d'optimisation génère le couple total des roues motrices ou de freinage. Toutes les entrées de commande ont été transmises simultanément à la référence. Les modèles de véhicules développés ont été simulés avec une entrée de direction par paliers et comparés aux résultats de simulation du modèle de véhicule CarSim pour validation. Ils ont implémenté le contrôleur proposé pour le suivi de la trajectoire et de vitesse avec MATLAB en considérant une trajectoire courbe en forme de 8 comme référence. Les résultats de la simulation ont montré que les performances de suivi de trajectoire et de vitesse étaient bonnes en utilisant la stratégie combinée de contrôle latéral et longitudinal.

C'est sur la base de cette étude bibliographique abordée précédemment, qu'on va développer dans cette thèse un contrôleur qui régule le couple de traction ou de freinage généré par le moteur. Ce contrôleur est basé sur la commande couplée de la dynamique longitudinale et latérale du robot en tenant en compte la régulation du glissement apparue lors de la navigation du robot dans un sol déformable. Cette démarche est détaillée dans la partie suivante.

3.3 Développement de la loi de contrôle du robot « Agri-Eco-Robot »

Nous présentons dans cette section, les solutions proposées pour le problème de contrôle couplé. La stratégie des contrôleurs et la dérivation des lois de contrôle sont expliquées en détail, puis la validité des contrôleurs est discutée par rapport aux résultats de simulation et d'expérimentation. Notez que nous ne proposons pas de discussion sur la gestion de la vitesse maximale admissible ou d'autres aspects de sécurité, puisque nous supposons que tous ces points doivent être gérés dans le générateur de trajectoire (couche supérieure) et que la loi de contrôle doit assurer le suivi de la trajectoire et de la vitesse.

3.3.1 Réponse du robot en boucle ouverte

Nous rappelons ici, par commodité, les équations dynamiques obtenues pour le robot mobile à quatre roues :

$$m_t \dot{V}_{Gx} = \sum_{i=1}^4 T_{xchi}^2 + 2(a-b) m_{ri} \dot{\psi}^2 + m_t \dot{\psi} V_{Gy} \quad (3.1)$$

$$m_t \dot{V}_{Gy} + 2(a-b) m_{ri} \ddot{\psi} = \sum_{i=1}^4 T_{ychi}^2 - m_t \dot{\psi} V_{Gx} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} & \left(I_{zz} + \sum_{i=1}^4 I_{zz}^i + 2m_{ri} (a^2 + b^2 + 2c^2) \right) \ddot{\psi} - 2m_{ri} (a-b) \dot{V}_{Gy} \\ &= \sum_{i=1}^4 M_{ni}^2 + \sum_{i=1}^4 a_i T_{ychi}^2 - \sum_{i=1}^4 c_i T_{xchi}^2 + 2m_{ri} (a-b) \dot{\psi} V_{Gx} \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$I_{ychych}^1 \ddot{\varphi}_1 = C_1 + \left(M_{ych1}^2 - R T_{xch1}^2 \right) - B_1 \dot{\varphi}_1 - K_1 \Omega_1 \quad (3.4)$$

$$I_{ychych}^2 \ddot{\varphi}_2 = \mathcal{C}_2 + (M_{ych2}^2 - RT_{xch2}^2) - B_2 \dot{\varphi}_2 - K_2 \Omega_2 \quad (3.5)$$

$$I_{ychych}^3 \ddot{\varphi}_3 = \mathcal{C}_3 + (M_{ych3}^2 - RT_{xch3}^2) - B_3 \dot{\varphi}_3 - K_3 \Omega_3 \quad (3.6)$$

$$I_{ychych}^4 \ddot{\varphi}_4 = \mathcal{C}_4 + (M_{ych4}^2 - RT_{xch4}^2) - B_4 \dot{\varphi}_4 - K_4 \Omega_4 \quad (3.7)$$

Avec ;

$$m_t = 4m_{ri} + m_{ch}$$

$$\left\| \begin{array}{cc} T_{xch_i}^2 = F_x & M_{xch_i}^2 = M_x + RF_y \\ T_{ych_i}^2 = F_y & M_{ych_i}^2 = M_y - RF_x \\ N_i^2 = F_z & M_{n_i}^2 = M_z \end{array} \right\|$$

Les forces d'interaction roue-sol sont définies dans le chapitre 2 dans la théorie de Bekker-Étendu.

La force normale est donnée dans l'expression suivante :

$$N_i^2 = 2Rw\sigma_m \left(\frac{1 - \cos(\theta_f)}{\theta_f} \right) \approx Rw\sigma_m \theta_f \quad (3.8)$$

Avec ;

$$\sigma_m \approx \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n$$

La force latérale est donnée par :

$$T_{ych_i}^2 \approx Rw\tau_{m,Li}\theta_f \quad (3.9)$$

Avec ;

$$\tau_{m,L} = \left(C + \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n \tan(\emptyset) \right) \left(1 - \exp \left(\frac{R(1 - s_i)\theta_f \tan(\beta_i)}{K} \right) \right)$$

La force longitudinal est donnée par :

$$T_{xch_i}^2 = 2Rw\tau_{m,ti} \left(\frac{1 - \cos(\theta_f)}{\theta_f} \right) \approx Rw\tau_{m,ti}\theta_f \quad (3.10)$$

Avec ;

$$\tau_{m,t} = \left(C + \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n (1 + K_q(R\dot{\varphi}_i\theta_f)^q) \tan(\emptyset) \right) \left(1 - \exp \left(\frac{R\theta_f s_i}{K} \right) \right)$$

Le moment longitudinal est donnée par :

$$M_{xch_i}^2 = M_x + RT_{ych_i}^2 \quad (3.11)$$

Avec ;

$$M_x = -2R^2w\tau_{m,L} \left(\frac{1 - \cos(\theta_f)}{\theta_f} \right) \approx -R^2w\tau_{m,Li}\theta_f \quad (3.12)$$

$$\tau_{m,Li} = \left(C + \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n (1 + K_q(R\dot{\varphi}_i\theta_f)^q) \tan(\emptyset) \right) \left(1 - \exp \left(\frac{R(1 - s_i)\theta_f \tan(\beta_i)}{K} \right) \right)$$

Le moment latéral est donnée par :

$$M_{ych_i}^2 = M_y - RF_x \quad (3.13)$$

Avec ;

$$M_y \approx R^2 w \tau_{m,ti} \theta_f$$

$$\tau_{m,ti} = \left(C + \left(\frac{k_c}{w} + k_\emptyset \right) R^n \left(\frac{\theta_f^2}{2} \right)^n (1 + K_q (R \dot{\phi}_i \theta_f)^q) \tan(\emptyset) \right) (1 - \exp\left(-\frac{R \theta_f s_i}{K}\right))$$

Le moment de pivotement est donnée par ;

$$M_{n_i}^2 \approx 0 \quad (3.14)$$

On note s_i et β_i le taux de glissement et l'angle de dérive de la roue i respectivement, ils sont définis dans les équations 4.15 et 4.16 :

$$s_i = \begin{cases} \frac{R \dot{\phi}_i - V_x^i}{R \dot{\phi}_i} & \text{Pendant l'accélération} \\ \frac{R \dot{\phi}_i - V_x^i}{V_x^i} & \text{Pendant le freinage} \end{cases} \quad (3.15)$$

$$\beta_i = \text{atan}\left(\frac{V_y^i}{V_x^i}\right) \quad (3.16)$$

V_x^i est la vitesse longitudinale de la roue i, définie par :

$$V_x^i = V_{Gx} - c_i \dot{\psi} \quad (3.17)$$

V_y^i est la vitesse latérale de la roue i, définie par :

$$V_y^i = V_{Gy} + a_i \dot{\psi} \quad (3.18)$$

L'architecture de la dynamique du robot est illustrée dans la Figure (3.1).

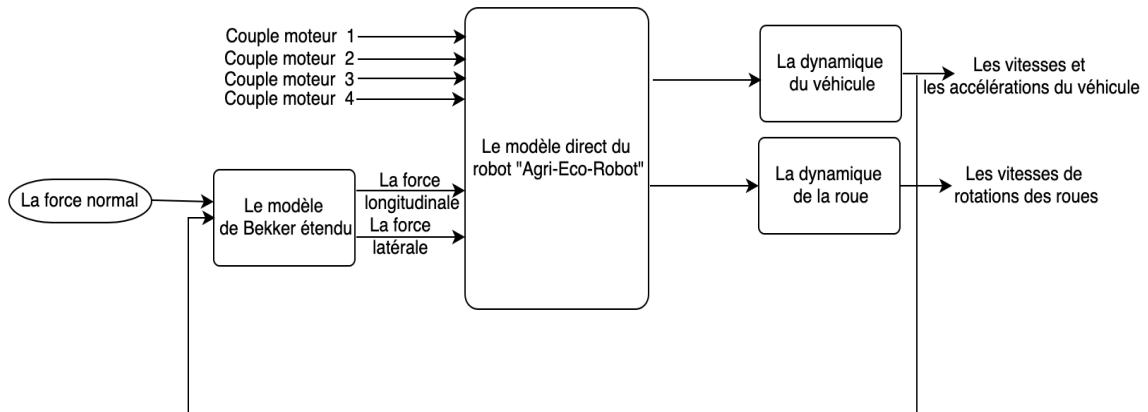


FIGURE 3.1 – Schéma dynamique du robot en boucle ouverte

Le tableau (3.1) montre les paramètres géométriques et dynamiques du robot « Agri-Eco-Robot », et les paramètres du sol de la serre de fraises « Sol-Argileux-sablonneux à grains fins ».

Les résultats de la dynamique en boucle ouverte en appliquant une entrée impulsionnelle, sont illustrés dans les figures suivantes :

TABLE 3.1 – Les paramètres du robot « Agri-Eco-Robot » dans son environnement

Paramètres géométriques		Paramètres Dynamiques		Paramètres du sol	
a	0.17 m	I_{xchz}	0.0097 Kg.m ²	k_c	14.5 KN/m ⁿ⁺¹
b	0.2 m	I_{zz}	1.08 Kg.m ²	$k_\emptyset$	705.22 KN/m ⁿ⁺²
c	0.185 m	I_{ychych}	1.04 Kg.m ²	n	0.36
d	0.24 m	I_{ychych}^i	0.0151 Kg.m ²	C	4.76 KPa
R	0.1016 m	I_{zz}^i	0.0082 Kg.m ²	K_q	0
w	0.05 m	K_i	0	q	0.1
m_{ch}	70 Kg	B_i	0	$\emptyset$	31.5 Degré
m_{ri}	3.5 Kg	g	9.8 m/s ²	K	1.2 cm

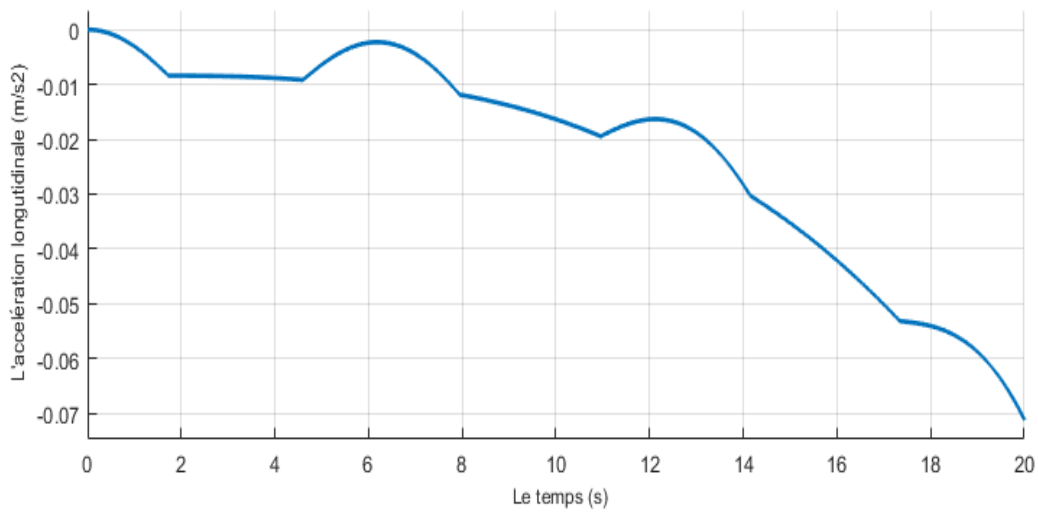


FIGURE 3.2 – L'accélération longitudinale du robot en boucle ouverte

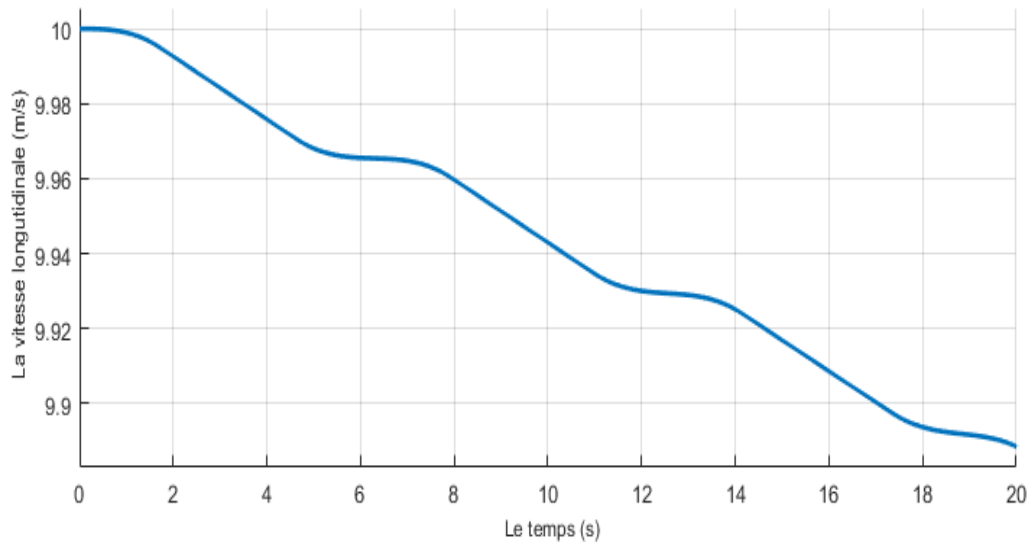


FIGURE 3.3 – La vitesse longitudinale du robot en boucle ouverte

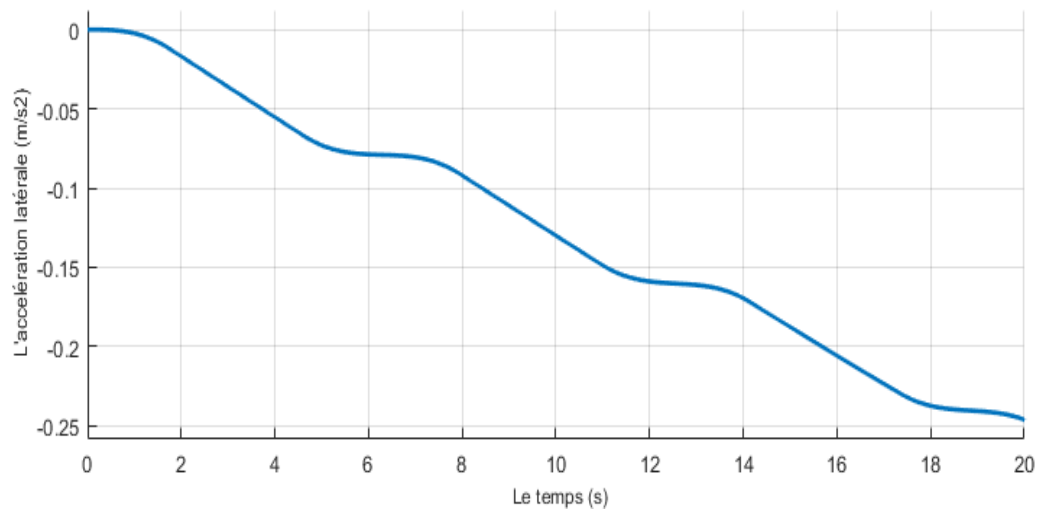


FIGURE 3.4 – L'accélération latérale du robot en boucle ouverte

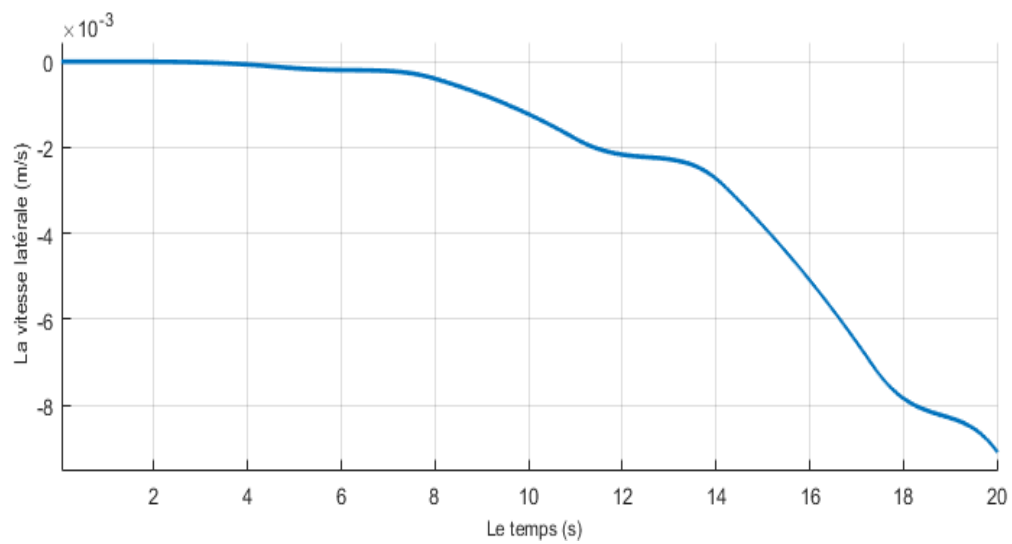


FIGURE 3.5 – La vitesse latérale du robot en boucle ouverte

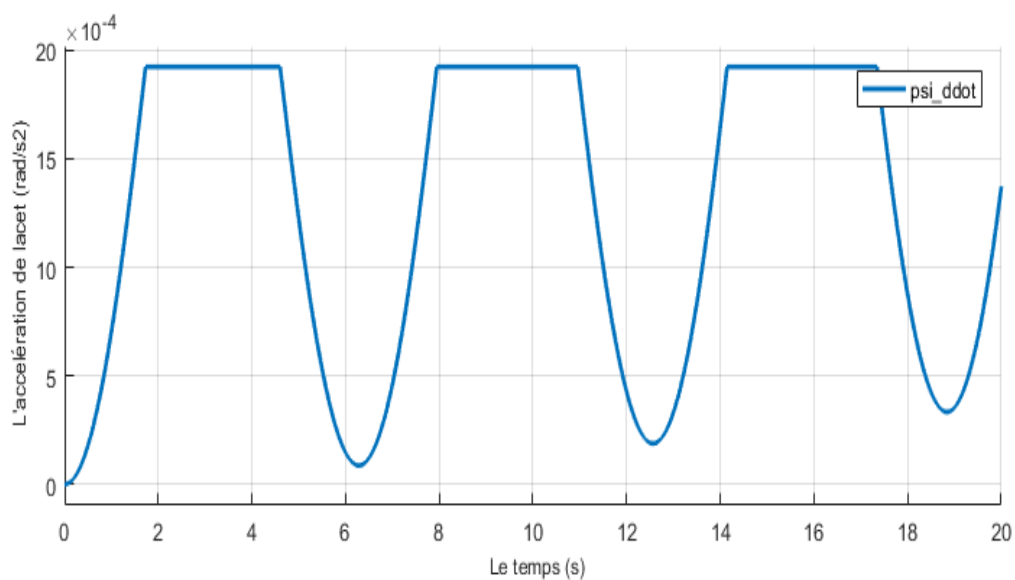


FIGURE 3.6 – L'accélération de lacet du robot en boucle ouverte

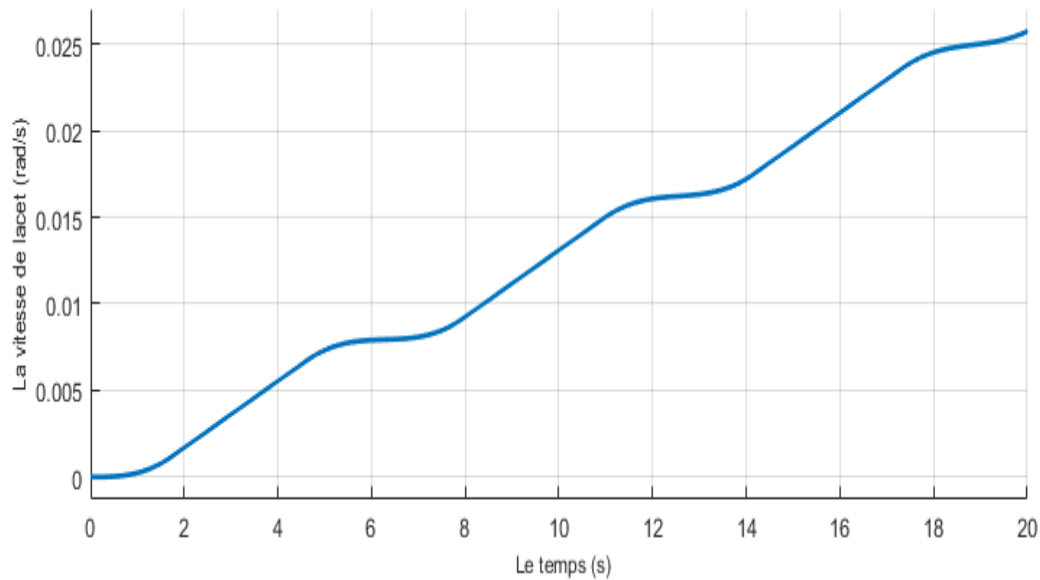


FIGURE 3.7 – La vitesse de lacet du robot en boucle ouverte

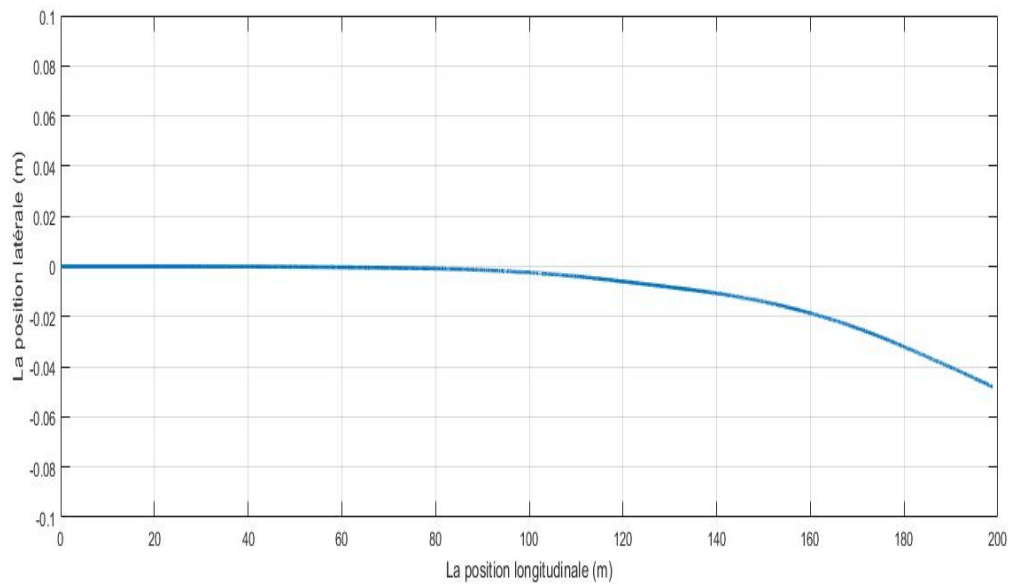


FIGURE 3.8 – La trajectoire du robot mobile en boucle ouverte

On remarque que la vitesse longitudinale et latérale du robot décroît en cours du temps vu l'effet du glissement engendré durant le parcours du robot dans un sol déformable.

Les quatre roues motrices engendrent le même glissement comme la montre la figure 3.9 :

D'après la figure 3.9, on remarque un grand glissement qui revient à une saturation système, ce qui entraîne la déstabilisation du système. De ce faite, il faut contrôler le glissement pour le minimiser afin d'assurer une stabilité du système.

L'objectif principal de la loi de contrôle élaboré dans les parties suivantes, consiste à réguler le couple qui est considéré comme entrée pour avoir la sortie désirée tout en régulant le glissement.

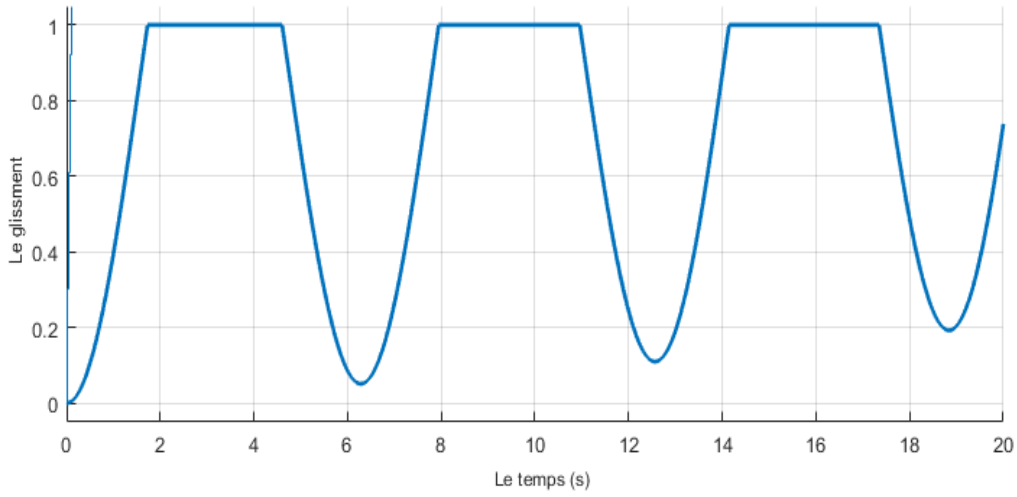


FIGURE 3.9 – Le glissement du robot en boucle ouverte

3.3.2 Développement de la loi de contrôle proposée

Simplification du modèle dynamique

Pour atteindre les objectifs de contrôle, le modèle déjà développé est utilisé ici. À cette fin, le modèle a été simplifié en un modèle d'équations à 2 états tel que défini dans l'équation 4.19 :

$$\begin{pmatrix} m_t & 0 \\ 0 & I_{tot} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{V}_{Gx} \\ \ddot{\psi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{xt} \\ F_{\psi t} \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

Avec :

$$\begin{aligned} F_{xt} &= \sum_{i=1}^4 T_{xchi}^2 + 2(a-b)m_{ri}\dot{\psi}^2 \\ F_{\psi t} &= \sum_{i=1}^4 a_i T_{ychi}^2 - \sum_{i=1}^4 c_i T_{xchi}^2 + 2\frac{m_{ri}}{m_t}(a-b) \sum_{i=1}^4 T_{ychi}^2 \\ I_{tot} &= I_{zz} + \sum_{i=1}^4 I_{zz}^i + 2m_{ri}(a^2 + b^2 + 2c^2) + 4(a-b)^2 \frac{m_{ri}^2}{m_t} \end{aligned}$$

Pour les équations de la roue, nous négligerons l'effet de torsion et du frottement dû aux roulements, donc K_i et B_i sont égaux à 0.

Ainsi, l'équation dynamique de la roue i devient :

$$I_{ychych}^i \ddot{\varphi}_i = C_i - RT_{xchi}^2 \quad (3.20)$$

Architecture de la commande proposée

L'objectif de notre contrôleur est d'assurer un suivi robuste d'une trajectoire de référence donnée suivant une vitesse souhaitée. Pour cela, nous utilisons le contrôle couplé de la dynamique longitudinale et latérale. Ce type de contrôleur est monté en cascade avec le contrôleur du glissement, car il s'agit d'un sol déformable et l'implication du glissement et du dérapage est importante.

Le schéma de contrôle de ce robot, tout en contrôlant les vitesses longitudinales et de lacet, en présence de la régulation du taux de glissement est donné dans la Figure 3.10.

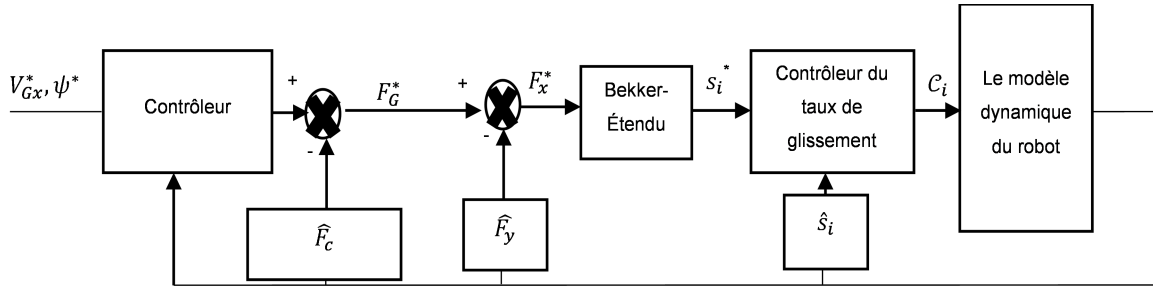


FIGURE 3.10 – Le schéma de control couplé en boucle fermé lorsque le taux de glissement est contrôlé

Le schéma ci-dessus permet de contrôler la vitesse et la trajectoire donnée, pour générer une force globale désirée F_G^* , après avoir éliminer la force de Coriolis $\hat{F}_c$. Cette force global F_G^* contient la force longitudinale ou de traction F_x , et la force latérale F_y . La force longitudinale F_x^* est déduite en soustrayant la force latérale $\hat{F}_y$ de la sortie du robot mobile en utilisant le modèle de Bekker-étendu. La force de traction désirée F_x^* nous permet de réguler le rapport du glissement s_i^* pour chaque roue, pour finalement obtenir le couple moteur C_i généré par la roue i afin de faire naviguer le robot selon une trajectoire désirée.

Les résultats de cette régulation seront comparés à la régulation sans prise en compte du taux de glissement tel que défini dans la figure 3.11 :

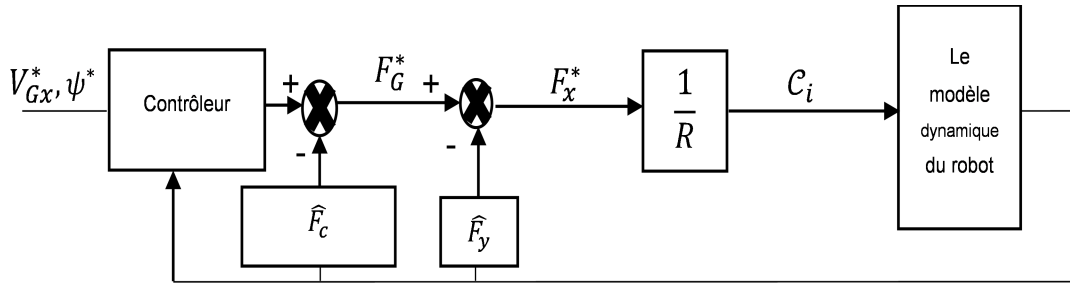


FIGURE 3.11 – Le schéma de control couplé en boucle fermé lorsque le taux de glissement n'est pas contrôlé

Conception de la loi de commande proposée

Comme mentionné ci-dessus, le rôle du contrôleur est d'assurer un suivi robuste de la trajectoire de référence pour la navigation autonome variant dans le temps du robot mobile agricole.

Ainsi, le contrôleur détermine la force globale $F_G = (F_{xt}, F_{\psi t})^t$ nécessaire pour générer la traction qui nous permet de déduire le taux de glissement nécessaire pour produire un couple suffisant pour le suivi à une vitesse longitudinale désirée donnée qui annulera l'erreur de déplacement longitudinal et de lacet par rapport à une trajectoire de référence donnée. Pour atteindre l'objectif du contrôleur, nous disposons de trois processus :

Régulation de la vitesse longitudinale et le chemin : Nous définissons deux signaux d'erreur comme :

$$V_1(V_{Gx}) = (V_{Gx} - V_{Gx}^*) + \lambda_x \int (V_{Gx} - V_{Gx}^*) dt, \quad \lambda_x > 0 \quad (3.21)$$

$$V_2(\psi) = (\dot{\psi} - \dot{\psi}^*) + \lambda_\psi (\psi - \psi^*), \quad \lambda_\psi > 0 \quad (3.22)$$

Avec :

V_1 est la fonction de la vitesse longitudinale,

V_2 est une fonction de la vitesse de lacet.

Le contrôleur est alors efficace si et seulement si V_1 et V_2 convergent vers 0.

Soit V la fonction de Lyapunov définie par :

$$V(x, \psi) = \frac{1}{2} V_1^2(x) + \frac{1}{2} \gamma V_2^2(\psi) \quad , \quad \gamma > 0 \quad (3.23)$$

Pour assurer la convergence de V_1 et V_2 , la variation de la fonction candidate de Lyapunov doit être négative.

Donc :

$$\dot{V}(x, \psi) = \dot{V}_1(x) + \gamma \dot{V}_2(\psi) < 0 \quad (3.24)$$

Introduisons les coefficients α_1 et α_2 positifs tels que :

$$\dot{V}(x, \psi) = -\alpha_1 V_1^2(x) - \alpha_2 V_2^2(\psi) \quad (3.25)$$

Donc ;

$$\dot{V}_1(x) = -\alpha_1 V_1^2(x) \quad (3.26)$$

D'où ;

$$\dot{V}_1(x) = -\alpha_1 V_1(x) \quad (3.27)$$

On a encore ;

$$\dot{V}_2(\psi) = -\alpha_2 V_2^2(\psi) \quad (3.28)$$

D'où ;

$$\dot{V}_2(\psi) = -\alpha_2 V_2(\psi) \quad (3.29)$$

Mais on a ;

$$\begin{aligned} \dot{V}_1(x) &= (\dot{V}_{Gx} - \dot{V}_{Gx}^*) + \lambda_x (V_{Gx} - V_{Gx}^*) \\ &= -\alpha_1 (V_{Gx} - V_{Gx}^*) + \lambda_x \int (V_{Gx} - V_{Gx}^*) dt \end{aligned} \quad (3.30)$$

D'où ;

$$\dot{V}_{Gx} = \dot{V}_{Gx}^* - (\lambda_x + \alpha_1) (V_{Gx} - V_{Gx}^*) - \alpha_1 \lambda_x \int (V_{Gx} - V_{Gx}^*) dt \quad (3.31)$$

Le même raisonnement est valable pour ψ :

$$\dot{V}_2(\psi) = (\ddot{\psi} - \ddot{\psi}^*) + \lambda_\psi (\dot{\psi} - \dot{\psi}^*) = -\alpha_2 (\dot{\psi} - \dot{\psi}^*) + \lambda_\psi (\psi - \psi^*) \quad (3.32)$$

Alors ;

$$\ddot{\psi} = \ddot{\psi}^* - (\lambda_\psi + \alpha_2) (\dot{\psi} - \dot{\psi}^*) - \alpha_2 \lambda_\psi (\psi - \psi^*) \quad (3.33)$$

Donc ;

$$\begin{aligned} & \begin{pmatrix} F_{xt}^* + 2(a-b)m_{ri}\dot{\psi}^2 \\ F_{\psi t}^* \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} m_t(\dot{V}_{Gx}^* - (\lambda_x + \alpha_1)(V_{Gx} - V_{Gx}^*) - \alpha_1 \lambda_x \int (V_{Gx} - V_{Gx}^*) dt) \\ I_{tot}(\ddot{\psi}^* - (\lambda_\psi + \alpha_2)(\dot{\psi} - \dot{\psi}^*) - \alpha_2 \lambda_\psi (\psi - \psi^*)) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.34)$$

Élimination de la force de Coriolis : Soit la force de Coriolis définie par ;

$$\hat{F}_c = \begin{pmatrix} 2(a-b)m_{ri}\hat{\dot{\psi}}^2 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

On a donc ;

$$F_G^* = \begin{pmatrix} F_{xt}^* \\ F_{\psi t}^* \end{pmatrix} \quad (3.36)$$

$$= \begin{pmatrix} m_t \left(\dot{V}_{Gx}^* - (\lambda_x + \alpha_1)(V_{Gx} - V_{Gx}^*) - \alpha_1 \lambda_x \int (V_{Gx} - V_{Gx}^*) dt \right) \\ I_{tot}(\ddot{\psi}^* - (\lambda_\psi + \alpha_2)(\dot{\psi} - \dot{\psi}^*) - \alpha_2 \lambda_\psi (\psi - \psi^*)) \end{pmatrix} - \hat{F}_c$$

La répartition de la force globale : Cette partition est devisée en deux parties essentielles ; la première consiste à extraire la force F_G^* , comme :

$$F_G^* = \begin{pmatrix} F_{xt}^* \\ F_{\psi t}^* \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^4 T_{xchi}^{2*} \\ \sum_{i=1}^4 a_i T_{ychi}^2 - \sum_{i=1}^4 c_i T_{xchi}^2 + 2 \frac{m_{ri}}{m_t} (a-b) \sum_{i=1}^4 T_{ychi}^2 \end{pmatrix} \quad (3.37)$$

Avec :

F_G^* est la force totale qui comprend la force longitudinale et la force latérale souhaitée.

La seconde consiste à déduire la force longitudinale souhaitée :

$$F_G^* = A_x F_x^* + A_y \hat{F}_y \quad (3.38)$$

Avec :

$$A_x = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ c & c & -c & -c \end{pmatrix}$$

$$A_y = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ a+2(a-b)\frac{m_{ri}}{m_t} & a+2(a-b)\frac{m_{ri}}{m_t} & -b+2(a-b)\frac{m_{ri}}{m_t} & -b+2(a-b)\frac{m_{ri}}{m_t} \end{pmatrix}$$

Donc :

$F_x^* = (T_{xch1}^{2*}, T_{xch2}^{2*}, T_{xch3}^{2*}, T_{xch4}^{2*})^t$ est la force longitudinale souhaitée par la régulation de la trajectoire souhaitée.

$\hat{F}_y = (\widehat{T_{ych1}^2}, \widehat{T_{ych2}^2}, \widehat{T_{ych3}^2}, \widehat{T_{ych4}^2})^t$ est la force latérale estimée à partir du modèle de Bekker-étendu et des sorties du robot, en négligeant l'effet du taux de glissement sur la force latérale.

Par conséquent, on a :

$$F_x^* = A_x^+ (F_G^* - A_y \hat{F}_y) \quad (3.39)$$

Avec :

$$A_x^+ = \frac{1}{4c} \begin{pmatrix} c & 1 \\ c & 1 \\ c & -1 \\ c & -1 \end{pmatrix} \text{ est le pseudo inverse de la matrice } A_x.$$

Le taux de glissement désiré : La force longitudinale est exprimée comme suit :

$$T_{xchi}^{2*} = R w (C + (\frac{k_c}{w} + k_\emptyset) R^n (\frac{\theta_f^2}{2})^n \tan(\emptyset)) (1 - \exp(\frac{R \theta_f s_i^*}{K})) \theta_f \quad (3.40)$$

Pour obtenir θ_f , nous négligerons l'effet de transfert de charge qui modifie la distribution des forces verticales en régime permanent :

$$N_i^2 = \frac{m_t g}{4} \approx R w \theta_f (\frac{k_c}{w} + k_\emptyset) R^n (\frac{\theta_f^2}{2})^n \quad (3.41)$$

Donc ;

$$\theta_f = (\frac{2^n m_t g}{4 R^n w (\frac{k_c}{w} + k_\emptyset)})^{1/(2n+1)} \quad (3.42)$$

Avec : $m_t = 4m_{ri} + m_{ch}$

Ensuite, nous réglons le taux de glissement afin d'obtenir le couple suffisant pour naviguer le long d'une trajectoire donnée.

Soit R la fonction de Lyapunov définie par :

$$R(s_i) = \frac{1}{2} \dot{\varphi}_i (\hat{s}_i - s_i^*)^2 \quad (3.43)$$

Pour assurer la convergence de R , la variation de la fonction de Lyapunov doit être négative.

Donc :

$$\dot{R}(\hat{s}_i) = \frac{1}{2} \ddot{\varphi}_i (\hat{s}_i - s_i^*)^2 + \dot{\varphi}_i (\hat{s}_i - s_i^*) \dot{\hat{s}}_i \quad (3.44)$$

$$\begin{aligned} \dot{R}(s_i) = (\hat{s}_i - s_i^*) & \left(\frac{1}{2I_{ychych}^i} (C_i - RT_{xchi}^2) (\hat{s}_i - s_i^*) \right. \\ & \left. + \frac{\sum_{i=1}^4 T_{xchi}^2 + 2(a-b)m_{ri}\dot{\psi}^2}{m_t R} + \frac{\dot{\psi} V_{Gy} - c_i \ddot{\psi}}{R} + \frac{(1 - \hat{s}_i)}{I_{ychych}^i} (C_i - RT_{xchi}^2) \right) < 0 \end{aligned} \quad (3.45)$$

Donc :

$$C_i = RT_{xchi}^{2*} - \frac{2I_{ychych}^i}{2 - (\hat{s}_i + s_i^*)} (\alpha (\hat{s}_i - s_i^*) + \frac{\sum_{i=1}^4 T_{xchi}^2 + 2(a-b)m_{ri}\dot{\psi}^2}{m_t R} + \frac{\dot{\psi} V_{Gy} - c_i \ddot{\psi}}{R}) \quad (3.46)$$

3.3.3 Validation du modèle

Pour la validation du comportement dynamique du robot en présence du contrôleur, un chemin de référence ainsi qu'une vitesse de référence ont été choisis.

Le chemin est élaboré de telle manière qu'elle regroupe la trajectoire rectiligne et la trajectoire curviligne dans le même scénario. Ce chemin est abordé en temps réel en utilisant une application de Matlab-Simulink appelée « Driving Scenario Designer ». Cette application nous permet de concevoir des scénarios de conduite synthétiques pour tester un système de conduite autonome. Et grâce à cette application, nous pouvons : Créer des modèles de route et d'acteurs à l'aide d'une interface de type glisser-déposer, et configurer les capteurs de vision, radar, lidar, INS et ultrasons montés sur le véhicule ego.

Pour notre scénario, on a choisi la caméra comme un capteur extéroceptif, pour déterminer les positions longitudinale et latérale ainsi que les positions de lacet.

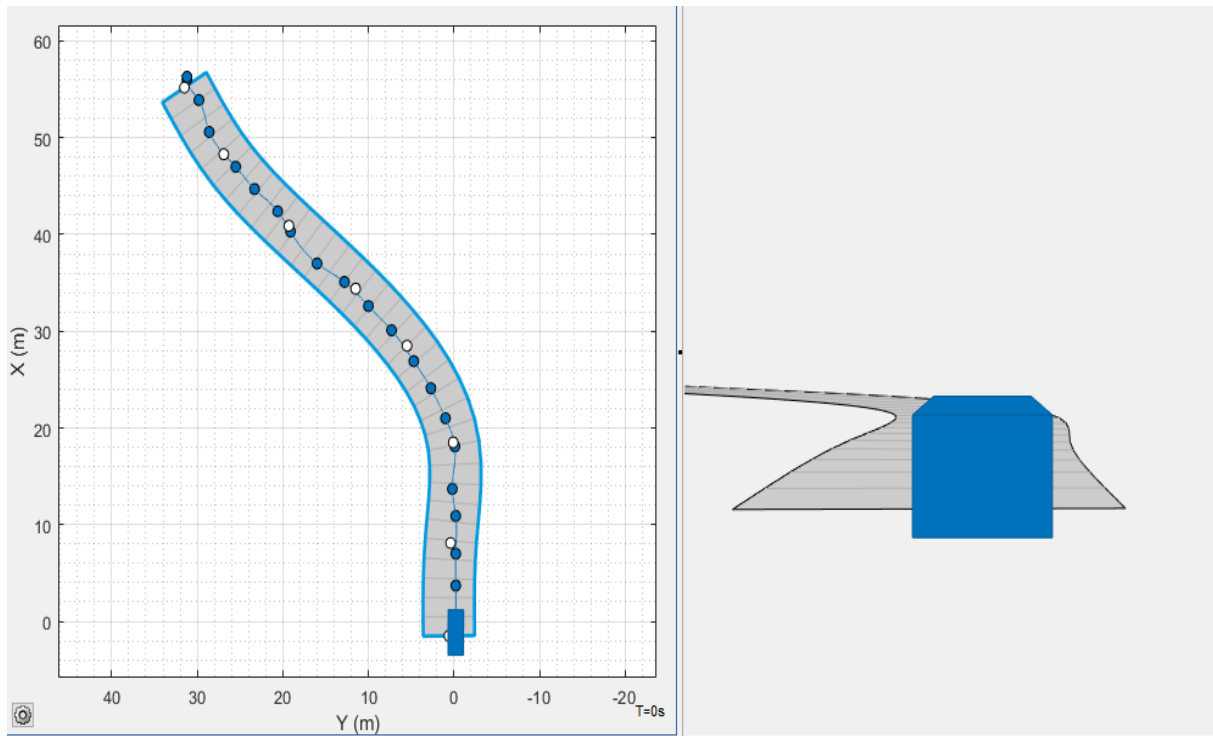


FIGURE 3.12 – Génération de la trajectoire du robot en utilisant l’application “Driving Scénario Designer”

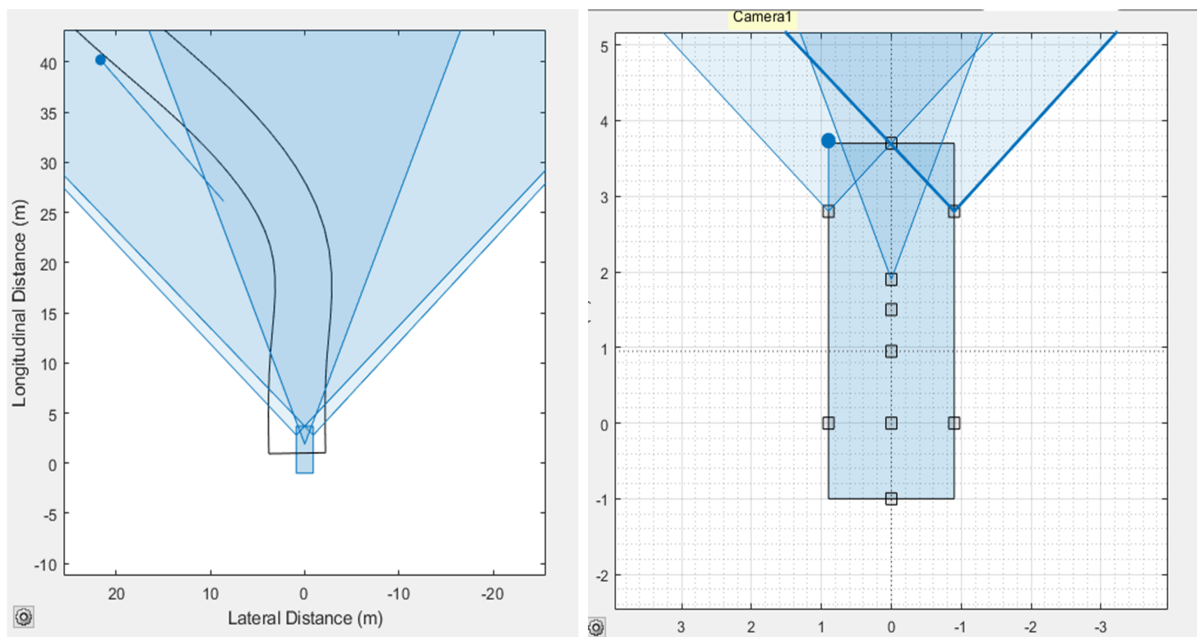


FIGURE 3.13 – Insertion de la caméra durant le scénario choisi

Aussi bien, nous choisissons le même chemin, on contrôlant le robot à deux vitesses différentes, dont l’une est extrêmement élevée et l’autre est basse.

Le Tableau 3.2, aborde les valeurs des paramètres des contrôleurs dimensionnés préalablement.

Les résultats de ces contrôleurs en choisissant la vitesse élevée sont définis dans les figures suivantes :

TABLE 3.2 – Tableau des paramètres du contrôleur étudié

Paramètres	α	α_1	α_2	γ	λ_x	λ_ψ
Valeur	1000	0.1	0.5	100	0.5	0.1

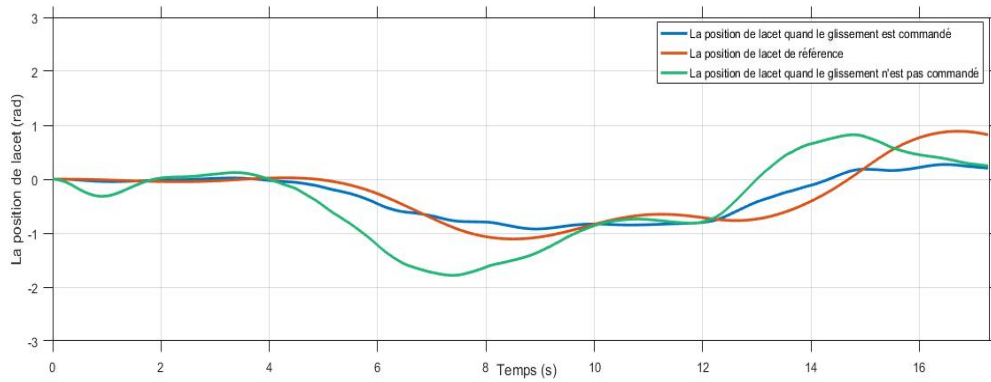


FIGURE 3.14 – La position de lacet du robot « Agri-Eco-Robot »

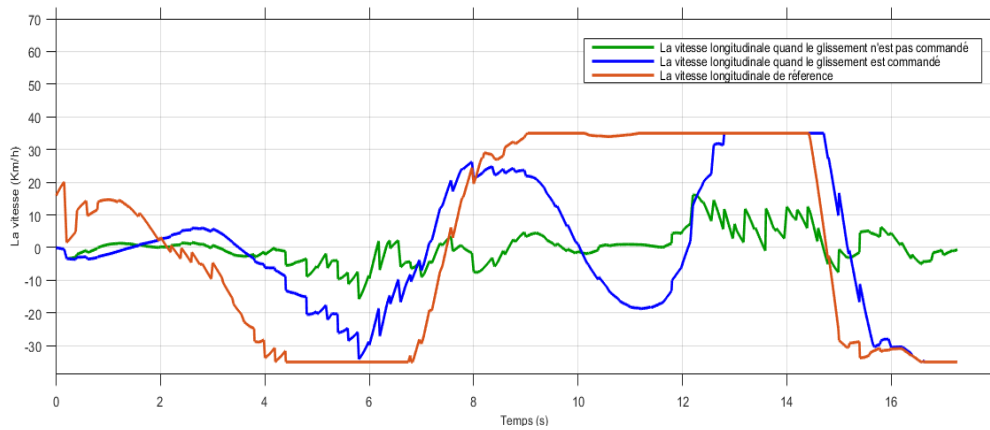


FIGURE 3.15 – La vitesse longitudinale du robot « Agri-Eco-Robot »

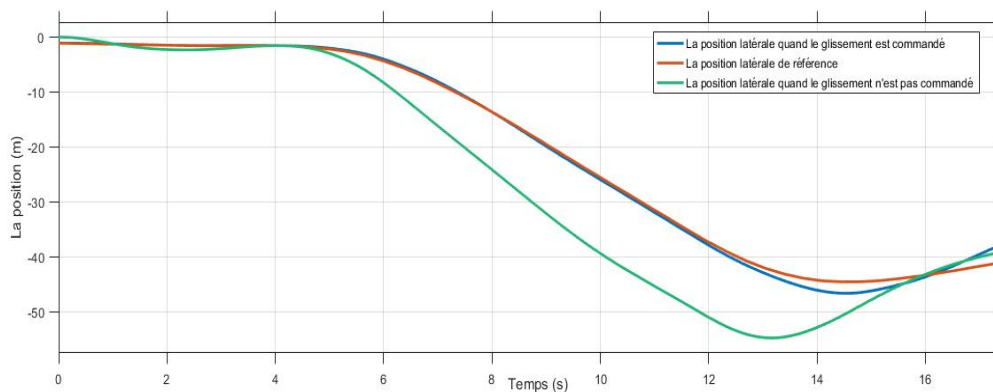


FIGURE 3.16 – La position de latérale du robot « Agri-Eco-Robot »

Les résultats de ces contrôleurs, en choisissant la vitesse basse, sont définis dans les figures suivantes :

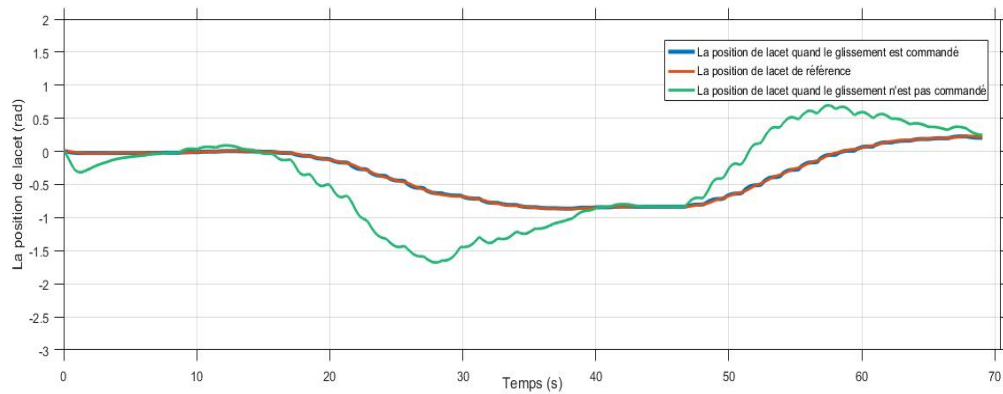


FIGURE 3.17 – La position de lacet du robot « Agri-Eco-Robot »

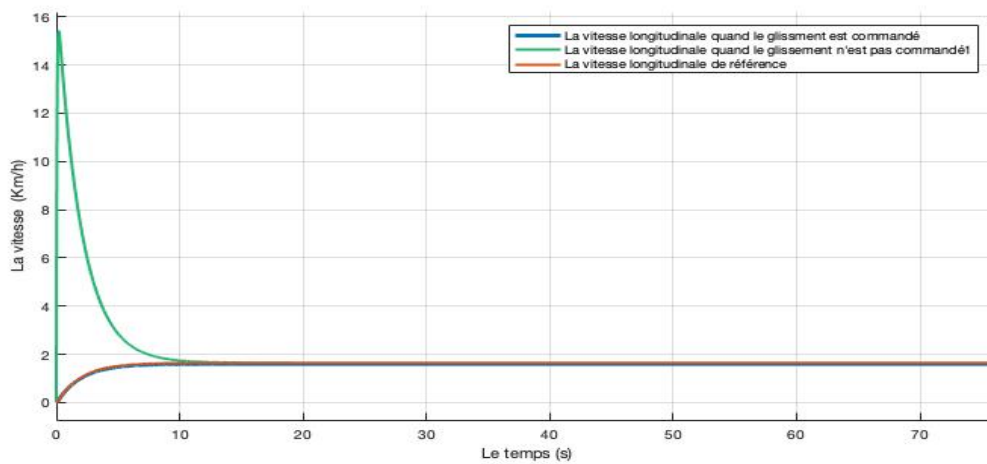


FIGURE 3.18 – La vitesse longitudinale du robot « Agri-Eco-Robot »

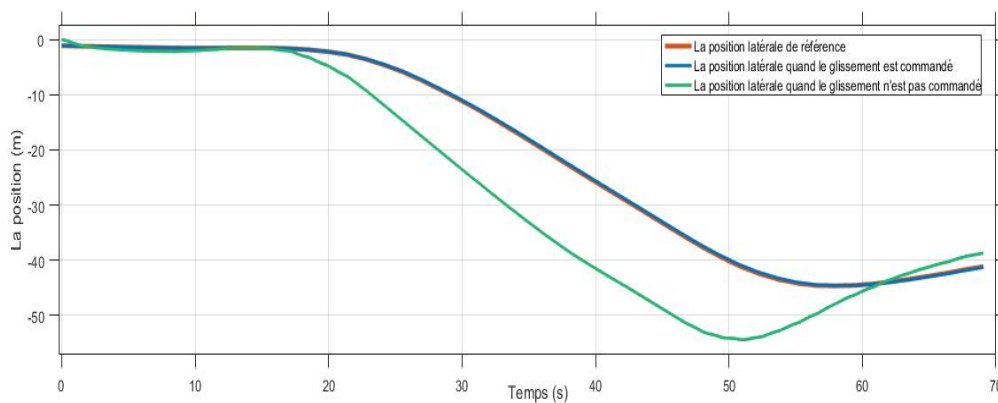


FIGURE 3.19 – La position de latérale du robot « Agri-Eco-Robot »

L'insertion du contrôleur couplé imbriqué avec le contrôleur de glissement, nous a permis d'avoir un excellent asservissement du chemin choisi et de vitesse longitudinale choisie, compte tenu de la simplification du modèle effectuée et aussi de la présence du glissement et du dérapage qui influence la navigation du modèle.

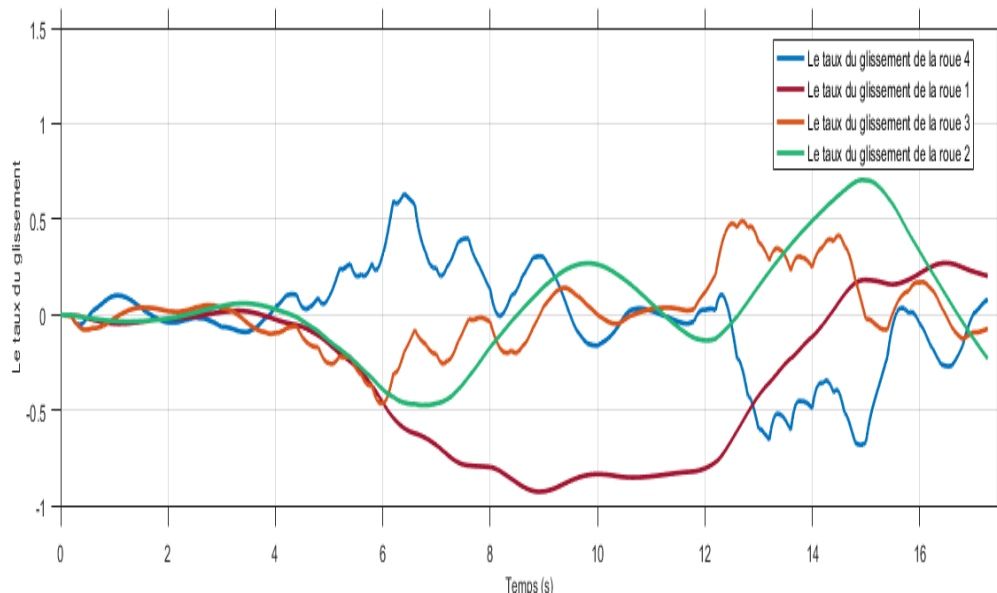


FIGURE 3.20 – Le taux de glissement du robot « Agri-Eco-Robot »

On remarque une amélioration significative du taux de glissement lorsque le robot est commandé, en appliquant le contrôleur couplé imbriqué avec le contrôleur du glissement. Cela entraîne la stabilité du système.

Aussi bien le suivi du chemin est performant lorsque le taux de glissement est asservi, par contre il est aberrant lorsque le glissement n'est pas commandé.

Cependant, l'asservissement de la vitesse est aberrante dans le cas de la vitesse de référence élevée. Mais dans le cas contraire, on aura un bon asservissement de vitesse.

D'où la nécessité du contrôle de glissement lors d'une navigation dans un environnement accidenté comme les champs agricoles, à condition d'avoir la consigne de vitesse basse pour assurer la stabilité du système.

3.4 Conclusion

L'objectif principal de ce chapitre a été la conception d'une loi de contrôle pour la navigation du robot dans un environnement accidenté. De ce faite, on a opté pour deux contrôleurs imbriqués, le premier traite la commande couplée de la dynamique longitudinal et latéral et l'autre est le contrôleur qui minimise le glissement, tous ces contrôleurs sont basés sur la loi de lyapunov. Ces contrôleurs sont issus de la loi du contact roue-sol appelé Bekker étendu en s'appuyant sur les équations différentielles de la dynamique du robot. La dynamique sans insertion du contrôleur de glissement est comparée avec la dynamique ou le glissement est asservi en utilisant les données collectées d'une application dans Matlab-Simulink appelée « Driving Scenario designer », c'est la phase de planification du chemin.

La démarche de conception de la loi de contrôle du robot « Agri-Eco-Robot » est illustrée dans le diagramme de la Figure 3.21.

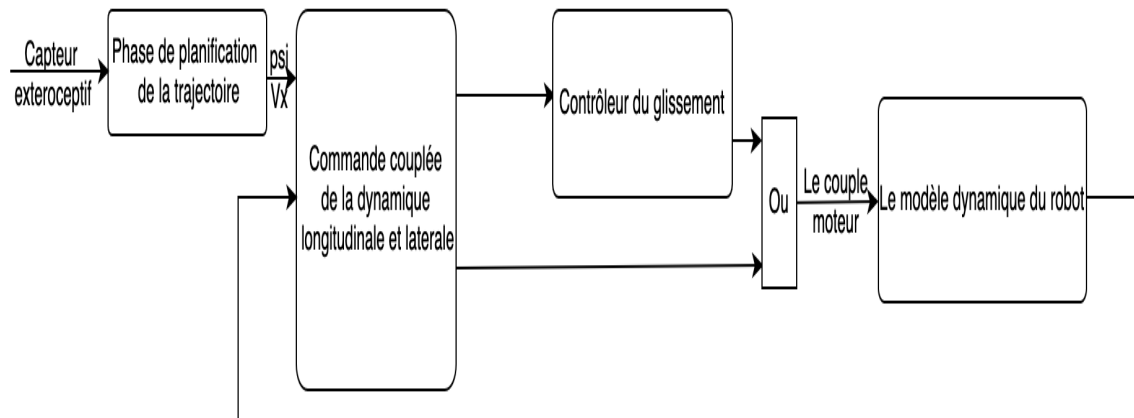


FIGURE 3.21 – Diagramme du démarche de commande du robot « Agri-Eco-Robot »

Chapitre 4

La modélisation, commande et gestion de l'énergie d'un robot mobile

Sommaire

4.1	Introduction	122
4.2	État de l'art sur le moteur BLDC	123
4.2.1	Historique du moteur BLDC	123
4.2.2	Application du moteur BLDC	125
4.2.3	Historique sur le moteur-roue	126
4.3	Estimation des paramètres du moteur BLDC à roue	127
4.3.1	Estimation des paramètres par la méthode physique	128
4.3.2	Estimation des paramètres en ligne	130
4.3.3	Résultat et interprétation	132
4.4	Stratégie de commande du moteur BLDC	140
4.4.1	Modélisation du moteur BLDC	141
4.4.2	Modélisation et commande du convertisseur	143
4.4.3	Asservissement du système Moto-Propulseur	145
4.5	Gestion de l'énergie du robot mobile « Agri-Eco-Robot »	154
4.5.1	Efficacité énergétique	155
4.5.2	Optimisation	157
4.5.3	Résultat	158
4.6	Conclusion	162

4.1 Introduction

Ce chapitre présente la modélisation, la commande et la gestion d'énergie du système Motopropulseur dédié à la traction des roues du robot « Agri-Eco-Robot ». Cette démarche implique dans un premier temps, une présentation d'un état de l'art sur les moteurs à courant continu sans balais (BLDC), qui regroupe un petit historique sur ce type de moteur, ces applications ainsi que l'historique de l'évolution du moteur à roue. La deuxième partie sera consacrée à l'estimation des paramètres du moteur à roue à l'aide de deux méthodes ; la première est l'approche physique basée sur l'expérimentation, et la deuxième est basée sur l'approche en ligne fondée sur la méthode des moindres carrés récursifs pondérés. La troisième partie est dédiée à la stratégie de commande du système

Motopropulseur qui est basé sur la modélisation du moteur BLDC ainsi que son convertisseur pour enfin commander le système en courant et en vitesse. Cette modélisation implique l'optimisation de l'énergie consommée par le moteur pour une bonne gestion.

4.2 État de l'art sur le moteur BLDC

Dans la société moderne, l'électricité est la source d'énergie secondaire la plus populaire. L'application des moteurs en tant que principal dispositif de conversion d'énergie mécanique-électrique s'est étendu à toutes sortes de domaines de l'économie nationale et de notre vie quotidienne depuis plus d'un siècle. Afin de s'adapter aux différentes applications pratiques, divers types de moteurs, de quelques milliwatts à des millions de kilowatts, y compris des moteurs synchrones, des moteurs à induction, des moteurs à courant continu, des moteurs à réluctance commutée, etc., apparaissent au fur et à mesure des besoins. Bien que le moteur synchrone présente les avantages d'un couple important, d'une caractéristique mécanique rigide, d'une précision et d'un rendement élevé, il a des difficultés à réguler la vitesse, ce qui limite son champ d'application. Un moteur à induction présente les avantages d'une structure simple, d'une fabrication facile, d'un fonctionnement fiable et d'un faible coût. Mais il n'est pas adapté pour réguler la vitesse en toute sécurité sur une large plage, aussi bien sa mise en marche est délicate. Il est également nécessaire d'absorber le courant d'excitation du système électrique, ce qui entraîne une diminution du facteur de puissance du réseau. En plus de sa caractéristique mécanique légère et son faible facteur de puissance, un moteur à réluctance commutée a une structure simple et un faible coût. Il peut produire un couple élevé à faible vitesse. Cependant, le bruit et les ondulations du couple limitent sa popularisation et ses applications. Les moteurs à courant continu sont encore largement utilisés dans les systèmes d'entraînement électriques qui ont des exigences en matière de démarrage et de régulation de la vitesse, tels que la traction électrique, les équipements de laminage et de levage, car ce type de moteur a un rendement élevé et de bonnes performances en matière de régulation de la vitesse. De nos jours, les moteurs à courant continu de petite capacité sont encore largement utilisés dans les systèmes d'automatisation et de contrôle. Par contre dans les moteurs à courant continu traditionnels, la commutation mécanique est mise en œuvre en utilisant des balais, ce qui entraîne des problèmes tels que la friction mécanique qui réduirait la durée de vie et créerait du bruit, des étincelles électriques, des interférences radio, etc. Dans ces conditions, compte tenu des inconvénients liés au coût de production élevée et à la maintenance peu aisée, la gamme d'applications dans des domaines particuliers a été limitée. Par conséquent, les applications de petite et moyenne taille ont un besoin urgent de nouveaux moteurs de haute performance.

4.2.1 Historique du moteur BLDC

Le moteur BLDC est développé sur la base des moteurs à courant continu à balais. La théorie moderne des machines a été établie lorsque Faraday a découvert le phénomène d'induction électromagnétique en 1831. Le premier moteur à courant continu est apparu dans les années 1840. Confronté au développement des dispositifs électroniques de puissance et des matériaux à aimant permanent, le moteur BLDC n'a été conçu avec succès que plus d'un siècle plus tard. En 1915, un Américain, Langmuir, a inventé le redresseur à mercure pour contrôler l'électrode de grille et a réalisé le convertisseur DC/AC. Contournant les inconvénients des moteurs traditionnels, dans les années 1930, certains chercheurs ont commencé à développer des moteurs sans balais dans lesquels une commutation électronique était mise en œuvre, ce qui a préparé le moteur BLDC. Cependant, à l'époque, les dispositifs d'électroniques de puissance n'en étaient qu'à leurs débuts. Les

chercheurs n'ont pas pu trouver de dispositif de commutation approprié. Ce type de moteur, avec un travail moins fiable et un faible rendement, n'était utilisé qu'en laboratoire au lieu d'être popularisé. En 1955, Harrison et Rye ont déposé la première demande de brevet pour un circuit de commutation à thyristors destiné à remplacer les équipements de commutation mécaniques. C'est exactement le principe de base du moteur BLDC. Ses principes de fonctionnement sont tel que : lorsque le rotor tourne, une force électromotrice (FEM) périodique est induite dans l'enroulement de signal, ce qui entraîne la conduction des thyristors correspondants. Par conséquent, les enroulements de puissance alimentent par tours pour réaliser la commutation. Cependant, les problèmes sont les suivants : premièrement, lorsque le rotor s'arrête de tourner, la FEM induite ne peut pas être produite dans les enroulements de signaux et le thyristor n'est pas polarisé, par conséquent, l'enroulement de puissance ne peut pas alimenter le courant et ce type de moteur n'a pas de couple de démarrage. De plus, la consommation d'énergie est importante car le gradient de la partie plongeante du potentiel électrique est faible. Pour surmonter ces problèmes, les chercheurs ont introduit des collecteurs avec une usine centrifuge où ils ont placé un aimant en acier accessoire pour assurer un démarrage fiable du moteur. Mais la première solution est plus complexe, tandis que la seconde nécessite au départ une impulsion supplémentaire. Ensuite, grâce à de nombreuses expériences et pratiques, le moteur sans balais à commutation électronique a été développé à l'aide des capteurs à effet Hall en 1962, ce qui a inauguré une nouvelle ère dans la production de moteurs BLDC. Dans les années 1970, une diode de détection d'aimant, dont la sensibilité est presque des milliers de fois supérieure à celle du capteur à effet de Hall, a été utilisée avec succès pour la commande d'un moteur BLDC. Plus tard, avec le développement de l'industrie électrique et électronique, un grand nombre de semi-conducteurs de puissance et de matériaux à aimants permanents comme le samarium-cobalt et le NdFeB sont apparus, ce qui a établi une base solide pour une utilisation généralisée des moteurs BLDC. En 1978, la branche Indramat de la société Mannesmann de la République fédérale d'Allemagne a officiellement lancé le moteur à courant continu sans balais et son système d'entraînement lors du salon professionnel à Hanovre. Ce qui indique que le moteur BLDC est entré dans la phase pratique. Depuis lors, d'autres recherches ont été menées dans le monde entier. Des moteurs BLDC à onde trapézoïdale/carrée et à onde sinusoïdale ont été développés successivement. Le moteur à courant continu sans balais à onde sinusoïdale est appelé moteur synchrone à aimant permanent (PMSM). En général, il présente la même topologie, illustrée à celle des moteurs à courant continu sans balais à ondes trapézoïdales/carrées. Il peut être considéré comme un PMSM où la détection de la position du rotor est utilisée pour contrôler la commutation afin d'assurer un fonctionnement en auto-synchronisation. Avec le développement des matériaux à aimant permanent, de la microélectronique, de l'électronique de puissance, des techniques de détection, de l'automatisation et de la technologie de contrôle, en particulier les dispositifs à commutation de puissance comme le transistor bipolaire à grille isolée (IGBT), le thyristor à commutation par grille intégrée (IGCT), etc. se développent vers des directions intelligentes, à haute fréquence et intégrées. À la fin des années 1990, les techniques informatiques et les théories de contrôle ont connu un développement rapide. Les microprocesseurs tels que les microcontrôleurs (MCU), les processeurs de signaux numériques (DSP), les réseaux de portes programmables (FPGA) et les dispositifs logiques programmables complexes (CPLD) ont connu un développement exceptionnel, tandis que la vitesse de traitement des instructions et l'espace de stockage ont fait un progrès qualitatif. Ce qui a favorisé l'évolution du moteur BLDC. En outre, une série de stratégies et de méthodes de contrôle telles que la commande à structure variable en mode glissant, la commande par réseau neuronal, la commande à logique floue, la commande à rejet des perturbations actives (ADRC), la commande adaptative, etc., sont constamment utilisées dans les systèmes d'entraînement

des moteurs BLDC. Ces méthodes peuvent améliorer les performances des systèmes d'entraînement des moteurs BLDC en terme de la minimisation de l'effet de couple, la réponse dynamique et en régime permanent de la vitesse et la capacité antibrouillage du système dans certain champs d'application.

4.2.2 Application du moteur BLDC

Les moteurs à courant continu sans balais, sont utilisés dans une grande variété d'applications, car ils présentent un couple de démarrage élevé et une capacité à tourner à grande vitesse. Les moteurs à courant continu sans balais sont plus silencieux que les moteurs à balais, et ont une durée de vie plus longue et nécessitent moins d'entretien. Dans cette partie, on décrit les applications du moteur à courant continu sans balais dans divers domaines.

Applications dans les appareils électroménagers et les produits électriques commerciaux

Si la vie quotidienne offre peu d'occasions de voir des moteurs à courant continu sans balais en action, on les trouve fréquemment à l'intérieur des appareils ménagers courants. Les climatiseurs et les réfrigérateurs sont des exemples parmi d'autres. Ces appareils utilisent des ventilateurs pour fournir de l'air froid ou chaud, et des moteurs à courant continu sans balais sont utilisés pour entraîner ces ventilateurs. De même, les moteurs sont de plus en plus utilisés dans les ventilateurs électriques. Les pales des ventilateurs domestiques tournent à très grande vitesse et ont tendance à faire du bruit. C'est pourquoi les moteurs à courant continu sans balais sont largement adoptés dans les modèles qui se caractérisent par un fonctionnement silencieux et un réglage fin de la puissance du ventilateur. Les moteurs sont également utilisés dans les produits électriques commerciaux. Par exemple, l'alimentation du papier dans les imprimantes laser, le contrôle des hélices et du cardan dans les drones, et la rotation des tournevis ou des scies dans les outils électriques. En d'autres termes, les moteurs à courant continu sans balais sont extrêmement polyvalents.

Applications dans les dispositifs de précision

Les moteurs à courant continu sans balais sont largement utilisés dans les appareils de précision. Les principaux exemples sont les disques durs utilisés dans les PC et les lecteurs de DVD, d'autres lecteurs de PC et les enregistreurs Blu-Ray. La rotation des disques est une fonction vitale pour ces appareils. Les moteurs à courant continu sans balais sont utilisés dans les broches qui font tourner les disques. La plupart des applications quotidiennes de ce type exigent une longue durée de vie du produit. En raison de leur longue durée de vie et de leurs faibles besoins de maintenance, les moteurs à courant continu sans balais se sont imposés comme une niche essentielle dans le secteur des appareils de précision.

Applications dans l'industrie automobile

Comme nous l'avons déjà indiqué, l'utilisation des moteurs à courant continu sans balais a augmenté ces dernières années. Cette croissance est d'ailleurs la plus marquée dans l'industrie automobile. Un large éventail de dispositifs électroniques est impliqué dans la conduite d'une voiture. Parmi les principales applications figurent :

- Moteurs de direction assistée
- Moteurs de distribution d'huile

- Moteurs de réglage des phares
- Moteurs de frein de stationnement
- Moteurs de stabilisateurs actifs
- Moteurs pour l'ouverture et la fermeture automatique des écoutilles
- Moteurs de verrouillage des portes
- Moteurs pour l'ouverture et la fermeture des portes
- Moteurs des ventilateurs de refroidissement des sièges

Les véhicules représentent un risque non seulement pour leur conducteur et leurs passagers, mais aussi pour les piétons et les autres usagers de la route. Grâce à leur longue durée de vie et à leurs faibles besoins de maintenance, les moteurs à courant continu sans balais sont largement utilisés dans des applications visant à réduire ce risque au minimum. Par ailleurs, le fonctionnement silencieux de ces moteurs contribue également à rendre la conduite plus confortable.

4.2.3 Historique sur le moteur-roue

Le moteur-roue est un ensemble qui comprend un moteur incorporé dans une roue, pour lequel celui-ci est capable de propulser un véhicule. L'avantage principal d'un tel système est son encombrement réduit et le fait qu'il ne nécessite pas de transmission. La première réalisation a été effectuée avec des moteurs électriques, mais le moteur thermique a aussi pris sa place au centre de la roue. Parmi les glorieux avant-gardistes, Venturi, Michelin et Franco Sbarro. En 1899 [151], apparition du Lohner-Porsche Electromobile, un cabriolet à deux places à propulsion électrique inventé par Ferdinand Porsche. L'énergie est fournie par des batteries au plomb, est transmise à deux moteurs électriques intégrés dans les roues. Une idée toute simple qui permet de minimiser les pertes d'énergie. Chaque moteur électrique a une puissance comprise entre 2.5 et 3.5 chevaux. Soit une puissance combinée de 7 chevaux maximum. Afin d'améliorer l'autonomie, Porsche avait l'idée d'installer un moteur thermique pour la recharge. C'est aussi le premier hybride [152]. A Munich [151], Hans Meixner, Fritz Cockerel et Otto Landgraf imaginent une moto pour le moins originale : un moteur rotatif à cinq cylindres est installé dans la roue avant et tourne avec elle ! La Megola était née. Entre 1921 et 1925, il en sera construit environ 2 000 exemplaires par la Deutsche-Megola-Werke GmbH. Ensuite, il faudra attendre 50 ans pour voir de nouveau un moteur positionné directement dans la roue. Et ce sera avec une motorisation électrique. Dans l'histoire récente, la NASA avait fait étudier un quadricycle destiné à l'exploration lunaire. Il devait être capable de se déplacer, conduit par un astronaute, sur la surface lunaire sans que l'on connaisse sa composition. Le Rover possédait quatre roues motrices. Chaque roue était entraînée par un moteur électrique, développant une puissance de 0.25 chevaux (0.2 kW). En 2003 [151], le génial inventeur suisse, Franco Sbarro crée la surprise avec son moteur-roue : l'unité motrice autonome. Le principe est simple : pourquoi ne pas utiliser la place au centre de la jante pour y installer le moteur et ainsi gagner de l'espace dans l'habitacle avec la collaboration du fabricant de jantes OZ, Franco Sbarro a abouti à ce prototype de roue autonome motrice. La roue ouverte dévoile le moteur de moto d'origine Yamaha, développant 160 chevaux. La roue complète comprend un moteur, un radiateur, les freins, une batterie et un réservoir de 3 litres. Faute de budget, il vendra ses brevets. En 2008, c'est Michelin qui se met en avant en reprenant la même idée mais en l'adaptant à l'électricité. Le système Active Wheel comprend le moteur électrique de traction, le système de suspension active électrique qui permet de faire varier la hauteur de la caisse, mais aussi d'incliner la caisse dans les virages pour améliorer la tenue de route, et le système de freinage à ventilation forcée. L'Active Wheel tente de limiter les masses non suspendues, et donc l'inertie de la roue, par rapport à un moteur roue classique. L'institut européen d'innovation et de technologies (EIT

InnoEnergy) a annoncé le deux décembre, qu'il a investi 4.2 millions d'euros dans Elaphe Propulsion Technologies, entreprise slovène qui veut déployer sa technologie de moteurs-roues dans les véhicules électriques. Le principe est simple : deux ou quatre moteurs par véhicule, chacun est contrôlé individuellement, sont intégrés directement aux moyeux des roues. Un des responsables d'Elaphe a d'ailleurs déclaré que Ferdinand Porsche est considéré comme l'inventeur des roues-moteurs autour des années 1900. Sauf qu'à l'époque, les limites technologiques étaient trop nombreuses pour développer l'idée.

4.3 Estimation des paramètres du moteur BLDC à roue

L'identification des systèmes est une préoccupation majeure dans la majorité des disciplines scientifiques. Elle désigne à la fois une démarche scientifique et un ensemble de techniques permettant de reproduire le plus fidèlement possible le comportement d'un système physique [153]. L'identification des paramètres est utilisée pour obtenir un modèle précis d'un système réel, fournissant une plateforme appropriée pour les développements ultérieurs de la conception et/ou l'étude de ses stratégies de contrôle. En effet, le contrôle des processus industriels nécessite généralement l'utilisation de modèles fiables et proches de la réalité physique. Une fois le modèle d'un système est établi, il est nécessaire d'appliquer des méthodes d'identification afin de faire correspondre, aussi précisément que possible, le comportement du modèle et celui du système visé. L'identification d'un système consiste en une description de son comportement à partir des données expérimentales et des connaissances préalablement disponibles, utilisée pour construire un modèle mathématique identique au comportement dynamique [7, 8]. En automatique, l'identification du système est une des étapes fondamentales et essentielles avant l'analyse du système menée par la simulation ou la synthèse d'algorithmes de contrôle. Elle peut être regroupée en deux grandes familles : L'identification non paramétrique et l'identification paramétrique telles que décrites par I. Z. Mat [154]. Le problème le plus important rencontré dans les systèmes mécatroniques est que les caractéristiques des moteurs à courant continu sans balais (BLDCM) ne sont pas souvent disponibles car le fabricant du moteur ne communique pas des détails supplémentaires sur le produit. Un autre problème est que les BLDCM doivent être calibrés lors d'une maintenance préventive afin d'effectuer correctement toute opération de contrôle [108]. Dans cette partie, nous nous concentrons sur l'identification paramétrique car le modèle est basé sur les lois de la physique. Nous avons donc un ensemble de paramètres physiques à identifier, ce qui rend l'identification non-paramétrique inutile. Heureusement, l'estimation des paramètres des systèmes mécatroniques a été un sujet important dans la littérature, parmi laquelle la théorie traditionnelle est développée dans [11–14]. De nombreux auteurs utilisent différentes techniques sans capteur pour estimer les paramètres du moteur [155]. Par conséquent, les techniques sans capteur mentionnées dans la littérature sont classées en force contre-électromotrice, variation d'induction, observateurs et méthodes intelligentes, comme détaillé dans [16, 17]. En particulier, diverses méthodes ont été appliquées au moteur à courant continu sans balais pour l'identification des paramètres du moteur. Plusieurs études utilisent la méthode d'identification algébrique telle que détaillée par G. Mamani et ses collègues dans les articles [18, 19]. Krneta et ses collègues dans [156], et Yehia et ses collègues dans [157], utilisent la méthode de l'algorithme des moindres carrés récursifs. Rijad et ses collègues dans [158] proposent une nouvelle approche des systèmes de contrôle linéaire en boucle fermée pour identifier les paramètres du moteur. Certaines méthodes identifient les paramètres du moteur en utilisant des signaux particuliers sous certaines conditions de charge comme détaillé dans [159], mais cette technique est difficile à réaliser. Car, il est pénible

à la fois d'identifier les paramètres du moteur sous le contrôle du moteur et de répondre aux changements de ces paramètres. D'autres méthodes sont utilisées pour identifier en ligne les paramètres du moteur comme détaillé dans les articles [160, 161], Dans une méthode [160], la précision des paramètres identifiés dépend de la précision de l'estimation, parce que la position et la vitesse du rotor sont utilisées pour identifier les paramètres du moteur, et la méthode [161], la résistance du stator et la constante back EMF sont identifiées, mais les inductances ne peuvent pas être identifiées. Andreev et ses collègues dans [162], proposent un algorithme qui est basé sur l'analyse d'un tube de courant des phases du moteur électrique pour identifier les paramètres du moteur. Frolov et ses collègues dans [163], utilisent le mode opérationnel pour identifier les paramètres du moteur. Une autre technique pour identifier les paramètres du moteur est élaborée par Katarzyna dans [164], qui utilise l'algorithme génétique.

Sur la base des méthodes mentionnées ci-dessus, nous formons l'objectif qui sera l'estimation des paramètres électriques et mécaniques d'un moteur BLDC pour contrôler le couple adapté aux roues d'un robot mobile agricole naviguant sur un sol déformable [26, 27]. Par conséquent, dans cette partie, deux méthodes ont été choisies pour l'estimation de ces paramètres, l'une menant à l'autre ; la première concerne l'approche physique à travers les équations du moteur en temps réel à l'aide des données expérimentales, et l'autre utilise l'algorithme des moindres carrés récursifs pondérés à travers la modélisation et la régulation du moteur BLDC pour assurer la stabilité du système. Ainsi, cette estimation est faite en temps discret du modèle inverse établi dans le référentiel de Park, en utilisant la méthode basée sur l'erreur d'entrée qui minimise la différence entre l'entrée réelle et l'entrée estimée par le modèle inverse. Cette technique permet également une estimation sans capteur de la vitesse angulaire et du couple généré par le moteur [165].

4.3.1 Estimation des paramètres par la méthode physique

Modélisation du moteur

Dans le cas où la commutation n'est pas prise en compte, la modélisation mathématique du BLDCM est simplifiée par des équations électriques et mécaniques. L'équation électrique est présentée dans l'équation 4.1.

$$V = Ri + L \frac{di}{dt} + e \quad (4.1)$$

$$e = p\phi_m \omega$$

L'équation mécanique est présentée dans l'équation 4.2.

$$C_{em} - C_r = f_v \omega + J \frac{d\omega}{dt} \quad (4.2)$$

$$C_{em} = p\phi_m i$$

Avec :

V est la tension aux bornes du moteur, i est le courant d'enroulement, e est la force contre électromotrice du moteur, p est le nombre de paires de pôles du moteur, R est la résistance aux bornes, ϕ_m est le flux maximal produit par le rotor dans un enroulement statorique, J est l'inertie du rotor, C_{em} est le couple moteur fourni par le stator, C_r est le couple de résistance de charge et f_v est le coefficient de frottement visqueux.

Les paramètres électriques et mécaniques peuvent être estimés expérimentalement à l'aide de ces équations.

Estimation des paramètres

La méthode d'estimation de la résistance La résistance R peut être mesurée directement à l'aide d'un ohmmètre. La valeur indiquée par cet instrument doit être adaptée à l'accouplement du stator : Triangle (Δ) ou Étoile (Y). Pour cette raison, le coefficient doit être calculé pour déterminer le type de connexion. Par conséquent, nous calculons le rapport comme mentionné ci-dessous :

$$a = \frac{R_2}{R_1} \quad (4.3)$$

Avec :

R_1 est la résistance mesurée entre les phases,

R_2 est la résistance mesurée entre deux phases et la troisième.

Si $a = 0.75$, le couplage est en étoile, et la résistance R est $\frac{R_1}{2}$

Si $a = 0.5$, le couplage est en triangle, et la résistance R est R_1

La méthode d'estimation de l'inductance Pour cette estimation, on doit disposer d'une source de tension alternative de basse fréquence (Un GBF). On applique une tension, d'amplitude et de fréquence connues, entre deux fils du moteur, et on mesure le courant traversant les enroulements à l'aide d'un ampèremètre.

Le module de l'impédance d'une phase statorique est égal à :

$$|Z| = \sqrt{R^2 + (L\omega)^2} = \frac{V}{2i} \quad (4.4)$$

$$\omega = 2\pi f$$

Avec :

R est la valeur de la résistance précédemment estimée,

V est l'amplitude de la tension appliquée entre deux phases,

i est le courant mesuré en appliquant la tension V ,

ω est la pulsation de la tension appliquée aux phases du moteur,

f est la fréquence de la tension appliquée entre deux phases.

Méthode d'estimation du flux magnétique maximal D'après l'équation 4.1, pour estimer la constante ϕ_m , une tension stable est appliquée au moteur. Ensuite, le courant devient constant ($\frac{di}{dt} = 0$), donc le terme d'induction peut être supprimé et l'équation 4.1, devient :

$$\frac{V}{i} = p\phi_m \frac{\omega}{i} + R \quad (4.5)$$

Méthode d'estimation du coefficient de frottement visqueux Pour un courant donné, on obtient une vitesse angulaire constante. Alors, on trouve $\frac{d\omega}{dt} = 0$. A partir de l'équation 4.2, on obtient l'équation 4.6.

$$p\phi_m i = f_v \omega + C_r \quad (4.6)$$

Méthode d'estimation du moment d'inertie Lorsque le moteur est alimenté pendant un certain temps, puis arrêté, la caractéristique de la vitesse angulaire en fonction du temps est définie comme le montre la Figure 4.1.

Et d'après l'équation 4.2, on obtient l'équation suivante :

$$f_v \omega = -J \frac{d\omega}{dt} + C_r \quad (4.7)$$

Les mesures ne peuvent pas être effectuée pendant la phase transitoire, car le temps est très court (impossible pour la mesure), une chose est similaire à celui de l'état stable car $\frac{d\omega}{dt} = 0$. Par conséquent, la mesure est effectuée pendant la phase de ralentissement alors que plusieurs couples résistifs sont appliqués.

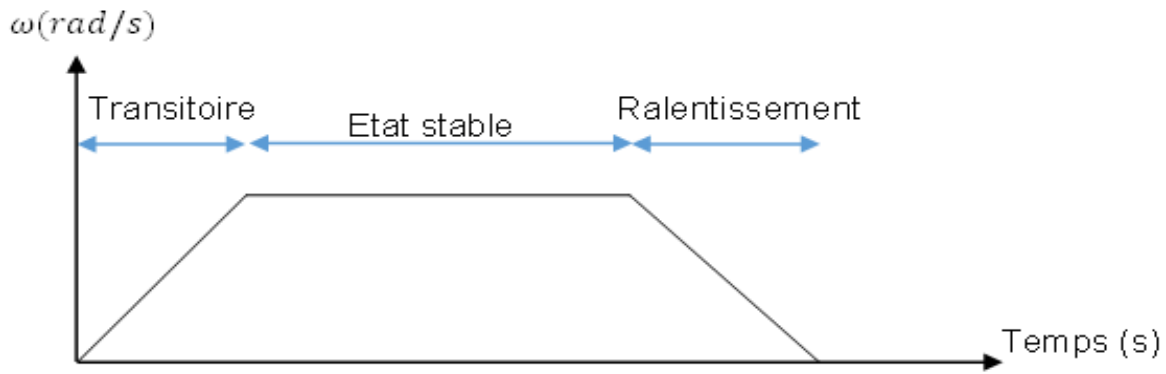


FIGURE 4.1 – Les phases de l'évolution de la vitesse angulaire ω en fonction du temps

4.3.2 Estimation des paramètres en ligne

Modélisation du moteur

Le modèle direct du moteur BLDC a été développé à l'aide du logiciel MATLAB Simulink comme décrit dans la Figure 4.2, mais son modèle inverse qui sera utilisé dans notre travail est obtenu à partir de la modélisation du moteur dans le repère de Park : Les équations électriques et l'équation mécanique comme décrit dans [7–10].

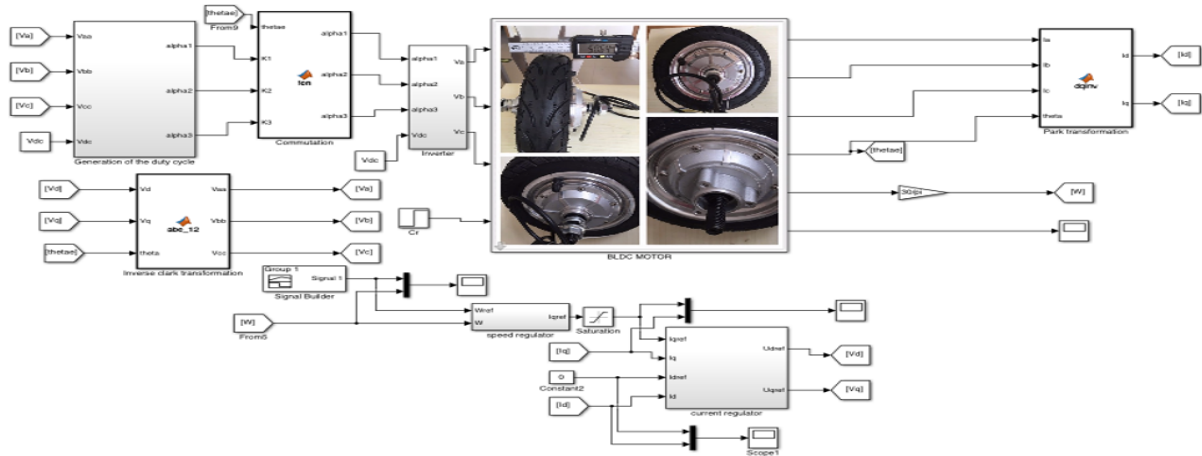


FIGURE 4.2 – Le modèle de simulation du moteur BLDC en boucle fermé

Deux équations seront utiles pour l'identification des paramètres électriques, ces équations sont présentées comme suit :

$$\frac{di_d}{dt} = \frac{1}{L_d} (-Ri_d + V_d + p \omega L_q i_q) \quad (4.8)$$

$$\frac{di_q}{dt} = \frac{1}{L_q} (-Ri_q + V_q - p \omega L_d i_d + p \omega \Phi_m) \quad (4.9)$$

Et pour identifier les paramètres mécaniques, nous utilisons l'équation 4.10.

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (C_{em} - f_v \omega) \quad (4.10)$$

Avec :

V_d et V_q sont les tensions projetées dans le repère de Park, i_d et i_q sont les courants projetés dans le repère de Park, L_d et L_q sont l'inductance directe et l'inductance quadratique. Dans notre cas, nous supposons que le moteur est sans saillance, donc :

$$L_d=L_q=L$$

Les paramètres à identifier sont les paramètres électriques $[R, L_d, L_q, \Phi_m]$ et les paramètres mécaniques $[f_v, J]$.

Estimation de la matrice des paramètres La méthode d'estimation identifie les paramètres électriques et mécaniques inconnus du moteur, à l'aide d'un modèle mathématique utilisant des valeurs connues telles que les tensions, les courants, le couple électromoteur et la vitesse angulaire, comme indiqué dans les équations 4.8, 4.9, 4.10. Dans ce cas, la méthode des moindres carrés récurrents pondérés a été choisie. En transformant ces équations en temps discret. L'équation d'état devient :

$$\begin{bmatrix} i_d(n+1) \\ i_q(n+1) \\ \omega(n+1) \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} i_d(n) \\ i_q(n) \\ \omega(n) \end{bmatrix} + B \begin{bmatrix} V_d(n) \\ V_q(n) \\ C_{em}(n) \end{bmatrix} + C f(i_d(n), i_q(n), \omega(n)) \quad (4.11)$$

Avec :

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} \text{ Avec : } \begin{cases} a_{11} = 1 - \frac{R}{L_d} \Delta T \\ a_{22} = 1 - \frac{R}{L_q} \Delta T \\ a_{23} = \frac{p\Phi_m}{L_q} \Delta T \\ a_{33} = 1 - \frac{f_v}{J} \Delta T \\ a_{12} = a_{21} = a_{13} = a_{31} = a_{32} = 0 \end{cases},$$

$$B = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{pmatrix} \text{ Avec : } \begin{cases} b_{11} = \frac{1}{L_d} \Delta T \\ b_{22} = \frac{1}{L_q} \Delta T \\ b_{33} = \frac{1}{J} \Delta T \\ b_{12} = b_{13} = b_{21} = b_{23} = b_{31} = b_{32} = 0 \end{cases},$$

$$C = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{pmatrix} \text{ Avec : } \begin{cases} c_{11} = \frac{pL_q}{L_d} \Delta T \\ c_{22} = -\frac{pL_d}{L_q} \Delta T \\ c_{12} = c_{13} = c_{21} = c_{23} = c_{31} = c_{32} = c_{33} = 0 \end{cases},$$

$$f(i_d(n), i_q(n), \omega(n)) = \begin{pmatrix} i_q(n)\omega(n) \\ i_d(n)\omega(n) \\ \omega(n)^2 \end{pmatrix}$$

La transformation de l'équation 4.11 est la suivante :

$$Y_p = P_p Z_p \quad (4.12)$$

Avec :

$$Y_p = [i_d(n+1) \quad i_q(n+1) \quad \omega(n+1)]^T$$

$$Z_p = [i_d(n) \quad i_q(n) \quad \omega(n) \quad V_d(n) \quad V_q(n) \quad C_{em}(n) \quad \omega(n)i_q(n) \quad \omega(n)i_d(n) \quad \omega(n)^2]^T$$

$$P_p = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & b_{11} & b_{12} & b_{13} & c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & b_{21} & b_{22} & b_{23} & c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & b_{31} & b_{32} & b_{33} & c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{pmatrix}$$

Avec :

P_p est la matrice des inconnues qui est définie comme une matrice de paramètres, qui comprend les paramètres électriques et mécaniques du moteur.

Les vecteurs Y_p et Z_p sont connus, où Z_p est le régresseur et Y_p est le vecteur de mesure.

Estimation des paramètres de moteur Afin de déterminer les paramètres électriques et mécaniques, des paramètres intermédiaires sont formulés à partir de la matrice des paramètres P_p tel que défini au paragraphe ci-dessus. Nous obtenons donc les équations suivantes :

$$a = a_{11} + a_{22} = 2 - \frac{R(L_d + L_q)}{L_d L_q} \Delta T$$

$$b = b_{11} + b_{22} = \frac{L_d + L_q}{L_d L_q} \Delta T$$

$$c = a_{22} - a_{11} = -\frac{R(L_d - L_q)}{L_d L_q} \Delta T$$

$$d = c_{11} - c_{22} = p \left(\frac{L_d^2 + L_q^2}{L_d L_q} \right) \Delta T$$

$$f = a_{33} = 1 - \frac{f_v \Delta T}{J}$$

$$g = b_{33} = \frac{\Delta T}{J}$$

$$e = a_{23} = \frac{p \Phi_m}{L_q} \Delta T$$

A partir de ces variables intermédiaires : a, b, c, d, e, f, et g, on déduit les paramètres électriques et mécaniques du moteur présentés comme suite :

$$\hat{R} = \frac{2 - a}{b} \quad (4.13)$$

$$\hat{L}_d = \frac{2(2 - a)}{b(2 - a - c)} \Delta T \quad (4.14)$$

$$\hat{L}_q = \frac{2(2 - a)}{b(2 - a + c)} \Delta T \quad (4.15)$$

$$\hat{\Phi}_m = \frac{1}{p} \frac{2e(2 - a)}{b(2 - a + c)} \quad (4.16)$$

$$\hat{J} = \frac{\Delta T}{g} \quad (4.17)$$

$$\hat{f}_v = \frac{1 - f}{g} \quad (4.18)$$

4.3.3 Résultat et interprétation

Approche physique

Protocole d'expérimentation Pour l'estimation des paramètres du BLDCM, une configuration expérimentale est décrite dans la Figure 4.3.

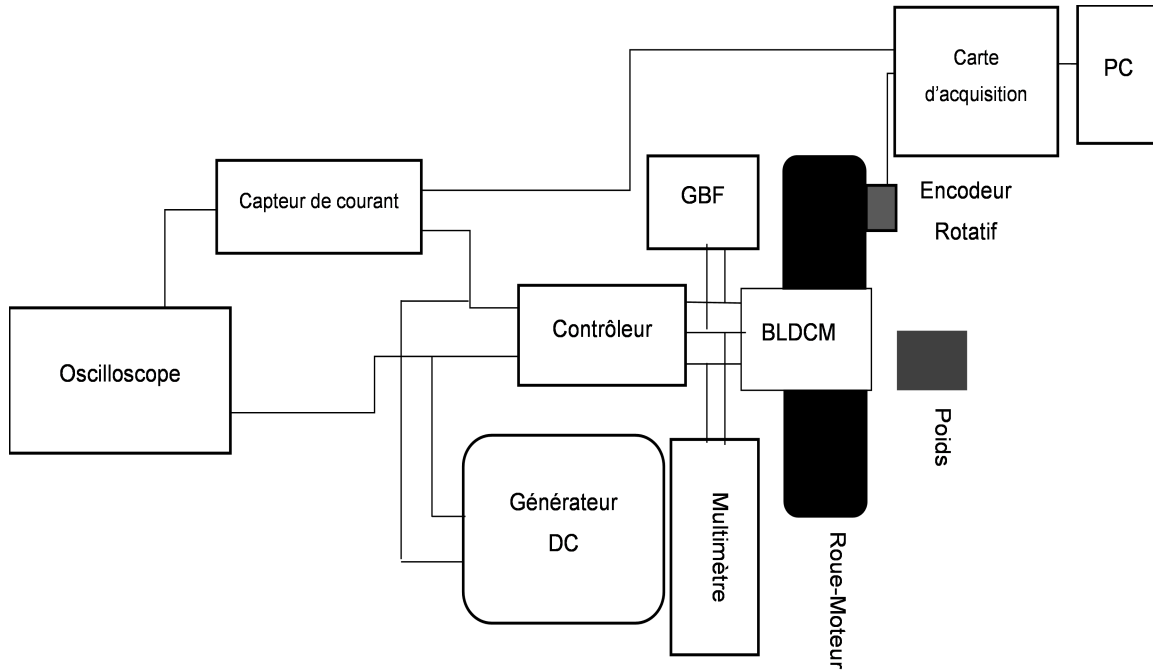


FIGURE 4.3 – Montage expérimental pour l'estimation des paramètres du moteur BLDC

Ce protocole est composé des équipements listés ci-dessous :

- La roue-moteur BLDC et son contrôleur ;
- Un générateur de courant continu DC pour alimenter le moteur ;
- Un générateur de basse tension (GBF) pour alimenter les phases du moteur ;
- Un oscilloscope pour mesurer la tension ;
- Un multimètre pour mesurer la résistance / tension entre les phases ;
- Un capteur de courant pour mesurer le courant ;
- Un encodeur rotatif pour mesurer la vitesse angulaire ;
- Une carte d'acquisition qui permet de collecter les données reçues des capteurs pour les manipuler ;
- Un ordinateur qui permet la visualisation des données ;
- Des poids qui permettent de modifier le couple résistant appliqué à la roue.

Résultats de l'estimation Pour ce type de moteur et en appliquant la méthode mentionnée dans la section précédente, l'accouplement est connecté en étoile car le rapport a est d'environ : $a = \frac{R_2}{R_1} = \frac{0.75}{1} = 0.75$. Par conséquent, la valeur de la résistance du stator est de $R = \frac{R_1}{2} = 0.5 \Omega$.

A partir de l'équation 4.4, nous obtenons l'expression de l'inductance L comme indiqué ci-dessous :

$$L = \frac{\sqrt{V^2 - 4(iR)^2}}{2i\omega} \quad (4.19)$$

Par conséquent, la valeur de l'inductance L est d'environ $L = 0.68 \text{ mH}$.

Pour trouver le flux magnétique maximal ϕ_m selon le résultat obtenu dans le montage expérimental configuré à la Figure 4.3, la caractéristique suivante (ω/i , V/i) est générée comme indiqué à la figure suivante.

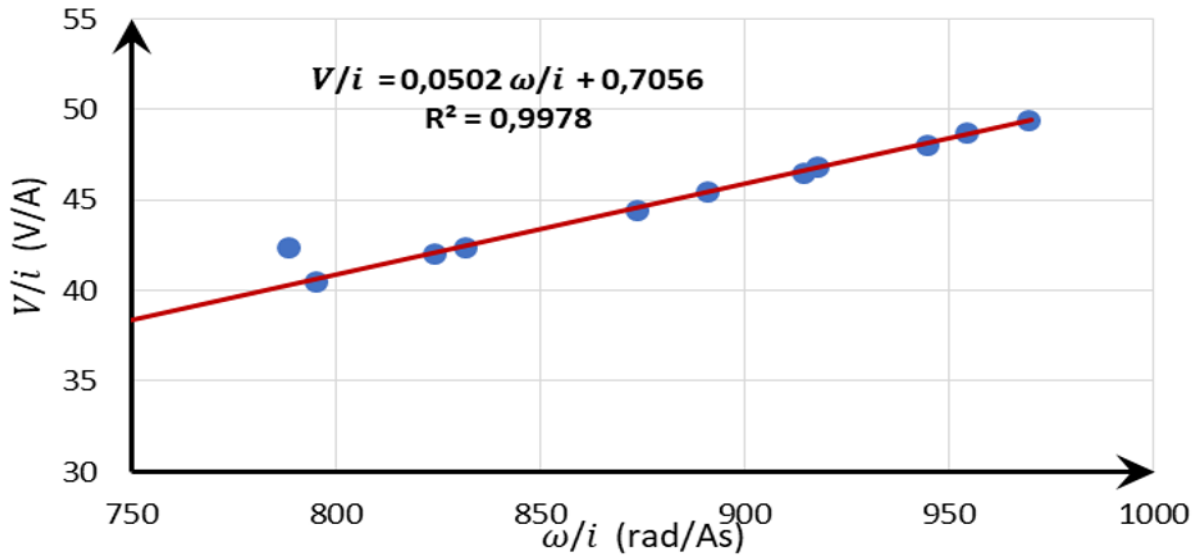


FIGURE 4.4 – La caractéristique $(\omega/i, V/i)$ obtenu durant l'expérimentation

Cette caractéristique est ajustée par une ligne de tendance pour estimer $p\phi_m$. Ainsi, l'équation 4.5 est comparée à la ligne de régression ($V/i = 0.0502 \omega/i + 0.7056$), et on trouve $\phi_m = \frac{5.02 \cdot 10^{-2}}{p}$, donc $\phi_m = 5.02 \cdot 10^{-2} \text{ Wb}$ ($p=4$ pour le moteur BLDC).

La même procédure est valable pour ϕ_m , et selon le dispositif expérimental illustré à la Figure 4.3, la caractéristique $(\omega, y1 = p\phi_m i)$ est obtenu comme indiqué à la figure suivante :

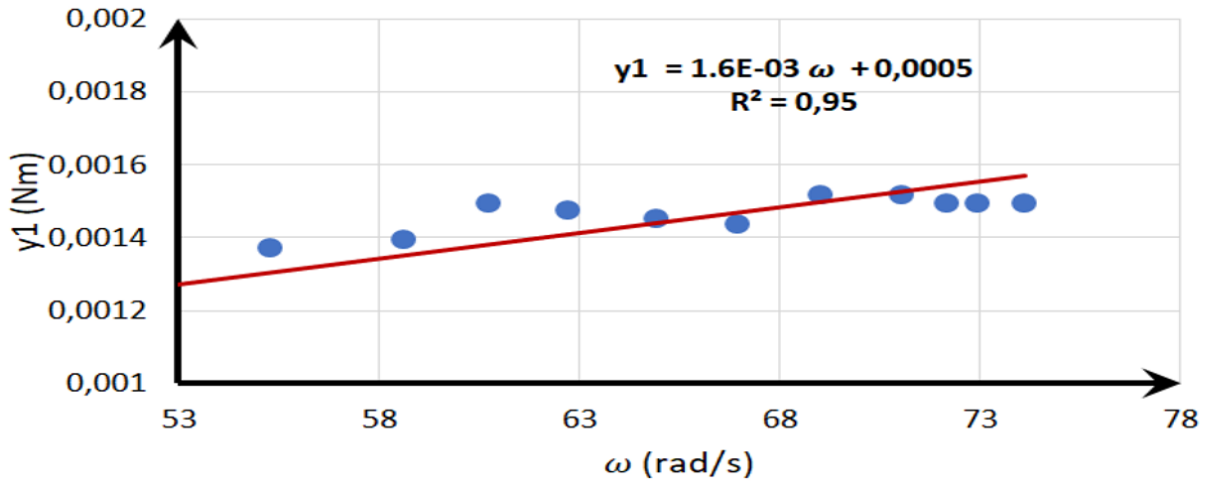


FIGURE 4.5 – La caractéristique $(\omega, y1 = p\phi_m i)$ obtenu durant l'expérimentation

Cette caractéristique est interpolée par une ligne de tendance ($y1 = 1.6 \cdot 10^{-3} \omega + 0.0005$) et comparé à l'équation 4.6, par conséquent, la valeur du coefficient de frottement f_v est d'environ $f_v = 1.6 \cdot 10^{-3} \text{ Nm rad}^{-1} \text{ s}^{-1}$.

Pour trouver la valeur de J , la mesure est effectuée pendant la phase de ralentissement (car la durée de la phase de transition est très courte). Et lorsque plusieurs couples résistifs sont appliqués (plusieurs poids sur la roue de 8 pouces), selon les mesures obtenues à partir du dispositif expérimental (la Figure 4.3), la vitesse angulaire de la roue diminue rapidement tout en augmentant le couple résistant. Nous obtenons donc les accélérations angulaires pendant 1s telles que définies dans le Tableau 4.1.

TABLE 4.1 – La vitesse angulaire utilisant différent couple résistives appliqué à la roue

Poids(g)	Couple(Nm)	La vitesse angulaire ω (rad/s) à 1 s	L'accélération angulaire $\frac{d\omega}{dt}$ (rad/s ²)
0	0	30	-0.5
100g	0.2	18	-0.7
200g	0.4	10	-1
300g	0.6	4	-1.1

Par conséquent, la caractéristique ($\frac{d\omega}{dt}, y_2 = f_v \omega$) est donné dans la Figure 4.6.

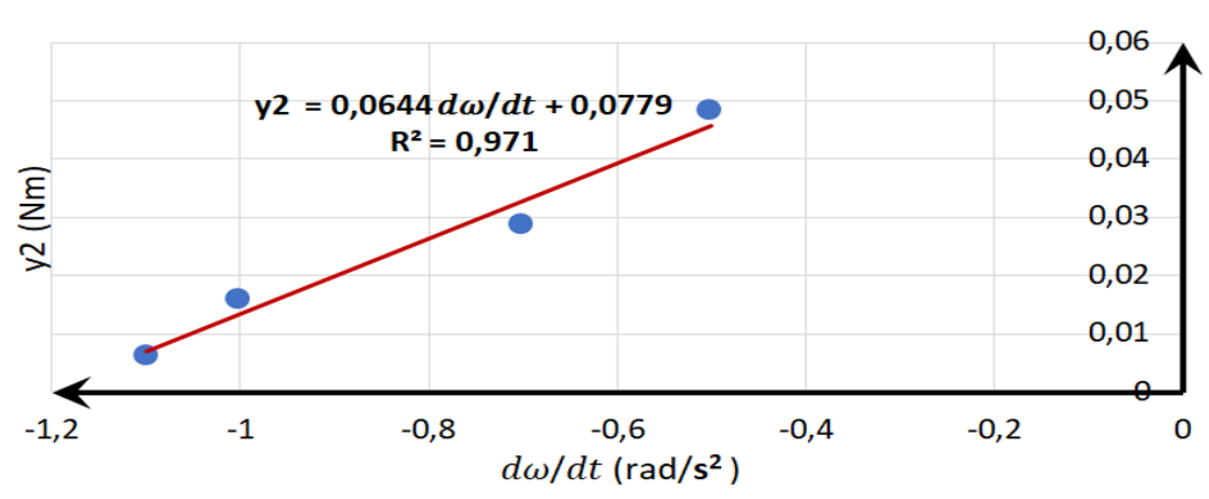


FIGURE 4.6 – La vitesse angulaire utilisant différents couples résistifs appliqués à la roue

Cette caractéristique est ajustée par une ligne de régression, pour estimer J et par identification de l'équation 4.7 avec la ligne de tendance ($y_2 = 0.0644 \frac{d\omega}{dt} + 0.0779$), on obtient $J = 0.0644 Kgm^2$. L'approche physique est particulièrement précise pour l'estimation des paramètres électriques et mécaniques du moteur. Ces valeurs sont donc utilisées pour estimer tous les paramètres en utilisant l'algorithme des moindres carrés récursifs pondérés.

Approche en ligne

Processus préliminaire Dans cette section, nous appliquons la technique d'identification en ligne au modèle du moteur, tout en contrôlant le courant et la vitesse angulaire en utilisant le référentiel de Park afin de simplifier la régulation comme trouvée dans [11–14]. Les valeurs réelles de ces paramètres sont issues de l'approche physique trouvée précédemment. La simulation et la modélisation de la commande sont effectuées à l'aide du logiciel Matlab Simulink présenté à la Figure 4.2. L'identification est effectuée en ligne et en boucle fermée pour maintenir la stabilité du comportement du moteur, ainsi que sa dynamique dans les états transitoires. La méthode d'identification utilisée pour identifier les paramètres est connue sous le nom de méthode de l'erreur d'entrée et est illustrée dans le diagramme présenté à la Figure 4.7.

Comme l'onduleur génère du bruit pendant son fonctionnement, il est important de filtrer les données mesurées avant le processus d'identification. Le rôle du pré-filtrage est double : Le premier est d'estimer les paramètres de la matrice de régression dans la bande de fréquence d'intérêt, et le second est de diminuer la variance de l'estimateur. Par conséquent, un filtre passe-bas non causal de type Butterworth a été choisi pour filtrer les entrées et les sorties mesurées. En outre, afin de conserver des informations sur la

dynamique du système, on prend la pulsation de coupure de ce filtre telle que $\omega_{cfe} = 4 \omega_{cc}$ et $\omega_{cfm} = 4 \omega_{cv}$.

Où ces paramètres sont définis ci-dessous :

- ω_{cfe} est la pulsation de coupure du filtre liée aux mesures électriques,
- ω_{cfm} est la pulsation de coupure du filtre liée aux mesures mécaniques,
- ω_{cc} est la pulsation du régulateur de courant,
- ω_{cv} est la pulsation du contrôleur de vitesse angulaire.

Ensuite, la valeur mesurée de i_d , i_q , V_d , V_q , C_{em} et ω sont obtenus à partir de ces données filtrées.

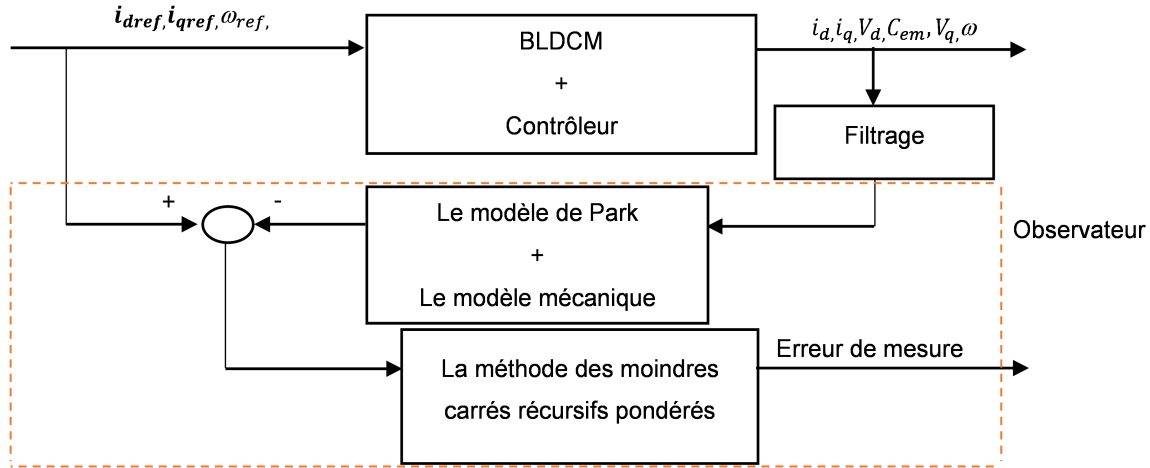


FIGURE 4.7 – L'identification paramétrique basée sur l'erreur d'entrée

Résultat de l'approche Pour identifier la matrice des paramètres P_p donnée par l'équation 4.12, (l'indice p désigne les paramètres électriques et mécaniques), un algorithme des moindres carrés récurrents pondérés est utilisé [34–37]. La variable λ est défini comme le facteur d'oubli, dont le rôle est de supprimer les données passées.

L'algorithme pour identifier les paramètres du moteur est défini ci-dessous :

Démarrage de l'algorithme :

Attendons d'avoir assez de données pour rendre $R(n=M)$ réversible. telle que :

$$\left\{ \begin{array}{l} P(M) = R^{-1}(M) \\ \widehat{P_p}(M) = P(M) V(M) \end{array} \right\} \quad (4.20)$$

Initialiser avec :

$$\left\{ \begin{array}{ll} P(0) = P_0 & P_0 > 0 \\ \widehat{P_p}(M) = P_{p0} & \text{Arbitraire} \end{array} \right\} \quad (4.21)$$

Calculez le gain de correction :

$$K(n+1) = \frac{P(n)Z}{\lambda + Z^T P(n)Z} \quad (4.22)$$

Mise à jour P :

$$P(n+1) = \frac{1}{\lambda} \left(P(n) - K(n+1) Z^T P(n) \right) \quad (4.23)$$

Prédiction de la sortie :

$$\hat{Y}(n+1) = Z^T \widehat{P_p}(n) \quad (4.24)$$

Mise à jour des paramètres :

$$P_p(\widehat{n+1}) = \widehat{P_p(n)} + K(n+1)(Y(n+1) - \hat{Y}(n+1)) \quad (4.25)$$

Déterminer les paramètres électriques et mécaniques à l'aide des variables intermédiaires obtenues à partir des composants de la matrice des paramètres P_p en utilisant les équations 4.13, 4.14, 4.15, 4.16, 4.17, 4.18.

La simulation sous Matlab-Simulink nous donne les résultats concernant les paramètres du moteur et qui sont décrits dans le Tableau 4.2 :

TABLE 4.2 – Les paramètres du moteur obtenu en utilisant l'algorithme des moindres carrés récursif pondérer

R	L_d	L_q	ϕ_m	J	f_v
0.45	0.6981	0.70	1.3	1.069	1.79

Les résultats de l'estimation sans capteur du courant direct, du courant quadratique et de la vitesse angulaire sont présentés dans la Figure 4.8, Figure 4.9, et Figure 4.10.

Dans cette partie, on pose, la période d'échantillonnage tel que $\Delta T = 2 \cdot 10^{-3} \text{s}$ et $\lambda = 0.95$.

Nous remarquons que les courbes des courants et de la vitesse angulaire mesurées et estimées convergent en générant une petite erreur, comme les montrent la Figure 4.11, Figure 4.12 et Figure 4.13.

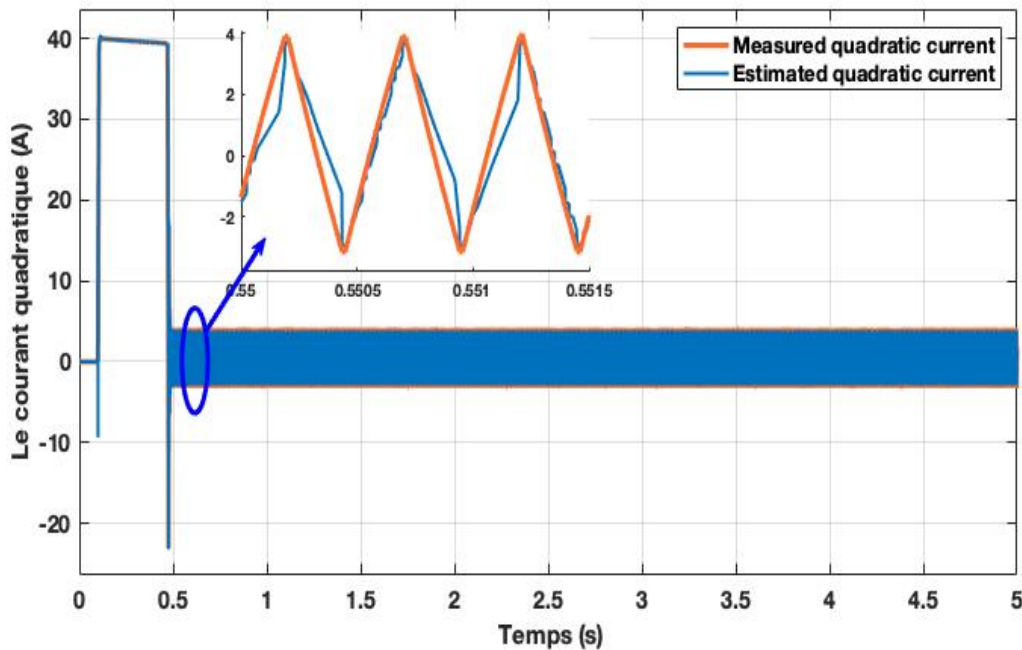


FIGURE 4.8 – Le courant quadratique mesuré et estimé en fonction du temps

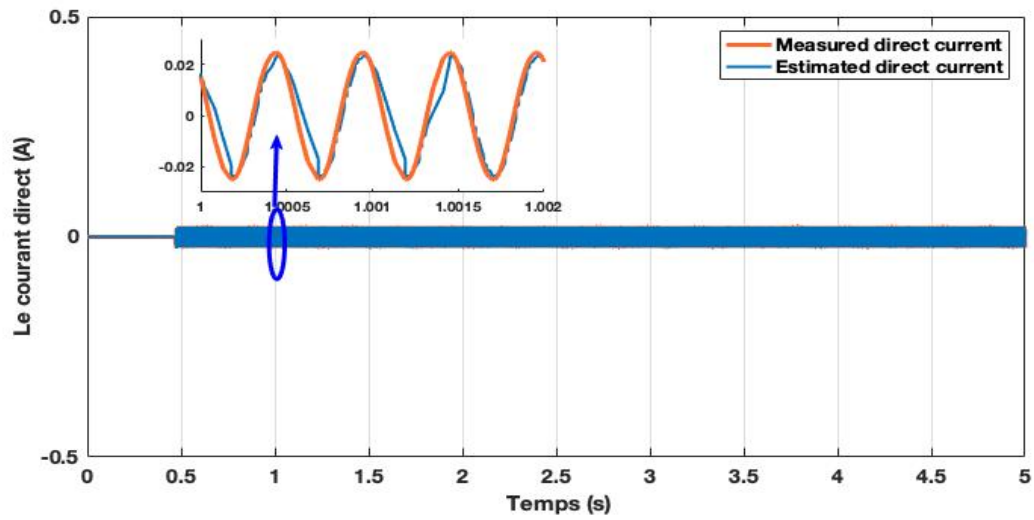


FIGURE 4.9 – Le courant direct mesuré et estimé en fonction du temps

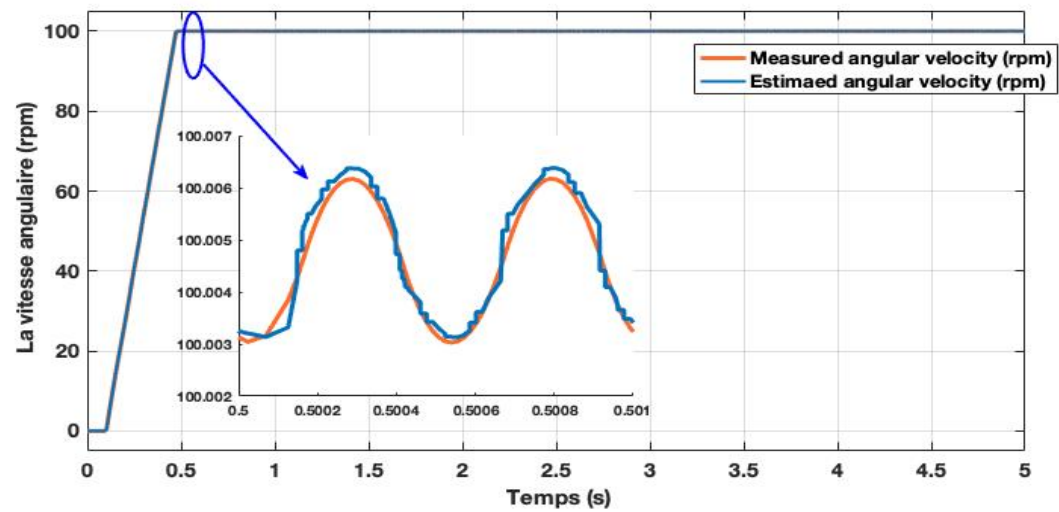


FIGURE 4.10 – La vitesse angulaire mesuré et estimé en fonction du temps

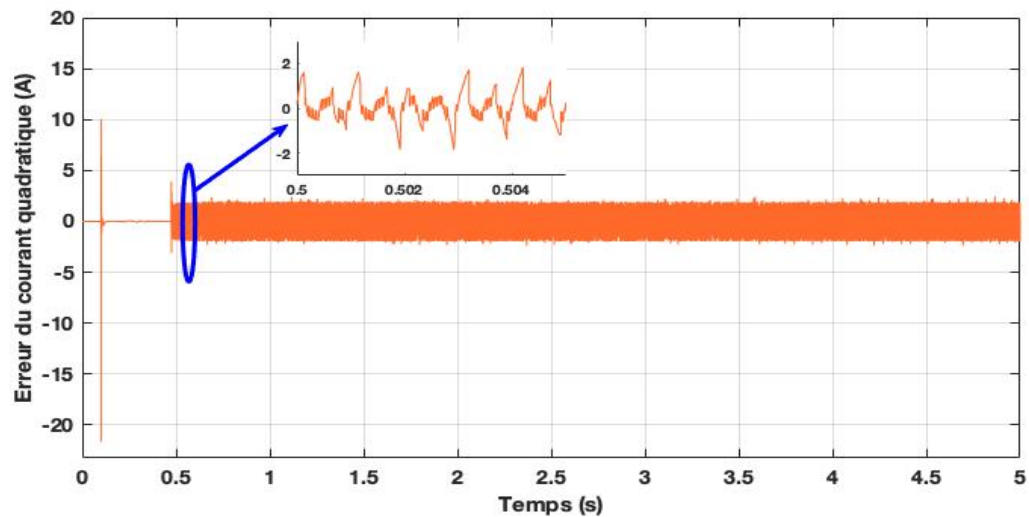


FIGURE 4.11 – L'erreur du courant quadratique en fonction du temps

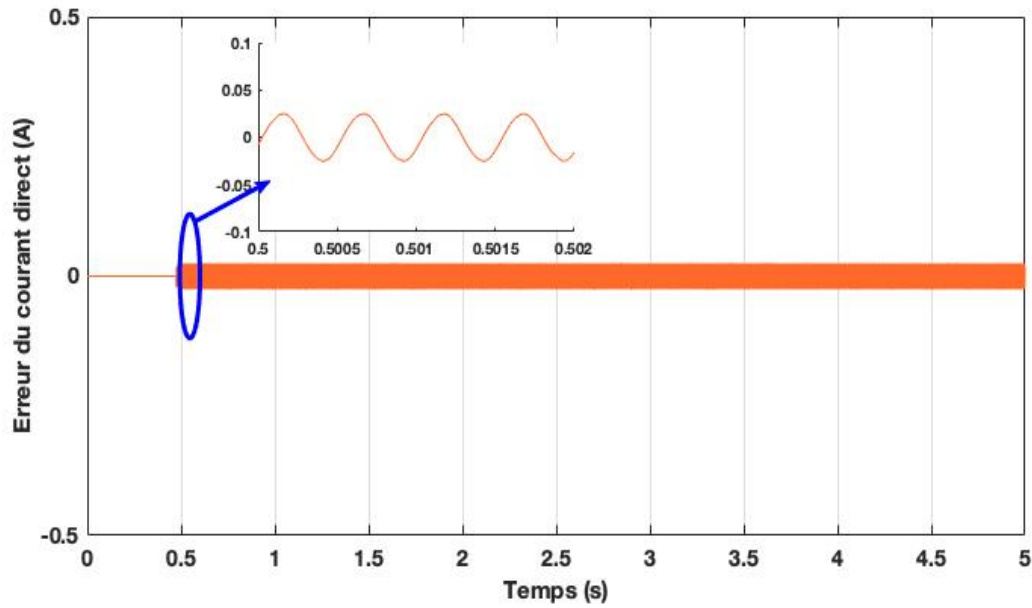


FIGURE 4.12 – L'erreur du courant direct en fonction du temps

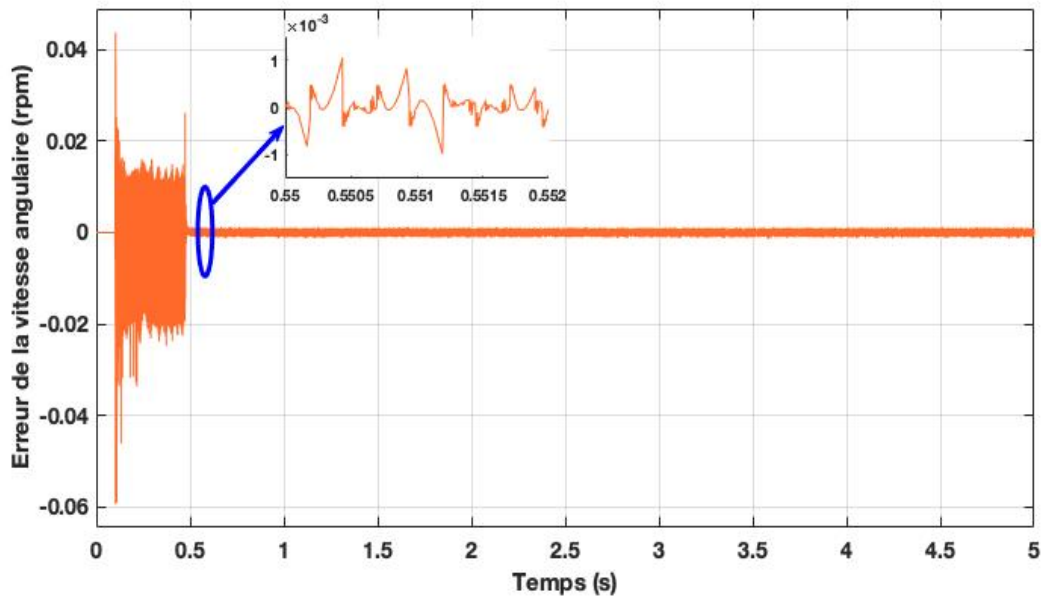


FIGURE 4.13 – L'erreur de la vitesse angulaire en fonction du temps

Comparaison L'erreur relative de l'estimation de ces paramètres est calculée à l'aide de l'équation 4.26 [166].

$$\text{Error} = 100 \left| \frac{\text{la valeur de l'approche physique} - \text{la valeur estimée en ligne}}{\text{la valeur de l'approche physique}} \right| \quad (4.26)$$

Le Tableau 4.3, présente les résultats de l'estimation des paramètres en utilisant l'approche physique basée sur l'expérimentation, et l'approche d'estimation en ligne basée sur l'algorithme des moindres carrés récursifs pondérés. Ces paramètres sont évalués en utilisant l'erreur relative comme indiqué dans l'équation 4.26. En utilisant l'erreur relative, les résultats de la méthode des moindres carrés récursifs pondérés nous a permis d'avoir les paramètres électriques et mécaniques qui sont au voisinage des paramètres obtenus dans l'approche physique établie précédemment.

TABLE 4.3 – Les résultats de l'approche physique, l'approche en ligne et l'erreur de mesure

Parameters	R	L_d	L_q	ϕ_m	J	f_v
Valeurs de l'approche physique	0.5	0.68	0.68	1.255	1.0644	1.6
Valeurs de l'approche en ligne	0.45	0.6981	0.70	1.3	1.069	1.79
L'erreur relative	10 %	2.66 %	2.94 %	3.58 %	7.14 %	11.87 %

Dans cette partie, deux procédures différentes d'identification et d'estimation des paramètres, ont été proposées pour fournir un modèle fiable d'un moteur BLDC. La première est réalisée en appliquant l'approche physique, qui utilise les données disponibles fournies par l'expérimentation. La seconde est une méthode d'estimation en ligne basée sur la méthode de l'algorithme des moindres carrés récursifs pondérés, appliquée à un schéma de contrôle en boucle fermée pour maintenir la stabilité du système. Les résultats obtenus pour les deux procédures sont très satisfaisants, et l'erreur entre les valeurs de ces paramètres obtenues par l'approche physique, menée en temps continu, et l'approche d'estimation en ligne, menée en temps discret, sont négligeables. Les procédures détaillées fournissent également une estimation fiable de la vitesse angulaire et du couple électromagnétique généré par le moteur, ce qui est très utile pour un contrôle sans capteur du moteur BLDC, qui seront objet de la partie suivante.

4.4 Stratégie de commande du moteur BLDC

Le progrès de l'électronique de puissance et de l'informatique, ainsi que l'apparition d'aimants de haute performance, le moteur à courant continu sans balais (BLDCM), s'est imposé dans les systèmes de puissance et notamment dans les roues motrices. Ce type de moteur se caractérise par de nombreux avantages : bonne compacité, poids et volume réduits, couple élevé, bonnes conditions de transfert thermique et rendement élevé [11, 12]. Toutes ces raisons justifient que le BLDCM est le meilleur choix pour les applications nécessitant une densité de puissance et une efficacité élevée, comme par exemple la navigation des robots mobiles. En outre, ce type de moteur offre des avantages majeurs en étant facilement commendable grâce au couplage direct du flux magnétique et du couple. Théoriquement, le BLDCM fonctionne de la même manière que le moteur conventionnel à courant continu (DCM). Cependant, son collecteur est remplacé par un commutateur électronique. Si on considère les générateurs de courant continu dans un moteur à courant continu sans balais (BLDCM), la commutation des enroulements ne se fait pas mécaniquement comme auparavant, mais électroniquement, à l'aide d'un système complexe appelé contrôleur attaché à un convertisseur. Le convertisseur transforme le courant continu en courant triphasé à fréquence variable, puis alimente successivement les bobines du moteur pour créer un champ tournant, puis la rotation que l'on recherche [13–15]. Afin de modéliser le moteur, certains auteurs, construisent le modèle de BLDC en utilisant les capteurs à effet Hall, lorsque ces capteurs sont situés sur l'arbre du rotor [16, 17]. D'autres auteurs ont choisi de concevoir le moteur en utilisant le référentiel du Park pour transformer le modèle triphasé en un modèle biphasé [18, 19], d'autres utilisent la transformation de Clark pour modéliser le moteur [167, 168]. Parmi les approches trouvées dans la littérature pour contrôler le moteur, on cite la stratégie de contrôle du couple basée sur la recherche du courant optimal circulant à travers le BLDCM. Cette technique est utilisée pour optimiser le couple en minimisant ses ondulations grâce au référentiel de Park étendu [11, 20, 169]. Le contrôle direct du couple est une stratégie de contrôle populaire dans le domaine industriel et académique, en raison de l'absence de modulation de largeur d'impulsion (PWM) de la dynamique, de la rapidité et du bon courant [21–23]. D'autres auteurs utilisent la

commande à flux orientée (FOC) [21, 24]. Certains auteurs utilisent le contrôleur Proportionnel Intégral Dérivé (PID) pour contrôler le moteur ; cette technique permet de réguler la vitesse angulaire [25, 26]. D'autres ont choisi d'utiliser le contrôleur hybride à logique floue (FLC), qui passe du contrôleur à logique floue (FLC) au contrôleur proportionnel intégral (PI) pour contrôler la vitesse angulaire du moteur [170]. Par conséquent, dans cette partie, une modélisation du système motopropulseur est élaborée. Cette modélisation implique la transformation du model triphasé en un model biphasé en utilisant le transformé de Park étendu. Cette transformation nous permet de contrôler le moteur en courant à l'aide d'un contrôleur proportionnelle intégral anti Windup (PI-anti Windup), pour enfin contrôler la vitesse angulaire à l'aide de deux types de contrôleur (le contrôleur proportionnel intégral (PI) et le contrôleur à logique floue (FLC)), ces deux contrôleurs sont comparés et validés à l'aide du logiciel MATLAB Simulink pour les implémenter dans la gestion d'énergie consommée par le moteur [171].

4.4.1 Modélisation du moteur BLDC

Hypothèse

La modélisation du moteur à courant continu sans balais (BLDCM) est soumise aux hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le stator triphasé est symétrique, ce qui signifie que ses résistances R et ses inductances L sont égales dans les trois phases ;
- La distribution du champ d'induction créé par l'aimant est purement trapézoïdale ;
- Les forces électromotrices (FEM) dans l'espace sont distribuées de manière trapézoïdale ;
- Le circuit magnétique est supposé être non saturé, ce qui permet d'exprimer le flux comme une fonction de courant linéaire ;
- Le circuit magnétique est supposé être parfaitement laminé, ce qui signifie que l'effet d'hystérésis et les courants de Foucault sont négligés ;
- L'effet de peau et l'effet de la température sont toutes négligés.

Le BLDCM transfère l'effet chimique dû à l'enthalpie à l'intérieur de la batterie en une position mécanique ou un couple généré par le rotor, comme indiqué ci-dessous (Figure 4.14 :

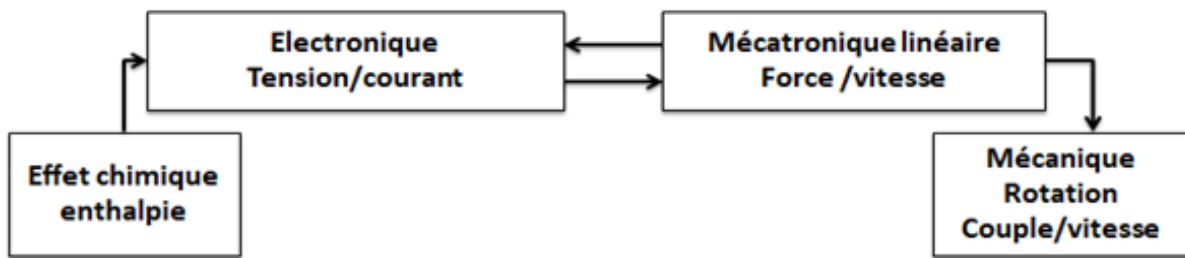


FIGURE 4.14 – Le transfert énergétique de la batterie à la rotation du moteur

La modélisation du système de propulsion, est divisée en trois phases : la modélisation du moteur, la modélisation de l'onduleur et la conception du contrôleur, comme décrit et détaillé dans les paragraphes qui suivent.

Modélisation du moteur

Comme le BLDCM est caractérisé par sa force contre-électromotrice (back-EMF) trapézoïdale, cela signifie que l'inductance mutuelle entre le stator et le rotor n'est pas

sinusoïdale. Il est alors difficile de transformer les équations spécifiques au BLDCM dans un autre référentiel, par exemple le référentiel de Park présenté par deux axes directs et quadratiques (d, q) [28–30, 120].

Le modèle dynamique général du BLDCM peut être défini dans le référentiel triphasé comme indiqué dans les équations 4.27, 4.28 et 4.29.

$$\begin{bmatrix} V_a = Ri_a + L \frac{di_a}{dt} + e_a \\ V_b = Ri_b + L \frac{di_b}{dt} + e_b \\ V_c = Ri_c + L \frac{di_c}{dt} + e_c \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

$$\begin{bmatrix} e_a \\ e_b \\ e_c \end{bmatrix} = p\Phi_m\omega \begin{bmatrix} tra(\Theta_e) \\ tra(\Theta_e - \frac{2\pi}{3}) \\ tra(\Theta_e + \frac{2\pi}{3}) \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

$$tra(\Theta_e) = \begin{cases} 1 & si \ 0 < \Theta_e < \frac{2\pi}{3} \\ 1 - \frac{6}{\pi}(\Theta_e - \frac{2\pi}{3}) & si \ \frac{2\pi}{3} < \Theta_e < \pi \\ -1 & si \ \pi < \Theta_e < \frac{5\pi}{3} \\ -1 + \frac{6}{\pi}(\Theta_e - \frac{5\pi}{3}) & si \ \frac{5\pi}{3} < \Theta_e < 2\pi \end{cases} \quad (4.29)$$

Ces expressions présentent la relation entre les tensions et les courants, en tenant compte de la force contre-électromotrice (FCEM).

Avec :

V_a, V_b, V_c : Tensions entre l'extrémité de l'enroulement de phase et le milieu de la source de tension à courant continu.

i_a, i_b, i_c : Les courants de phase du stator.

e_a, e_b, e_c : Les forces contre-électromotrices (FCE) dans les phases du stator.

Φ_m : Le flux maximum produit au niveau du stator.

p : Le nombre de paires de pôles.

Θ : La position mécanique du rotor.

La position électrique du rotor est obtenue directement à partir de la position mécanique du rotor. Celle-ci est mesurée à l'aide d'un capteur placé sur l'arbre du rotor. La relation entre ces deux grandeurs est donnée par l'équation 4.30.

$$\Theta_e = p\Theta \quad (4.30)$$

La transformation du référentiel triphasé (a, b, c) en un référentiel biphasé (d, q) est effectué à l'aide du référentiel de Park étendu, celui-ci n'est possible que si nous avons opté pour la transformation de Clark. Et de cette dernière transformation, nous passons directement au référentiel de Park via la transformation de Park étendue en utilisant une matrice de passage $P(\Theta_e)$ présentés dans l'équations 4.31.

$$P(\Theta_e) = \frac{1}{k} \begin{pmatrix} \cos(\Theta_e + \mu) & \sin(\Theta_e + \mu) \\ -\sin(\Theta_e + \mu) & \cos(\Theta_e + \mu) \end{pmatrix} \quad (4.31)$$

$$k = \frac{1}{\Phi_m} \sqrt{tra(\Theta_e)_\alpha^2 + tra(\Theta_e)_\beta^2}$$

$$\mu = \tan^{-1} \left(-\frac{tra(\Theta_e)_\alpha^2}{tra(\Theta_e)_\beta^2} \right) - \Theta_e$$

Avec,

Θ_e est l'angle électrique entre les deux axes q et d.

ω est la vitesse angulaire du BLDCM.

$tra(\Theta_e)_\alpha$, $tra(\Theta_e)_\beta$ sont les projections de la fonction trapézoïdale comme indiqué dans l'équation 4.29.dans le référence de Clark (α β).

k et μ présentent les compensations des variables après transformation (d, q).

Par conséquent, les équations électriques dans le cadre du référentiel de Park étendu sont présentées dans les équations 4.32 et 4.33.

$$V_d = (R + \frac{1}{k} \frac{dk}{dt})i_d + L_d \frac{di_d}{dt} + (p \omega L_q + \frac{d\mu}{dt})i_q \quad (4.32)$$

$$V_q = \left(R + \frac{1}{k} \frac{dk}{dt}\right)i_q + L_q \frac{di_q}{dt} + \left(p \omega L_d + \frac{d\mu}{dt}\right)i_d + \frac{p\omega}{2k^2} \Phi_m \quad (4.33)$$

Avec :

V_d , V_q : Tensions projetées dans le cadre de référentiel du Park étendu.

(d, q) : Ces symboles renvoient à l'axe direct et à l'axe quadratique.

L_d , L_q : Inductance directe et inductance quadratique.

La conversion de l'énergie électrique en énergie mécanique pour le BLDCM est obtenue à partir des théorèmes de la mécanique tel que présenté dans les équations suivantes.

$$C_{em} - C_r = f_v \omega + J \frac{d\omega}{dt} \quad (4.34)$$

$$C_{em} = \frac{1}{\omega} (e_a i_a + e_b i_b + e_c i_c) \quad (4.35)$$

Avec :

J : Le moment d'inertie du rotor,

C_{em} : Le couple moteur fourni par le stator,

C_r : Le couple de résistance à la charge,

f_v : Le coefficient de frottement visqueux.

Soit C_{em} exprimé dans le référentiel de Park tel que présenté dans l'équation 4.36.

$$C_{em} = \frac{3}{4} p i_q \Phi_m \quad (4.36)$$

Le modèle mathématique proposé pour le BLDCM, utilisant une force contre électromotrice qui est trapézoïdal, est simulé à l'aide du logiciel MATLAB-Simulink.

4.4.2 Modélisation et commande du convertisseur

Modélisation

Le moteur à courant continu sans balais (BLDCM), doit être alimenté à une fréquence spécifique par chaque convertisseur de tension triphasé, pour fonctionner à une vitesse angulaire particulière [172]. Le choix du convertisseur, est associé à la puissance de sortie de celui-ci, qui est la puissance absorbée par le BLDCM.

La Figure 4.15, présente le schéma d'un convertisseur triphasé connecté à sa charge, dans lequel α_1 , α_2 et α_3 désignent les états de commutation des phases a, b et c. Nous considérons que le moteur est couplé en étoile.

Si ($\alpha_{1,2,3}=1$), on obtient ($\overline{\alpha_{1,2,3}}=0$).

L'expression des tensions de référence aux bornes de chaque phase du stator du moteur et du point neutre commun est exprimée dans l'équation 4.37, dans lesquelles V_{an} , V_{bn} , V_{cn} sont les tensions de phase du stator entre le point neutre, lorsque le couplage est en étoile,

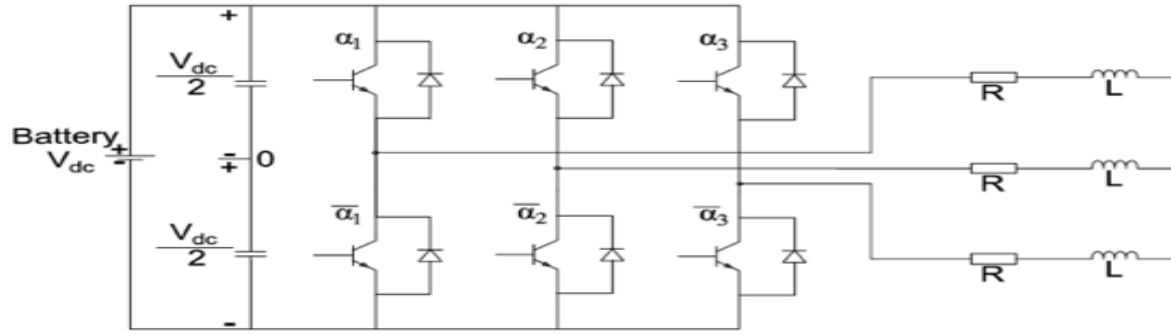


FIGURE 4.15 – Le convertisseur du moteur BLDC

et l'extrémité de l'enroulement de phase. V_{dc} est l'alimentation du convertisseur par une batterie.

$$\left\{ \begin{array}{l} \begin{pmatrix} V_{an} \\ V_{bn} \\ V_{cn} \end{pmatrix} = \frac{V_{dc}}{3} A \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \end{pmatrix} \\ A = \begin{pmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{pmatrix} \end{array} \right. \quad (4.37)$$

Nous pouvons donc modéliser le convertisseur par l'équation précédente, en prenant comme entrées les signaux de commutation et la tension continu (DC) fournie par la batterie, et comme sortie les tensions d'alimentation des trois phases du moteur.

Control

La commande automatique du BLDCM implique la possibilité d'imposer un courant désiré aux phases du moteur en fonction de la position du rotor. Ceci est réalisé par la commande de décalage à pleine onde. Ensuite, les tensions de sortie sont générées en commutant les interrupteurs de bras à la fréquence de tension désirée. Chaque interrupteur est contrôlé sur 120° . Il y a un "trou" de 60° entre le contrôle de deux interrupteurs dans la même séquence (contrôle disjoint). Il y a six intervalles électriques de 60° (secteurs de fonctionnement) en fonction de la position du rotor détectée par les signaux donnés par les capteurs 6-secteur. Dans chaque secteur, seules deux phases de la machine sont alimentées, sauf pendant la commutation. Les commandes des commutateurs d'un secteur sont décalées de 120° par rapport aux commutateurs du secteur adjacent. Comme le montre la Figure 4.16.

Cependant, comme la matrice A présentée dans l'équation 4.37 est singulière, la solution de l'équation précédente n'est pas unique. Par conséquent, le calcul du cycles de fonctionnement (duty cycles) impliquant le calcul de la commande de commutation [173]. Une contrainte supplémentaire est nécessaire pour résoudre l'équation de la matrice. Ainsi, une infinité de solutions est possible pour générer les rapports cycliques à partir des tensions de référence souhaitées du stator. La modulation de largeur d'impulsion (PWM) triphasée est choisie dans notre cas pour résoudre ce problème. Dans cette situation, nous posons $V_{no} = \frac{V_{med}}{2}$ avec V_{med} est la tension médiane des trois tensions de référence du stator définies comme suit :

Si $V_{an} < V_{bn} < V_{cn}$, on obtient $V_{med} = V_{bn}$.

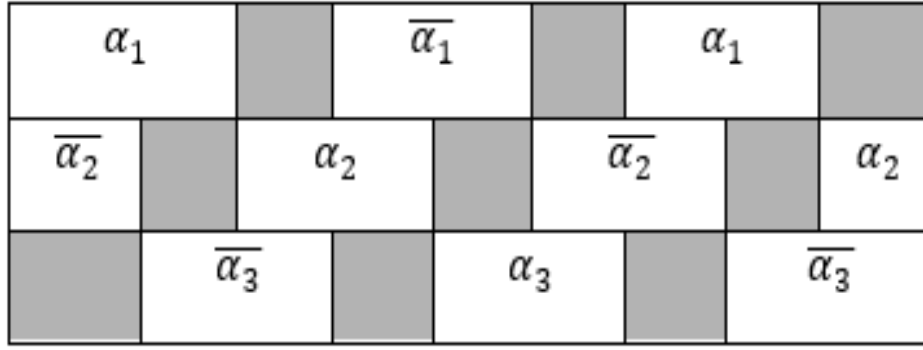


FIGURE 4.16 – Commande plein d'onde du convertisseur du moteur BLDC

Par conséquent, on trouve l'équation 4.38.

$$\alpha_i = \frac{1}{V_{dc}} \left(V_{kn} + \frac{V_{med}}{2} \right) + 0.5 \quad / \quad k = a, b, c \quad (4.38)$$

4.4.3 Asservissement du système Moto-Propulseur

La commande du moteur à courant continu sans balais (BLDCM) est identique à celle d'un moteur à courant continu (DCM) à excitation séparée. Cependant, nous devons nous placer dans le cadre du référentiel de Park (d, q).

La composante du courant statorique selon l'axe d joue le rôle d'excitation, et permet de régler la valeur du flux dans la machine. L'élément d'axe q joue le rôle du courant induit et permet de contrôler le couple [174].

Afin de travailler à un couple maximal, notre stratégie consiste à imposer le courant quadratique i_q à une valeur correspondante, tout en maintenant à zéro le courant direct i_d , la vitesse est régulée en cascade en imposant la valeur de vitesse désirée sur l'axe q. Comme le BLDCM est sans saillance, nous obtenons $L_d = L_q = L$.

Réglage de correction des courants

Les courants statoriques dans le cadre du référentiel de Park doivent être contrôlés à l'aide d'un régulateur proportionnel et intégrale anti-windup (régulateurs PI- anti-windup), dont les schémas fonctionnels sont présentés à la Figure 4.17 et la Figure 4.18.

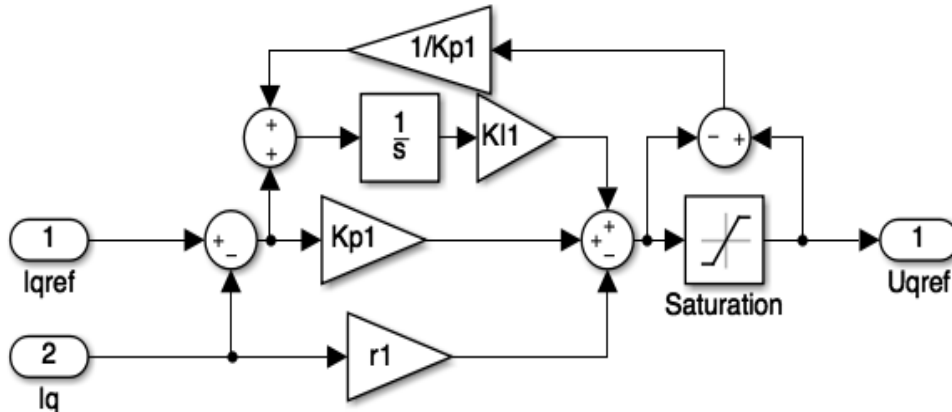


FIGURE 4.17 – Le contrôleur PI-anti-Windup appliqué au courant quadratique

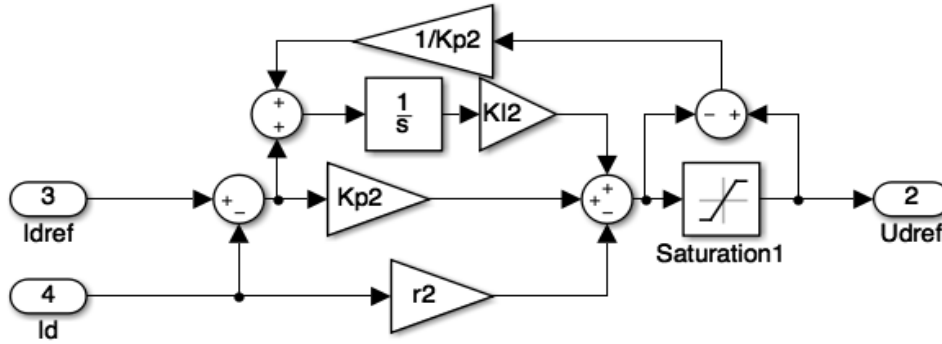


FIGURE 4.18 – Le contrôleur PI-anti-Windup appliqué au courant direct

Où, $Kp1$, $Kp2$, $KI1$, $KI2$, $r1$ et $r2$ montrés dans la Figure 4.17 et la Figure 4.18 sont présentés dans les équations 4.39 et 4.40.

$$\begin{cases} Kp1 = 2L_q\omega_{c1}\zeta_1 \\ KI1 = L_q\omega_{c1}^2 \\ r1 = Kp1 - R \end{cases} \quad (4.39)$$

$$\begin{cases} Kp2 = 2L_d\omega_{c2}\zeta_2 \\ KI2 = L_d\omega_{c2}^2 \\ r2 = Kp2 - R \end{cases} \quad (4.40)$$

Avec :

ω_{c1} ω_{c2} sont la largeur de la bande désirée.

ζ_1 et ζ_2 sont les dépassements de la régulation au courant quadratique et respectivement au courant direct.

Réglage de correction des vitesses

Commande de la vitesse angulaire à l'aide d'un contrôleur proportionnel intégral (contrôleur PI) Lorsque la régulation de la boucle de courant est validée, il est possible de mettre en place et en cascade la boucle de vitesse (vitesse angulaire souhaitée). La possibilité de mise en cascade se justifie par le fait que les constantes de temps électriques et mécaniques ont un rapport supérieur à 10, dans la majorité des moteurs électriques. Ainsi, un correcteur Proportionnel Intégral est suffisant pour établir la boucle de vitesse à la valeur dynamique désirée. Le schéma fonctionnel de la régulation globale appliquée à l'axe q est présenté à la Figure 4.19.

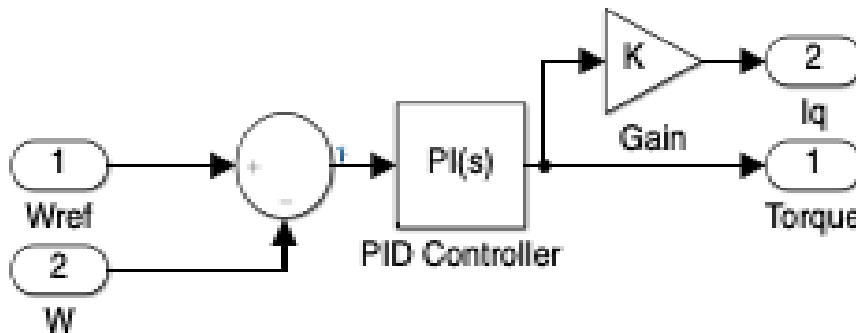


FIGURE 4.19 – Le régulateur proportionnel intégral mise en cascade pour réguler la la vitesse angulaire

La fonction de transfert du contrôleur de vitesse angulaire est donnée par l'équation 4.41.

$$PI(s) = Kp3 + \frac{KI3}{s} \quad (4.41)$$

$$\begin{cases} Kp3 = \frac{4}{3K_e} (2J\omega_{c3}\zeta_3 - f_v) \\ KI3 = \frac{4}{3K_e} J\omega_{c3}^2 \\ K_e = p\Phi_m \end{cases}$$

La largeur de la bande passante ω_{c3} est choisie pour la boucle de vitesse au moins 10 fois inférieure à celle de la boucle de courant pour assurer une cascade valide.

Commande de la vitesse angulaire à l'aide d'un contrôleur à logique floue (FLC) Une autre technique pour contrôler la vitesse angulaire une fois la validation de la régulation du courant est effectuée, est le contrôleur à logique floue (FLC). Ce type de contrôleur est largement appliqué pour résoudre les problèmes de systèmes non linéaires. Par conséquent, dans cette partie, un contrôleur à logique floue de type Mamdani est adopté pour contrôler les entrées (l'erreur et la variation de l'erreur) et la sortie (le couple généré par le moteur). Chaque entrée a trois fonctions d'appartenance trapézoïdales (Négatif (N), Zéro (Z), Positif (P)), et la sortie a cinq fonctions d'appartenance triangulaires (Grande négative (BN), Petite négative (SN), Zéro (Z), Petite positive (SP) et Grande positive (BP)). Les structures de toutes ces appartenances sont présentées dans la Figure 4.20 et la Figure 4.21.

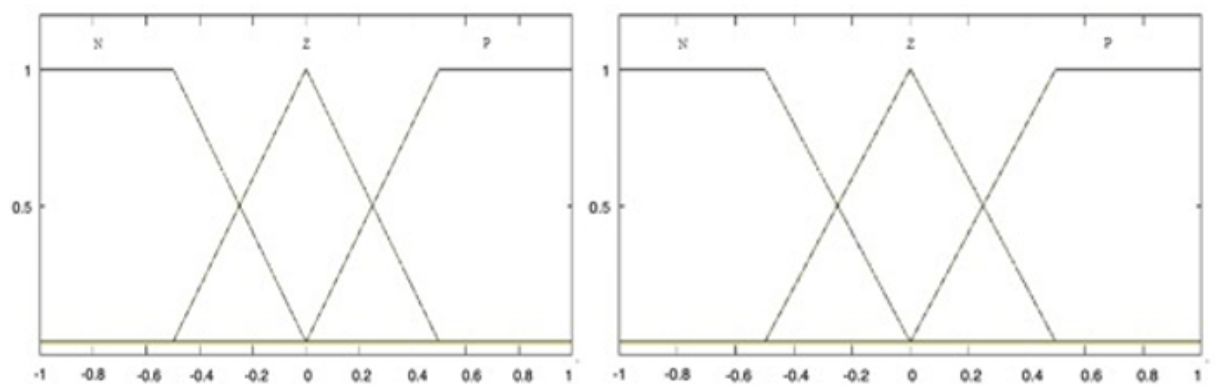


FIGURE 4.20 – Les fonctions d'appartenance de l'erreur et la variation d'erreur

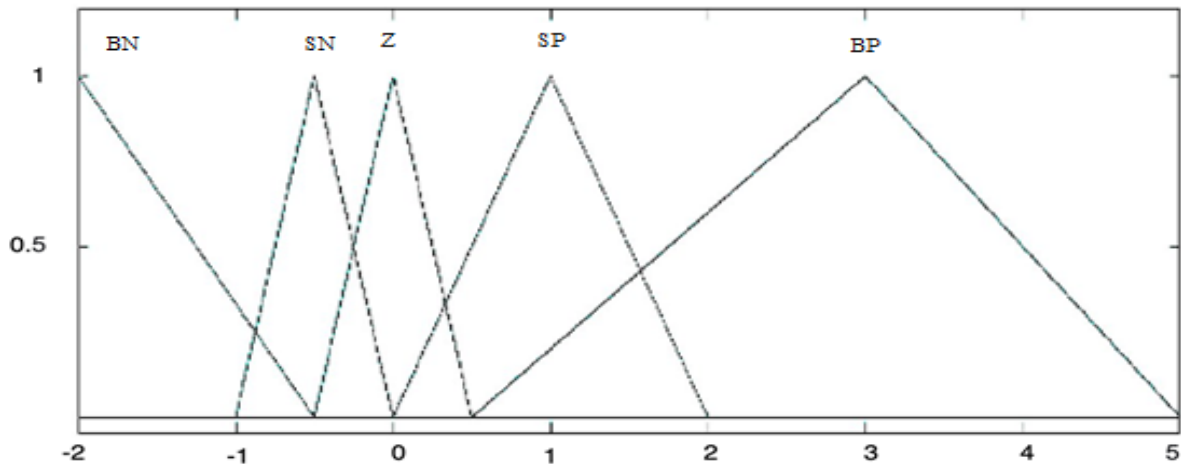


FIGURE 4.21 – La fonction d'appartenance du couple de sortie

Ces appartenances sont régies par des règles de bases, comme décrit dans le Tableau 4.4.

TABLE 4.4 – Les règles de bases du contrôleur à logique floue

Erreur	La variation d'erreur		
	N	Z	P
N	BN	BN	Z
Z	BN	Z	SP
P	SP	BP	BP

Le schéma fonctionnel de la régulation globale appliquée à l'axe q est présenté à Figure 4.22.

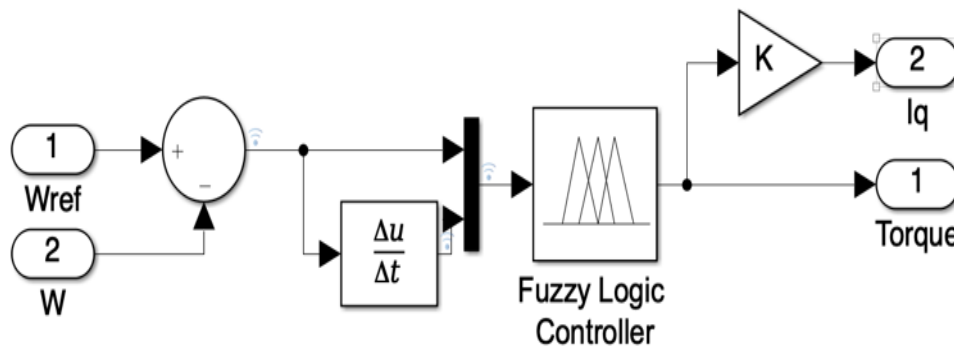


FIGURE 4.22 – Le contrôleur a logique floue mis en cascade pour réguler la vitesse angulaire

Simulation et résultat de la commande

Le schéma fonctionnel du BLDCM attaché à son système de contrôle a été modélisé en utilisant les équations mathématiques établies précédemment. Le système est exécuté à l'aide du logiciel MATLAB-Simulink, comme le montrent la Figure 4.23 et la Figure 4.24.

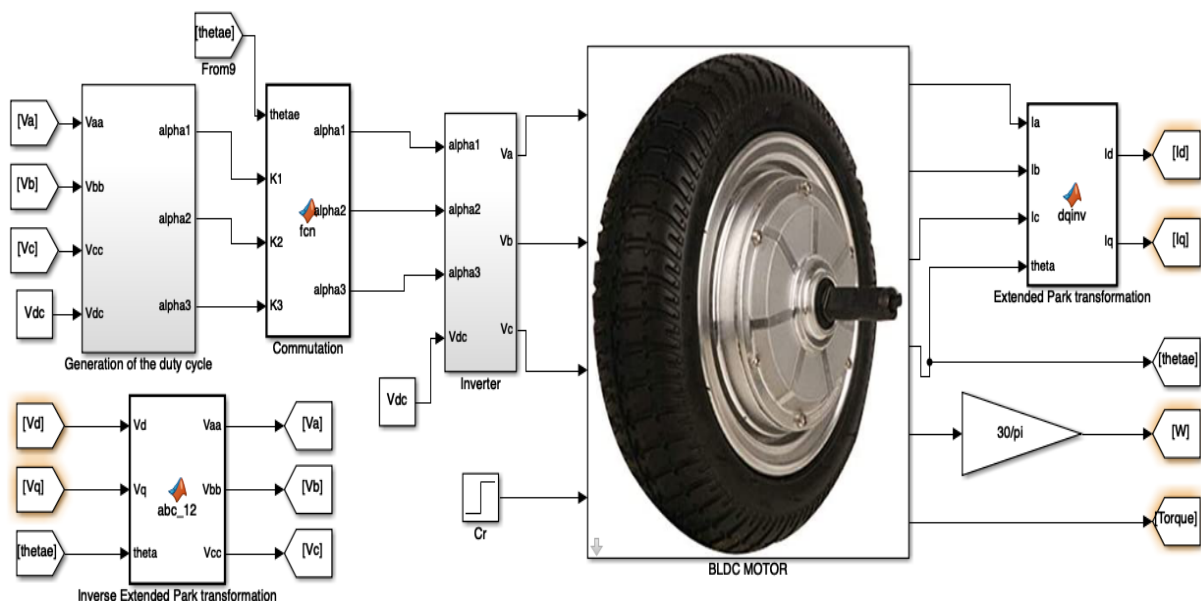


FIGURE 4.23 – Le modèle du moteur BLDC dans le référentiel de Park étendu

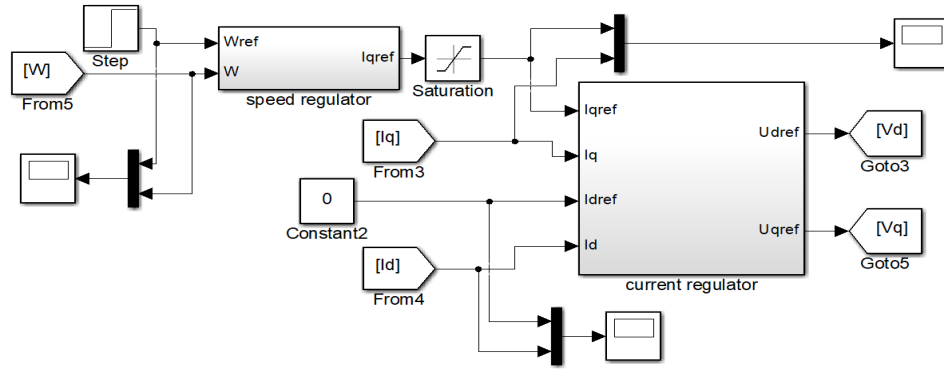


FIGURE 4.24 – Le régulateur en boucle fermé de la vitesse angulaire

Cela a permis d'obtenir la vitesse angulaire, les caractéristiques de tension et le comportement des différentes forces contre-électromotrices (FCEM), en tenant compte des paramètres du BLDCM comme indiqué dans le Tableau 4.5, issus du Tableau 4.3.

TABLE 4.5 – Les caractéristiques du moteur BLDC

La puissance nominale (W)	250
Le voltage DC (V)	36
Le flux maximal (Wb)	1.255 e-2
Le coefficient de friction visqueuse ($\text{Nmrad}^{-1}\text{s}^{-1}$)	1.6e -3
La résistance de la phase ($\text{m}\Omega$)	500
L'inductance de la phase (mH)	0.68
La Vitesse angulaire maximal (rpm)	3000
Le nombre de pair de pole	4
Le moment d'inertie (Kgm^2)	0.06
Le rayon de la roue (m)	0.20

Les résultats de la simulation sans régulation sont présentés dans les figures suivantes.

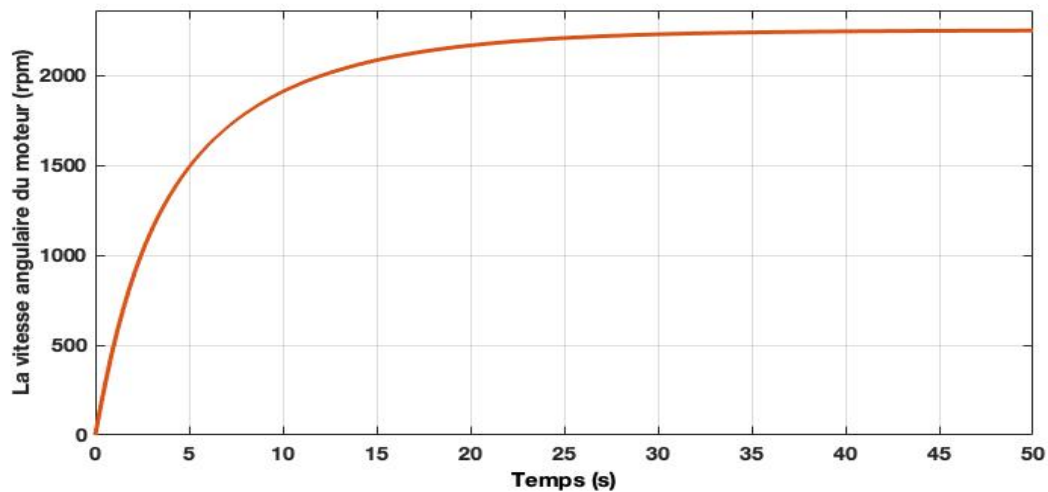


FIGURE 4.25 – La vitesse angulaire du moteur BLDC en rotation libre en fonction du temps

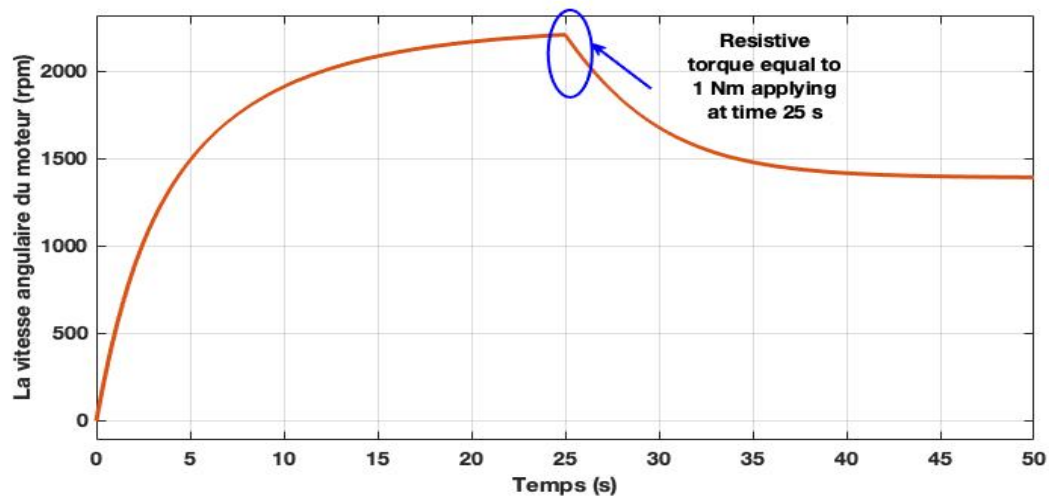


FIGURE 4.26 – La vitesse angulaire du moteur BLDC lorsqu'on introduit un couple résistant de 1Nm en fonction du temps

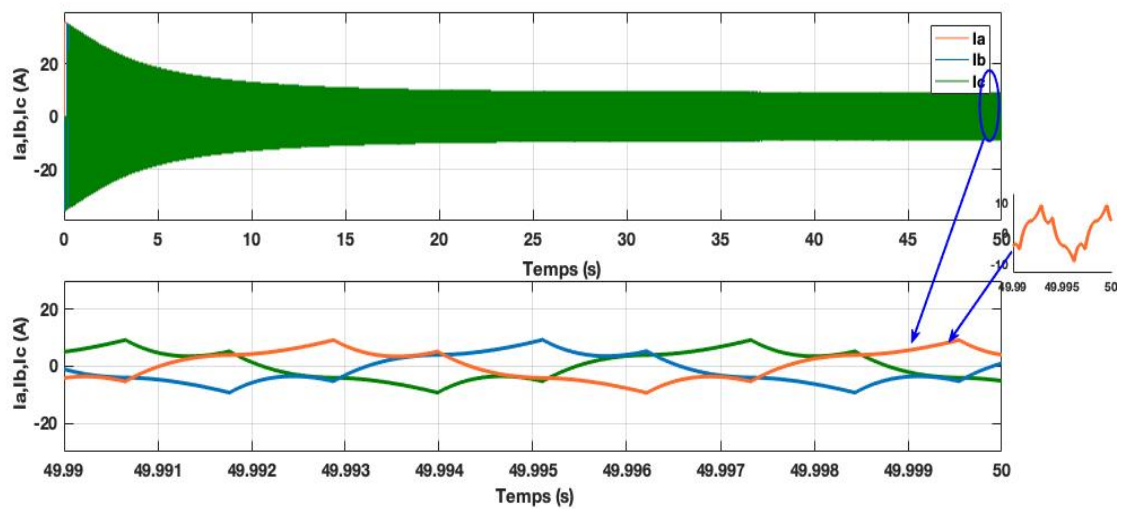


FIGURE 4.27 – Le courant dans les phases a, b et c

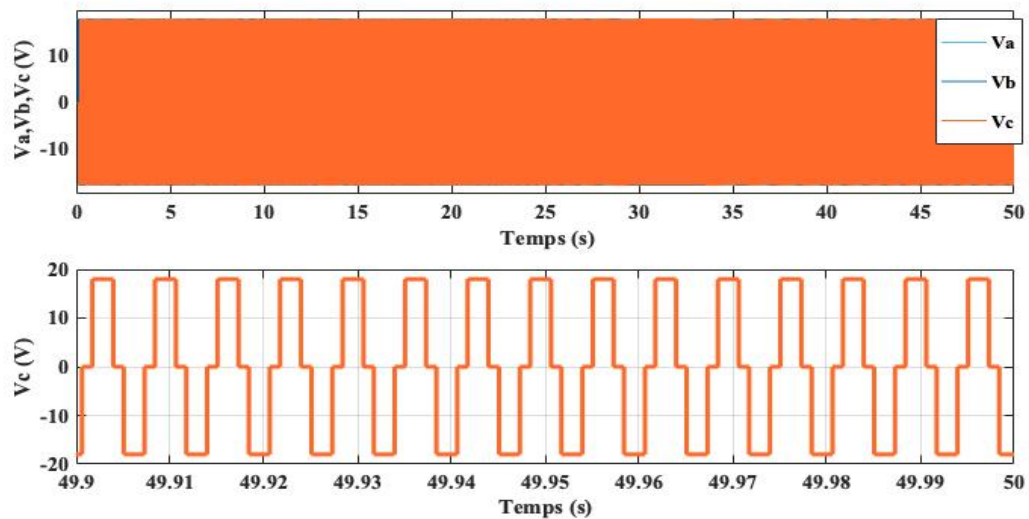


FIGURE 4.28 – Le voltage dans les phases a, b et c

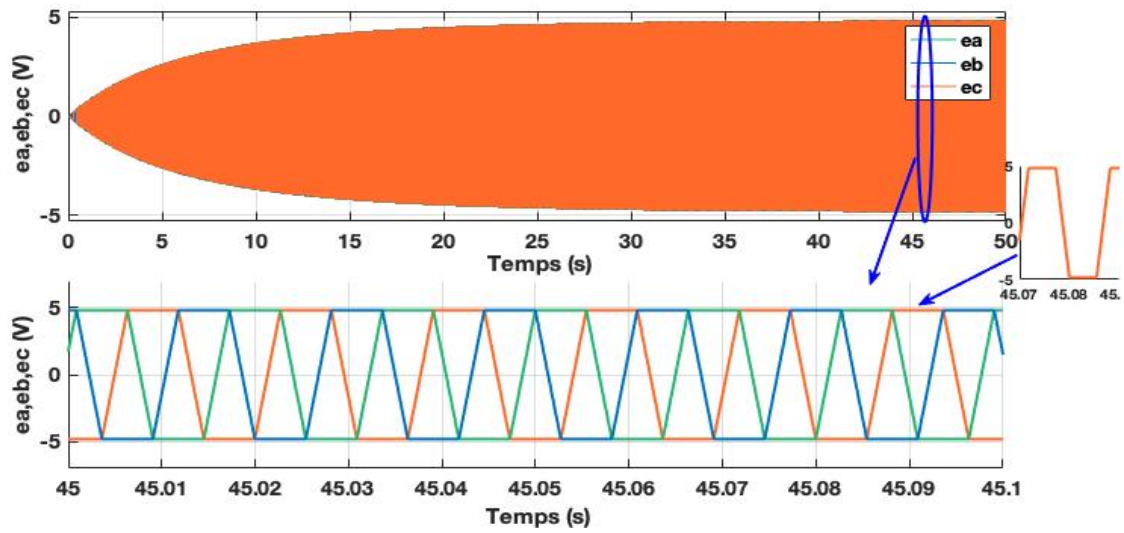


FIGURE 4.29 – La force contre électromotrice dans les phases a, b et c

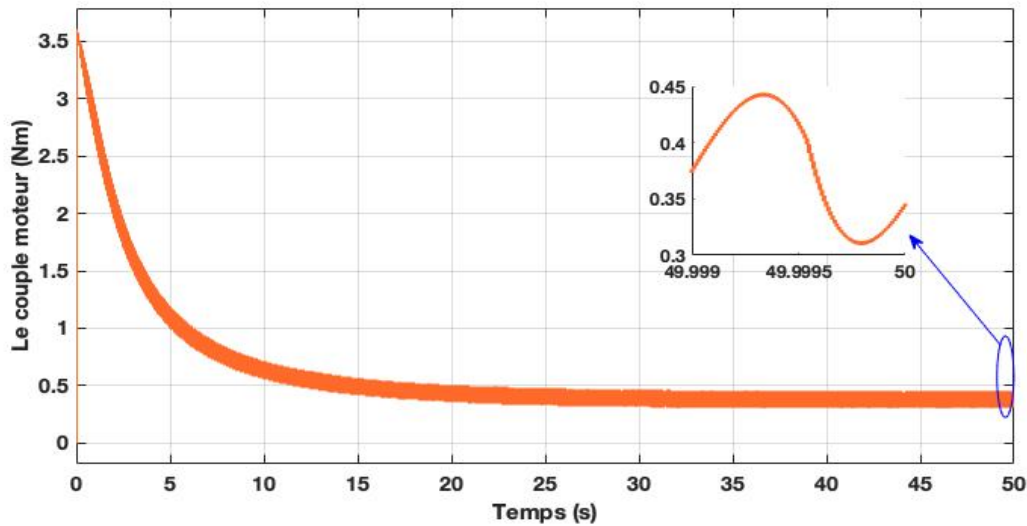


FIGURE 4.30 – Le couple générer par le moteur

Les résultats de la modélisation du BLDCM sans régulation respectent son système de contrôle trapézoïdal. Et comme le moteur a une faible inductance et lorsqu'il fonctionne en boucle ouverte, le bruit dû à la coupure du convertisseur ne peut être lissé par le moteur. On obtient alors des courants i_d et i_q bruyants comme les montrent la Figure 4.32 et la Figure 4.33.

La dynamique souhaitée en boucle fermée, est un comportement de second ordre avec les caractéristiques suivantes : $f_{c1} = f_{c2} = \omega_{c1} / 2\pi = \omega_{c2} / 2\pi = 2$ KHz et $\zeta_1 = \zeta_2 = 0.1$. Lors de la régulation du courant, on remarque que le courant obtenu suit sa référence. Ainsi, le régulateur du courant est performant.

La boucle de vitesse en cascade est réalisée en utilisant la boucle de courant existante, en conservant les mêmes régulateurs de courant. La vitesse angulaire désirée est réalisée en utilisant deux contrôleurs : Le première est le contrôleur proportionnel intégral dont la boucle dynamique a un comportement du second ordre avec les caractéristiques suivantes : $f_{c3} = \omega_{c3} / 2\pi = 200$ Hz et $\zeta_3 = 0.1$, et le second utilise un contrôleur à logique floue. Nous obtenons donc les graphiques suivants :

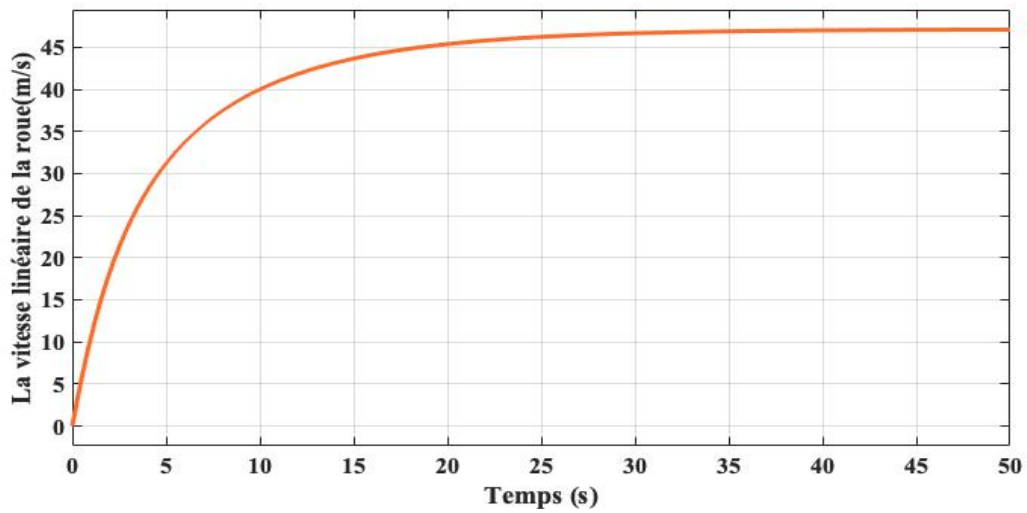


FIGURE 4.31 – La vitesse linéaire de la roue en cas de la rotation libre de la roue

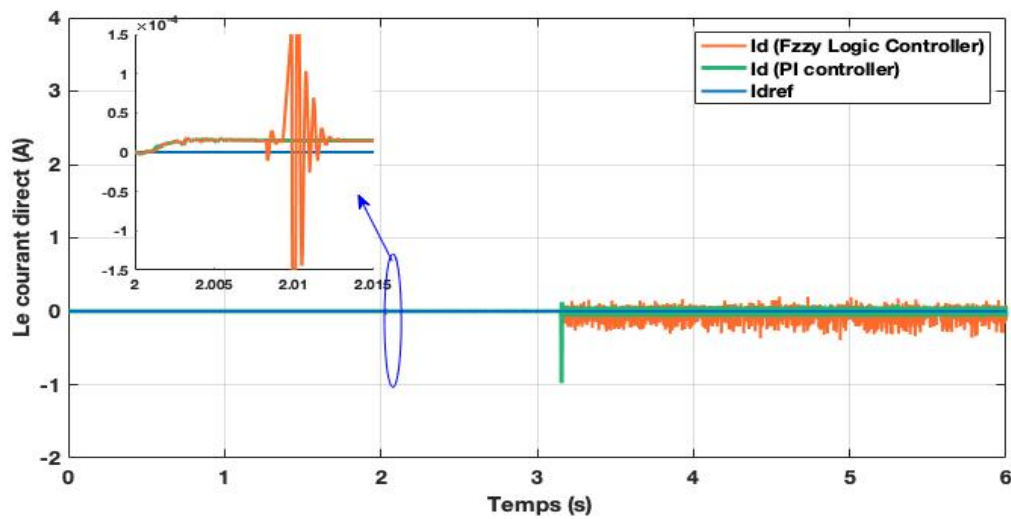


FIGURE 4.32 – La réponse du courant quadratique durant la régulation

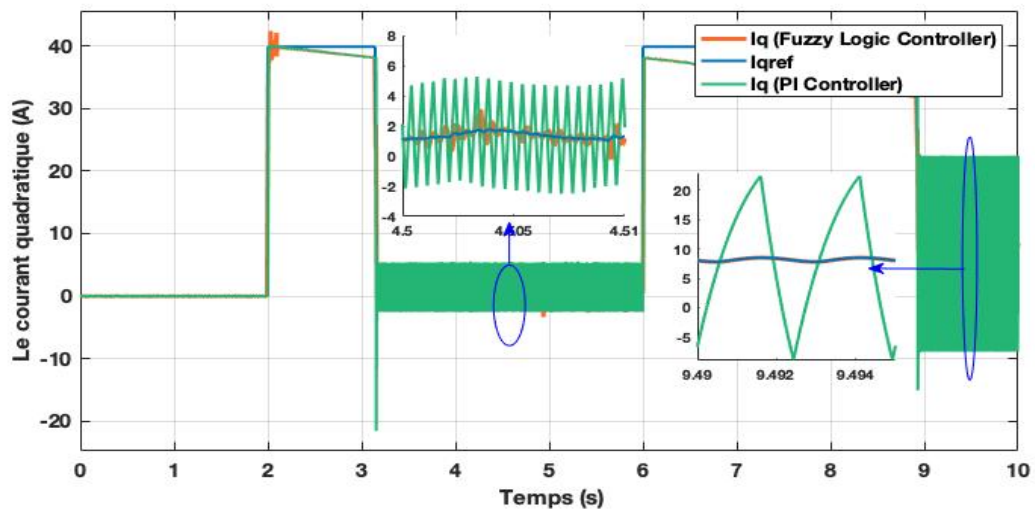


FIGURE 4.33 – La réponse du courant quadratique pendant la régulation

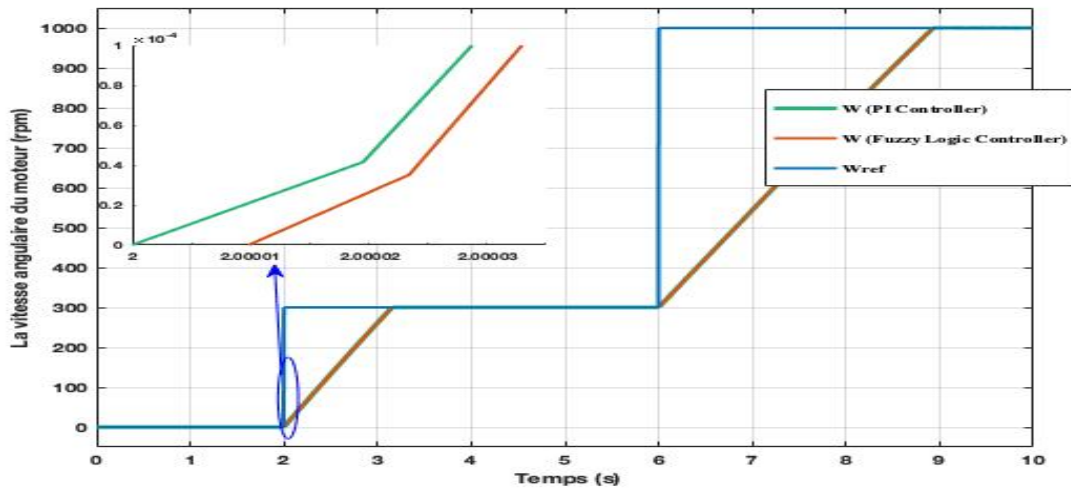


FIGURE 4.34 – La réponse de la vitesse durant la régulation

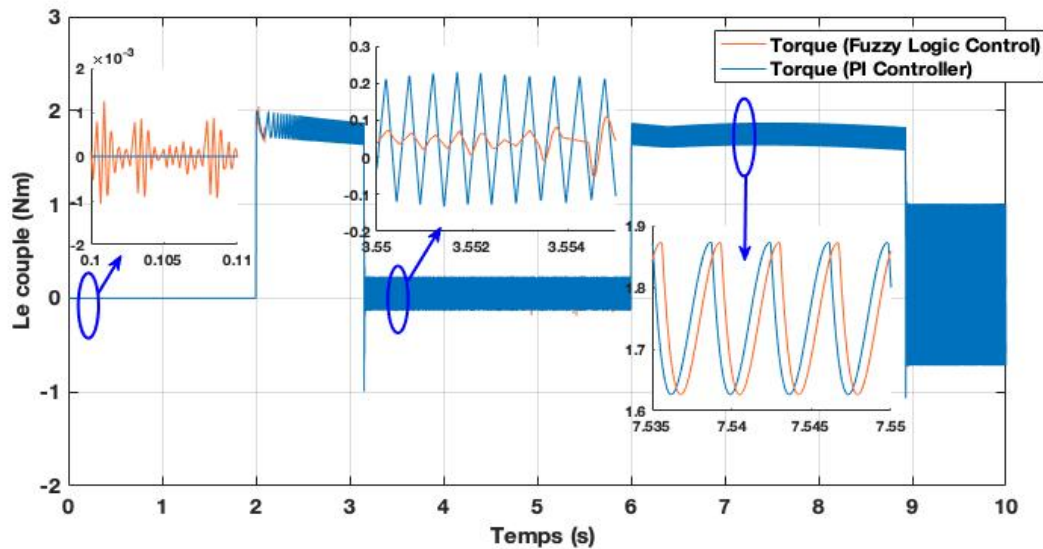


FIGURE 4.35 – Le couple généré durant le processus de régulation

Nous pouvons donc observer que la vitesse angulaire suit sa référence en utilisant à la fois le contrôleur proportionnel intégral (contrôleur PI) et le contrôleur à logique floue (FLC). Cependant, lorsque nous appliquons le contrôleur PI, nous remarquons un très léger dépassement (comportement de 2ème ordre), et pour le FLC, la régulation se fait sans dépassement. De même, le temps de réponse du contrôleur PI est presque similaire à celui du FLC. Les ondulations du couple sont réduites dans le cas du FLC par rapport au contrôleur PI lorsque nous atteignons l'état stable. Ainsi, nous obtenons une bonne performance dans la vitesse en boucle fermée en utilisant le contrôleur FLC. La boucle de courant (boucle interne) est toujours performante bien qu'elle génère un bruit causé par le convertisseur. Ainsi, le courant i_d doit être nul et le courant i_q suit sa référence générée par le contrôleur de vitesse angulaire.

Dans cette partie, nous avons présenté le moteur à courant continu sans balais (BLDCM), avec une force contre-électromotrice trapézoïdale (back-EMF) ainsi que son modèle mathématique, et la commande de ce type de machine, en utilisant la transformation de Park étendue afin de réguler le courant direct et quadratique pour contrôler la vitesse angulaire du moteur à l'aide de deux types de contrôleurs ; le contrôleur proportionnel intégral

(contrôleur PI) et le contrôleur à logique floue (FLC), pour enfin contrôler le couple. Ce couple généré par le moteur doit être à la fois maximisé en valeur et minimisé en ondulations. Les résultats de toutes ces hypothèses sont validés à l'aide du logiciel MATLAB Simulink pour comparer les deux modes de contrôleurs en termes de performance et d'efficacité.

L'optimisation de l'énergie consommée lors du contrôle de la vitesse de la roue motrice du robot naviguant un sol déformable (en présence du glissement), fera l'objet de la partie suivante.

4.5 Gestion de l'énergie du robot mobile « Agri-Eco-Robot »

En raison d'une forte augmentation de la demande pour l'utilisation de véhicules électriques, les besoins en énergie électrique demeurent élevés ces dernières années. L'économie d'énergie permet non seulement de récupérer rapidement le surcoût lié à l'investissement dans des équipements électriques (par exemple, la compensation de l'énergie réactive, les dispositifs de contrôle de la consommation d'électricité ou l'utilisation d'un moteur de haut rendement), mais aussi d'assurer la compétitivité des entreprise. Dans ce contexte, le problème d'optimisation est apparu pour résoudre ce défi [7, 8]. Les problèmes d'optimisation en génie électrique présentent plusieurs difficultés liées aux besoins de l'utilisateur [9, 10] (recherche d'une solution globale, fiabilité et précision de la solution, diversité des problèmes traités, temps de calcul disponible, ...), ainsi que les difficultés liées aux caractéristiques du problème d'optimisation [11, 12] (non linéaire, dérivées difficilement accessibles, ...), et au temps de calcul important. La résolution de ces contraintes a fait l'objet de nombreux travaux utilisant plusieurs méthodes d'optimisation [13, 14]. Afin de déterminer le moyen le plus approprié pour résoudre le problème de l'optimisation de l'énergie consommée par le moteur, il est nécessaire d'examiner toutes les méthodes d'optimisation pour déterminer celles qui sont les plus appropriées pour la résolution des problèmes que les auteurs considèrent. Le choix de la méthode d'optimisation se fait en fonction de plusieurs critères : le type de variables liées au problème, la connaissance du modèle mathématique qui décrit le problème, la connaissance de l'évolution de la fonction objectif sur les espaces de solutions, ou encore la possibilité d'utiliser une population de solutions pour réaliser la solution optimale. Plusieurs méthodes et algorithmes d'optimisation sont décrits dans la littérature [15, 16]. Certains auteurs utilisent l'optimisation combinatoire pour résoudre l'objectif souhaité en utilisant la méthode exacte [17, 18] ou la méthode approximative [175]. Ce dernier, utilise soit la méthode heuristique [176] ou la méthode métaheuristique [177]. D'autres auteurs utilisent l'optimisation continue [178] pour résoudre le problème soit par la méthode linéaire [179], ou la méthode non linéaire qui est basée sur la méthode du gradient local [180] ou la méthode sans gradient local [181] ou encore la méthode classique du gradient global [182], ce qui nous amène à la méthode de voisinage ou métaheuristique distribuée. D'autres utilisent l'algorithme évolutionnaire pour résoudre le problème d'optimisation à l'aide de l'algorithme génétique [183], d'autres encore utilisent l'algorithme d'intelligence en essaim [184], et enfin certains auteurs utilisent les méthodes d'optimisation hybrides pour résoudre un problème donné [185], soit en utilisant la méthode hybride série, la méthode hybride parallèle ou la méthode hybride d'insertion.

Par conséquent, l'objectif de cette partie est d'optimiser la consommation énergétique du moteur à courant continu sans balais (BLDCM), en utilisant une optimisation en cascade. Le premier est relatif à l'optimisation de la puissance utilisée pour générer l'énergie mécanique et l'autre consiste à optimiser la puissance de traction utilisée pour faire na-

viguer le robot agricole « Agri-Eco-Robot » dans un environnement accidenté, afin de récupérer l'énergie, et de la réutiliser pour alimenter d'autres équipements. [186]

4.5.1 Efficacité énergétique

Efficacité énergétique du moteur

Soit la chaîne de distribution d'énergie du moteur définie comme suit :

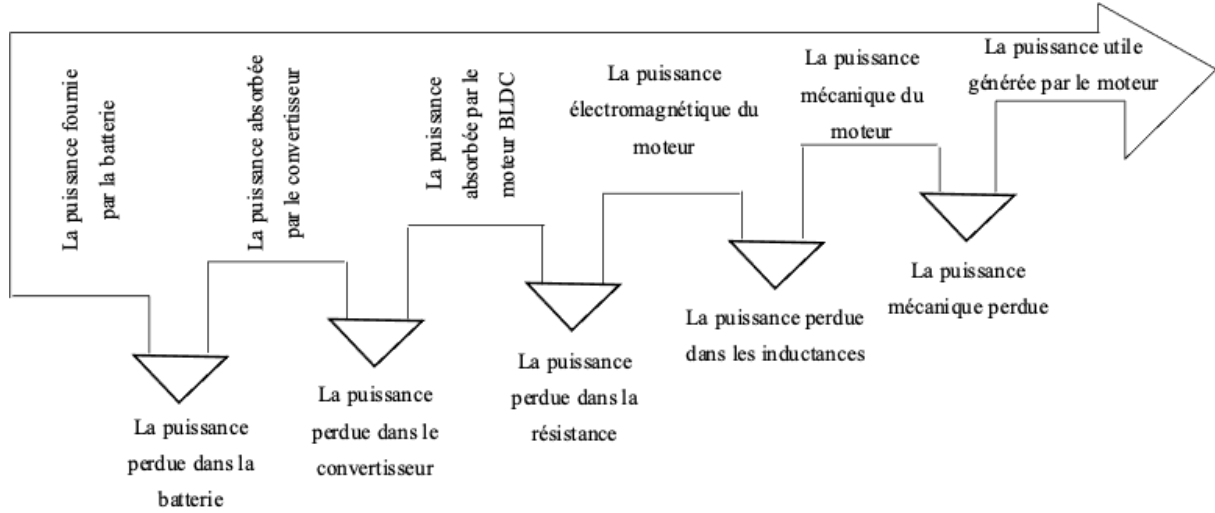


FIGURE 4.36 – La distribution d'énergie obtenue de la batterie pour entraîner le moteur

On suppose que les tensions ohmique et inductive aux bornes des enroulements du stator sont négligeable, on obtient les expressions suivantes :

$$P_c = i_s V_s \quad (4.42)$$

$$i_s = \sqrt{i_d^2 + i_q^2} \leq i_n$$

$$V_s = \sqrt{(p\omega Li_q)^2 + (p\omega)^2 (\Phi_m + Li_d)^2} \leq V_n$$

Avec :

i_n : Valeur maximale du courant qui peut être absorbé par le BLDCM.

V_n : La tension de sortie maximale du convertisseur qui est fonction de la tension du bus DC appliquée à son entrée.

Ainsi, la puissance consommée par le moteur est définie comme suit.

$$P_c = \sqrt{i_d^2 + i_q^2} \sqrt{(p\omega Li_q)^2 + (p\omega)^2 (\Phi_m + Li_d)^2} \leq i_n V_n \quad (4.43)$$

On régulant le courant direct et quadratique pour travailler au couple maximal, on obtient $i_d = 0$.

$$P_c = p\omega i_q \sqrt{(Li_q)^2 + (\Phi_m)^2} \leq i_n V_n = P_n \quad (4.44)$$

Avec :

P_n est la puissance nominale du moteur.

La puissance effective nécessaire au fonctionnement du moteur est définie comme suit :

$$P_u = C_{em} \omega \quad (4.45)$$

Par conséquent ;

$$P_u = \frac{3}{4} p i_q \Phi_m \omega \quad (4.46)$$

L'efficacité énergétique du moteur est définie dans l'équation suivante.

$$\eta = \frac{P_u}{P_c} = \frac{1}{2} * \frac{\frac{3}{2} \Phi_m}{\sqrt{(Li_q)^2 + (\Phi_m)^2}} \quad (4.47)$$

Efficacité énergétique de la roue

Soit la chaîne de distribution d'énergie de la roue du robot définie comme suit :

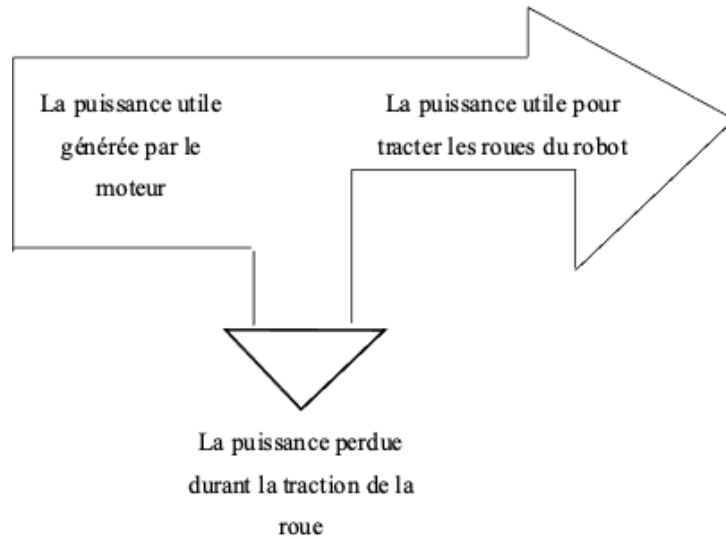


FIGURE 4.37 – La distribution d'énergie obtenue de la rotation du moteur pour entrainer le pneu

Nous supposons que le robot est tracté par une seule roue comme présenté à la Figure 4.38 .

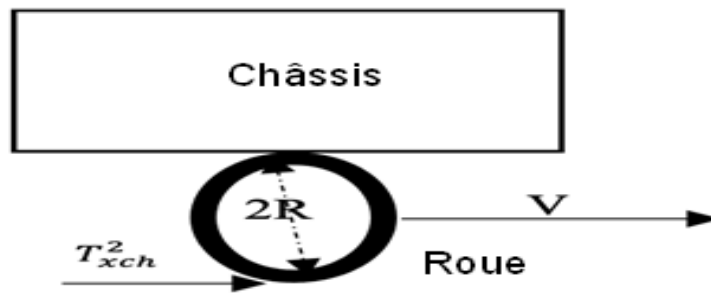


FIGURE 4.38 – Robot entrainé par une seule roue

La puissance fournie par le moteur est définie comme suit :

$$P_u = \frac{3}{4} p i_q \Phi_m \omega \quad (4.48)$$

La puissance nécessaire à la traction du véhicule est définit à l'équation 4.49.

$$P_t = T_{xch}^2 V \quad (4.49)$$

Avec

T_{xchi}^2 est la force de traction longitudinale [87, 187] :

$$T_{xch}^2 \approx R w \tau_{m,t} \theta_f \quad (4.50)$$

Avec :

$$\tau_{m,t} = (C + (\frac{k_c}{w} + k_\emptyset) R^n (\frac{\theta_f^2}{2})^n (1 + K_q (R \omega \theta_f)^q) \tan(\emptyset)) (1 - \exp(-\frac{R \theta_f s}{K})) \quad (4.51)$$

Et :

$$\theta_f = (\frac{2^n m_t g}{R^n w (\frac{k_c}{w} + k_\emptyset)})^{1/(2n+1)} \quad (4.52)$$

V est la vitesse linéaire de la roue :

$$V = R \omega (1 - s) \quad (4.53)$$

Avec :

w est la largeur de la roue ;

k_c est le module de cohésion ;

$k_\emptyset$ est le module de frottement ;

n est l'exposant de l'enfoncement ;

K_q est la constante de la vitesse d'enfoncement ;

q est la constante de propriété du sol ;

$\tau_{m,t}$ est le maximum de la contrainte de cisaillement tangentielle ;

C est la cohésion ;

ϕ est l'angle de frottement interne ;

K est le module de déformation en cisaillement ;

s est le taux de glissement de la roue.

Par conséquent ;

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_u} = \frac{4}{3} * \frac{R^2 w \tau_{m,t} \theta_f (1 - s)}{p i_q \Phi_m} \quad (4.54)$$

4.5.2 Optimisation

Le courant optimal

Mathématiquement, le courant optimal consiste à maximiser le rendement de la machine pour une meilleure efficacité énergétique du système.

La fonction objective est élaborée ci-dessous :

Maximiser ($\eta = \frac{1}{2} * \frac{\frac{3}{2} \Phi_m}{\sqrt{(L i_q)^2 + (\Phi_m)^2}}$), implique minimiser ($f(i_q) = \sqrt{(L i_q)^2 + (\Phi_m)^2}$)

Ainsi, la fonction étudiée est définie comme suit :

Minimiser ($f(i_q) = \sqrt{(L i_q)^2 + (\Phi_m)^2}$)

Soumis à :

$$\begin{aligned} 0 < i_q < i_n \\ V_s = p \omega \sqrt{(L i_q)^2 + (\Phi_m)^2} \leq V_n \end{aligned}$$

Les variables données :

$$\omega, i_q, V_n, i_n, L, \Phi_m$$

Une fois toutes les variables sont fixées sauf i_q ,

On peut trouver :

$$i_q < i_{qopt} \quad (4.55)$$

$$i_{qopt} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{\Phi_m}{L} \quad (4.56)$$

Le taux de glissement optimal

Mathématiquement, le taux de glissement optimal consiste à maximiser les performances de traction de la roue moteur à courant continu sans balais inséré dans la roue pour une meilleure efficacité énergétique de la consommation de la roue.

Par conséquent,

Maximiser $(\eta_t = \frac{4}{3} * \frac{R^2 w \tau_{m,t} \theta_f (1-s)}{p i_q \Phi_m})$, implique maximiser $(g(s) = \tau_{m,t} (1-s))$

Ainsi, la fonction étudiée est définie comme suit :

Maximiser $(g(s) = \tau_{m,t} (1-s))$

Soumis à :

$$0 < s < 1 \text{ Pendant l'accélération}$$

Les variables données

$$C, k_c, k_\emptyset, \theta_f, \emptyset, K, \omega, K_q, R, s$$

Une fois fixé toutes les variables sont fixées sauf s,

On trouve ;

$$s_{opt} = (K + (LambertW(0, \exp\left(\frac{R \theta_f}{K}\right)) + \frac{R \theta_f}{K} - 1)) / R \theta_f \quad (4.57)$$

Le rapport de glissement de la roue est défini comme suit :

$$s_{opt} = \frac{R\omega - V_{opt}}{R\omega} \quad (4.58)$$

Par conséquent, la vitesse linéaire de la roue est :

$$V_{opt} = R\omega(1 - s_{opt}) \quad (4.59)$$

4.5.3 Résultat

Conception de l'optimisation complète

L'algorithme élaboré pour optimiser la consommation d'énergie du moteur est illustré dans le diagramme illustré dans la Figure 4.39 :

Résultat de l'optimisation

La modélisation mathématique du moteur est validée sous le logiciel Matlab-Simulink comme indiqué ci-dessous :

Soit,

$$i_{qref} = \begin{cases} i_q & \text{si } i_{qref} < i_{qopt} \\ i_{qopt} & \text{si } i_{qref} > i_{qopt} \end{cases} \text{ Et } i_{dref} = 0 \text{ / Pour maximiser le couple généré par le moteur.}$$

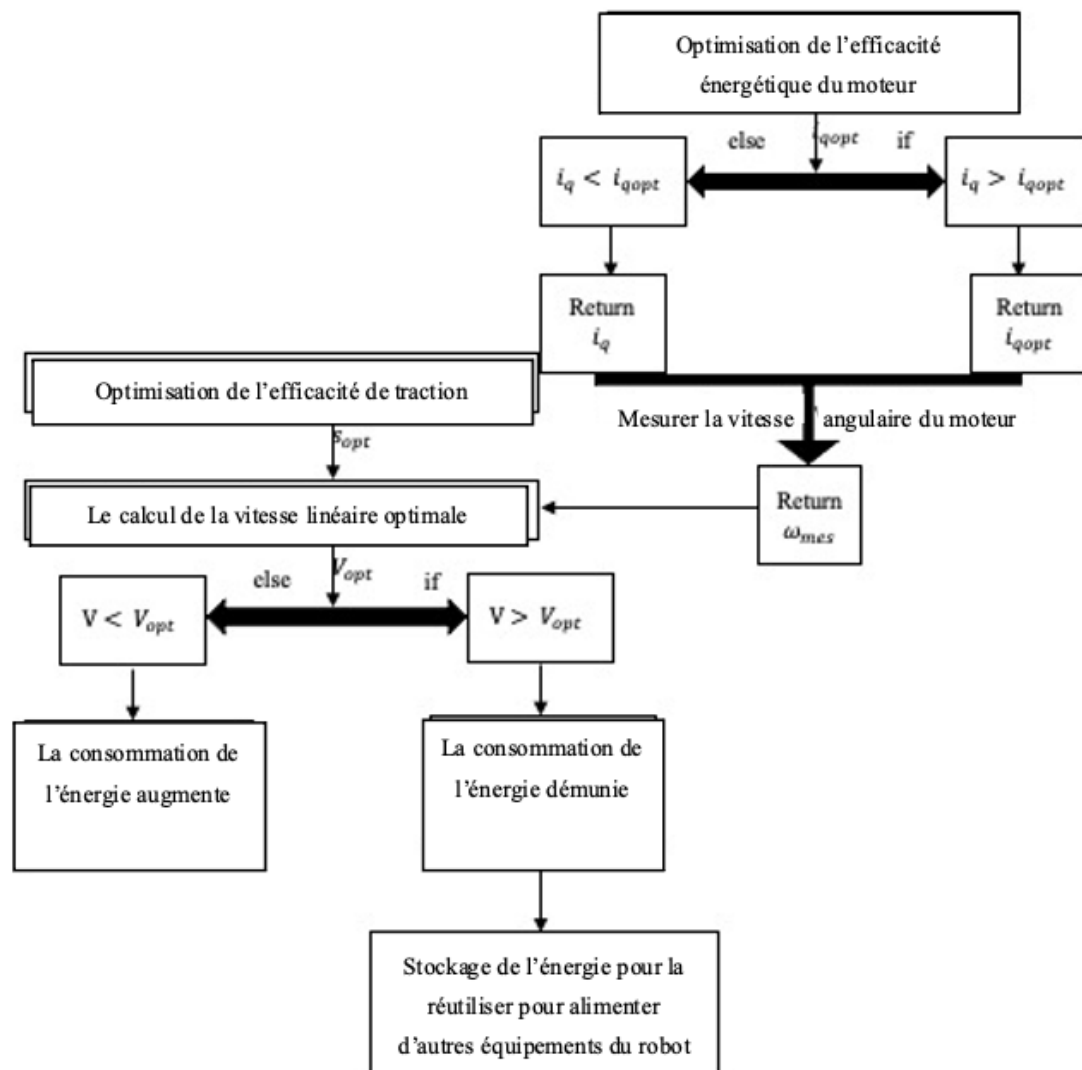


FIGURE 4.39 – Algorithme d'optimisation du moteur BLDC

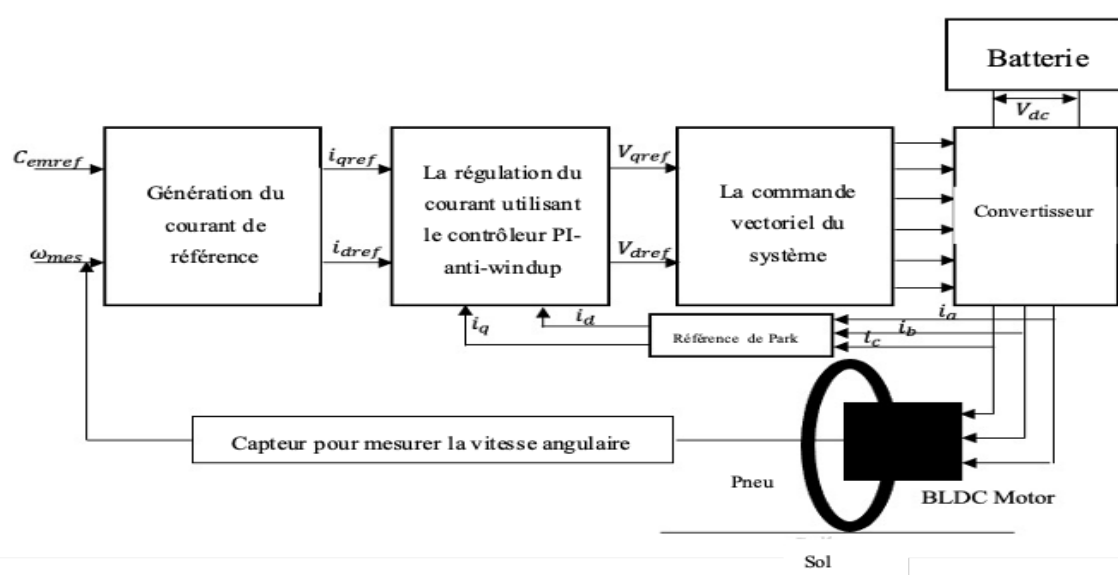


FIGURE 4.40 – La boucle fermée du régulateur de couple

Les caractéristiques du moteur sont définies dans le tableau prédéfini dans la deuxième

partie de ce chapitre.

Les paramètres du sol et les paramètres géométriques du véhicule sont définis dans les tableaux 4.6 et 4.7.

TABLE 4.6 – Les paramètres du sol

Le module de cohésion (KN/m^{n+1})	14.5
Le module de friction (KN/m^{n+2})	705.22
L'exposant d'enfoncement	0.36
Le coefficient de friction visqueuse (KPa)	4.76
La constante de vitesse d'enfoncement	0
La constante de propriété du sol	0.1
L'angle de frottement interne (Degré)	31.5
Le module de déformation en cisaillement (cm)	1.2

TABLE 4.7 – Les paramètres de la roue et du véhicule

La masse du véhicule (Kg)	84
L'accélération gravitationnelle (m/s^2)	9.8
Le rayon de la roue (m)	0.20
La largeur de la roue (m)	0.05

Ainsi, les figures suivantes nous donnent les résultats de l'approche élaborée précédemment :

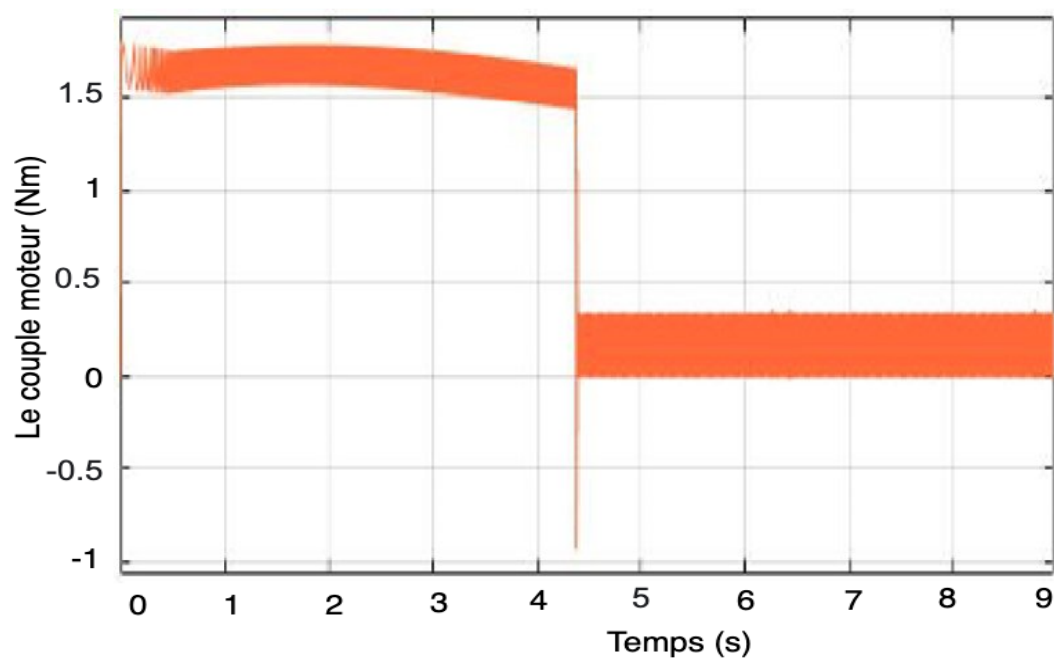


FIGURE 4.41 – Le couple imposé durant la régulation

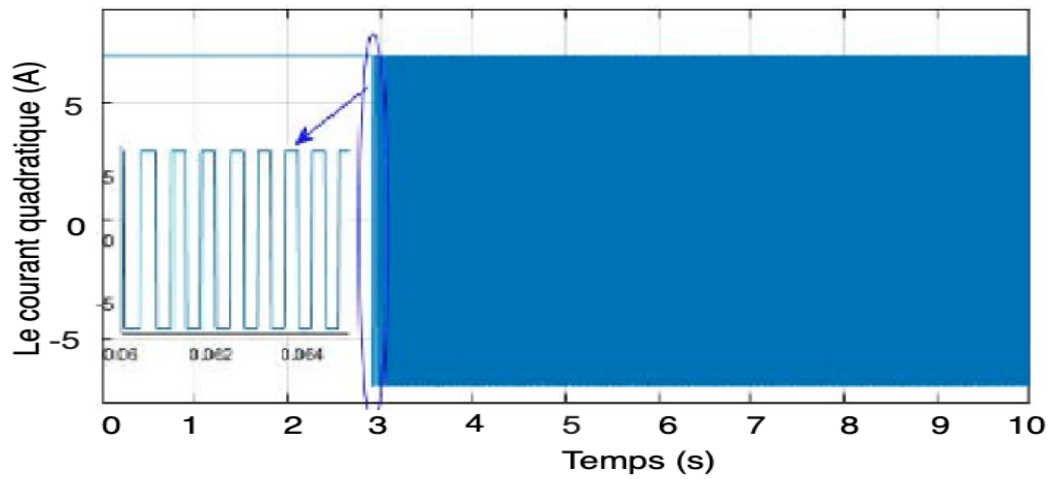


FIGURE 4.42 – La réponse du courant quadratique en fonction du temps

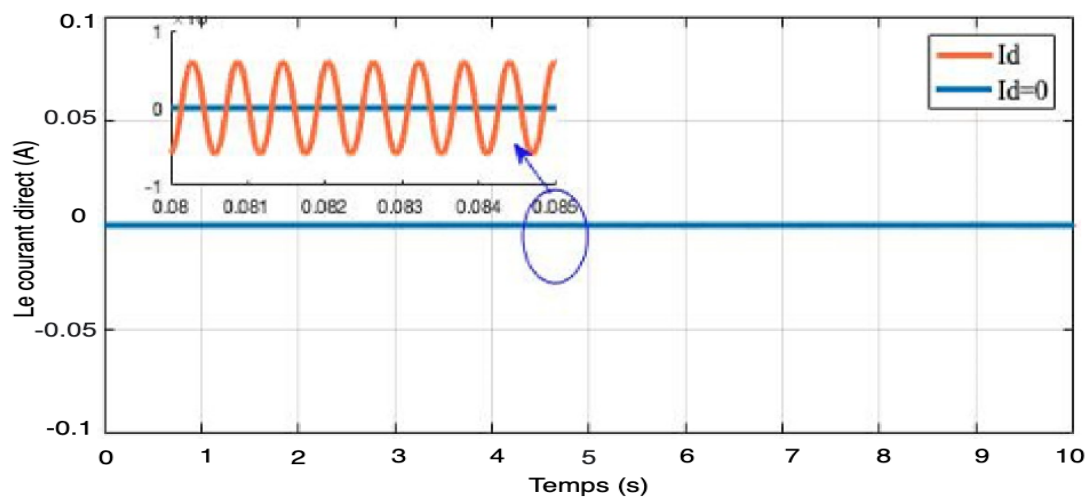


FIGURE 4.43 – La réponse du courant direct en fonction du temps

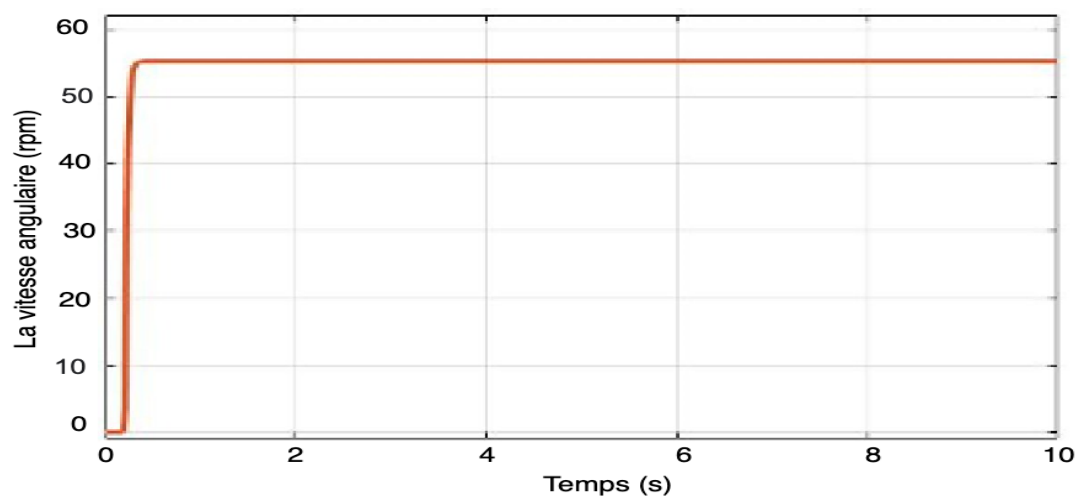


FIGURE 4.44 – La vitesse angulaire mesurée durant la régulation du couple

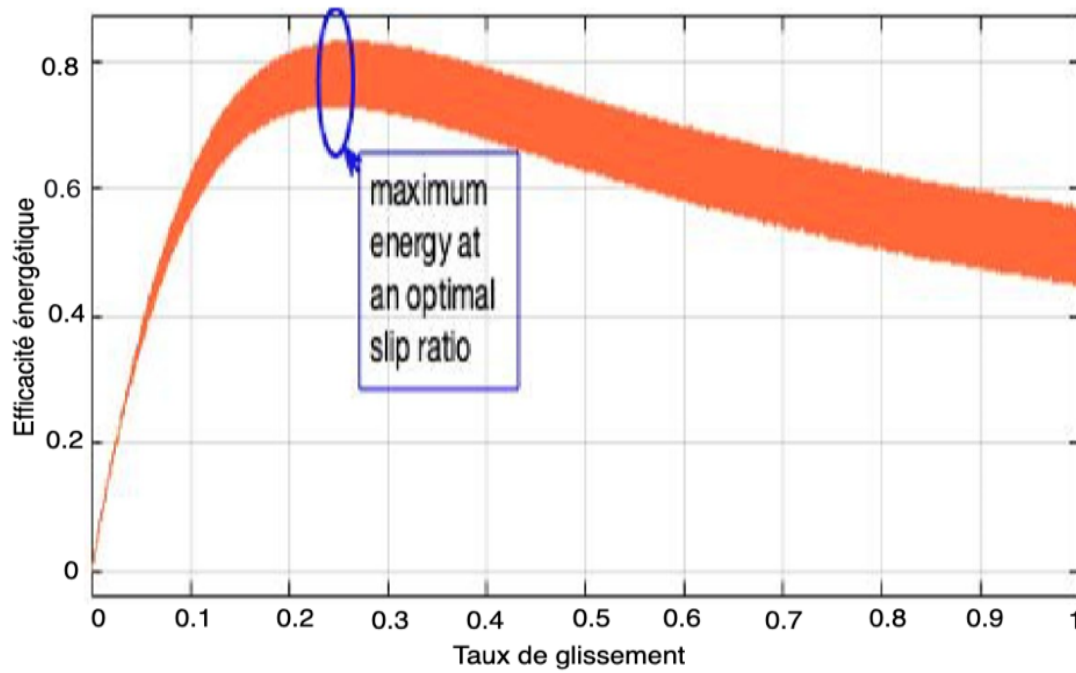


FIGURE 4.45 – L'efficacité énergétique du moteur en fonction du taux de glissement

D'après la Figure 4.45, le rapport de glissement optimal est d'environ 0.27, et la vitesse angulaire mesurée en régime permanent est d'environ 55 tr/min, ce qui nous permet d'obtenir une vitesse linéaire égale à 0.84 m/s. Nous pouvons conclure que si nous dépassons une vitesse égale à 0.84 m/s, la consommation d'énergie diminue. Nous pouvons donc stocker l'énergie et la réutiliser pour alimenter d'autres équipements du robot.

4.6 Conclusion

Le travail présenté dans cette partie, a porté sur la commande et l'identification paramétrique des moteurs à courant continu sans balais pour les roues du robot mobile agricole « Agri-Eco-Robot » pour une bonne gestion de l'énergie consommée. La stratégie de commande adoptée a pour objectif d'améliorer les performances du moteur en régime transitoire en maintenant les performances désirées en régime permanent. La régulation des courants et de la vitesse se fait en deux boucles imbriquées à condition que les bandes passantes électriques et mécaniques soient éloignées. La boucle interne contrôle le couple (à travers le courant quadratique) et la boucle externe contrôle la vitesse en minimisant dans les deux cas l'écart entre la consigne et les grandeurs mesurées. Concernant l'identification paramétrique, on a utilisé deux techniques, l'une est basée sur l'approche physique, et l'autre se basant sur le modèle inverse du moteur afin d'estimer en ligne ces paramètres. Les paramètres à identifier sont de deux natures : électriques (résistance statorique, inductance cyclique et flux rotorique) et mécaniques (moment d'inertie et coefficients de frottement). L'estimation des paramètres est effectuée en minimisant l'erreur quadratique entre les entrées réelles et estimées (critère de moindre carré récursif pondéré). La gestion de l'énergie consommée est basée sur le modèle du moteur préalablement établi pour une bonne optimisation de l'énergie. Tous ces travaux sont illustrés dans le diagramme de la Figure 4.46.

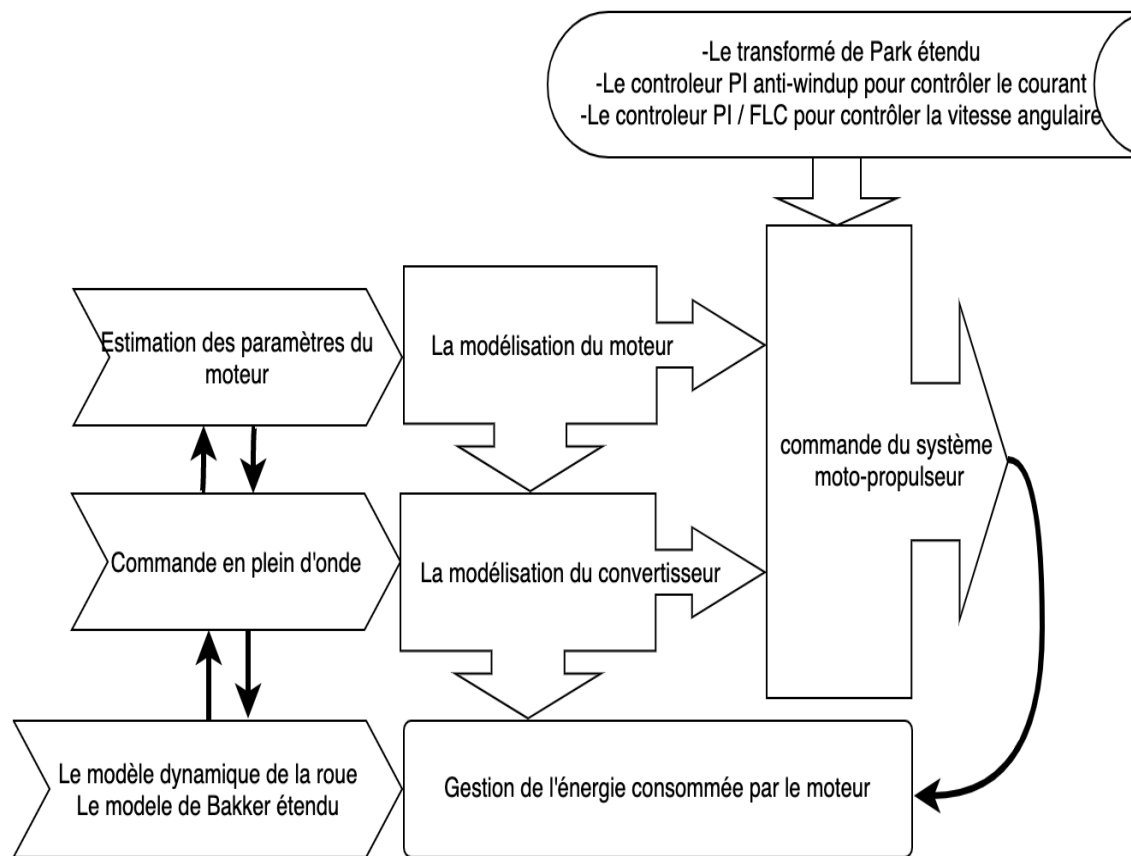


FIGURE 4.46 – démarche d'étude du système motopropulseur de la roue du robot «Agri-Eco-Robot»

Conclusion générale et perspective

I Conclusion générale

Cette thèse étudie le sujet de la conception et de la navigation des véhicules autonomes, et plus particulièrement le contrôle du robot agricole.

En ce qui concerne la conception, son objectif principal a été de définir une méthodologie de conception du robot mobile agricole. Nous avons développé une démarche qui s'étend de la définition du besoin agricole en analysant le cahier des charges fonctionnel, pour avoir un prototype réel après avoir validé les formes et les dimensions.

Pour le contrôle du véhicule, la conception des lois de contrôle est basée sur un modèle planaire du véhicule qui est développé en utilisant la loi fondamentale de la dynamique appliquée à un châssis qui est considérée comme une base du véhicule et les quatre roues sont des terminaux. Le véhicule est ensuite représenté à l'aide de la description géométrique de Denavit-Hartenberg. L'importance de cette stratégie de modélisation est qu'elle permet de modéliser les interactions entre les différents sous-systèmes composant le robot. Ce qui rend cette stratégie de modélisation plus précise et plus représentative que les techniques de modélisation classique. Ensuite, ce modèle développé a été validé à l'aide du simulateur automobile Carsim. La validation a été effectuée sous Matlab-Simulink en utilisant les données du simulateur : les entrées du modèle de véhicule collectées à partir du simulateur sont introduites dans le modèle développé, puis les sorties du modèle de véhicule sont comparées aux données collectées à partir du simulateur. La validation a montré de bons résultats validant ainsi l'étape de modélisation.

Sur la base du modèle de véhicule développé, deux contrôleurs imbriqués traitant à la fois le contrôle couplé de la dynamique latérale et longitudinale du véhicule et le contrôle du glissement ont été abordés dans la thèse. En effet, de nombreuses approches de contrôle du véhicule ont été développées dans la littérature, mais la plupart d'entre elles traitent la dynamique latérale et longitudinale du véhicule séparément et considèrent le cas idéal où le glissement n'existe pas ou plutôt un bruit qu'il faut filtrer. De plus, beaucoup d'entre elles considèrent une vitesse constante en traitant le contrôle latéral de la dynamique du véhicule. Le contrôle séparé ne peut pas garantir la sécurité du robot mobile lors de l'exécution de manœuvres couplées telles que les manœuvres d'évitement d'obstacles ou lors de la conduite dans des situations critiques. Cette limitation peut être expliquée par l'existence d'un fort couplage entre les dynamiques latérales et longitudinales et peut-être surmontée en utilisant des contrôleurs couplés. Dans ce contexte, nous avons développé deux contrôleurs : Le premier est basé sur les techniques de contrôle Lyapunov qui traite le contrôle couplé, en fait, la solution basée sur Lyapunov permet de concevoir en une seule étape un contrôleur non linéaire multi variable traitant à la fois la dynamique longitudinale et latérale du véhicule. Tandis que le second traite le contrôle du glissement. Ce type de contrôle permet de minimiser le glissement et de maximiser la propulsion en utilisant le modèle de Bekker étendu, obtenu sur la base du modèle de Bekker classique et validé.

Les contrôleurs développés sont ensuite validés par simulation sous Matlab-Simulink en utilisant des données expérimentales qui ont été collectées et ramenées de l'application

« Driving Scenario Designer ». Le comportement des contrôleurs a été étudié et comparé notamment lors d'une manœuvre qui ne tient pas en considération le glissement. Les résultats de la simulation ont montré de bonnes performances des contrôleurs couplés imbriqués avec le contrôleur du glissement par rapport au contrôleur où le glissement n'est pas considéré.

De plus, pour une bonne gestion de l'énergie consommée par le robot, une modélisation du système motopropulseur (moteur à courant continu sans balais (BLDCM) et son convertisseur) a été effectuée. Cette modélisation est basée sur la transformation du Park étendu qui permet de transformer le modèle triphasé du moteur en un modèle biphasé, puis un contrôle vectoriel du convertisseur. Ce contrôleur est régulé en courant en utilisant le contrôleur PI-Anti-Windup pour enfin réguler la vitesse angulaire en utilisant deux types de contrôleur ; le contrôleur PI et le contrôleur à logique floue. Les contrôleurs développés sont validés par simulation sous Matlab-Simulink en utilisant les paramètres du moteur pré-identifiés lors de l'approche physique, et l'approche en ligne basée sur la méthode des moindres carrés récursifs pondérés. La régulation du courant nous a permis de réguler le couple désiré. Et sur cette base, on optimise l'efficacité énergétique du moteur pour avoir un courant optimal, et après on optimise l'efficacité énergétique de la roue pour avoir le glissement optimal, et sur cette base on obtient la vitesse linéaire optimale. Cette vitesse est une limite où le robot est peut-être considéré comme un consommateur ou un générateur de puissance.

II Perspective

Parmi les perspectives de ce travail, nous espérons améliorer et enrichir l'étude expérimentale du comportement des contrôleurs. Tout d'abord, nous souhaitons étudier l'impact de toutes les hypothèses qui ont été faites pour simplifier les contrôleurs et pour répondre aux limitations expérimentales. En outre, la robustesse des contrôleurs couplés devrait être comparée à un plus grand nombre de scénarios, avec des vitesses variables et des conditions de non-linéarité plus fortes, afin de pouvoir conclure sur la robustesse des contrôleurs aux limites de la stabilité du véhicule.

De même, il serait important de considérer une extension tridimensionnelle du problème, en incluant la topologie du sol, les transferts de charge entre les roues ou encore les suspensions.

Un autre point important est d'étudier la perception et la localisation du robot à l'aide d'un capteur extéroceptif comme la caméra pour générer des données qui seront utilisés pour la planification de la trajectoire, en ce qui concerne la planification de la trajectoire, il sera important de valider la stratégie de navigation développée dans des scénarios plus complexes (par exemple, la voie de gauche, la voie de droite et la voie circulaire). Dans des futurs travaux, nous pourrions inclure des outils de prédiction de trajectoire, afin de pouvoir prédire les obstacles entourant le robot mobile. Nous pourrions également prendre en considération la forme de la route lors de la génération de la trajectoire de la manœuvre de changement de voie (pour l'instant, nous avons considéré un sol plan).

Enfin, nous sommes impatients de mettre en œuvre la stratégie de navigation complète sur un véhicule robotisé afin de valider notre travail et de définir les limites et les défis dans un scénario réel. Enfin, la gestion d'énergie doit être implémentée au robot « Agri-Eco-Robot », et doit valider son applicabilité en temps réel.

Bibliographie

- [1] Genya Ishigami, Akiko Miwa, Keiji Nagatani, and Kazuya Yoshida. Terramechanics-based model for steering maneuver of planetary exploration rovers on loose soil. *Journal of Field robotics*, 24(3) :233–250, 2007.
- [2] Alireza Khodayari, Ali Ghaffari, Sina Ameli, and Jamal Flahatgar. A historical review on lateral and longitudinal control of autonomous vehicle motions. In *2010 International Conference on Mechanical and Electrical Technology*, pages 421–429. IEEE, 2010.
- [3] Alan Ali, Gaëtan Garcia, and Philippe Martinet. Dynamiques latérale et longitudinale découplées pour la commande d’un convoi urbain avec des distances intervéhicules variables et minimisées. In *CAR13-8th National Conference on “Control Architectures of Robots*, 2013.
- [4] Denis Arzelier. *Théorie de Lyapunov, commande robuste et optimisation*. PhD thesis, Université Paul Sabatier-Toulouse III, 2004.
- [5] Rania Majdoubi, Lhousaine Masmoudi, and Abderrahmane Elharif. Explicite model of a wheel-soil interaction over a rough terrain using terramechanics low. In *2022 IEEE International IOT, Electronics and Mechatronics Conference (IEMTRO-NICS)*, pages 1–7, 2022.
- [6] Ingunn Burud, Gunnar Lange, Morten Lillemo, Eivind Bleken, Lars Grimstad, and Pål Johan From. Exploring robots and uavs as phenotyping tools in plant breeding. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1) :11479–11484, 2017.
- [7] Michihisa Iida, Donghyeon Kang, Mitsuru Taniwaki, Mutsumi Tanaka, and Mikio Umeda. Localization of co2 source by a hexapod robot equipped with an anemoscope and a gas sensor. *Computers and electronics in agriculture*, 63(1) :73–80, 2008.
- [8] David Reiser, El-Sayed Sehsah, Oliver Bumann, Jörg Morhard, and Hans W Griepentrog. Development of an autonomous electric robot implement for intra-row weeding in vineyards. *Agriculture*, 9(1) :18, 2019.
- [9] David Reiser, El-Sayed Sehsah, Oliver Bumann, Jörg Morhard, and Hans W Griepentrog. Development of an autonomous electric robot implement for intra-row weeding in vineyards. *Agriculture*, 9(1) :18, 2019.
- [10] Jinlin Xue, Lei Zhang, and Tony E Grift. Variable field-of-view machine vision based row guidance of an agricultural robot. *Computers and Electronics in Agriculture*, 84 :85–91, 2012.
- [11] Siavash Farzan, Ai-Ping Hu, Evan Davies, and Jonathan Rogers. Modeling and control of brachiating robots traversing flexible cables. In *2018 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, pages 1645–1652. IEEE, 2018.
- [12] David Reiser, El-Sayed Sehsah, Oliver Bumann, Jörg Morhard, and Hans W Griepentrog. Development of an autonomous electric robot implement for intra-row weeding in vineyards. *Agriculture*, 9(1) :18, 2019.
- [13] Lars Grimstad and Pål Johan From. The thorvald ii agricultural robotic system. *Robotics*, 6(4) :24, 2017.

- [14] MW Hannan, TF Burks, DM Bulanon, et al. A real-time machine vision algorithm for robotic citrus harvesting. In *2007 ASAE Annual Meeting*, page 1. American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2007.
- [15] Peter M Cao, Ernest L Hall, and Evan Zhang. Soil sampling sensor system on a mobile robot. In *Intelligent Robots and Computer Vision XXI : Algorithms, Techniques, and Active Vision*, volume 5267, pages 304–310. SPIE, 2003.
- [16] D R Mears. End-Effector for Tomato Harvesting Robot. (July 1996), 2016.
- [17] Kevin Tai, Abdul-Rahman El-Sayed, Mohammadali Shahriari, Mohammad Biglari, and Shohel Mahmud. State of the art robotic grippers and applications. *Robotics*, 5(2) :11, 2016.
- [18] Pedro J Sanz. Universitat Jaume I Departamento de Informática Tesis Doctoral Razonamiento Geométrico Basado en Visión para la Determinación y Ejecución del Agarre en Robots Manipuladores. (June 2008), 2015.
- [19] F Rodríguez, JC Moreno, JA Sánchez, and M Berenguel. Grasping in agriculture : State-of-the-art and main characteristics. In *Grasping in robotics*, pages 385–409. Springer, 2013.
- [20] Anna Kicherer, Katja Herzog, Michael Pflanz, Markus Wieland, Philipp Rüger, Steffen Kecke, Heiner Kuhlmann, and Reinhard Töpfer. An automated field phenotyping pipeline for application in grapevine research. *Sensors*, 15(3) :4823–4836, 2015.
- [21] Maria G Salas Fernandez, Yin Bao, Lie Tang, and Patrick S Schnable. A high-throughput, field-based phenotyping technology for tall biomass crops. *Plant physiology*, 174(4) :2008–2022, 2017.
- [22] David Obregón, Raúl Arnau, María Campo-Cossio, Juan G Arroyo-Parras, Michael Pattinson, Smita Tiwari, Iker Lluvia, Oscar Rey, Jeroen Verschoore, Libor Lenza, et al. Precise positioning and heading for autonomous scouting robots in a harsh environment. In *International Work-Conference on the Interplay Between Natural and Artificial Computation*, pages 82–96. Springer, 2019.
- [23] Sierra N Young, Erkan Kayacan, and Joshua M Peschel. Design and field evaluation of a ground robot for high-throughput phenotyping of energy sorghum. *Precision Agriculture*, 20(4) :697–722, 2019.
- [24] Philip J Sammons, Tomonari Furukawa, and Andrew Bulgin. Autonomous pesticide spraying robot for use in a greenhouse. In *Australian Conference on Robotics and Automation*, volume 1. Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation Canberra, Australia, 2005.
- [25] Sonal Sharma and Rushikesh Borse. Automatic agriculture spraying robot with smart decision making. In *The International Symposium on Intelligent Systems Technologies and Applications*, pages 743–758. Springer, 2016.
- [26] Naoki Nakao, Hiroshi Suzuki, Takahiro Kitajima, Akinobu Kuwahara, and Takashi Yasuno. Path planning and traveling control for pesticide-spraying robot in greenhouse. *Journal of Signal Processing*, 21(4) :175–178, 2017.
- [27] Luciano Cantelli, Filippo Bonaccorso, Domenico Longo, Carmelo Donato Melita, Giampaolo Schillaci, and Giovanni Muscato. A small versatile electrical robot for autonomous spraying in agriculture. *AgriEngineering*, 1(3) :391–402, 2019.
- [28] Lin Haibo, Dong Shuliang, Liu Zunmin, and Yi Chuijie. Study and experiment on a wheat precision seeding robot. *Journal of Robotics*, 2015, 2015.

- [29] Kai Liu, RuiRui Sun, GuangHe Cheng, ZhiGang Kong, and ZhiWei Du. Design of intelligent control system for multi-mode community precision seeder. In *2019 IEEE 3rd Information Technology, Networking, Electronic and Automation Control Conference (ITNEC)*, pages 1865–1869, 2019.
- [30] Tijmen Bakker, Jan Bontsema, Joachim Müller, et al. Systematic design of an autonomous platform for robotic weeding. *Journal of Terramechanics*, 47(2) :63–73, 2010.
- [31] Gook-Hwan Kim, Sang-Cheol Kim, Young-Ki Hong, Kil-Su Han, and Soon-Geul Lee. A robot platform for unmanned weeding in a paddy field using sensor fusion. In *2012 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering (CASE)*, pages 904–907. IEEE, 2012.
- [32] Haruhisa Kawasaki, Suguru Murakami, Hideki Kachi, and Satoshi Ueki. Novel climbing method of pruning robot. In *2008 SICE Annual Conference*, pages 160–163. IEEE, 2008.
- [33] P Soni Devang, NA Gokul, M Ranjana, S Swaminathan, and B Nair Binoy. Autonomous arecanut tree climbing and pruning robot. In *INTERACT-2010*, pages 278–282. IEEE, 2010.
- [34] Tom Botterill, Scott Paulin, Richard Green, Samuel Williams, Jessica Lin, Valerie Saxton, Steven Mills, XiaoQi Chen, and Sam Corbett-Davies. A robot system for pruning grape vines. *Journal of Field Robotics*, 34(6) :1100–1122, 2017.
- [35] Satoshi Ueki, Haruhisa Kawasaki, Y Ishigure, K Koganemaru, and Y Mori. Development and experimental study of a novel pruning robot. *Artificial Life and Robotics*, 16(1) :86–89, 2011.
- [36] Jaime Pulido Fentanes, Iain Gould, Tom Duckett, Simon Pearson, and Grzegorz Cielniak. 3-d soil compaction mapping through kriging-based exploration with a mobile robot. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 3(4) :3066–3072, 2018.
- [37] Christian Scholz, Kim Moeller, Arno Ruckelshausen, Stefan Hinck, and Matthias Göttinger. Automatic soil penetrometer measurements and gis based documentation with the autonomous field robot platform bonirob. In *12th International Conference of Precision Agriculture*, 2014.
- [38] Shigehiko Hayashi, Satoshi Yamamoto, Sadafumi Saito, Yoshiji Ochiai, Junzo Kamata, Mitsutaka Kurita, and Kazuhiro Yamamoto. Field operation of a movable strawberry-harvesting robot using a travel platform. *Japan Agricultural Research Quarterly : JARQ*, 48(3) :307–316, 2014.
- [39] Ya Xiong, Cheng Peng, Lars Grimstad, Pål Johan From, and Volkan Isler. Development and field evaluation of a strawberry harvesting robot with a cable-driven gripper. *Computers and electronics in agriculture*, 157 :392–402, 2019.
- [40] Hiroaki Yaguchi, Kotaro Nagahama, Takaomi Hasegawa, and Masayuki Inaba. Development of an autonomous tomato harvesting robot with rotational plucking gripper. In *2016 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pages 652–657. IEEE, 2016.
- [41] Abhisesh Silwal, Joseph R Davidson, Manoj Karkee, Changki Mo, Qin Zhang, and Karen Lewis. Design, integration, and field evaluation of a robotic apple harvester. *Journal of Field Robotics*, 34(6) :1140–1159, 2017.
- [42] Wang Lili, Zhao Bo, Fan Jinwei, Hu Xiaolan, Wei Shu, Li Yashuo, Qiangbing Zhou, and Wei Chongfeng. Development of a tomato harvesting robot used in greenhouse. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 10(4) :140–149, 2017.

- [43] F Qingchun, X Wang, G Wang, and Z Li. Design and test of tomatoes harvesting robot. In *IEEE International Conference on Information and Automation*, 2015.
- [44] Yuanshen Zhao, Liang Gong, Chengliang Liu, and Yixiang Huang. Dual-arm robot design and testing for harvesting tomato in greenhouse. *IFAC-PapersOnLine*, 49(16) :161–165, 2016.
- [45] Michael Montemerlo, Jan Becker, Suhrid Bhat, Hendrik Dahlkamp, Dmitri Dolgov, Scott Ettinger, Dirk Haehnel, Tim Hilden, Gabe Hoffmann, Burkhard Huhnke, et al. Junior : The stanford entry in the urban challenge. *Journal of field Robotics*, 25(9) :569–597, 2008.
- [46] Qingchun Feng, Wei Zou, Pengfei Fan, Chunfeng Zhang, and Xiu Wang. Design and test of robotic harvesting system for cherry tomato. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 11(1) :96–100, 2018.
- [47] Priscila PG Silva, Camilo LT Andrade, Joao CF Borges Junior, Bruna Gomes Magalhaes, Bruno Ferreira Melo, and Axel Garcia y Garcia. Response of tropical maize to supplemental irrigation strategies. In *2016 ASABE Annual International Meeting*, page 1. American Society of Agricultural and Biological Engineers, 2016.
- [48] B Zion, M Mann, D Levin, A Shilo, D Rubinstein, and I Shmulevich. Harvest-order planning for a multiarm robotic harvester. *Computers and Electronics in Agriculture*, 103 :75–81, 2014.
- [49] Wei Chen, Tongqing Xu, Junjie Liu, Mo Wang, and Dean Zhao. Picking robot visual servo control based on modified fuzzy neural network sliding mode algorithms. *Electronics*, 8(6) :605, 2019.
- [50] Luciano Antonio Mendes, M Debner, and M Siqueira. Systematization of the webblabs development process : towards an approach proposal. In *International Conference on Engineering Education ICEE*, 2010.
- [51] Bernard Roy and Denis Bouyssou. *Aide multicritère à la décision : méthodes et cas*. Economica Paris, 1993.
- [52] W Beitz, G Pahl, and K Grote. Engineering design : a systematic approach. *Mrs Bulletin*, 71, 1996.
- [53] Frank Engelmann, Alois Breiing, and Timothy Gutowski. Engineering design. In *Springer Handbook of Mechanical Engineering*, pages 629–682. Springer, 2021.
- [54] Jin-Oh Kim and K Khosla. Dexterity measures for design and control of manipulators. In *Proceedings IROS’91 : IEEE/RSJ International Workshop on Intelligent Robots and Systems’ 91*, pages 758–763. IEEE, 1991.
- [55] Bernard Yannou, Sinene Hajsalem, and Frej Limayem. Comparaison de la méthode spec et de l’analyse de la valeur pour l’aide à la conception préliminaire de produits. *Mécanique & industries*, 3(2) :189–199, 2002.
- [56] Rajarishi Sinha, Christiaan JJ Paredis, Vei-Chung Liang, and Pradeep K Khosla. Modeling and simulation methods for design of engineering systems. *J. Comput. Inf. Sci. Eng.*, 1(1) :84–91, 2001.
- [57] Dominique Scaravetti. *Formulation préalable d’un problème de conception, pour l’aide à la décision en conception préliminaire*. PhD thesis, Ecole nationale supérieure d’arts et métiers-ENSAM, 2004.
- [58] Takumi Niwa, Ippei Torii, and Naohiro Ishii. Development of smart devices applications for autistic children. In *2014 IIAI 3rd International Conference on Advanced Applied Informatics*, pages 913–918. IEEE, 2014.

- [59] Rania Majdoubi, L Masmoudi, A Elharif, and MK Ettouhami. Etude et conception d'un robot mobile écologique dédié à la pulvérisation des fraises sous serre. *Journées d'Etudes Tech. 2018 l'Association Fr. Mécanique des Matériaux*, 2018.
- [60] Rania Majdoubi, Lhoussaine Masmoudi, A Elharif, and MK Ettouhami. Study and design of an ecological mobile robot for spraying strawberries in greenhouses. In *The International Conference on Micro and NanoSatellites*, 2018.
- [61] Balakrishnan Chandrasekaran. Design problem solving : A task analysis. *AI magazine*, 11(4) :59–59, 1990.
- [62] Barthélémy Longueville. *Capitalisation des processus de décision dans les projets d'innovation : Application à l'automobile*. PhD thesis, Ecole Centrale Paris, 2003.
- [63] Marine Agogué, Frédéric Arnoux, Ingi Brown, and Sophie Hooge. *Introduction à la Conception Innovante : éléments théoriques et pratiques de la théorie CK*. Presses des MINES, 2013.
- [64] Rania Majdoubi, Lhoussaine Masmoudi, and A Elharif. Eco-design of a mobile agriculture robot based on classical approach and fem criteria. In *2021 International Conference on Computing, Communication, and Intelligent Systems (ICCCIS)*, pages 978–982. IEEE, 2021.
- [65] Juergen Ackermann, Jürgen Guldner, Wolfgang Sienel, Reinhold Steinhauser, and Vadim I Utkin. Linear and nonlinear controller design for robust automatic steering. *IEEE Transactions on control systems technology*, 3(1) :132–143, 1995.
- [66] Guillaume Baffet. *Développement et validation expérimentale d'observateurs des forces du contact pneumatique/chaussée d'une automobile*. PhD thesis, Compiègne, 2007.
- [67] Uwe Kiencke and Lars Nielsen. Engine control systems. *Automotive Control Systems : For Engine, Driveline, and Vehicle*, pages 99–148, 2005.
- [68] Russell P Osborn and Taehyun Shim. Independent control of all-wheel-drive torque distribution. *Vehicle system dynamics*, 44(7) :529–546, 2006.
- [69] Werner Schiehlen. Multibody system dynamics : roots and perspectives. *Multibody system dynamics*, 1(2) :149–188, 1997.
- [70] Salim Maakaroun, Philippe Chevrel, Maxime Gautier, and Wisama Khalil. Modelling and simulation of a two wheeled vehicle with suspensions by using robotic formalism. *IFAC Proceedings Volumes*, 44(1) :2156–2161, 2011.
- [71] Javier Cuadrado, Daniel Dopico, Miguel A Naya, and M Gonzalez. Penalty, semi-recursive and hybrid methods for mbs real-time dynamics in the context of structural integrators. *Multibody system dynamics*, 12(2) :117–132, 2004.
- [72] Hossein Mirzaeinejad and Ali Mohammad Shafei. Modeling and trajectory tracking control of a two-wheeled mobile robot : Gibbs-appell and prediction-based approaches. *Robotica*, 36(10) :1551–1570, 2018.
- [73] Sorin Vlase, Iuliu Negrean, Marin Marin, and Silviu Năstac. Kane's method-based simulation and modeling robots with elastic elements, using finite element method. *Mathematics*, 8(5) :805, 2020.
- [74] Jean-Claude Samin, O Bröls, Jean-François Collard, Laurent Sass, and Paul Fiset. Multiphysics modeling and optimization of mechatronic multibody systems. *Multibody System Dynamics*, 18(3) :345–373, 2007.
- [75] Harvey Lipkin. A note on denavit-hartenberg notation in robotics. In *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, volume 47446, pages 921–926, 2005.

-
- [76] Wisama Khalil and J-F Kleinfinger. Minimum operations and minimum parameters of the dynamic models of tree structure robots. *IEEE Journal on Robotics and Automation*, 3(6) :517–526, 1987.
 - [77] Hans Pacejka. *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005.
 - [78] Jacob Svendenius and Björn Wittenmark. Brush tire model with increased flexibility. In *2003 European Control Conference (ECC)*, pages 1863–1868. IEEE, 2003.
 - [79] K Dora, S Karthikeyan, T Rajasekaran, and H Pacejka. Design and development of innovative tyre test facilities for measuring tyre characteristics. In *Small Engine Technology Conference & Exposition*, number 2006-32-0028, 2004.
 - [80] Shaopu Yang, Yongjie Lu, and Shaohua Li. An overview on vehicle dynamics. *International Journal of Dynamics and Control*, 1(4) :385–395, 2013.
 - [81] Hiroshi Yokohama. *Investigation of Nonlinear Contact Problem in Pneumatic Tyres Interacting With Road Surface*. PhD thesis, The University of New South Wales, Sydney, 2010.
 - [82] Hans B Pacejka and Robin S Sharp. Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions : a review of modelling aspects. *Vehicle system dynamics*, 20(3-4) :121–175, 1991.
 - [83] Uwe Kiencke and Lars Nielsen. *Automotive control systems : for engine, driveline, and vehicle*, 2000.
 - [84] Daniel Lechner. *Analyse du comportement dynamique des véhicules routiers légers : développement d’une méthodologie appliquée à la sécurité primaire*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2002.
 - [85] Adam A Rula and Clifford J Nuttall Jr. An analysis of ground mobility models (anamob). Technical report, Army Engineer Waterways Experiment Station Vicksburg Ms, 1971.
 - [86] RD Wismer and HJ Luth. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. *Journal of Terramechanics*, 10(2) :49–61, 1973.
 - [87] Gerald W Turnage. Performance of soils under tire loads. report 8. application of test results to tire selection for off-road vehicles. Technical report, ARMY ENGINEER WATERWAYS EXPERIMENT STATION VICKSBURG MS, 1972.
 - [88] Frank M Zoz, Reed J Turner, and Lon R Shell. Power delivery efficiency : a valid measure of belt and tire tractor performance. *Transactions of the ASAE*, 45(3) :509, 2002.
 - [89] Osmani Evelio Mercadet-Portillo and Rafael Inufio-Díaz. Inteligencia emocional y el enfado en el baloncesto. *Revista científica especializada en Ciencias de la Cultura Física y del Deporte*, 12(26) :111–122, 2015.
 - [90] D Rowland and JW Peel. Soft ground performance prediction and assessment for wheeled and tracked vehicles. *Institute of mechanical engineering*, 205 :81, 1975.
 - [91] Shawky Hegazy and Corina Sandu. Experimental investigation of vehicle mobility using a novel wheel mobility number. *Journal of Terramechanics*, 50(5-6) :303–310, 2013.
 - [92] Adam A Rula and Clifford J Nuttall Jr. An analysis of ground mobility models (anamob). Technical report, Army Engineer Waterways Experiment Station Vicksburg Ms, 1971.
 - [93] GW Turnage. Performance of soils under tire loads-application of test results to tire selection for off-road vehicles. Technical report, 1972.

-
- [94] WW Brixius and FM Zoz. Tires and tracks in agriculture. *SAE Transactions*, pages 2034–2044, 1976.
 - [95] D Gee-Clough, M McAllister, G Pearson, and DW Evernden. The empirical prediction of tractor-implement field performance. *Journal of terramechanics*, 15(2) :81–94, 1978.
 - [96] RW Allen, JP Chrstos, and TJ Rosenthal. A tire model for use with vehicle dynamics simulations on pavement and off-road surfaces. *Vehicle System Dynamics*, 27(S1) :318–321, 1997.
 - [97] L Daniel Metz. Dynamics of four-wheel-steer off-highway vehicles. Technical report, SAE Technical Paper, 1993.
 - [98] Thomas W Smith, Elliott M Antman, Peter L Friedman, Charles M Blatt, and James D Marsh. Part iii digitalis glycosides : mechanisms and manifestations of toxicity. *Progress in cardiovascular diseases*, 27(1) :21–56, 1984.
 - [99] Justin Madsen, Andrew Seidl, Dan Negrut, Paul Ayers, George Bozdech, Jeff Freeman, James O’Kins, and Al Reid. A physics based vehicle terrain interaction model for soft soil off-road vehicle simulations. Technical report, WISCONSIN UNIV-MADISON DEPT OF MECHANICAL ENGINEERING, 2012.
 - [100] Dan Negrut and Jeffrey S Freeman. Dynamic tire modelling for application with vehicle simulations incorporating terrain. *SAE transactions*, pages 96–103, 1994.
 - [101] Larry G Wells and O Treesuwan. The response of various soil strength indices to changing water content and bulk density. *Transactions of the ASAE*, 21(5) :854–861, 1978.
 - [102] Hiroaki Tanaka, Masatoshi Momozu, Akira Oida, and Minoru Yamazaki. Simulation of soil deformation and resistance at bar penetration by the distinct element method. *Journal of terramechanics*, 37(1) :41–56, 2000.
 - [103] Z Asaf, D Rubinstein, and I Shmulevich. Evaluation of link-track performances using dem. *Journal of terramechanics*, 43(2) :141–161, 2006.
 - [104] Mootaz Abo-Elnor, R Hamilton, and JT Boyle. 3d dynamic analysis of soil-tool interaction using the finite element method. *Journal of terramechanics*, 40(1) :51–62, 2003.
 - [105] Jo Yung Wong and VM Asnani. Study of the correlation between the performances of lunar vehicle wheels predicted by the nepean wheeled vehicle performance model and test data. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D : Journal of Automobile Engineering*, 222(11) :1939–1954, 2008.
 - [106] Chi-Ying Liang, R Wade Allen, Theodore J Rosenthal, Jeffrey P Chrstos, and Patrick Nunez. Tire modeling for off-road vehicle simulation. *SAE transactions*, pages 1063–1073, 2004.
 - [107] Steven R Christoffersen, Marlan J Jarzombek, Jerry G Wallingford, William Greenlees, and Thomas P Minihan. Deceleration factors on off-road surfaces applicable for accident reconstruction. Technical report, SAE Technical Paper, 1995.
 - [108] Kento Sato, Shuichi Nakamura, Seishi Kudo, and Shoichi Toyabe. Evaluation of the duty ratio of the bacterial flagellar motor by dynamic load control. *Biophysical journal*, 116(10) :1952–1959, 2019.
 - [109] Michael Gipser. Ftire—the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 45(S1) :139–151, 2007.
 - [110] Jo-Yung Wong and AR Reece. 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, 1967.

- [111] M Grahn. Prediction of sinkage and rolling resistance for off-the-road vehicles considering penetration velocity. *Journal of terramechanics*, 28(4) :339–347, 1991.
- [112] CE Johnson, RD Grisso, TA Nichols, and AC Bailey. Shear measurement for agricultural soils—a review. *Transactions of the ASAE*, 30(4) :935–0938, 1987.
- [113] Gerald W Turnage. Prediction of in-sand tire and wheeled vehicle drawbar performance. Technical report, ARMY ENGINEER WATERWAYS EXPERIMENT STATION VICKSBURG MS, 1984.
- [114] PK Robertson. Literature on cone penetration testing. *Canadian Geotechnical Journal*, 23(4) :573–594, 1986.
- [115] Hongwei Wang, Silong Sun, Wenyang Ge, Lanfei Zhao, Bingqian Hou, Kai Wang, Zhongfan Lyu, Liyang Chen, Shoushen Xu, Jun Guo, et al. Horizontal gene transfer of fhb7 from fungus underlies fusarium head blight resistance in wheat. *Science*, 368(6493) :eaba5435, 2020.
- [116] Behzad Rohani and George Y Baladi. Correlation of mobility cone index with fundamental engineering properties of soil. 1981.
- [117] US Army Engineer Waterways Experiment Station and United States. Army Materiel Command. *Measuring Soil Properties in Vehicle Mobility Research : Report 1 : Strength-density Relations of an Air-dry Sand*. Number 3. Waterways Experiment Station, 1964.
- [118] Dean Richard Freitag, Robert L Schafer, and Robert D Wismer. Similitude studies of soil-machine systems. *Journal of Terramechanics*, 7(2) :25–58, 1970.
- [119] Aleksandar Sedmak Vesić. Expansion of cavities in infinite soil mass. *Journal of the soil Mechanics and Foundations Division*, 98(3) :265–290, 1972.
- [120] Samir Bouabdallah and Roland Siegwart. Towards intelligent miniature flying robots. In *Field and service robotics*, pages 429–440. Springer, 2006.
- [121] Huei Peng and Masayoshi Tomizuka. Vehicle lateral control for highway automation. In *1990 American Control Conference*, pages 788–794. IEEE, 1990.
- [122] Manana S Netto, Salim Chaib, and Said Mammar. Lateral adaptive control for vehicle lane keeping. In *Proceedings of the 2004 American Control Conference*, volume 3, pages 2693–2698. IEEE, 2004.
- [123] Jan W Gooch. *Encyclopedic dictionary of polymers*, volume 1. Springer Science & Business Media, 2010.
- [124] Yihu Wu, Cui Wang, Li Zhou, and Linli Ou. A simulation of vehicle lateral stability based on fuzzy pid control. In *2009 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*, volume 2, pages 194–199. IEEE, 2009.
- [125] Giovanni Palmieri, Osvaldo Barbarisi, Stefano Scala, and Luigi Glielmo. A preliminary study to integrate ltv-mpc lateral vehicle dynamics control with a slip control. In *Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control (CDC) held jointly with 2009 28th Chinese Control Conference*, pages 4625–4630. IEEE, 2009.
- [126] Joshué Pérez, Vicente Milanés, and Enrique Onieva. Cascade architecture for lateral control in autonomous vehicles. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 12(1) :73–82, 2011.
- [127] Reine Talj, Gilles Tagne, and Ali Charara. Immersion and invariance control for lateral dynamics of autonomous vehicles, with experimental validation. In *2013 European Control Conference (ECC)*, pages 968–973. IEEE, 2013.
- [128] Gaining Han, Weiping Fu, Wen Wang, and Zongsheng Wu. The lateral tracking control for the intelligent vehicle based on adaptive pid neural network. *Sensors*, 17(6) :1244, 2017.

- [129] Jingjing Jiang and Alessandro Astolfi. Lateral control of an autonomous vehicle. *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, 3(2) :228–237, 2018.
- [130] Mohammad Goli and Azim Eskandarian. Mpc-based lateral controller with look-ahead design for autonomous multi-vehicle merging into platoon. In *2019 American Control Conference (ACC)*, pages 5284–5291. IEEE, 2019.
- [131] Eugenio Alcalá, Vicenç Puig, and Joseba Quevedo. Lpv-mpc control for autonomous vehicles. *IFAC-PapersOnLine*, 52(28) :106–113, 2019.
- [132] Armin Norouzi, Milad Masoumi, Ali Barari, and Saina Farrokhpour Sani. Lateral control of an autonomous vehicle using integrated backstepping and sliding mode controller. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K : Journal of Multi-body Dynamics*, 233(1) :141–151, 2019.
- [133] Kibeom Lee, Seungmin Jeon, Heegwon Kim, and Dongsuk Kum. Optimal path tracking control of autonomous vehicle : Adaptive full-state linear quadratic gaussian (lqg) control. *IEEE Access*, 7 :109120–109133, 2019.
- [134] Joachim Raeder, Douglas Larson, Wenhui Li, Emil L Kepko, and Timothy Fuller-Rowell. Opengcm simulations for the themis mission. *Space Science Reviews*, 141(1) :535–555, 2008.
- [135] Ottmar Gehring and Hans Fritz. Practical results of a longitudinal control concept for truck platooning with vehicle to vehicle communication. In *Proceedings of Conference on Intelligent Transportation Systems*, pages 117–122. IEEE, 1997.
- [136] JJ Martinez. Canudas de witc 2007 a safe longitudinal control for adaptive cruise control and stop-and-go scenarios. *J. IEEE Trans. Intelligent Transportation Systems*, 15 :246.
- [137] Lydie Nouveliere et al. Experimental vehicle longitudinal control using a second order sliding mode technique. *Control Engineering Practice*, 15(8) :943–954, 2007.
- [138] Joshué Pérez, Agustín Gajate, Vicente Milanés, Enrique Onieva, and Matilde Santos. Design and implementation of a neuro-fuzzy system for longitudinal control of autonomous vehicles. In *International Conference on Fuzzy Systems*, pages 1–6. iee, 2010.
- [139] Pan Zhao, Jiajia Chen, Yan Song, Xiang Tao, Tiejuan Xu, and Tao Mei. Design of a control system for an autonomous vehicle based on adaptive-pid. *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 9(2) :44, 2012.
- [140] Kai Liu, Jianwei Gong, Arda Kurt, Huiyan Chen, and Umit Ozguner. A model predictive-based approach for longitudinal control in autonomous driving with lateral interruptions. In *2017 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, pages 359–364. IEEE, 2017.
- [141] Hongbo Gao, Xinyu Zhang, Yuchao Liu, and Deyi Li. Longitudinal control for mengshi autonomous vehicle via gauss cloud model. *Sustainability*, 9(12) :2259, 2017.
- [142] TT Kumarawadu, S. ; Lee. Longitudinal control of highway vehicles using rbf networks. *Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on*, 7(4) :500–512, 2006.
- [143] Alexander Katriniok, Jan P Maschuw, Frédéric Christen, Lutz Eckstein, and Dirk Abel. Optimal vehicle dynamics control for combined longitudinal and lateral autonomous vehicle guidance. In *2013 European Control Conference (ECC)*, pages 974–979. IEEE, 2013.
- [144] Rachid Attia, Rodolfo Orjuela, and Michel Basset. Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance. *Vehicle System Dynamics*, 52(2) :261–279, 2014.

- [145] Roozbeh Kianfar, Mohammad Ali, Paolo Falcone, and Jonas Fredriksson. Combined longitudinal and lateral control design for string stable vehicle platooning within a designated lane. In *17th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*, pages 1003–1008. IEEE, 2014.
- [146] Linhai Xu, Yingzhou Wang, Hongbin Sun, Jingmin Xin, and Nanning Zheng. Integrated longitudinal and lateral control for kuafu-ii autonomous vehicle. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 17(7) :2032–2041, 2015.
- [147] Fen Lin, Yaowen Zhang, Youqun Zhao, Guodong Yin, Huiqi Zhang, and Kaizheng Wang. Trajectory tracking of autonomous vehicle with the fusion of dyc and longitudinal–lateral control. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 32(1) :1–16, 2019.
- [148] Tanweer Alam. Cloud computing and its role in the information technology. *IAIC Transactions on Sustainable Digital Innovation (ITSDI)*, 1(2) :108–115, 2020.
- [149] Alicia C Sánchez. The taxi function. *IAES International Journal of Robotics and Automation*, 10(4) :319, 2021.
- [150] Shuping Chen and Huiyan Chen. Mpc-based path tracking with pid speed control for autonomous vehicles. In *IOP Conference Series : Materials Science and Engineering*, volume 892, page 012034. IOP Publishing, 2020.
- [151] C Parag Jose and S Meikandasivam. A review on the trends and developments in hybrid electric vehicles. In *Innovative Design and Development Practices in Aerospace and Automotive Engineering*, pages 211–229. Springer, 2017.
- [152] Jyoti Dubey, SP Singh, and Abhinav Gautam. Hybrid electric vehicles : A state of the art review.
- [153] H Zakeri, PJ Antsaklis, J Baillieul, and T Samad. Passivity dissipativity and passivity indices. In *Encyclopedia of Systems and Control*, pages 1–5. Springer London, 2020.
- [154] I. Z. Mat Darus and M. O. Tokhi. Parametric and non-parametric identification of a two dimensional flexible structure. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 25(2) :119–143, 2006.
- [155] Qiong Wang, Shuanghong Wang, and Chuanhai Chen. Review of sensorless control techniques for pmsm drives. *IEEE Transactions on electrical and electronic engineering*, 14(10) :1543–1552, 2019.
- [156] Radojka Krneta, Sanja Antić, and Danilo Stojanović. Recursive least squares method in parameters identification of dc motors models. *Facta universitatis-series : Electronics and Energetics*, 18(3) :467–478, 2005.
- [157] Yehia S Mohamed, BM Hasaneen, Adel A Elbaset, and Alaa Eldin Hussein. Recursive least square algorithm for estimating parameters of an induction motor. *JES. Journal of Engineering Sciences*, 39(1) :87–98, 2011.
- [158] Yuval Cohen, Shruga Shoval, and Maurizio Faccio. Strategic view on cobot deployment in assembly 4.0 systems. *IFAC-PapersOnLine*, 52(13) :1519–1524, 2019.
- [159] H-P Nee, Louis Lefevre, Peter Thelin, and Juliette Soulard. Determination of d and q reactances of permanent-magnet synchronous motors without measurements of the rotor position. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 36(5) :1330–1335, 2000.
- [160] Mattia Morandini and Silverio Bolognani. Locked rotor characterization tests of ipm/rel synchronous machine for sensorless drives. 2016.
- [161] Aleksandr Soldatov and Sergej Gladkich. Religion und staat : Die russische orthodoxe kirche und der geistliche raum rußlands. *Osteuropa*, pages 74–81, 2004.

- [162] A Andreev, M Andreev, D Kolesnihenko, RR Dyganova, GT Merzadinova, and IK Ibraev. Parametric identification algorithm for asynchronous electric motor inverter on the switching intervals of power transistors. In *E3S Web of Conferences*, volume 124, page 02017. EDP Sciences, 2019.
- [163] Mikhail Frolov, Ilya Dulov, and Irina Yunusova. Identification of asynchronous motor parameters in operational mode. In *2019 International Ural Conference on Electrical Power Engineering (UralCon)*, pages 86–91. IEEE, 2019.
- [164] Katarzyna Rutczyńska-Wdowiak et al. The generating new individuals of the population in the parametric identification of the induction motor problem with the use of the genetic algorithm. *Czasopismo Techniczne*, 2019(Volume 2) :109–118, 2019.
- [165] Rania Majdoubi, Lhoussaine Masmoudi, Mohammed Bakhti, Abderrahmane Elharif, and Bouazza Jabri. Parameters estimation of bldc motor based on physical approach and weighted recursive least square algorithm. *International Journal of Electrical & Computer Engineering (2088-8708)*, 11(1), 2021.
- [166] CJ Wenning. Absolute and relative error. *Student Lab. Handb*, 2014.
- [167] N Hogan. Impedance control : An approach to manipulation. *Journal of dynamic systems, measurement and control*, 107 :17–24, 1985.
- [168] SI Cho, SJ Chang, YY Kim, and KJ An. Development of a three-degrees-of-freedom robot for harvesting lettuce using machine vision and fuzzy logic control. 2002.
- [169] Naoshi Kondo and K C Ting*. Robotics for Plant Production. *Artificial Intelligence Review*, 12(1) :227–243, 1998.
- [170] Richa Sharma, Prerna Gaur, and AP Mittal. Optimum design of fractional-order hybrid fuzzy logic controller for a robotic manipulator. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 42(2) :739–750, 2017.
- [171] Rania Majdoubi, Lhoussaine Masmoudi, Mohammed Bakhti, and Bouazza Jabri. Torque control oriented modeling of a brushless direct current motor (bldcm) based on the extended park’s transformation. *Journal Européen des Systèmes Automatisés*, 54(1) :165–174, 2021.
- [172] Amor Khlaief. *Contribution à la commande vectorielle sans capteur mécanique des machines synchrones à aimants permanents (MSAP)*. PhD thesis, Aix-Marseille, 2012.
- [173] Romain Delpoux. *Contribution à l’identification, l’estimation et la commande de Moteurs Synchrones à Aimants Permanents (MSAP)*. PhD thesis, Ecole centrale de Lille, 2012.
- [174] M Larbi, S Hassaine, and B Mazari. Contribution au contrôle par modèle de référence (rmc) d’une machine synchrone à aimants permanents. In *4th International Conference on Computer Integrated Manufacturing CIP*, 2007.
- [175] Matthias Ehrgott and Xavier Gandibleux. Approximative solution methods for multiobjective combinatorial optimization. *Top*, 12(1) :1–63, 2004.
- [176] A Hanif Halim and I Ismail. Combinatorial optimization : comparison of heuristic algorithms in travelling salesman problem. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 26(2) :367–380, 2019.
- [177] Wen-Bao Qiao and Jean-Charles Créput. Massive 2-opt and 3-opt moves with high performance gpu local search to large-scale traveling salesman problem. In *International Conference on Learning and Intelligent Optimization*, pages 82–97. Springer, 2018.
- [178] Xin-She Yang. Multiobjective firefly algorithm for continuous optimization. *Engineering with computers*, 29(2) :175–184, 2013.

- [179] Qiang Xiong and Arthur Jutan. Continuous optimization using a dynamic simplex method. *Chemical Engineering Science*, 58(16) :3817–3828, 2003.
- [180] Masao Arakawa and Ichiro Hagiwara. Nonlinear integer, discrete and continuous optimization using adaptive range genetic algorithms. In *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, volume 80449, page V002T29A051. American Society of Mechanical Engineers, 1997.
- [181] Jouni Lampinen and Ivan Zelinka. Mixed integer-discrete-continuous optimization by differential evolution. In *Proceedings of the 5th international conference on soft computing*, pages 71–76, 1999.
- [182] G Corrieu, M Lalande, and C Roussel. Méthode simplifiée pour calculer la récupération optimum d’énergie sur un pasteurisateur de lait à plaques. *Le Lait*, 61(605-606) :233–249, 1981.
- [183] Shiyuan Jin, Ming Zhou, and Annie S Wu. Sensor network optimization using a genetic algorithm. In *Proceedings of the 7th world multiconference on systemics, cybernetics and informatics*, pages 109–116. Citeseer, 2003.
- [184] Christian Blum and Xiaodong Li. Swarm intelligence in optimization. In *Swarm intelligence*, pages 43–85. Springer, 2008.
- [185] SM Abo-Dahab and Ibrahim A Abbas. Ls model on thermal shock problem of generalized magneto-thermoelasticity for an infinitely long annular cylinder with variable thermal conductivity. *Applied Mathematical Modelling*, 35(8) :3759–3768, 2011.
- [186] Rania Majdoubi, Lhousaine Masmoudi, and Abderrahmane Elharif. Torque control using metaheuristic optimization for optimal energy consumption of a bldcm. In *2021 IEEE International IOT, Electronics and Mechatronics Conference (IEMTRO-NICS)*, pages 1–7. IEEE, 2021.
- [187] Dean R Freitag, Andrew J Green, and Klaus-Jurgen Melzer. Performance evaluation of wheels for lunar vehicles. Technical report, ARMY ENGINEER WATERWAYS EXPERIMENT STATION VICKSBURG MS, 1970.

Résumé :

Dans le contexte agricole, les principaux phénomènes intervenant lors de la navigation des véhicules autonomes, sont le glissement et le dérapage. Ces deux phénomènes impactent ainsi le suivi de trajectoire du véhicule en rendant difficile, voire impossible la praticabilité de ces robots dans le champ agricole. D'où la nécessité de contrôler ces paramètres.

L'objectif principal de cette thèse, est de contribuer à la conception et à la commande d'un robot mobile agricole capable de naviguer sur un sol déformable. Nous avons développé une démarche qui s'étend de la définition du besoin agricole, en se basant sur le cahier des charges fonctionnel, jusqu' à l'identification des solutions technologiques, et ce, pour enfin aboutir à un prototype réel, après avoir validé les formes et les dimensions. Ensuite, afin d'assurer la navigation de ce robot dans un environnement accidenté, on a opté pour deux contrôleurs imbriqués, le premier est le contrôleur couplé de la dynamique longitudinale et latérale, et le deuxième est le contrôleur qui minimise le glissement. Ces deux contrôleurs sont basés sur les lois de Lyapunov et sont issus des équations différentielles de la dynamique du robot mobile à sept degrés de liberté. Celles-ci, sont obtenues lors de l'application de la loi fondamentale de la dynamique et la loi du contact roue-sol appelée Bekker étendu issu de la loi de Bekker classique. La dynamique sans insertion du contrôleur est validée en temps réel en utilisant la base de données du logiciel Carsim en collaboration avec le logiciel Matlab-Simulink. De plus, la dynamique par insertion du contrôleur est validée et comparée au contrôleur sans tenir compte de la présence de glissement. Enfin, sur la base des équations issues de la loi de l'interaction roue-sol, et après avoir identifié les paramètres du moteur, nous avons modélisé le système motopropulseur pour étudier l'efficacité énergétique du moteur à courant continu sans balais incluse dans la roue. Ce modèle nous a permis de trouver le glissement et la vitesse linéaire optimaux, auquel le robot agit comme un générateur d'énergie. Ainsi cette énergie peut être réutilisée pour alimenter d'autres équipements.

Mots clés : Robot mobile agricole, conception, la dynamique du robot, contrôleur couplé, contrôleur du glissement, le système motopropulseur.

Abstract:

In the agricultural context, the main phenomena involved in the navigation of autonomous vehicles are sliding and skidding. These two phenomena have an impact on the vehicle trajectory tracking, making it difficult or even impossible for these robots to navigate in the agricultural field. Hence, the need to control these parameters.

The main objective of this thesis, is to contribute to the design and control of a mobile agricultural robot able to navigate on a deformable soil. We have developed an approach that starts from the definition of the agricultural need, based on the technical specifications, to the identification of technological solutions, and finally to a real prototype, after having validated the shapes and the dimensions. Then, in order to ensure the navigation of this robot in a rough environment, we opted for two overlapping controllers, the first, is the coupled controller of the longitudinal and lateral dynamics, and the second, is the controller that minimizes the slip ratio. These two controllers are based on the Lyapunov laws and are derived from the differential equations of the dynamics of the mobile robot with seven degrees of freedom. These, are obtained by applying the fundamental law of dynamics and the law of wheel-ground contact called extended Bekker's law from the classical Bekker law. The dynamics without controller insertion is validated in real time using the Carsim software database in conjunction with Matlab Simulink. Moreover, the dynamics by insertion of the controller is validated and compared to the controller without taking into account the presence of slip ratio. Finally, based on the equations from the wheel-ground interaction law, and after identifying the motor parameters, we modeled the power drive system to study the energy efficiency of the brushless DC motor included in the wheel. This model allowed us to find the optimal slip ratio as well as the linear velocity, at which the robot acts as an energy generator. This energy can be reused to power other equipment.

Keywords: Agricultural mobile robot, design, robot dynamics, coupled controller, slip controller, propulsion system.