



HAL
open science

Systeme d'Assistance à la Conduite pour Véhicules à Deux-Roues Motorisés

Hamid Slimi

► **To cite this version:**

Hamid Slimi. Systeme d'Assistance à la Conduite pour Véhicules à Deux-Roues Motorisés. Automatique / Robotique. Université d'Evry-Val d'Essonne, 2012. Français. NNT : . tel-00695715v1

HAL Id: tel-00695715

<https://theses.hal.science/tel-00695715v1>

Submitted on 9 May 2012 (v1), last revised 10 May 2012 (v2)

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Systeme d'Assistance à la Conduite pour Véhicules à Deux-Roues Motorisés

THÈSE

présentée et soutenue publiquement le 09 Janvier 2011

pour l'obtention du

Doctorat de l'Université d'Évry Val d'Essonne
(Spécialités Automatique Systèmes Productiques et Robotique)

par

Hamid SLIMI

Composition du jury

Président :	N.K. M'SIRDI	Professeur des Universités, Marseille.
Rapporteurs :	Mohamed DJEMAI Damien KOENIG	Professeur des Universités, Valenciennes. Maître de Conférences - HDR, à l'ESISAR, Grenoble.
Examineurs :	Stéphane ESPIÉ Sébastien GLASER	Directeur de recherche à l'IFSTTAR, Paris. Chargé de recherche - HDR, à l'IFSTTAR, Versailles.
Encadrant :	Hichem ARIQUI	Maître de Conférences - HDR, Évry.
Directeur :	Saïd MAMMAR	Professeur des Universités, Évry.

Remerciements

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire ont été réalisés au Laboratoire Informatique, Biologie Intégrative et Systèmes Complexes (IBISC). Nombreux sont ceux que je voudrais remercier pour m'avoir aidé, soutenu ou accompagné durant ces années de thèse. C'est pour leur montrer toute ma gratitude et reconnaissance que je leur dédie cette page.

Je tiens à remercier mon directeur de thèse, Monsieur le Professeur Saïd MAMMAR, actuel directeur du laboratoire IBISC pour m'avoir accueilli dans son équipe, pour les précieux conseils qu'il m'a prodigués et l'attention et le sérieux avec lesquels il a suivi au plus près mes travaux. Je le remercie aussi d'avoir cru en mes capacités et de m'avoir fourni d'excellentes conditions me permettant d'aboutir à la production de cette thèse.

Je tiens tout particulièrement à remercier, Monsieur Hichem ARIOUI, mon encadrant de thèse, Maître de conférences, HDR à l'université d'Evry Val d'Essonne pour avoir su me guider avec attention et gentillesse pendant ces années de thèse. Ses qualités scientifiques et humaines, son encouragement et ses remarques ont largement contribué à l'aboutissement de cette thèse. Que tu trouves ici Hichem, l'expression de ma profonde gratitude.

Je tiens également à adresser mes plus vifs remerciements à Monsieur Damien KOENIG, et Mohamed DJEMAI, respectivement Maître de conférences HDR à l'ESISAR GIPSA-LAB et Professeur au LAMIH Valenciennes pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'être rapporteurs de ce travail de thèse.

Mes remerciements s'adressent également à Messieurs Stéphane ESPIE, Kouider Nacer M'SIRDI et Sébastien GLASER, respectivement Directeur de recherche à l'IFSTTAR-Paris, Professeur à l'Université de Marseille-LSIS et Chargé de recherche, HDR à l'IFSTTAR-Versailles, d'avoir accepté d'examiner ce travail de thèse.

Je remercie tous ceux qui m'ont soutenu durant mon travail. A tous mes amis et collègues du Laboratoire IBISC tout particulièrement ceux de l'équipe VASCO : Chabane, Azedine, Maxime, Kamel, Svetlana, Elie, Yacine, Antonio, Mehdi, Ali, Paul (mes excuses à ceux que je ne cite pas), avec qui j'ai passé des moments inoubliables, qu'ils trouvent ici mes remerciements les plus sincères.

Je n'oublierai pas les aides permanentes reçues du personnel administratif en particulier : Annie, Florent et Sabine.

L'aboutissement de cette thèse a aussi été encouragé par de nombreuses discussions (autour d'un café...!), avec des collègues de disciplines variées. Je ne citerai pas de noms ici, pour ne pas en oublier certains.

Cela va de soi, je remercie ma famille pour son irremplaçable et inconditionnel soutien. Ils

ont été présents pour écarter les doutes, soigner les blessures et partager les joies. Cette thèse est un peu la leur.

Aussi, merci à mon frère Ramdane, à mes sœurs : Fariza, Nassima, Fazia et leurs familles respectives.

Merci aussi à mes nièces et neveux : Silia, Sarah, Rayan, Yanis, Lina, Mélina.

Je dédie cette thèse à ma défunte mère qui a été la première à m'encourager à aller si loin dans les études. Elle m'a inculqué le goût du travail, de la rigueur et de l'ambition. Parce que tu m'avais toujours soutenu, même au plus fort de ta maladie, tu me disais et c'était pour la dernière fois : "Concentre-toi sur ton travail, ne t'inquiète pas pour moi". J'ai voulu le mener à terme pour que tu sois fière de moi. Merci Mamman, merci pour tout.

À la mémoire de ma mère (1952-2009),

À la mémoire de mon père (1939-1987),

À ma famille.

Citation

Life is like riding a bicycle. To keep your balance you must keep moving.
-Albert Einstein-

Avant-propos

1 Résumé

A l'heure actuelle, le deux-roues motorisé (DRM) constitue un moyen de transport de plus en plus convoité, notamment pour les possibilités qu'il offre d'esquiver les engorgements de trafic. Ce constat est justifié par le nombre de DRM circulant quotidiennement et impliquant un trafic de plus en plus croissant. Néanmoins, ce phénomène conduit à l'explosion du nombre d'accidents et par conséquent un grand nombre de victimes classant ainsi, les DRM dans la catégorie des modes de transport particulièrement dangereux et ses utilisateurs dans celle des usagers très vulnérables. A première vue, le développement des aides à la conduite actives pourrait résoudre le problème de contrôlabilité du véhicule mais cette solution n'est plus envisageable dès lors qu'il s'agit de pertes de contrôle irréversibles qui constituent, par ailleurs un pourcentage très important des accidents de DRM en tant que véhicule seul. En effet, ce type de système intervient, alors que le véhicule se trouve déjà dans une situation dégradée. De plus, l'adaptabilité des aides actives sur les véhicules à deux roues motorisés reste problématique. Actuellement, l'accent est mis sur le développement des systèmes de sécurité prévenant le conducteur de DRM suffisamment en amont d'un danger pour éviter la situation conflictuelle, c'est le cas des aides préventives. Ce travail de thèse s'inscrit dans ce cadre et y contribue au niveau de la modélisation, l'identification, l'estimation d'état, l'analyse de la dynamique limite et la mise en place d'une plate-forme expérimentale. Ainsi, plusieurs points ont été traités :

- Modélisation du système Véhicule-Infrastructure-Conducteur (V-I-C).
- Développement d'observateurs pour l'estimation des variables d'états et des entrées inconnues.
- Mise en place d'un modèle vitesse limite, servant de référence pour l'unité d'avertissement, qui tient compte de plusieurs critères (dynamique du véhicule, comportement du conducteur, géométrie de la route).
- Identification d'un modèle mathématique propre au véhicule prototype (scooter).
- Mise en place d'une plate-forme expérimentale qui s'articule autour de l'instrumentation d'un scooter par un ensemble de capteurs et centrale d'enregistrement.

Mots Clés : modélisation d'un motorcycle, identification, assistance à la conduite, géométrie de la route, observateurs, estimateurs, expérimentation.

2 Abstract

Nowadays, the use of Powered Two Wheeled (PTW) vehicles is constantly growing, upsetting driving practices and road traffic. Unfortunately, this expansion is also inflected by an impor-

tant increase of motorcycle's fatalities (20 times higher when driving a car). Recent statistics confirm this observation and consider riders as the most vulnerable road users. In 2010, the French Agency of Road Safety made a finding of around 1000 deaths (25% of traffic fatalities), while the traffic proportion of motorcycles does not exceed 1%. Several research programs are launched to answer this issue and to find solutions in term of preventive and / or active security systems. At first sight, the development of active driving assistance could solve the problem of motorcycle's controllability. The safety systems are not enough or efficient when situations are irreversible. Example of poor cornering which is responsible for most bike accidents involving single-vehicle motorcycle crashes. Indeed, this type of system occurs while the vehicle is still in a degraded situation. In addition, the adaptability of active assistance of PTW vehicles remains dangerous. Currently, the focus is on the development of safety systems warning riders sufficiently before hazardous situations. The present PhD thesis aims into this framework and gives several contributions in terms of : modeling, identification, state estimation and study of dynamic limit applied to an experimental benchmark. Thus, several points were studied :

- Modeling of system Driver-Vehicle-Infrastructure (D-V-I).
- Development of observers to estimate the state variables and unknown inputs.
- Establishment of a model of limit speed, as a reference for the unity of warning, which takes into account several criteria (vehicle dynamics, driver behavior, road geometry).
- Identification of a mathematical model specific to the prototype vehicle (Scooter).
- Establishment of an experimental platform which is based on the instrumentation of a Scooter with a set of sensors and central registration.

Index Terms : Motorcycle dynamics, identification, driving assistance, road attributes, observers, estimators, observability, experimentation.

Table des matières

<i>Citation</i>	v
Avant-propos	vii
1 Résumé	vii
2 Abstract	vii
Notations	1
Introduction, Contexte et Objectifs	
1 Introduction Générale	5
2 Contexte et Objectifs	6
3 Organisation du document	7
Chapitre 1	
Accidentologie et Sécurité Routière des DRM : État de l'Art	
1.1 Introduction	9
1.2 Défaillances propres aux véhicules à deux roues	10
1.3 Classification des types d'accidents d'un DRM	10
1.3.1 Les accidents de type "perte de contrôle"	11
1.3.2 Les accidents avec "interaction" multi-usagers	11
1.4 Principaux facteurs d'accidents	12
1.4.1 L'infrastructure et l'accidentalité	12
1.4.2 La vitesse et l'accidentalité	13
1.4.3 Les obstacles fixes et leur risque	14
1.5 Les mesures préventives et les possibilités de progrès	14
1.5.1 En terme d'infrastructure	14
1.5.2 En terme de véhicule et d'équipement de sécurité	15
1.5.3 En terme de politique de prévention et de formation	21
1.5.4 En terme de politiques de transport	21

1.5.5	En terme de sanction : “contrôle-sanction” automatisé	22
1.6	Projets de recherche autour des deux-roues motorisés	22
1.7	Conclusion	24

<p>Chapitre 2</p> <p>Modélisation du Système V-I-C (Véhicule-Infrastrucrure-Conducteur)</p>

2.1	Introduction	28
2.2	Descriptif d’un véhicule à deux roues	29
2.2.1	Le châssis	29
2.2.2	Les suspensions	30
2.2.3	Les freins	30
2.2.4	La motorisation	30
2.2.5	La transmission	30
2.2.6	Roues et pneus	30
2.2.7	Aérodynamisme	31
2.3	La géométrie d’un véhicule à deux roues	31
2.3.1	L’angle de chasse	31
2.3.2	L’empattement	32
2.4	Analyse du comportement dynamique d’un deux-roues : Aspects généraux	32
2.4.1	Equilibre de roulis en virage stabilisé	32
2.4.2	Angle de dérive global	35
2.4.3	Déficit en poussée latérale	36
2.4.4	Déhanchement du pilote	36
2.4.5	Equilibre latéral complet en virage stabilisé	37
2.4.6	Equilibre latérale	38
2.5	Différences entre conduite moto et conduite automobile	40
2.6	Étude dynamique des bicycles à travers l’Histoire	41
2.7	Modélisation cinématique d’un véhicule à deux roues	43
2.7.1	Définition des repères utilisés	44
2.7.2	Relation de changement de repère	45
2.8	Modélisation dynamique	48
2.8.1	Calcul du moment dynamique	48
2.8.2	Expression de l’accélération	49
2.8.3	Angle de direction effective	49
2.8.4	Vitesse aux points de contact pneumatiques-chaussée	50
2.8.5	Forces et moments extérieurs agissant sur le motorcycle	50
2.9	Bilan des moments	56

2.9.1	Moment de roulis	57
2.9.2	Moment de lacet	58
2.9.3	Moment de direction	58
2.10	Modèle paramétrique de type “formule magique”	58
2.10.1	Effort longitudinal à glissement longitudinal pur	59
2.10.2	Effort latéral à angle de dérive pur	59
2.10.3	Moment d’auto-alignement à angle de dérive pur	60
2.10.4	Comportement couplé	60
2.11	Modèles simplifiés du motocycle	60
2.11.1	Modèle longitudinal pur	61
2.11.2	Modèle latéral pur	62
2.11.3	Modèle Latéral-Longitudinal couplé non-linéaire	64
2.12	Modélisation du conducteur	65
2.12.1	Bref état de l’art	65
2.12.2	Modélisation mathématique du conducteur	67
2.12.3	Temps de réaction du conducteur	69
2.12.4	Adhérence mobilisée par le conducteur	69
2.13	Modélisation de l’infrastructure	70
2.13.1	Dévers	70
2.13.2	Pentes et rampes	71
2.13.3	Courbure	71
2.14	Interface de simulation d’un véhicule à deux roues développée sur MATLAB/SIMULINK et LabVIEW	73
2.15	Simulation du modèle non-linéaire du couple véhicule-conducteur	74
2.16	Conclusion	76

<p>Chapitre 3</p> <p>Observation des États Dynamiques du Véhicule et Estimation des Entrées Inconnues</p>

3.1	Introduction	81
3.2	Observateurs et observabilité d’un système dynamique	82
3.2.1	Définition d’un observateur	83
3.2.2	Observabilité des systèmes linéaires	83
3.2.3	Observateurs pour un système linéaire	84
3.2.4	Observateur PI à synthèse H_∞	85
3.2.5	Conception d’un observateur proportionnel intégral	85

3.3	Application de l'observateur PI à l'estimation conjointe du vecteur d'état et des entrées inconnues	89
3.3.1	Adaptation du système pour la conception de l'observateur	91
3.3.2	Résultats des estimations	91
3.4	Conclusion	95

Chapitre 4

Analyse de la Dynamique Limite et Alerte aux Pertes de Contrôle

4.1	Introduction	103
4.2	Modèles existants de vitesses limites en virage	104
4.2.1	Modèle simple	104
4.2.2	Modèle NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)	107
4.2.3	Généralisation de la loi pour l'étude de l'impact du roulis	108
4.3	Approche pour le calcul de la vitesse maximale en virage	109
4.3.1	Hypothèses de travail	109
4.3.2	Modèle de véhicule	110
4.3.3	Modélisation de l'interface pneumatique/chaussée	111
4.3.4	Comportement du Conducteur	113
4.4	Profil de vitesse limite sur un scénario	114
4.5	Comparaison du modèle développé avec les modèles existant	114
4.6	Influence des paramètres	114
4.6.1	Influence de l'adhérence	115
4.6.2	Influence du transfert de charge	116
4.6.3	Influence de la pente	116
4.6.4	Influence du dévers	117
4.6.5	Influence des paramètres du véhicule	117
4.7	Génération d'alerte	118
4.8	Réalisation de l'unité embarquée	119
4.9	Conclusion	119

Chapitre 5

Plate-Forme Expérimentale

5.1	Introduction	124
5.2	Modélisation CAO du Scooter Scoot'elec	124
5.2.1	Position du problème	124
5.3	Hypothèses	125
5.3.1	Mesures	125

5.3.2	Exemple de calcul des angles du cadre par rapport au sol	125
5.3.3	Masses	126
5.4	Résultats de l'estimation paramétrique sous SolidWorks	126
5.4.1	Estimation des paramètres dimensionnels	127
5.4.2	Propriétés de masse du scooter Scoot'elec	128
5.4.3	Propriétés d'inertie	128
5.4.4	Le modèle à deux corps	129
5.5	Simulation du modèle du scooter avec les paramètres estimés	131
5.6	Moyens d'expérimentation du Laboratoire IBISC	134
5.6.1	Présentation du motorcycle à instrumenter	134
5.7	La centrale d'enregistrement et interfaçage entrée/sortie	135
5.7.1	Mini PC embarqué	135
5.7.2	Carte d'interfaçage d'entrée/sortie	136
5.8	Architecture : choix des capteurs et leurs implantations	136
5.8.1	Le codeur d'angle de braquage et son instrumentation	137
5.8.2	La centrale inertielle IMU et son instrumentation	140
5.8.3	Capteur pour la vitesse de rotation des roues	141
5.8.4	Le positionnement par GPS	142
5.9	Alimentation de l'ensemble capteurs et centrale d'enregistrement	144
5.10	Langage de programmation : LabVIEW	144
5.11	Procédure de programmation et construction de l'IHM (Interface Homme Machine)	145
5.11.1	Interface GPS et programme de transmission des trames	145
5.11.2	Interface pour la récupération des vitesses de rotation des roues	146
5.11.3	Interface pour la récupération de l'angle de rotation du guidon	147
5.11.4	Interface pour la récupération des données de la centrale inertielle	149
5.12	L'IHM globale et enregistrement multi-capteurs	150
5.13	Exploitation des enregistrements	151
5.14	Conclusions	152

Conclusion Générale et Perspectives
--

Annexe A

Inégalités Linéaires Matricielles (LMIs)

A.1	Inégalités Matricielles Linéaires (Linear Matrix Inequalities) (LMI)	163
A.1.1	Ensembles convexes	163
A.1.2	Fonctions convexes	163
A.1.3	Inégalités Matricielles Linéaires	164

A.2 Résolution des LMIs 164

Annexe B

Positionnement par Poulies Courroies

B.1 Analyse et description du fonctionnement 165
 B.1.1 Liaison encastrement poulie arbre fixe 165
 B.1.2 Liaison encastrement petite poulie tige codeur 166
 B.1.3 Liaison encastrement support fourche 166
B.2 Dimensionnement 166
 B.2.1 Choix des poulies 166
 B.2.2 Calcul de la tension de la courroie 168
B.3 Phase de test 169

Annexe C

Résultats d'Estimation CAO Mécanique du Scooter Considéré Comme Un Seul Corps Rigide

C.1 Le modèle à un seul corps 171

Bibliographie **173**

Table des figures

1	Architecture du système d'alerte	7
1.1	Le scooter C1 de BMW.	16
1.2	Airbag moto (Honda) à gauche et gilet Airbag à droite.	16
1.3	ABS sur moto de BMW	18
1.4	Automatic Stability Program (ASC) pour moto	18
1.5	Système ESA sur moto BMW	19
1.6	Moto équipé d'un GPS	20
1.7	Tableau de bord à cartographie réglable sur la Suzuki GSX-R 1000	20
1.8	Accélérateur Drive-by-Wire sur la Yamaha	21
2.1	Géométrie d'une moto.	31
2.2	Equilibre de roulis en virage	33
2.3	Poussée latérale en fonction de l'angle de carrossage	33
2.4	Poussée latérale en fonction de l'angle de dérive	34
2.5	Variation de la force latérale du pneu en fonction de l'angle de dérive pur et de carrossage	35
2.6	Déficit en poussée latérale	36
2.7	Déhanchement du pilote	37
2.8	Weave mode à droite, Wobble mode à gauche	38
2.9	Amortissement et fréquences des différents modes de la dynamique d'un deux-roues	39
2.10	Les six mouvements du véhicule.	44
2.12	Repères liés à la pente et au dévers	46
2.11	Repère absolu et repère véhicule.	47
2.13	Moment de renversement	55
2.14	Moment d'auto-alignement ; η_g : chasse géométrique et η : chasse pneumatique	56
2.15	Dimensionnement du véhicule	57
2.16	Moments extérieurs autour des axes de : roulis, lacet et direction	57
2.17	Efforts longitudinaux et transversaux des pneumatiques suivant le modèle initial de Pacejka	59
2.18	Modèle de la situation longitudinale pure	62
2.19	Modèle de la situation latérale pure	63
2.20	Schématisation du système Pilote-Motocyclette	68
2.21	Modèle conducteur	68
2.22	Zone d'action de certaines assistances et les zones d'alerte	69
2.23	Dévers de la route	70
2.24	Effet du rayon de pente	72

2.25	La courbure et le rayon de courbure	72
2.26	Géométrie longitudinale d'une route	73
2.27	Schéma synoptique du modèle du système V-I-C développé sur MATLAB/SIMULINK	74
2.28	Interface LabVIEW pour la simulation des véhicules à deux roues	75
2.29	a. Couple de direction, b. Courbure, c. Dévers, d. Pente	76
2.30	a.Vitesse latérale, b.Accélération latérale, c.Vitesse longitudinale, d.Accélération longitudinale	77
2.31	a. Angle de roulis, b. Vitesse de roulis, c. Angle de braquage, d. Vitesse de braquage	78
2.32	a. Vitesse de lacet, b. Force latérale avant, c. Force latérale arrière, d. Trajectoire	78
2.33	Comparaison entre force de guidage et force latérale d'équilibre	79
3.1	Principe d'estimation d'état	83
3.2	Structure de l'observateur Proportionnel Intégral	86
3.3	Couple de direction, trajectoire suivie, dévers de la route, force du vent	92
3.4	Estimation des variables d'état et du dévers de la route (Cas 1)	93
3.5	Erreurs d'estimation des variables d'état et du dévers (cas 1)	94
3.6	Robustesse de l'estimation du dévers vis-à-vis de la variation de la vitesse	95
3.7	Couple conducteur, moment de lacet et force du vent (cas 2)	95
3.8	Résultats d'estimation conjointe des états et de la force du vent (cas 2)	96
3.9	Erreurs d'estimation des états et de la force du vent (Cas 2)	97
3.10	Estimation conjointe des états et du moment de lacet (Cas 3)	98
3.11	Erreurs d'estimation des variables d'état et du moment de lacet (Cas 3)	99
3.12	Résultats d'estimation des états et du défaut de la vitesse de lacet (Cas 4)	100
3.13	Erreur d'estimation d'état et du défaut de mesure (Cas 4)	101
4.1	Evolution de la vitesse maximale en fonction du rayon de courbure	105
4.2	Kinematic parameters of a point P in circular motion	106
4.3	Pente, dévers et roulis	107
4.4	Modèle de véhicule	110
4.5	Ellipse de friction	112
4.6	Profil de vitesse limite	115
4.7	Profil de vitesse limite	115
4.8	Influence de l'adhérence sur la vitesse limite	116
4.9	Influence de la Pente sur la Vitesse Limite	116
4.10	Influence du dévers de la route sur la vitesse limite	117
4.11	Influence des paramètres mécaniques du véhicule	118
4.12	Organigramme de génération d'alerte	119
4.13	Interface d'alerte : Unité d'alerte	120
4.14	Diagramme de l'interface pour l'unité d'alerte	121
5.1	Exemple de calcul indirect de dimension	126
5.2	Le scooter Scoot'élec réel et sa modélisation CAO	127
5.3	Paramètres dimensionnels d'un véhicule à deux roues	128
5.4	Modèle CAO de Scoot'élec pris comme deux corps	129
5.5	a. Couple conducteur, b. Dévers de la route, c. Courbure de la route, d. Trajectoire du scooter	132
5.6	a. Vitesse latérale, b. Angle de braquage, c. Angle de roulis, d. Force latérale arrière	133

5.7	e. Force latérale avant, f. Vitesse de lacet, g. Vitesse de direction, h. Vitesse de roulis	134
5.8	Scooter Scoot’elec de Peugeot	135
5.9	Mini PC portable embarqué	135
5.10	Carte d’interfaçage Entrée/Sortie PCI-6251	136
5.11	Codeur absolu monotour référencé GA210	138
5.12	Première solution	138
5.13	Deuxième solution	139
5.14	Troisième solution	139
5.15	La solution retenue	140
5.16	Instrumentation du guidon par la solution 4	140
5.17	Centrale inertielle 3DM-GX1	141
5.18	Emplacement de la centrale inertielle IMU	141
5.19	Capteur à effet Hall	142
5.20	Instrumentation du capteur à effet Hall	143
5.21	La constellation de satellites du système GPS	143
5.22	Le système GPS	143
5.23	Alimentation du scooter, du mini PC et du système de capteurs	145
5.24	Le diagramme du GPS	146
5.25	La face avant de l’affichage du GPS	147
5.26	Le diagramme pour le calcul de la vitesse des roues	148
5.27	La face avant associée au calcul des vitesses des roues	148
5.28	Le diagramme pour le calcul de l’angle de direction	149
5.29	La face avant du codeur de direction	149
5.30	Le diagramme de la centrale inertielle	150
5.31	La face avant de la centrale inertielle	151
5.32	L’IHM de l’enregistrement multi-capteurs	152
5.33	Plan de la zone de parking de l’UFR Sciences et Technologies d’Evry (google map).153	
5.34	Représentation des données acquises : a. Vitesse linéaire de la roue avant, b. Vitesse linéaire de la roue arrière, c. Angle de la direction et d. Vitesse de tangage	154
5.35	Représentation des données acquises : a. Accélération longitudinale, b. Accélération latérale, c. Accélération verticale et d. Vitesse de roulis	155
5.36	Représentation des données acquises : a. Vitesse de lacet, b. Angle de roulis, c. Angle de tangage et d. Angle de lacet	156
B.1	Liaison encastrement arbre fixe pignon	166
B.2	Liaison encastrement pignon codeur	167
B.3	Liaison pièce d’adaptation fourche	167
B.4	Simulation Ansys de la pièce d’adaptation	169
C.1	Modèle CAO de Scoot’elec considéré comme un seul corps	172

Liste des tableaux

1.1	Éléments explicatifs des défaillances des DRM en perte de contrôle	11
5.1	Résultats d'estimation des paramètres dimensionnels	128
5.2	Résultats d'estimation des propriétés de masse	129
5.3	Axes et moments d'inertie principaux au centre de gravité	130
5.4	Moments d'inertie au centre de gravité du corps avant.	130
5.5	Moments d'inertie du corps avant exprimés à l'origine du repère SolidWorks.	130
5.6	Axes et moments d'inertie principaux au centre de gravité	131
5.7	Moments d'inertie au centre de gravité du corps arrière.	131
5.8	Moments d'inertie du corps arrière exprimés à l'origine du repère SolidWorks.	131
5.9	Bilan des Puissances	144
C.1	Axes et moments d'inertie principaux au centre de gravité	171
C.2	Moments d'inertie au centre de gravité du scooter.	172
C.3	Moments d'inertie du scooter exprimés à l'origine du repère SolidWorks.	172

Notations

- ρ : courbure de la route (m^{-1})
 \vec{F}_{ext} : forces extérieures appliquées au véhicule (N)
 F_z : force normale (N)
 F_x : force longitudinale (N)
 F_y : force latérale (N)
 H : moment dynamique ($kg.m^2$)
 h : hauteur du centre de gravité du véhicule (m)
 $i, i = f, r$: indice des pneumatique avant, respectivement arrière
 I_{xx} : moment d'inertie du véhicule selon l'axe longitudinal ($kg.m^2$)
 I_{yy} : moment d'inertie du véhicule selon l'axe transversal ($kg.m^2$)
 I_{zz} : moment d'inertie du véhicule selon l'axe vertical ($kg.m^2$)
 I_{ss} : moment d'inertie du véhicule selon l'axe de direction ($kg.m^2$)
 L_f : distance du centre de la roue avant au centre de gravité de la partie arrière (m)
 L_g : distance de point d'application des forces latérales du vent au centre de gravité (m)
 L_r : distance du centre de la roue arrière au centre de gravité de la partie arrière (m)
 M : masse totale du véhicule incluant la masse du conducteur (kg)
 M_f, M_r : masse de la partie avant respectivement, arrière du véhicule (kg)
 O_a : origine du repère absolu
 O_s : origine du repère de véhicule
 O_v : origine du repère véhicule
 R : rayon de courbure de la route (m)
 v : norme de la vitesse ($m.s^{-1}$)
 v_A : vitesse du point de contact pneumatique chaussée ($m.s^{-1}$)
 v_{air} : vitesse du vent ($m.s^{-2}$)
 v_x : vitesse longitudinale du véhicule ($m.s^{-1}$)
 v_y : vitesse latérale du véhicule ($m.s^{-1}$)
 X_a : axe longitudinal du repère absolu
 X_s : axe longitudinal du repère de la partie arrière
 X_v : axe longitudinal du repère véhicule
 Y_a : axe latéral du repère absolu
 Y_s : axe latéral du repère de la partie arrière
 Y_v : axe latéral du repère véhicule
 Z_a : axe vertical du repère absolu
 α : glissement latéral (angle de dérive) (rad)
 \vec{a} : vecteur d'accélération du véhicule ($m.s^{-2}$)
 a_x : accélération longitudinale du véhicule ($m.s^{-2}$)
 a_y : accélération latérale du véhicule ($m.s^{-2}$)
 a_z : accélération verticale du véhicule ($m.s^{-2}$)
 δ_t : angle de braquage effectif des roues (rad)
 δ : angle de rotation de la fourche (rad)
 η : chasse pneumatique (m)
 ϕ_p : angle de la pente de la route (rad)
 λ : glissement longitudinal
 μ : coefficient d'adhérence de la chaussée
 ρ_{air} : masse volumique de l'air ($kg.m^{-3}$)
 ϕ : vitesse de roulis du véhicule ($rad.s^{-1}$)

ϕ_r : angle de dévers de la route (*rad*)
 ϕ : angle de la rotation de roulis (*rad*)
 ϕ_1 : angle de la rotation de roulis du conducteur (*rad*)
 $\dot{\psi}$: vitesse de lacet du véhicule (*rad.s⁻¹*)
 ω : vitesse de rotation des pneumatiques (*rad.s⁻¹*)

Acronymes

ABS : Anti-lock Braking System
ASC : Anti Slip Control
ESP : Electronic Stability Program
IHM : Interface Homme Machine
NI : National Instruments
DRM : Véhicule Deux Roues Motorisé
GPS : Global Positionning System
ESA : Electronic Suspension Adjustement
LPV : Linéaire Paramètres Variants
LMI : Linear Matrix Inequality

Introduction, Contexte et Objectifs

1 Introduction Générale

A l'heure actuelle, le deux-roues motorisé (DRM) constitue un moyen de transport de plus en plus convoité, notamment pour les possibilités qu'il offre d'esquiver les engorgements de trafic. Ce constat est justifié par le nombre de DRM circulant quotidiennement et impliquant un trafic de plus en plus croissant. Cette augmentation du parc des deux-roues motorisés est suivie par l'explosion du nombre d'accidents relatifs à leur utilisation.

Depuis plusieurs décennies, la société française, comme toutes les sociétés industrialisées, enregistre sur ses routes plusieurs milliers de morts et plusieurs dizaines de milliers de blessés par an. Ces chiffres inquiétants ont poussé les gouvernements successifs français et européens à s'engager fortement dans la bataille de la lutte contre l'insécurité routière, en adoptant des mesures draconiennes (retrait de points du permis de conduire, l'installation de radars de limitation de vitesse, le contrôle d'alcoolémie...). Des mesures qui ont porté leurs fruits, puisque le nombre de tués enregistre une baisse significative ces dernières années. Cependant, si le nombre de tués a globalement diminué sur les routes, le DRM reste encore à ce jour, un mode de transport particulièrement dangereux et ses utilisateurs des usagers très vulnérables. Le nombre de conducteurs de DRM victimes d'accidents représente en France plus de 23% du total des tués (15% pour l'ensemble de l'Europe) et 40% du total des blessés [14].

Le développement des systèmes de sécurité pour l'automobile, contrairement à la moto, a connu des essors vertigineux. Des systèmes de sécurité actifs et passifs (non obligatoires) sont venus renforcer la sécurité des automobiles en série ; les principaux étant les Airbags conducteurs et passagers, l'amplificateur de freinage, l'antipatinage, les prétensionneurs de ceintures.

Pendant la même période, le retard pris par la moto s'est considérablement accentué. L'exemple le plus marquant est celui de l'ABS, qui existe depuis plus de 20 ans et qui ne s'impose toujours pas, pendant que le répartiteur de freinage perce légèrement sur le marché, tout en restant encore marginal. La dernière innovation technologique dans ce domaine est l'Airbag, qui a nécessité à Honda 15 ans de développement, dont il convient de faire un bilan critique quant à son efficacité, du fait de l'absence d'habitacle.

En effet, la politique des constructeurs en termes de systèmes de sécurité, dédiés aux DRM, s'est orientée vers l'adaptation des technologies existantes sur les véhicules à quatre roues au monde du deux-roues. Or, la dynamique particulièrement complexe des véhicules à deux roues, rend toute transposition de système de sécurité, développé à la base pour l'automobile, difficile voir inefficace. Il faut alors prendre en compte le fait que les DRM ont un comportement dynamique spécifique qui va engendrer parfois de plus grandes difficultés de contrôle. Leurs ga-

barits et performances peuvent susciter des difficultés particulières. De plus, le développement des aides à la conduite actives, même si elles pourraient résoudre le problème de contrôlabilité du véhicule, n'est plus envisageable dès lors qu'il s'agit de pertes de contrôle irréversibles qui constituent, par ailleurs un pourcentage très important des accidents de DRM en tant que véhicule seul. En effet, ce type de système intervient alors que le véhicule se trouve déjà dans une situation dégradée. S'ajoute à cela le problème de l'adaptabilité de ces aides à ce type de véhicule.

Né de ce constat alarmant, ce travail de thèse s'attache de participer à combler le manque d'une réelle offre de sécurité efficace pour les DRM permettant de diminuer le nombre des tués, son objectif étant de développer une aide à la conduite préventive sur une vitesse excessive à l'abord des virages.

2 Contexte et Objectifs

La problématique de ce travail de thèse entre dans le cadre des systèmes préventifs d'aide à la conduite par l'étude du comportement dynamique d'un véhicule à deux roues et l'analyse de la dynamique limite en vue de la détection en amont de situations critiques de la conduite. Le travail sur les véhicules à deux roues motorisés, constitue une thématique de recherche importante de l'équipe VASCo du Laboratoire IBISC à l'Université d'Evry Val d'Essonne.

L'objectif principal de la thèse est de concevoir une assistance à la conduite à destination des véhicules à deux roues motorisés. La catégorie d'accidents ciblée est celle par perte de contrôle qui s'opère dans les situations de virage. En effet, l'étude accidentologique a révélé que plus de la moitié des accidents de DRM surviennent en courbe. L'erreur humaine en est la première cause : inattention du conducteur, inexpérience, vitesse trop élevée à l'entrée de virage, etc.

L'aide à la conduite proposée dans cette thèse est un système d'alerte sur une vitesse excessive à l'abord des virages. Ce système prend en considération les trois acteurs de conduite : véhicule-infrastructure-conducteur. Pour ce faire, une modélisation du véhicule en interaction avec son environnement routier et son conducteur constitue une étape importante pour acquérir la connaissance suffisante sur la dynamique des deux-roues, nécessaire par ailleurs, à la création d'une architecture capteurs adaptée à cette dynamique. Connaître l'évolution des états dynamiques, ainsi que la variation des paramètres d'un véhicule dans le temps est également une étape essentielle pour élaborer des systèmes d'assistance à la conduite. Cependant, l'accès par la mesure aux états dynamiques et aux paramètres du système n'est pas toujours possible : les capteurs nécessaires n'existent pas encore, ou ils ont un coût prohibitif. Pour répondre à ces contraintes, on s'oriente vers l'utilisation des capteurs logiciels basés sur le critère de l'observation d'état. Ces capteurs informatiques, souvent nommés "observateurs", peuvent reconstituer le vecteur d'état en temps réel, à partir de la connaissance, sur un intervalle de temps passé, des entrées du système, des sorties mesurées par des capteurs relativement moins chers et une connaissance a priori du modèle.

L'architecture du système d'alerte proposé dans cette thèse en vue de la détection de situations à risque, est présentée sur la figure 1. Nous utiliserons un réseau de capteurs et des observateurs pour mesurer et/ou reconstruire les grandeurs physiques représentatives du comportement dynamique du véhicule et de son environnement, qui sont nécessaires au fonctionnement du système.

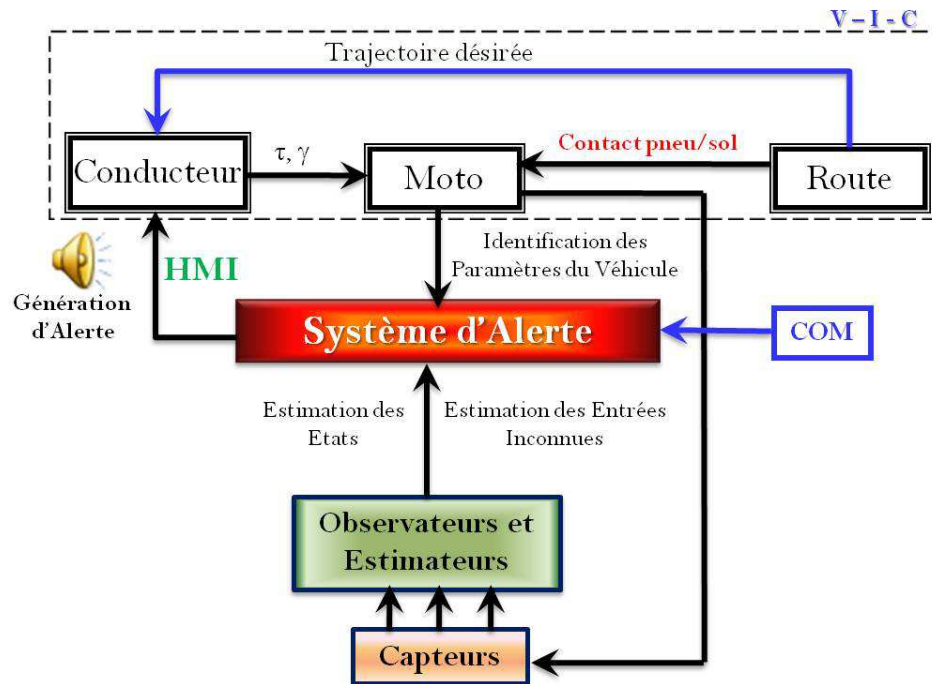


FIGURE 1 – Architecture du système d’alerte

3 Organisation du document

Ce mémoire est structuré autour de la présente introduction générale qui précise le contexte et les objectifs assignés dans ces travaux de thèse. Ensuite, 5 chapitres détaillent les travaux de recherche réalisés. Ils sont suivis de la section conclusion générale et les perspectives qui conclura sur le travail réalisé et énoncera quelques pistes à explorer. Le document est complété par 3 annexes où on exposera quelques détails relatifs aux différents chapitres.

Chapitre 1 - Accidentologie et Sécurité Routière des DRM : État de l’Art : Ce chapitre est scindé en deux parties majeures : la première se portera principalement sur l’accidentologie des véhicules à deux roues dans le trafic routier. On donnera également, une classification des accidents impliquant un DRM, qui va nous permettre, par la suite, de bien positionner notre travail. Ensuite les principaux facteurs d’accidents seront exposés. Cette partie est largement appuyée par quelques données statistiques sur la sécurité routière des DRM (accidents, blessés, tués...) récoltées ces dernières années. La seconde partie, dresse un état de l’art sur les aides à la conduite existantes et en développement pour l’amélioration de la sécurité routière relative aux DRM. Quelques réflexions, dans le sens de l’amélioration de la sécurité des DRM, seront également exposées. Ce chapitre s’achève par l’état d’avancement de la recherche sur les deux-roues à moteur en présentant, notamment, les principaux projets de recherche réalisés ou en cours de réalisation.

Chapitre 2 - Modélisation du système V-I-C (Véhicule-Infrastructure-Conducteur) : L’objectif du chapitre est double. En effet, il nous permet, dans un premier temps, de faciliter

l'appréhension de l'ensemble des effets et forces à l'origine du comportement spécifique et complexe des véhicules à deux roues motorisés ainsi que les divers phénomènes intervenant lors de la synthèse d'un modèle mathématique, cela nous permettra de quantifier toutes les grandeurs physiques pertinentes qu'il faudra mesurer par des capteurs adéquats ou reconstruire via des observateurs. Dans un second temps, on exposera la modélisation dynamique du système V-I-C (Véhicule-Infrastructure-Conducteur), l'objectif est d'établir un modèle de véhicule qui représente de façon réaliste son comportement dynamique en interaction avec l'environnement et son conducteur.

Chapitre 3 - Observation des États Dynamiques du Véhicule et des Entrées Inconnues : Ce chapitre débute par faire un tour d'horizon sur le concept de l'observabilité et d'observateurs pour les systèmes linéaires. On donne en particulier une synthèse détaillée de l'observateur proportionnel intégral (PI) à synthèse H_∞ . La suite est dédiée à l'application de ce dernier pour l'estimation d'une partie du vecteur d'état et des entrées inconnues : dévers de la route, moment de lacet et force du vent, en considérant différents cas d'étude. On donne pour chaque estimation les résultats et les erreurs obtenus en simulation.

Chapitre 4 - Analyse de la Dynamique Limite et Alerte aux Pertes de Contrôle : Ce chapitre constitue le cœur de ce travail de thèse, l'objectif étant le développement d'une assistance à la conduite répondant aux problèmes d'accidentologie soulevés dans la première partie, notamment celui lié au guidage en courbe. La définition de l'assistance se basera sur le développement d'un nouveau modèle de vitesse maximale en virage qui tient compte des trois acteurs de la conduite (véhicule, infrastructure et conducteur). L'influence du triplet V-I-C, sur le profil de vitesse limite, sera également explicitée, elle sera suivie par la procédure de génération d'alerte sur un horizon temporel déterminé. Enfin, l'affichage de l'alerte se fait via une interface réalisée sous LabVIEW. Ce chapitre englobera l'ensemble des connaissances et résultats obtenus durant les chapitres précédents (Chapitre 1 et Chapitre 2).

Chapitre 5 - Plate-Forme Expérimentale : Ce dernier chapitre portera sur la mise en œuvre de la plate-forme expérimentale, deux objectifs sont alors fixés. Le premier est de valider un modèle mathématique du véhicule prototype (Scooter), en identifiant les paramètres dimensionnels via des campagnes de mesures directes et indirectes puis, la réalisation du modèle CAO sous SolidWorks va nous permettre de récupérer les propriétés massiques et inertielles propre au scooter. Le second objectif est la réalisation d'une architecture capteurs adaptée au scooter. Pour ce faire, un exposé général de l'instrumentation du véhicule expérimental utilisé est présenté, il détaille le choix des capteurs et la procédure d'instrumentation. Une interface globale d'enregistrement multi-capteurs sera par ailleurs donnée. Elle servira d'interface utilisateur lors d'essais de validation sur piste.

Ce chapitre s'achève par le dépouillement des résultats issus des enregistrements multi-capteurs.

Les trois annexes, donneront quelques détails complémentaires utiles à la compréhension du manuscrit.

L'Annexe A, donne quelques résultats sur Inégalités Linéaires Matricielles (LMIs). L'Annexe B, est consacrée à la problématique de positionnement par poulies courroies. Enfin, l'Annexe C, présente les résultats d'identification du modèle CAO du scooter modélisé par un seul corps rigide.

Chapitre 1

Accidentologie et Sécurité Routière des DRM : État de l'Art

Sommaire

1.1	Introduction	9
1.2	Défaillances propres aux véhicules à deux roues	10
1.3	Classification des types d'accidents d'un DRM	10
1.3.1	Les accidents de type "perte de contrôle"	11
1.3.2	Les accidents avec "interaction" multi-usagers	11
1.4	Principaux facteurs d'accidents	12
1.4.1	L'infrastructure et l'accidentalité	12
1.4.2	La vitesse et l'accidentalité	13
1.4.3	Les obstacles fixes et leur risque	14
1.5	Les mesures préventives et les possibilités de progrès	14
1.5.1	En terme d'infrastructure	14
1.5.2	En terme de véhicule et d'équipement de sécurité	15
1.5.3	En terme de politique de prévention et de formation	21
1.5.4	En terme de politiques de transport	21
1.5.5	En terme de sanction : "contrôle-sanction" automatisé	22
1.6	Projets de recherche autour des deux-roues motorisés	22
1.7	Conclusion	24

1.1 Introduction

Le deux-roues motorisé (DRM) constitue un moyen de déplacement de plus en plus convoité, notamment pour sa capacité d'esquiver les engorgements de trafic. Mais le DRM reste encore à ce jour, malgré une baisse générale de l'accidentalité, un mode de transport particulièrement risqué qui classe ses utilisateurs dans la catégorie des usagers très vulnérables. Le nombre de conducteurs de DRM victimes d'accidents représente en France plus de 23% du total des tués (15% pour l'ensemble de l'Europe) et 40% du total des blessés [14], alors même que l'on estime à 1.5% la part de ces véhicules dans le trafic total, en termes du nombre de kilomètres parcourus [14]. Le risque d'être tué est ainsi de 14 pour 100 millions de personnes-kilomètres, soit 20 fois plus qu'en voiture. Et plus élevé encore - de l'ordre de 50 fois plus - est le risque d'être

victime de blessures graves dont on gardera un handicap [15].

Et malgré les campagnes de sensibilisation et les mesures prises ces dernières années, la situation des DRM continue globalement à se dégrader. En effet, on enregistre, pour la seule année de 2009, une augmentation de taux d'accidents mortels en France de (+10%) alors que au même moment le nombre de personnes tuées sur la route a diminué de 4% [15].

Ces statistiques alarmantes attestent d'un réel besoin de recherche sur l'origine de cette forme d'insécurité. En effet, il faut prendre en compte que les DRM est une catégorie à part dans l'espace routier. Cette catégorie est caractérisée par un comportement dynamique spécifique constamment à la limite de stabilité. Leurs gabarits et performances engendrent des difficultés particulières d'interaction avec les autres usagers de l'espace routier.

Ce chapitre est scindé en deux parties majeures : la première (Sec. 1.2, 1.3 et 1.4) portera principalement sur l'accidentologie des véhicules à deux roues dans le trafic routier où on présentera les défaillances propres ainsi qu'une classification des accidents impliquant un DRM. Cela nous permettra, par la suite, de bien positionner notre travail. Les principaux facteurs d'accidents seront exposés dans la section 1.4. Cette partie s'appuie largement sur quelques données statistiques sur la sécurité routière des DRM (accidents, blessés, tués...) récoltées ces dernières années.

La seconde partie (Sec. 1.5 et 1.6), dresse un rapide état de l'art des aides à la conduite existantes et en développement pour l'amélioration de la sécurité routière relative au DRM. On énoncera notamment, quelques réflexions sur des éventuels progrès attendus en terme de sécurité, que pourront nous offrir les acteurs impliqués dans la sécurité routière, à savoir : les usagers, les gestionnaires de l'infrastructure, les équipementiers et les pouvoirs publics. Cette partie s'achève avec la section 1.6 qui relate l'état d'avancement de la recherche sur les deux-roues à moteur en présentant succinctement les principaux projets de recherche réalisés ou en cours de réalisation.

1.2 Défaillances propres aux véhicules à deux roues

Les défaillances auxquelles sont confrontés les conducteurs de DRM sont de nature diverse et se différencient sensiblement de celles rencontrées par les automobilistes. De façon générale, ces défaillances peuvent être liées soit à un défaut d'anticipation (erreurs de pronostic) au moment d'engager certaines manœuvres comme le dépassement, soit liées au contrôle de leur véhicule, notamment lorsqu'ils sont confrontés à une infrastructure non adaptée ou que celle-ci contient des irrégularités préjudiciables pour un DRM [2].

D'une manière générale, l'origine des défaillances peut être l'œuvre de variables endogènes (le manque d'expérience, le choix d'une vitesse trop élevée, l'adoption d'un style de conduite risqué) ou exogènes (la manœuvre atypique et inattendue d'un autre usager, les difficultés d'infrastructure).

1.3 Classification des types d'accidents d'un DRM

Les DRM regroupent une grande diversité de véhicules, d'usages et d'usagers, qui nécessite une étude approfondie pour identifier les différents problèmes rencontrés dans l'espace routier. La

littérature spécialisée [2], classe les accidents impliquant un DRM dans deux grandes catégories : accidents par perte de contrôle et les accidents d'interaction avec le trafic.

1.3.1 Les accidents de type “perte de contrôle”

Un accident de type “perte de contrôle” est un accident dans lequel seul le conducteur du DRM intervient dans le basculement en situation d'accident même si ensuite au cours de la situation d'urgence il y a une collision avec un autre véhicule. Quand la perte de contrôle est causée par le dépassement des capacités dynamiques du système conducteur-véhicule-infrastructure, on parlera de perte de contrôle dynamique par opposition aux pertes de contrôle liées au problème de guidage (interruption des fonctions de guidage).

Le tableau 1.1 décrit les événements à l'origine de la perte de contrôle pour les cyclomotoristes et les motards [164].

TABLE 1.1 – Eléments explicatifs des défaillances des DRM en perte de contrôle

Eléments explicatifs des défaillances des DRM	Moto	Cyclomoteur
Vitesse inadaptée à la situation	38.1%	55.8%
Vitesse supérieure à la législation	17.2%	3.7%
Prise de risque	25.8%	27.7%
Faible expérience de la conduite	25.8%	21.8%
Défaut d'attention (surexpérience du trajet)	15.5%	28.1%
Tracé difficile (virage serré, etc.)	25.8%	22.9%
Aménagements favorisant la prise de vitesse	12%	0%
Défauts des aménagements (atypiques, peu lisibles, etc.)	8.6%	0%
Perturbations environnementales	5.2%	0%
Consommation de cannabis	0%	7.4%
Visibilité limitée par l'infrastructure	2%	9.6%
Chaussée dégradée	6.9%	18.5%

1.3.2 Les accidents avec “interaction” multi-usagers

Un accident de type “interaction” est un accident dans lequel le conducteur du DRM est en interaction avec au moins un autre usager au moment de la rupture, qu'il y ait ensuite collision avec un autre véhicule ou pas. Ce type représente 76% des accidents. Parmi ce pourcentage, 74% ont eu lieu en agglomération et le reste étant hors agglomération. Les cyclomoteurs participent dans 32% des cas, les motos légères (cylindrée $< 125\text{cm}^3$) dans 18% des cas et enfin les motos dans 50% des cas.

Notons que dans la majorité (67.1%) des accidents à plusieurs véhicules, les motocyclistes ne sont pas à l'origine de la perturbation accidentogène, mais contribuent néanmoins à la dégradation de la situation par le mode de conduite adopté (48.2% des cas) [164]. En revanche, les

cyclomotoristes sont dans plus d'un cas sur deux (53.6%) à l'origine de la perturbation qui va mener à l'accident et y contribuent plus indirectement dans 28.7% des cas [164].

1.4 Principaux facteurs d'accidents

Dans cette section, on discutera des principaux facteurs intervenant dans les accidents des DRM, afin de bien positionner ce travail de thèse ainsi que justifier son orientation.

1.4.1 L'infrastructure et l'accidentalité

L'infrastructure est un facteur déterminant dans la conduite et dans l'accidentalité des deux-roues motorisés, plus encore que pour les voitures [6]. Ce type de véhicule ne disposant que de deux roues pour assurer le contact avec la route, l'adhérence mobilisable doit être, optimale afin de garantir un bon équilibre dans les conditions de roulage et dans les situations d'urgence. Certaines conceptions des infrastructures sont source d'insécurité pour l'ensemble des usagers et peuvent avoir des effets accrus en termes de sécurité pour les DRM, du fait de leur vulnérabilité. Ainsi, l'environnement est en cause dans 7.7% des cas d'accidents de DRM [1]. Dans 6.2% des cas étudiés dans l'étude MAIDS [8], un défaut de conception de la route était présent, et directement en cause dans 53% de ces cas. 15.9% des cas étudiés impliquaient un défaut d'entretien de la route, et 6.1% un danger temporaire lié à la gestion du trafic.

On peut donc distinguer deux catégories de problèmes relatifs à l'infrastructure : ceux susceptibles de provoquer la perte d'adhérence indispensable à l'équilibre du deux-roues, et ceux susceptibles de provoquer des blessures ou de les aggraver en cas de choc.

Dans ce qui suit quelques éléments souvent cités sur les contextes d'accidentalité des DRM en lien avec l'infrastructure et divers aménagements urbains, sont fournis.

Les virages

Le conducteur de DRM est particulièrement vulnérable en courbe, du fait de la nécessité d'incliner le véhicule pour contrer les forces centrifuges. Cependant, changer de trajectoire en courbe est une manœuvre délicate (de même que le freinage en courbe). L'inclinaison de la moto augmente les chances de dérapage, surtout en présence d'un revêtement dégradé, de gravier, d'huile au sol, de conditions météorologiques défavorables, etc. Les auteurs dans [9], ont recensé 57% de cas d'accident véhicule seul, dans des situations de virage sur les 6448 cas étudiés. Les facteurs responsables sur la survenue d'accidents en virage sont de plusieurs types [1] : différence entre la vitesse d'approche et la vitesse admissible en courbe, manque de prévisibilité de la courbe (manque de signalisation), manque de visibilité sur la courbe, réduction de rayon dans la courbe, longueur de la courbe, etc.

Les intersections

Le problème principal des accidents, qui surviennent en intersection, est lié à la présence de masques à la visibilité, qui font partie de l'aménagement de l'infrastructure (voies spécifiques avec présence d'un véhicule en masquant un autre, etc.) ou à la présence d'obstacles fixes (panneaux de signalisation, bâtiments et arbres pouvant obstruer la ligne de mire). Les auteurs dans [1], signalent 38% des cas accidents en intersection, soit un taux de mortalité de 2.5. Ces problèmes peuvent s'expliquer par le fait que les intersections sont généralement conçues sur la seule prise en compte des véhicules à 4 roues.

L'urbain

Les zones urbaines constituent la part de lion des accidents impliquant un véhicule à deux roues [1]. En effet, la conception des infrastructures urbaines roulantes, à perspective visuelle dégagée, comportant des voies larges et multiples, favorise les dépassements et les remontées de files. Elle contribue également, au choix des trajectoires directes et au maintien d'une vitesse élevée dans ces lieux potentiellement sources de conflits [5].

Les ronds-points

Il s'agit des giratoires, qui sont conçus d'une manière fluide (notamment avec un angle d'entrée important). Ils favorisent la conduite à vitesse excessive. Des problèmes liés à la visibilité du DRM peuvent apparaître dans les giratoires, notamment en présence d'un trop faible angle d'entrée, ce qui est d'autant plus problématique lorsqu'il entre à vitesse élevée et coupe les trajectoires [5].

L'adhérence de la chaussée

Un véhicule à deux roues peut facilement entrer en phase de perte de contrôle par un simple changement de surface de la chaussée. Un tel changement compresse et décompresse rapidement les suspensions, ce qui réduit l'adhérence entre la roue et la chaussée. D'autres éléments comme les inhibiteurs de vitesses, les ralentisseurs et les marquages au sol (dans la mesure où ils ont rarement les mêmes propriétés de résistance au dérapage que la surface de la route environnante), peuvent également provoquer une grosse perte d'adhérence, particulièrement à vitesse élevée. Pour illustrer l'importance de l'adhérence, une étude a été menée aux États-Unis entre 2001 et 2004, qui révèle pas moins de 97% des accidents mortels en tant que véhicule seul sont survenus sur route mouillée [9]. En 1999, une étude en Grande-Bretagne a rapporté que les DRM sont plus susceptibles que les voitures de dérapage à la fois sur routes sèches (17.9% de dérapage contre 10.4 pour les voitures) et humides (26.2% contre 18.6% pour les voitures), et sont particulièrement vulnérables en présence de boue ou d'huile sur la chaussée (66.4% contre 52,3%) [17].

Les gênes à la visibilité

Ce point est également très important, il est discuté en partie dans les sections précédentes. Il constitue une cause fréquente d'accidents de DRM [8]. Le problème est souvent lié à la présence d'objets fixes, même petits (panneaux de signalisation, etc.), qui peuvent obstruer la vue du conducteur [10], ce qui aura encore une fois des répercussions d'autant plus fortes que le véhicule est moins détectable. Il est à signaler que la gêne occasionnée n'est pas systématiquement un facteur déclenchant des accidents, mais elle constitue néanmoins un facteur aggravant que différentes mesures préventives pourraient permettre d'atténuer [5].

1.4.2 La vitesse et l'accidentalité

Le dépassement des limitations de vitesse, même s'il fut en recul depuis 2005, reste un comportement de masse sur la route : tous réseaux confondus, plus de 40% des automobilistes, plus de 50% des conducteurs de poids lourds, et plus de 60% des motocyclistes sont concernés [13]. Il semble qu'une grande part d'accidents de conducteurs de motocyclettes tués soit liée à la vitesse, comparativement aux accidents entraînant des blessures plus légères. Ainsi, selon Samaha et al [18], le facteur vitesse a participé dans 39.5% des accidents mortels et 27.1% des accidents

graves, contre 13.7% des accidents sans blessures (recensement de la police des États Unis entre 1992 et 2004). Shankar [19] va également dans ce sens, en affirmant que plus de la moitié des sorties de route de motocyclettes provoquant un décès du conducteur sont liées au facteur vitesse (57% en 1999 aux USA). Byrd et Parenti [4] ont également relevé que la vitesse est le facteur le plus récurrent et générant le plus fréquemment des blessures à la tête.

1.4.3 Les obstacles fixes et leur risque

Au sein de l'infrastructure, les obstacles fixes en bord de chaussée constituent un risque très élevé des accidents des deux-roues motorisés. Les principaux objets fixes source de danger peuvent être de gravité élevée (glissières de sécurité : 7.4% en France en 2004, les poteaux et panneaux de signalisation : 18.2% en France en 2004 [13]) ou de faible gravité (les bordures de trottoirs). L'étude faite par l'ONISR en 2004 sur l'ensemble des véhicules qui ont percuté des obstacles fixes, révèle que les DRM détiennent la gravité la plus forte (14 tués pour 100 victimes, contre 9.19 pour les voitures de tourisme) [11]. Ces résultats sont en constante augmentation ces dernières années. Enfin ces accidents sont en nombre supérieur : en zone rurale qu'en zone urbaine (20% contre 4%) [1], en courbe (73% des cas) qu'en ligne droite [19].

1.5 Les mesures préventives et les possibilités de progrès

De même que l'automobile, le deux-roues à moteur est un outil de déplacement qui fait partie intégrante du trafic routier. Il doit bénéficier, à ce titre, des mêmes attentions en termes de recherche et d'actions que les autres modes de transport, telle l'automobile. Et cela, d'autant plus que toutes les études s'accordent à dire que c'est de loin, le moyen de déplacement routier le plus dangereux, tel qu'en atteste notamment les taux de mortalité observés en fonction du mode de transport utilisé (Sec. 1.4).

Les mesures à entreprendre, pour accroître la sécurité des DRM, doivent prendre en compte le système dans sa complexité. Ainsi l'objectif de cette section est d'apporter quelques solutions et améliorations en terme de sécurité relative au DRM. En effet, on essayera de dégager des mesures dans le sens de l'amélioration de la sécurité en agissant envers tous (conducteur, gestionnaires, équipementiers, etc.) : du comportement à risque des conducteurs notamment en termes de vitesse aux divers aménagements urbains, et les possibilités d'amélioration suggérées dans la littérature, aux politiques de formation et de prévention, en passant par les éléments de protection.

1.5.1 En terme d'infrastructure

Le problème du gestionnaire de l'infrastructure est de fournir à l'ensemble des conducteurs, quel que soit le type de véhicule, une offre minimale en terme de sécurité routière. Il contribue à diminuer le nombre d'accidents en faisant en sorte que le conducteur perçoit au mieux les difficultés de l'infrastructure. Pour cela, il peut agir sur l'information qui est transmise au conducteur ou sur l'infrastructure elle-même :

- en rendant la signalisation conforme aux dangers qui peuvent être rencontrés ;
- en améliorant les caractéristiques de l'infrastructure.

Les accidents de DRM en lien avec l'infrastructure sont en grande partie causés par le mauvais état de la route (gravillons, gazole, boue,...) que par une mauvaise conception proprement dite [2]. Par contre, si l'infrastructure routière est rarement à l'origine des accidents, ses éléments, notamment les mobiliers et les glissières de sécurité, constituent souvent un facteur aggravant. Le choc avec ces éléments peut provoquer des blessures graves voir mortelles [3]. Cela peut s'expliquer par le fait que lors de la conception des routes, le gestionnaire de l'infrastructure ne tient souvent pas compte des deux-roues motorisés [3].

Il peut y avoir des marges de progrès en matière d'aménagement de l'infrastructure routière pour, si ce n'est diminuer le nombre d'accidents, d'atténuer la gravité. Cela passe la prise en compte des besoins spécifiques des deux-roues motorisés lors de l'élaboration des techniques de conception et d'équipement des voiries, notamment en prodiguant des enseignements aux futurs concepteurs des routes et spécialistes du trafic routier. Cependant les marges de manœuvre restent faibles en la matière. En effet, la voirie est un espace partagé où l'ensemble des usagers et leurs besoins sont à prendre en compte dans l'aménagement de l'infrastructure comme de son exploitation.

1.5.2 En terme de véhicule et d'équipement de sécurité

La fiabilité des véhicules à deux roues motorisés n'est pas à démontrer. En effet, l'étude MAIDS [8] révèle que dans 99% des cas étudiés, il n'y a pas eu de problème technique avant l'accident. De manière générale, les défaillances techniques viennent essentiellement du système de freinage et des pneumatiques. Cependant, il reste à lutter contre le débridage des véhicules, en particulier des cyclomoteurs, le freinage et les parties cycles n'étant pas adaptés à la nouvelle puissance acquise au niveau moteur.

Sécurité passive

En matière de sécurité passive, les progrès à faire sont beaucoup moins évidents. En effet, l'absence de cellule de survie (habitacle) réduit considérablement les marges de manœuvre. Le seul véhicule qui a été proposé disposant d'une cellule de survie offrant un bon niveau de protection du conducteur, est le BMW C1 (Fig. 1.1). Il a été homologué pour pouvoir être conduit sans casque, le conducteur était protégé par des arceaux et retenu à son siège par une ceinture de sécurité. Ce véhicule n'a pas rencontré le succès escompté, notamment pour son coût élevé, et sa production a été stoppée en 2004.

Le casque représente l'accessoire de protection élémentaire pour un véhicule à deux roues motorisé, c'est un équipement de protection obligatoire, pour le conducteur et le passager, depuis 1973 pour les motocyclistes et 1980 pour les cyclomotoristes, le port du casque est une mesure réglementaire, très suivie. En 2006, la Direction de la Circulation et de la Sécurité Routière (DCSR) [166] a observé que plus de 98% des motocyclistes et cyclomotoristes sont casqués en milieu urbain, les résultats étant légèrement inférieurs en dehors des agglomérations. Par ailleurs, l'ONISR [13] relève sur la même période des taux de port du casque de 95% chez les cyclomotoristes conducteurs impliqués dans des accidents contre seulement 92% chez les cyclomotoristes passagers impliqués. Ce taux est de 99% chez les motocyclistes conducteurs impliqués et de 97% chez les motocyclistes passagers impliqués. Des marges de progrès restent donc à faire dans ce domaine malgré déjà de très bons résultats. Au-delà du port du casque, il s'agit de promouvoir encore la nécessité d'avoir un casque aux normes et de l'attacher de manière conforme.

Des progrès peuvent être également obtenus en imposant le port, même en ville, des équipements non obligatoires comme les bottes, les gants, les blousons et les vêtements de protection



FIGURE 1.1 – Le scooter C1 de BMW.



FIGURE 1.2 – Airbag moto (Honda) à gauche et gilet Airbag à droite.

renforcés, qui peuvent réduire considérablement la violence du choc lors de l'accident.

Cependant, la question de l'absorption de l'énergie suite au choc reste problématique. Les automobiles sont aujourd'hui dotées d'habitacles, de pièces déformantes et de coussins gonflables de sécurité protégeant de mieux en mieux leurs occupants. A deux-roues motorisé, il n'en est rien : le corps subit directement le choc et doit absorber des énergies, qui au-delà de 20 km/h, sont obligatoirement traumatisantes voire mortelles.

L'apparition du premier gilet gonflable de type "Airbag" moto en série est due à Honda (Fig. 1.2), qui l'a commercialisé en septembre 2006 sur le modèle "Gold Wing" après plus de 15 ans de développement. En effet, conçu pour absorber l'énergie cinétique d'un corps lancé contre un obstacle, l'airbag, qui a fait ses preuves en automobile, est difficilement adaptable aux véhicules à deux roues motorisés du fait de l'absence d'habitacle et de l'instabilité du véhicule. Cela dit, les airbags de DRM semblent être efficaces à faible vitesse d'impact, jusqu'à 60 km/h [167]. Par ailleurs, ces Airbags ne sont pas exempts d'effets secondaires (effet rebond du conducteur propulsé vers l'arrière). C'est pourquoi les constructeurs et équipementiers mettent aujourd'hui l'accent sur la sécurité active (ABS, CBS, etc.), avant la sécurité passive (airbags, casques, gants, etc.) [2]. Des gilets équipés de sacs gonflables sont toutefois en cours d'expérimentation, mais leur développement est très complexe.

Sécurité Active

Les deux-roues motorisés sont aujourd'hui généralement équipés de freins puissants, mais les utiliser correctement requiert, contrairement à la voiture, de l'expérience et un savoir-faire. En situation d'urgence, le blocage des roues est le phénomène qui pose le plus de problèmes aux conducteurs. De plus ces conducteurs par méconnaissance des techniques optimales de freinage ont tendance à privilégier le frein arrière alors que le frein avant est plus efficace compte tenu du phénomène de transfert de masse.

L'apparition et la généralisation de systèmes avancés d'aide au freinage (antiblocage de type ABS, CBS ou Dual-CBS, Amplificateur de freinage...) (Fig. 1.3) doit permettre de corriger cette situation. Si aujourd'hui seulement 7% [2] des motos en sont équipées, cette part croît fortement, les constructeurs s'étant donnés des objectifs forts en la matière.

Le contrôle automatique de la stabilité (ASC) (Fig. 1.4), technologie présente sur la plupart des voitures, pointe le bout de son nez sur nos deux-roues. Disponible en option sur la plupart des engins très haut de gamme, l'ASC (Anti Slip Control) est déjà connu dans le monde de la voiture sous le nom d'ESP (Electronic Stability Program), mais reste totalement nouveau pour la moto. BMW est et reste le seul initiateur. Pourtant, ce système, peut rattraper des erreurs de conduite entraînant une perte d'adhérence ou bien couplé avec l'ABS donne une plus grande stabilité donc une sécurité en plus lors des freinages d'urgence.

Le respect des limitations de vitesse peut être amélioré par la technologie et l'utilisation de systèmes d'alerte qui peuvent soit être embarqués soit être liés à l'infrastructure.

Les nouvelles solutions technologiques

De nombreux projets de recherche ont pour objet l'amélioration d'une composante des systèmes de sécurité. Ils rendent le développement des assistances précitées possible ou plus aisé. En tant que tel, ils sont directement à relier aux problèmes de sécurité de la conduite.

1. **Les suspensions** : Des progrès peuvent être envisagés en ce qui concerne le comportement dynamique et la tenue de route des deux-roues motorisés notamment en matière



FIGURE 1.3 – ABS sur moto de BMW



FIGURE 1.4 – Automatic Stability Program (ASC) pour moto

de suspension, des systèmes comme ESA (Electronic Suspension Adjustment) proposé en premier par BMW (Fig. 1.5), permet depuis le guidon de gérer le contrôle des amortisseurs en fonction de la charge embarquée, ou encore, l'amortisseur de direction électronique disponible chez la Honda CBR 1000 RR, ce dispositif dispose d'un calculateur, fatalement lui aussi électronique, qui décide de bloquer (par un système hydraulique) plus ou moins la direction, en fonction des oscillations ressenties par la fourche. Néanmoins, ces systèmes sont proposés uniquement sur les versions haute gamme et leur démocratisation reste pour le moins très restreinte.



FIGURE 1.5 – Système ESA sur moto BMW

2. **De nouvelles cartes** : Les systèmes de localisation sur des cartes embarquées se sont fortement développés au cours des dernières années (Fig. 1.6). Actuellement, ces systèmes permettent de définir un trajet et aident le conducteur à se repérer. Disposant de l'information du tracé, il serait relativement simple d'associer certaines caractéristiques. Une connaissance plus précise de l'environnement routier pourrait être alors disponible pour les divers systèmes d'assistance à la conduite. Si, en soi, les cartes facilitent indiscutablement la vie, en revanche, elles posent un problème de sécurité (surtout pour les DRM) en accaparant une bonne partie de l'attention du conducteur.
3. **La cartographie réglable** : Utilisée depuis quelque temps en compétition vitesse, mais aussi en tout-terrain (notamment en enduro où l'arrivée de la puissance doit être souvent contrôlée pour limiter les fréquentes pertes d'adhérence), la cartographie réglable fait son apparition sur la Suzuki GSX-R 1000 en 2007 (Fig. 1.7). Elle offre la possibilité au pilote de sélectionner parmi trois courbes de puissance (conditions mouillées, mixtes et conditions sèches) qu'il définira en fonction de ses propres aspirations.
4. **Accélérateur Drive-By-Wire** : Le traditionnel câble actionnant le papillon des gaz est ici remplacé par un petit moteur électrique contrôlé par le boîtier de gestion électronique du moteur afin d'optimiser le contrôle du volume d'air à l'admission. Cette technologie analyse différents paramètres relatifs à la façon dont le pilote manie la poignée de gaz. Le boîtier électronique adapte alors l'ouverture du papillon de gaz grâce à un moteur



FIGURE 1.6 – Moto équipé d'un GPS



FIGURE 1.7 – Tableau de bord à cartographie réglable sur la Suzuki GSX-R 1000

pour garantir un rendement optimal. Cette technologie est utilisée depuis longtemps dans l'automobile, l'accélérateur électronique (Fig. 1.8) ne permet pas d'avoir des performances optimales, mais permettra d'intégrer plus facilement d'autres raffinements électroniques utilisés en Moto GP comme l'anti-patinage paramétrable, qui permet notamment un meilleur contrôle de la glisse sur l'angle.



FIGURE 1.8 – Accélérateur Drive-by-Wire sur la Yamaha

1.5.3 En terme de politique de prévention et de formation

En matière de sécurité préventive, il est indispensable d'insister sur l'aspect formation et accompagnement des utilisateurs des deux-roues motorisés afin de développer la prise de conscience du risque spécifique induit par l'utilisation d'un deux-roues motorisé et la capacité à l'éviter. Cette formation doit s'appuyer sur une bonne connaissance du rapport conducteur/véhicule en termes de possibilités comme de limites. Dans cette optique, d'énormes progrès peuvent être envisagés notamment, en exploitant la capacité de formation des simulateurs de conduite pour DRM, qui constituent un moyen très efficace à l'apprentissage et à la maîtrise des systèmes d'assistance à la conduite. Aussi, la formation à la conduite de tout véhicule motorisé devrait inclure un volet spécifique sur les motocyclistes (prise en compte et acceptation des spécificités). Enfin des campagnes générales de prévention pourraient être régulièrement développées, incluant tous les usagers de l'espace routier, pour notamment discuter des spécificités propres à la conduite d'un DRM.

1.5.4 En terme de politiques de transport

La souplesse et la rapidité de déplacement des deux-roues motorisés et la congestion croissante des réseaux de transport (voiture, transports collectifs), fait que ce mode de transport est de plus en plus prisé. Le déploiement des DRM répond en effet, à une demande de mobilité mal satisfaite.

A ce sujet, plusieurs facteurs ont contribué à leurs succès :

- le deux-roues motorisé est tout d'abord un mode individuel motorisé très accessible (coûts d'achat modestes, certains DRM ne nécessitent pas l'obtention d'un permis moto),
- les constructeurs ont développé ces dernières années des deux-roues motorisés de plus en plus aisés d'utilisation, adaptés aux déplacements urbains. Il apparaît à ce jour que toute croissance du trafic induit en proportion une croissance du nombre d'accidents.

Il faut faire en sorte que l'usage d'un deux-roues motorisé doit rester le résultat d'un vrai choix et ne doit pas être subi comme l'unique solution pour maintenir sa mobilité face à la congestion ou à l'inexistence d'une autre offre de transport. Cela pousse à revoir les politiques de transport, notamment dans les secteurs où le développement des deux-roues motorisés est manifeste (les centres villes et les cœurs d'agglomération).

1.5.5 En terme de sanction : “contrôle-sanction” automatisé

La vitesse est reconnue, aujourd'hui encore, comme l'un des premiers facteurs d'insécurité sur les routes. Ainsi, selon l'ONISR si tous les motocyclistes respectaient les limitations de vitesse et le taux légal d'alcoolémie, 50% des vies seraient sauvées. Or, des observations montrent que 15% des deux-roues motorisés dépassent de 30 km/h les limitations contre moins de 1% des automobiles. Ce facteur ne suffit souvent pas à expliquer à lui seul les accidents, et d'autres facteurs tels que l'inexpérience des capacités du véhicule et de la conduite, la détectabilité, l'estimation de la vitesse des autres usagers, etc, entrent généralement en jeu [162, 163]. Mais c'est un facteur qui entre de manière spécifique dans les accidents impliquant des deux-roues motorisés.

Une mesure visant à faire diminuer la vitesse et, par conséquent, le nombre et la gravité des accidents de la route a, de longue date, consisté à sanctionner les dépassements de vitesse autorisée. Le “contrôle sanction automatisé”, via des radars fixes ou mobiles, vise à systématiser cette mesure en s'appuyant entièrement sur le numérique. Ce système a été mis en place en France en juin 2003.

1.6 Projets de recherche autour des deux-roues motorisés

Les connaissances sur les deux-roues ont récemment beaucoup progressé. En effet, le Conseil national de la sécurité routière (CNSR, créé en 2001) comporte une commission deux-roues qui a publié ses premières recommandations en mai 2007 et l'ONISR produit régulièrement des rapports sur les deux-roues.

Au sein du PREDIT, de nombreux projets de recherche ont été réalisés sur les risques liés aux deux-roues : Le projet 2RM (accidentologie, usage et représentation des deux-roues motorisés), réalisé entre (2005-2008), se décline en 6 tâches qui appréhendent chacune un aspect particulier des questions liées à la sécurité des deux-roues motorisés.

Ce projet se base sur le recueil de données de l'accidentalité relatives aux DRM qui constitue l'essentiel du projet. Les travaux développés recourent aux Etudes Détaillées d'Accidents (EDA), ainsi qu'aux analyses de PV (procès-verbaux). Les difficultés rencontrées par les conducteurs de deux-roues à moteur sont étudiées du point de vue de la dynamique du véhicule et de l'interaction multi-usagers, notamment par l'étude sociologique des représentations croisées entre conducteurs de DRM et automobilistes.

Le projet SUMOTORI (Sûreté moto risques) a été réalisé entre 2003 et 2006. Il vise à surmonter en partie les insuffisances liées aux systèmes de sécurité active. Son objectif se résume aux trois aspects suivants :

1. Acquérir la connaissance sur le comportement des véhicules de types deux-roues dans les situations précédant l'accident,

2. Prouver la faisabilité des systèmes capables de détecter une situation critique à bord de la moto,
3. Concevoir un simulateur à bord du système afin d'avertir le conducteur et/ou activer les systèmes passifs ou actifs de sécurité.

A cet effet, un Scooter a été instrumenté dans le but de reproduire les situations accidentogènes.

Le projet SIMACOM (simulateur pour la formation à la manœuvre de freinage/évitement) achevé en 2009, il a débouché sur l'instrumentation d'une moto. Les données enregistrées lors d'essais sur piste ont servi au réglage d'un nouveau simulateur moto. L'objectif était, l'évaluation de la faisabilité d'un outil de sensibilisation/formation aux manœuvres d'urgence. Cependant, ce projet n'a pas atteint tous ses objectifs, notamment la phase de validation qui consistait à comparer les comportements observés en conduite réelle et en situations simulées. Ce projet a été mené en partenariat avec les universités d'Orsay (IEF) et d'Évry (IBISC), le CEESAR, Develter Formation et Honda. Ces deux projets ANR-PREDIT (SUMOTORI et SIMACOM) sont consacrés aux pertes de contrôle, pas toujours comptabilisées dans les statistiques d'accidents, ce qui peut conduire à minimiser leur importance.

Réalisé entre (2006-2009), le projet PROMOTO (Amélioration de la protection des motocyclistes par un gilet avec airbag intégré) [169] avait comme objectif d'apporter des solutions en termes de sécurité secondaire pour les utilisateurs des DRM. Ce projet a testé l'efficacité d'un gilet airbag, placé sur la veste du motard. Des simulations sur ordinateur ont permis d'affiner les résultats obtenus lors des crash-tests (chocs avec voiture ou glissade) et améliorer le dispositif de protection.

Développé entre janvier 2003 et avril 2005, Rider (Recherche sur les accidents Impliquant un Deux-Roues motorisé) [2] est un projet financé par le Ministère de la Recherche, la fondation MAIF et le CNSR dont l'objectif était d'une part la collecte d'accidents de DRM et d'autre part, de faire le bilan sur le rôle de certains facteurs sur le mécanisme d'accidents, telles que l'infrastructure, les équipements de sécurité, etc. La synthèse et les conclusions de ce projet ont permis de comprendre et expliquer les défaillances des DRM. Ainsi, des recommandations ont été faites envers les acteurs concernés de la circulation routière (l'utilisateur, l'infrastructure et les équipementiers) pour lutter contre l'insécurité routière impliquant un DRM.

Au niveau européen, la sécurité routière des DRM a été explorée dans le cadre du projet MAIDS (Motorcycle Accident In Depth Study) [8] entre (2005-2008). Ce projet repose sur une étude approfondie de près de 1000 cas d'accidents de deux-roues à moteur dans 5 pays d'Europe. Cette étude pilotée par l'ACEM (Association des Constructeurs Européens de Motocycles) a été réalisée sur 3 ans, avec le soutien de la Commission Européenne.

Cette étude est à la fois la plus détaillée et la plus étendue jamais réalisée dans le domaine des deux-roues à moteur. La France a fait partie des 5 pays où se sont déroulées les enquêtes, avec l'Espagne, l'Italie, l'Allemagne, les Pays Bas. C'est le CEESAR (Centre européen d'études de sécurité et d'analyse des risques) qui s'est chargé de la réalisation des enquêtes en France, sur le département de l'Essonne, représentatif offrant un panel de routes sur des secteurs urbains et ruraux. Ainsi, 921 cas d'accidents offrent, une grande quantité d'informations concernant les caractéristiques générales des accidents de véhicules à deux roues motorisés, telles que la cause de l'accident ou la nature des blessures subies par les conducteurs et les passagers. Les résultats

de cette étude ont servi comme base à l'identification, l'élaboration et la mise en place de nouvelles mesures de sécurité.

Le projet Européen SAFERIDER (2008-2010) avait pour objectif d'améliorer la sécurité des motards en développant des systèmes d'information et d'alerte adéquats. Concrètement, ce projet s'appuie sur les points suivants :

1. Étude de l'intérêt des systèmes "ADAS (Advanced Driver Assistance Systems)/IVIS (In-Vehicle Information Systems)" sur moto pour le confort et la sécurité des conducteurs.
2. Identification des priorités, fondée sur une étude sur l'accidentologie et sur des études en "conduite naturelle".
3. Définition des fonctionnalités, conception de prototype et étude ergonomique.
4. Intégration sur moto ou simulateur pour évaluation des impacts et acceptabilité.

1.7 Conclusion

Ce chapitre a traité l'accidentologie relative au DRM et les possibilités de progrès dans le sens de la diminution de nombre des tués sur la route. Nous avons vu que cela nécessite une étude approfondie regroupant les différentes catégories des véhicules à deux roues (cyclomoteur, moto, motocyclette...). Toutefois, pour une meilleure lutte contre l'insécurité routière impliquant un DRM, il convient de différencier les accidents par perte de contrôle et ceux par interaction multi-usagers. Dans ce sens, les données statistiques sur l'accidentalité des DRM, permettent de nous renseigner sur les mécanismes à l'œuvre dans l'insécurité spécifique à laquelle sont confrontés cette catégorie d'utilisateurs dans le système de circulation.

Malgré les réponses apportées par les différents acteurs de la sécurité routière, il reste encore des efforts à réaliser dans divers domaines pour faire décroître significativement les taux d'accidents des DRM. En ce qui concerne l'infrastructure, on a vu que d'énormes progrès restent à faire, notamment la prise en compte des usagers des DRM dans la conception et l'aménagement des infrastructures (indications citées ci-dessus). Des progrès restent également à réaliser par les pouvoirs publics pour permettre de modérer le développement de ce mode de déplacement, en proposant une politique de transport alternative. En ce qui concerne les équipementiers, de nombreux systèmes de sécurité (primaire et secondaire) ont été développés, soit pour atténuer la gravité en cas d'accident (c'est le cas des systèmes passifs), soit pour améliorer le contrôle de la trajectoire du véhicule et le confort de l'exercice de conduite (systèmes actifs). De nouveaux systèmes ont vu le jour ces dernières années, dont il convient de faire un bilan critique, en relation avec leur utilité et adaptabilité sur ce genre de véhicules. Enfin, les dispositifs de contrôle sanction automatisé ont malheureusement démontrés leurs limites et manques d'efficacité vis-à-vis des DRM.

Les différents projets de recherche réalisés ou en cours de réalisation ont pour objectif de multiplier les actions autour de la catégorie des DRM pour une meilleure offre de sécurité.

Pour notre part, on s'assigne comme objectif le développement d'une assistance au conducteur qui s'inscrit dans la catégorie des aides préventives (Chap. 4), elle se matérialise par une alerte au conducteur sur une éventuelle perte de contrôle caractérisée par l'évolution au-delà de la dynamique limite. La catégorie d'accident ciblée est celle par perte de contrôle qui s'opère en situation de virage, du fait qu'elle constitue une portion non négligeable des accidents des DRM.

Le système d'alerte que nous développerons sera fondé sur une connaissance de l'évolution dynamique et paramétrique du véhicule qui sera représenté par son modèle mathématique. Il tiendra compte également du conducteur, notamment par l'adhérence qu'il s'autorisera de mobiliser, et de la géométrie de la route.

Le chapitre suivant aura comme objectif de donner quelques notions sur le comportement dynamique spécifique des véhicules à deux roues, notamment dans les situations de virage. Elle sera suivie d'une modélisation cinématique et dynamique complète du système V-I-C (Véhicule-Infrastructure-Conducteur).

Chapitre 2

Modélisation du Système V-I-C (Véhicule-Infrastructure- Conducteur)

Sommaire

2.1	Introduction	28
2.2	Descriptif d'un véhicule à deux roues	29
2.2.1	Le châssis	29
2.2.2	Les suspensions	30
2.2.3	Les freins	30
2.2.4	La motorisation	30
2.2.5	La transmission	30
2.2.6	Roues et pneus	30
2.2.7	Aérodynamisme	31
2.3	La géométrie d'un véhicule à deux roues	31
2.3.1	L'angle de chasse	31
2.3.2	L'empattement	32
2.4	Analyse du comportement dynamique d'un deux-roues : Aspects généraux	32
2.4.1	Equilibre de roulis en virage stabilisé	32
2.4.2	Angle de dérive global	35
2.4.3	Déficit en poussée latérale	36
2.4.4	Déhanchement du pilote	36
2.4.5	Equilibre latéral complet en virage stabilisé	37
2.4.6	Equilibre latérale	38
2.5	Différences entre conduite moto et conduite automobile	40
2.6	Étude dynamique des bicycles à travers l'Histoire	41
2.7	Modélisation cinématique d'un véhicule à deux roues	43
2.7.1	Définition des repères utilisés	44
2.7.2	Relation de changement de repère	45
2.8	Modélisation dynamique	48
2.8.1	Calcul du moment dynamique	48
2.8.2	Expression de l'accélération	49

2.8.3	Angle de direction effective	49
2.8.4	Vitesse aux points de contact pneumatiques-chaussée	50
2.8.5	Forces et moments extérieurs agissant sur le motocycle	50
2.9	Bilan des moments	56
2.9.1	Moment de roulis	57
2.9.2	Moment de lacet	58
2.9.3	Moment de direction	58
2.10	Modèle paramétrique de type “formule magique”	58
2.10.1	Effort longitudinal à glissement longitudinal pur	59
2.10.2	Effort latéral à angle de dérive pur	59
2.10.3	Moment d’auto-alignement à angle de dérive pur	60
2.10.4	Comportement couplé	60
2.11	Modèles simplifiés du motocycle	60
2.11.1	Modèle longitudinal pur	61
2.11.2	Modèle latéral pur	62
2.11.3	Modèle Latéral-Longitudinal couplé non-linéaire	64
2.12	Modélisation du conducteur	65
2.12.1	Bref état de l’art	65
2.12.2	Modélisation mathématique du conducteur	67
2.12.3	Temps de réaction du conducteur	69
2.12.4	Adhérence mobilisée par le conducteur	69
2.13	Modélisation de l’infrastructure	70
2.13.1	Dévers	70
2.13.2	Pentes et rampes	71
2.13.3	Courbure	71
2.14	Interface de simulation d’un véhicule à deux roues développée sur MATLAB/SIMULINK et LabVIEW	73
2.15	Simulation du modèle non-linéaire du couple véhicule-conducteur	74
2.16	Conclusion	76

2.1 Introduction

Le chapitre précédent (Chap. 1), a décrit les difficultés des deux-roues à moteurs dans le trafic routier qui se manifestent par un taux de mortalité très fort, et mis en évidence l’intérêt des progrès à faire pour la réduction des accidents. Actuellement, le point est mis sur le développement de nouveaux systèmes de sécurité pour les deux-roues à moteur, dans le but de réduire l’accidentologie impliquant un DRM.

Notre objectif, étant de concevoir un système d’alerte aux pertes de contrôle qui surviennent dans les situations de virage. Pour y parvenir, il est nécessaire de disposer d’un modèle mathématique traduisant plus ou moins fidèlement son comportement dynamique. Cependant, la moto est un système dynamique assez complexe dont la modélisation mathématique est délicate. Son comportement est fortement influencé par des facteurs dépendants ou indépendants de sa structure. L’influence externe est liée principalement à la caractéristique du contact pneu/chaussée. En fait le pneumatique, élément déterminant dans la dynamique d’un véhicule, supporte la charge de celui-ci et permet grâce à l’adhérence de générer les forces de guidages latérales et

longitudinales assurant son mouvement.

Lorsqu'on s'apprête à modéliser mathématiquement un véhicule, on s'intéresse à la dynamique des constituants le composant (moteur, châssis, suspension, direction,...). La modélisation de l'ensemble de ces éléments s'avère très délicat pour traduire le comportement du véhicule par des équations mathématiques. Toutefois, pour des raisons de faisabilité, la modélisation peut être simplifiée (adaptée) pour cibler une application particulière. Dans ce cas de figure, le comportement du véhicule est décrit par une modélisation modulaire caractérisant uniquement la dynamique sollicitée.

Ce chapitre regroupe deux grandes parties. Dans la première (Sec. 2.2, 2.3 et 2.4), on commence par énumérer les principaux éléments nécessaires à la modélisation du véhicule. Ainsi, nous allons donner une description de la structure du véhicule suivie d'une analyse dynamique pour caractériser les principales variables dynamiques du modèle nominal et les divers phénomènes intervenant dans son calcul. Nous tenterons d'interpréter physiquement ces phénomènes de base à l'origine du comportement spécifique et complexe des DRM, notamment en courbe, et de montrer la difficulté du problème.

La deuxième partie de ce chapitre, commence par un bref état de l'art sur l'étude des comportements des véhicules à deux roues (bicycle) jusqu'à ce jour, dont les avancées significatives dans ce domaine seront présentées dans l'ordre chronologique.

La suite est consacrée à la modélisation proprement dite d'un véhicule à deux roues. On présentera dans un premier temps les repères utilisés pour déterminer les différentes quantités géométriques et cinématiques du véhicule (Sec. 2.7). Puis, la modélisation dynamique est donnée dans les sections 2.8, 2.9 et 2.10, les bilans des forces et des moments seront présentés et discutés, ainsi que l'interface roue/sol. Le modèle complet et des modèles simplifiés (latéral pur et longitudinal pur) seront ensuite synthétisés dans la section 2.11. La section 2.12 sera consacrée à la modélisation du conducteur, notamment par son temps de réaction et l'adhérence mobilisée. Finalement, l'infrastructure dans laquelle le système pilote-moto navigue, sera caractérisée par les éléments (dévers, courbure, pente) qui influencent le comportement du véhicule (Sec. 2.13). On terminera par la section 2.16 qui dressera quelques conclusions.

2.2 Descriptif d'un véhicule à deux roues

Un véhicule à deux roues est une structure mécanique composée de plusieurs éléments. Le moteur et les transmissions génèrent les efforts de traction et assurent leur transmission aux roues. Le châssis, la suspension et la fourche de direction ont pour vocation de guider le véhicule, la transmission des forces de traction et de freinage tout en assurant le confort du conducteur. Le châssis est destiné à abriter l'ensemble des éléments et permet de supporter et de transmettre les efforts nécessaires au roulement de la moto. Les forces de freinage sont produites par le dispositif de freinage.

La section suivante détaille les principaux organes composant ce type de véhicule.

2.2.1 Le châssis

Le châssis fait office du support, il assure la liaison entre les différents éléments (direction, selle, moteur, etc.) en prenant appui sur les roues par l'intermédiaire des suspensions. Par souci

de stabilité, les constructeurs s'arrangent à positionner volontairement le moteur près du sol, afin d'obtenir un centre de gravité bas. Le châssis encadre souvent le moteur et le réservoir d'essence.

2.2.2 Les suspensions

Le mécanisme de suspension est composé généralement des éléments suivants : ressort (ou de l'air sous pression), amortisseur ainsi que les différents organes géométriques et structurels assurant la liaison roue/châssis. L'objectif d'un tel dispositif pour un véhicule à deux roues est d'isoler la structure générale du véhicule vis-à-vis des sollicitations externes liées essentiellement aux irrégularités de la route. Ainsi, l'élasticité de l'articulation permet d'assurer le confort du conducteur et la tenue de route. Quant aux amortisseurs, ils servent à amortir les oscillations.

2.2.3 Les freins

Un motorcycle peut comprendre plusieurs types de frein, les principaux sont :

1. les freins à disque, où une pince (étrier) munie de plaquettes serre fortement un disque. Ils se caractérisent par leur puissance et l'absence de l'effet autobloquant des tambours et donc moins de risque de blocage de roue.
2. les freins à tambour. Le freinage est réalisé dans ce cas-là par des mâchoires qui s'écartent à l'intérieur d'un cylindre. Ils sont utilisés, la plupart du temps, sur la roue arrière. Ce type de frein se caractérise par le manque de puissance et de précision.

2.2.4 La motorisation

Le moteur est, sans doute, l'organe qui a connu le plus de développement durant ces dernières années. Sa position peut prendre plusieurs configurations : entre les jambes du motard, au-dessus de la roue avant, dans la roue avant, dans la roue arrière, ou à côté de la roue arrière (Scooter). L'axe de rotation du moteur peut être longitudinal ou transversal.

Plusieurs types de moteurs existent (monocylindres, bi-cylindres, tri-cylindres, quadri-cylindres et des six cylindres). Il est à noter que le comportement d'une moto est fortement influencé par cette notion de cylindrée.

2.2.5 La transmission

Un câble ou un circuit hydraulique, assure la transmission d'effort entre le levier d'embrayage et le mécanisme d'embrayage. Pour accélérer le véhicule, on tourne la poignée d'accélération, contrôlée par la main droite, vers le bas. Les motos possèdent généralement cinq ou six vitesses qui peuvent être transmises à la roue arrière de différentes manières : une courroie, une chaîne ou un arbre, muni la plupart du temps d'un cardan.

2.2.6 Roues et pneus

Le pneumatique constitue un élément primordial lors de la conduite moto, étant donné que tous les efforts de guidage, notamment lorsque la moto est penchée, sont générés au point de contact roue/sol. Un même type de pneu doit être utilisé pour le pneu avant et arrière : deux diagonaux ou deux radiaux. A ce sujet, il existe plusieurs variétés de pneus correspondant à l'utilisation de la moto. Toutefois, on distingue trois principales catégories :

1. Pneu route (gomme dure) : il offre une longévité indéniable avec une moyenne de 20000 km ;

2. Pneu tourisme (gomme mi-tendre) : le plus courant, il offre un compromis entre longévité et adhérence. La durée de vie de la gomme est de 12000 km environ ;
3. Pneu sport (la gomme tendre) : il se caractérise par une adhérence optimale mais la durée de vie de la gomme est très courte.

2.2.7 Aérodynamisme

Comme tout objet se déplaçant dans l'air, un motorcycle est exposé à un ensemble d'efforts aérodynamiques dont le torseur, calculé au centre de pression du véhicule, se résume à la traînée longitudinale et transversale. Cette dernière, limite la vitesse de la moto. Dans ces conditions, le maître-couple augmente et le motard est projeté du guidon vers l'arrière. Afin de limiter l'effet de ces forces aérodynamiques, un pare-brise est parfois placé à l'avant de la moto et permet aussi de protéger le motard du vent.

2.3 La géométrie d'un véhicule à deux roues

La figure 2.1 présente un schéma simpliste d'un véhicule à deux roues [141, 142], mettant en exergue les caractéristiques géométriques essentielles, à savoir l'empattement et l'angle de chasse.

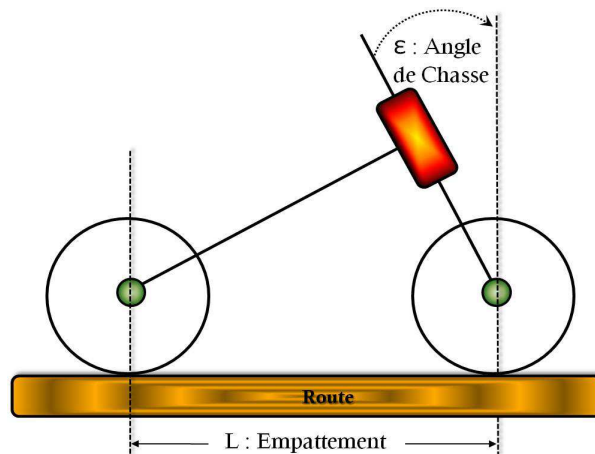


FIGURE 2.1 – Géométrie d'une moto.

2.3.1 L'angle de chasse

Pour faire simple, une moto se compose de deux roues en contact avec le sol. Pour que la roue avant tourne et face virer la moto, il faut que le guidon tourne autour de son axe, que l'on peut représenter par une liaison pivot. L'angle que fait le guidon avec la perpendiculaire de la roue au sol, au point de contact avec la roue, s'appelle l'angle de chasse noté ϵ . Cet angle de chasse influe sur le comportement routier de la moto. Plus cet angle est faible, plus la moto sera maniable, mais cela pourra engendrer des guidonnages. Inversement plus l'angle sera grand, plus la moto sera stable mais moins maniable.

2.3.2 L'empattement

La deuxième caractéristique importante de la moto est l'empattement. Il joue un rôle sur la stabilité. Plus l'empattement sera grand, plus la moto sera stable, mais plus elle sera difficile à contrôler latéralement. Plus l'empattement sera court, moins la moto sera stable, mais plus le contrôle latéral sera facile.

2.4 Analyse du comportement dynamique d'un deux-roues : Aspects généraux

La structure originale des deux-roues à moteur entraîne un comportement spécifique complexe et généralement mal connu. Nous tenterons ici d'expliquer les phénomènes de base et de montrer la difficulté du problème.

La liaison au sol est assurée par les deux aires de contact des pneumatiques qui sont alignées longitudinalement. D'une manière générale, le comportement est fortement influencé par l'inclinaison latérale et les propriétés du pneu qui les différencie fondamentalement de celui des automobiles. A ce sujet, les notions classiques du comportement des véhicules à quatre roues se trouvent complètement inapplicables.

2.4.1 Equilibre de roulis en virage stabilisé

Pendant les situations de virage, l'ensemble pilote + moto doit s'incliner vers l'intérieur du virage d'un angle appelé roulis (ϕ) (Fig. 2.2), pour assurer l'équilibre en virage et ainsi faire face aux forces centrifuges (très forte en moto), qui tente de le projeter en dehors du virage. Sur chaussée horizontale, cet angle est lié, en première approximation, à l'accélération latérale qui permet de négocier des virages.

Dans des conditions d'adhérence parfaite, la qualité des gommages des pneumatiques fait que l'accélération latérale maximale que l'on peut obtenir avec des motos moyennes est de l'ordre de 1 g, avec une inclinaison proche de 45°, cela explique en partie que les deux-roues à moteur frottent par terre avant la limite d'adhérence des pneumatiques.

Propriétés dynamiques des pneumatiques de moto

D'une manière générale, la stabilité des véhicules est conditionnée par les propriétés dynamiques des pneumatiques qui jouent un rôle fondamental. Pour les deux-roues motorisés, ce rôle semble encore plus important. En effet, sous la charge verticale, la déformation du pneumatique donne naissance à une aire de contact ovale. Lorsque la roue roule, les propriétés d'adhérence roue/sol dans cette aire de contact, et les déformations complexes de l'ensemble de la carcasse, influe sur le comportement des pneumatiques.

La poussée latérale est générée essentiellement par la poussée de carrossage et la poussée de dérive.

La poussée de carrossage

La poussée de carrossage est obtenue quand une roue en roulement, s'incline transversalement. L'angle obtenu est appelé "angle de carrossage". La poussée de carrossage est nulle pour un angle de carrossage nul. Toutefois, la croissance de la poussée est sensiblement linéaire avec l'angle jusqu'à 30° (Fig. 2.3). La rigidité de carrossage C_γ est définie comme la pente de la courbe

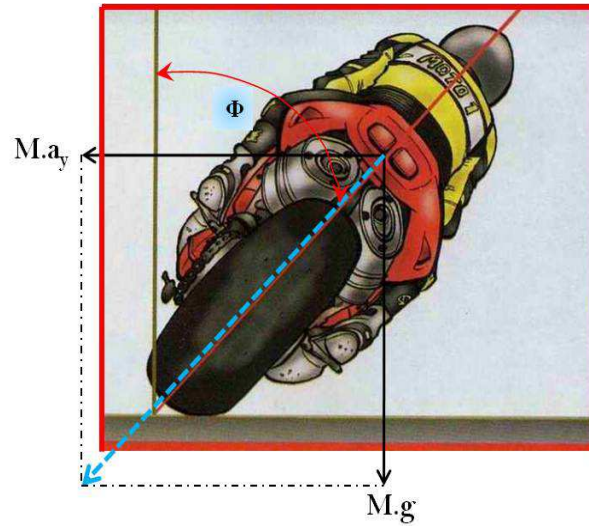


FIGURE 2.2 – Equilibre de roulis en virage

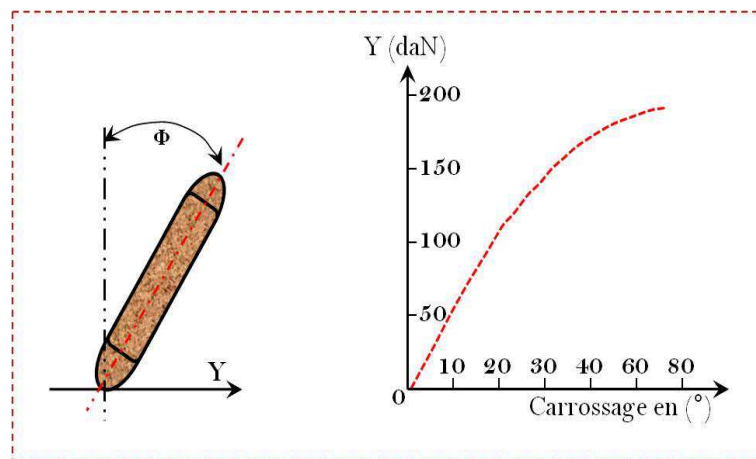


FIGURE 2.3 – Poussée latérale en fonction de l'angle de carrossage

dans la zone de linéarité, comme ceci (Fig. 2.3) :

$$C_\gamma = \frac{Y}{\phi}$$

La poussée se sature aux grandes valeurs de l'angle, traduisant l'apparition progressive de la limite d'adhérence (Fig. 2.3). La poussée de carrossage est relativement forte, et peu dépendante de la vitesse.

Ces caractéristiques les différencient des pneus radiaux automobiles qui possèdent parfois des caractéristiques de poussée de carrossage : non nul pour un angle nul, relativement modeste et dépendant de la vitesse.

La poussée de dérive

Soit une roue dont on maintient, par l'axe de roue, l'inclinaison et la direction à une valeur nulle. En la faisant rouler, quand on applique une poussée latérale, on constate que sa trajectoire fait un angle avec son plan de symétrie (Fig. 2.4). Cet angle α appelé angle de dérive doit son existence à la poussée latérale, même au voisinage de la ligne droite. Il ne s'agit donc pas d'un dérapage.

La valeur initiale nulle de la poussée et sa linéarité permettent de définir la rigidité de dérive

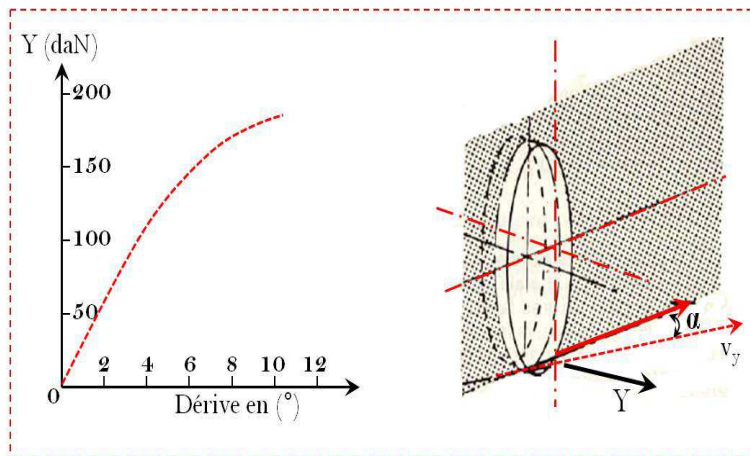


FIGURE 2.4 – Poussée latérale en fonction de l'angle de dérive

C_α comme le rapport entre la poussée de dérive et l'angle de dérive :

$$C_\alpha = \frac{Y}{\alpha}$$

Comme pour le carrossage, la saturation de dérive aux forts angles de dérive traduit l'apparition progressive de la limite d'adhérence dans l'aire de contact.

L'angle de dérive des pneumatiques moto, en fonctionnement réel, est faible (contrairement à celui des automobiles), mais le fait que ce phénomène existe est fondamental et sa prise en compte lors de l'étude de la dynamique moto est primordiale.

Autres caractéristiques

Les mouvements de carrossage et de dérive ne permettent pas de produire que des poussées latérales. Ils sont souvent accompagnés par d'autres efforts : résistance au roulement, moment d'auto-alignement, moment de résistance au roulement, moment de redressement. Tous ces efforts seront largement développés et détaillés un peu plus loin.

Poussée maximale

On a vu que l'angle de carrossage permettait la génération de poussées importantes. La figure 2.5 est une représentation en 3D "mesh plot", de la force latérale du pneu en fonction de

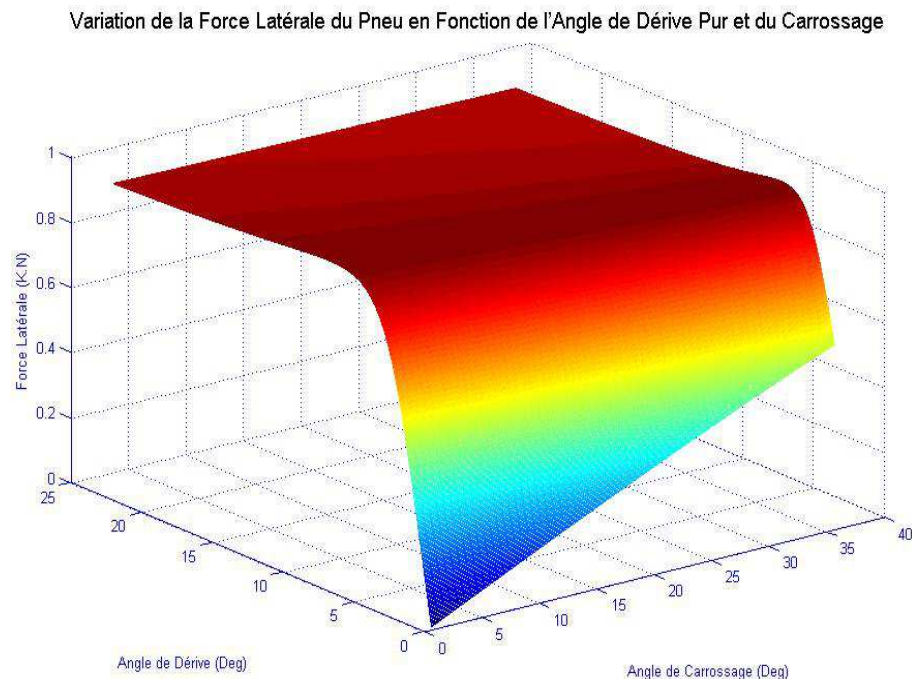


FIGURE 2.5 – Variation de la force latérale du pneu en fonction de l'angle de dérive pur et de carrossage

l'angle de dérive et de l'angle de carrossage. On voit que l'augmentation de l'angle de carrossage engendre une augmentation des forces latérales. Cependant, la poussée maximale est obtenue par combinaison de carrossage et de dérive.

2.4.2 Angle de dérive global

On appelle angle de dérive global l'angle formé par l'axe de véhicule avec le vecteur vitesse, tangent par définition à la trajectoire. Il est analogue à la notion d'angle de dérive du pneumatique et est sa conséquence.

Ce phénomène de dérive est familier aux spécialistes de l'automobile, notamment parce que dans certaines situations, la valeur de ces angles de dérive est importante. Dans le cas d'une moto roulant sur une route à grand rayon de courbure, sous faible d'accélération latérale, l'angle de dérive de la moto est très faible. Malgré ces valeurs numériques faibles, le fait que le phénomène

existe est très important puisqu'il autorise certaines instabilités qui, elle, peuvent prendre des amplitudes importantes.

2.4.3 Déficit en poussée latérale

Une moto tournant à vitesse croissante sur un cercle à rayon constant, dans un premier temps, l'angle de dérive croît linéairement avec l'accélération latérale, c'est-à-dire relativement lentement. La vitesse continuant d'augmenter, on atteint progressivement des valeurs d'inclinaison élevées. Alors le déficit entre l'accélération latérale (croissante) et la poussée de carrossage (qui sature) grandit rapidement. Ce déficit croissant rapidement ne peut être comblé que par la poussée de dérive. Cependant, pour obtenir une poussée supplémentaire il faut que l'angle de dérive augmente beaucoup.

La superposition de ces deux phénomènes se traduit par une embardée brutale vers l'extérieur, très délicate à contrôler par le pilote, qui parlera de glissade ou de dérapage, que l'on peut traduire par "grande valeur de l'angle de dérive globale". Un tel phénomène peut être accentué par un déficit initial plus fort, par exemple avec des pneus sous-gonflés.

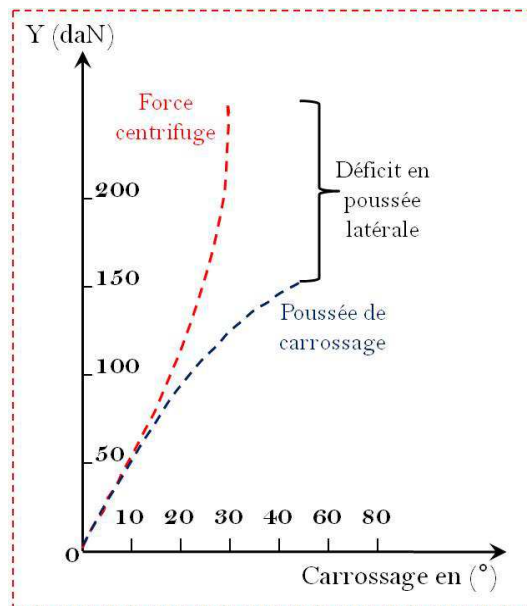


FIGURE 2.6 – Déficit en poussée latérale

2.4.4 Déhanchement du pilote

Le déhanchement du pilote, en virage stabilisé, se traduit par le déplacement du centre de gravité du système complet moto + conducteur vers l'intérieur du virage, ce qui engendre deux conséquences :

- L'augmentation de l'angle (ϕ) d'inclinaison du plan OG (Fig. 2.7), ce qui permet à une moto de s'assurer une marge par rapport à son adhérence limite, de prendre une accélération latérale plus grande.
- Garantir l'équilibre des poussées latérales. En effet à inclinaison ϕ constante, les pneumatiques doivent produire une poussée horizontale plus grande, même si l'accélération

latérale augmente, ce que les conducteurs réalisent en dérivant plus vers l'intérieur du virage (c'est-à-dire que la moto augmente sa vitesse latérale par rapport au sol).

La combinaison d'inclinaison et de dérive est le moyen d'obtenir une adhérence limite, maximale, conclusion à laquelle est arrivée expérimentalement, la majorité des pilotes de compétition qui se déhanchent vers l'intérieur du virage.

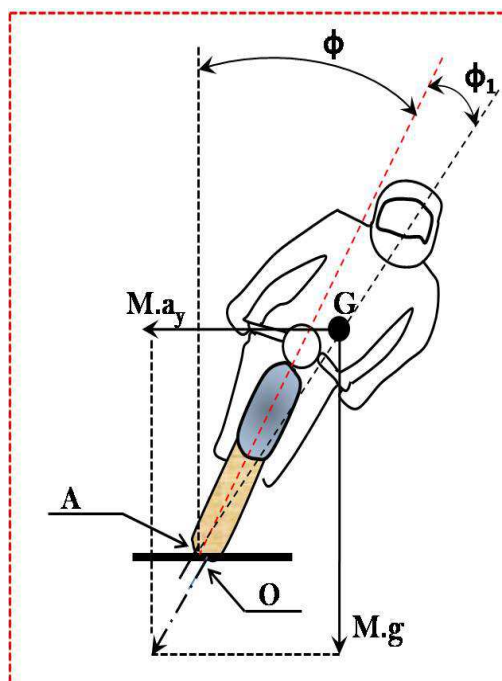


FIGURE 2.7 – Déhanchement du pilote

2.4.5 Equilibre latéral complet en virage stabilisé

Si on se place dans le cas d'un virage stabilisé, et si nous supposons que le conducteur se déhanche d'un angle connu. Dans ces conditions, l'équilibre global de la moto est défini par l'ensemble des grandeurs physiques suivantes : l'angle d'inclinaison de la moto (ϕ), la vitesse de lacet de la moto ($\dot{\psi}$), l'angle de braquage de la roue avant (δ_t), la vitesse latérale de la moto (v_y).

Cet ensemble de valeurs (ϕ , $\dot{\psi}$, δ_t , v_y) est fortement influencé par les paramètres fondamentaux de la moto (masse, empattement, centrage des masses, hauteur du centre de gravité...), de ces pneumatiques (rigidité de dérive et de carrossage) et de la position du pilote.

De plus, on peut formuler la condition d'équilibre du système, lorsque la moto est inclinée d'un angle ϕ , par la relation suivante :

$$\phi = \arctan \left(\frac{a_y}{g} \right) = \arctan \left(\frac{\rho v_x^2}{g} \right) \quad (2.1)$$

Il est relativement très difficile de calculer les valeurs littérales de chacun des degrés de liberté en équilibre statique. Les simplifications que l'on pourrait essayer de faire conduisent à

des conditions littérales de stabilité d'un véhicule qui n'est pas une moto.

2.4.6 Equilibre latérale

Après avoir étudié l'équilibre stabilisé en virage, il serait intéressant d'étudier ce qui se passe lorsque, dans un état initial, la moto subit une perturbation quelconque, qui peut être : un mouvement involontaire du pilote, une rafale de vent, un revêtement dégradé, un voilage ou déséquilibre des roues.

Quelles que soient les perturbations, le comportement transitoire de retour à l'équilibre dépend des caractéristiques propres de la stabilité du véhicule que l'on peut étudier par des études spécifiques, malheureusement complexes.

Le comportement latéral au voisinage de la ligne droite est altéré par trois instabilités (ou mouvements naturels peu stables ou instables) que l'on rencontre dans certaines plages de vitesse et qui font que la moto seule n'est pas stable, il s'agit, en effet de :

- “*Chute latérale (Capsize mode en anglais)*” : un mode non oscillant dans lequel la roue avant est braquée dans la direction du roulis mais pas suffisamment pour éviter une chute. Il est bien amorti en basse vitesse mais avec un amortissement décroissant au-delà de $5m/s$. C'est un mode vibratoire peu gênant parce que contrôlable par le pilote dès que la vitesse est supérieur à $10 km/h$, et par le pied par terre en dessous de $10 km/h$.
- “*Guidonnage (Wobble mode en anglais)*” : un mode oscillant rapide de l'ensemble guidon-fourche-roue avant, dont la fréquence est comprise entre $4 - 10Hz$, bien amorti en basses et moyennes vitesses, et modérément en vitesses élevées. Il se produit quand le guidon commence à osciller d'un côté à l'autre jusqu'à la chute de la moto (Fig. 2.8).
- “*Louvoisement (Weave mode en anglais)*” : un mode oscillatoire assez lent instable en basse vitesse (inférieure à $5m/s$), bien amorti en vitesses moyennes et stable au-delà de $30m/s$. Sa fréquence se situe entre 0 et $4Hz$, et il affecte l'ensemble du véhicule deux-roues dont la trajectoire ondule. Dans ce mode, la direction est en déphasage de 180° avec le lacet et de 90° avec le roulis (Fig. 2.8).

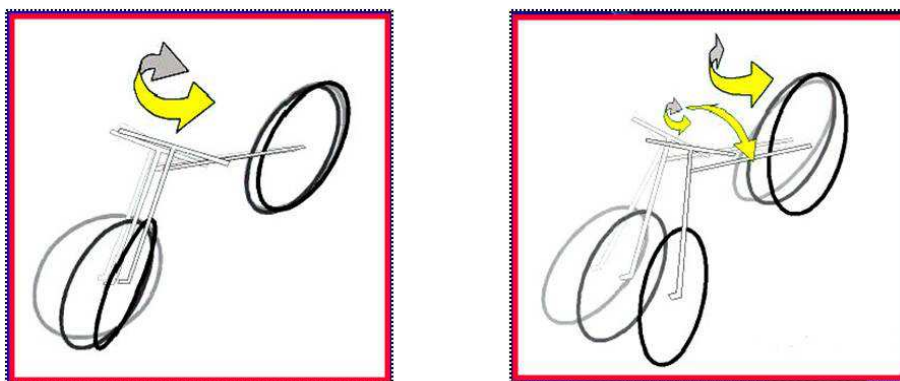


FIGURE 2.8 – Weave mode à droite, Wobble mode à gauche

L'action du pilote sur ces deux derniers mouvements est limitée par les caractéristiques du mouvement oscillatoire (fréquence de $10 Hz$ et de $1 Hz$ respectivement). Il semble prioritaire donc de limiter au maximum ces mouvements.

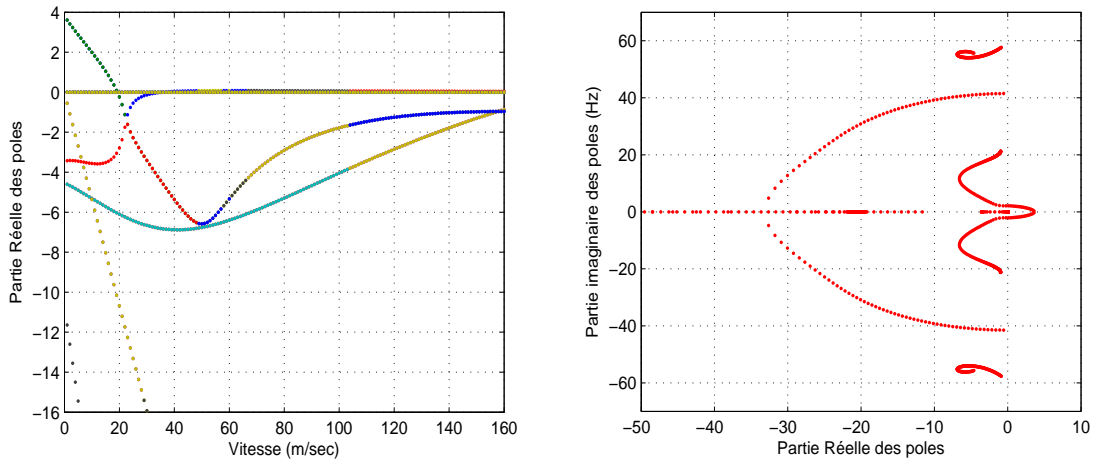


FIGURE 2.9 – Amortissement et fréquences des différents modes de la dynamique d'un deux-roues

Sur la figure 2.9 on trace les modes du modèle dynamique du véhicule deux-roues. On remarque que ce type de véhicule présente une stabilité critique voir une instabilité, en boucle ouverte (sans conducteur) et ce pour une large gamme de la vitesse longitudinale. Cela peut être expliqué par le fait que tout équilibre nécessite trois points d'appui. D'un autre côté, l'amortissement des pôles associés est plus faible lorsque la vitesse augmente. De plus, on voit l'apparition de trois modes précédents de manière bien séparée.

On donnera dans ce qui suit quelques interprétations physiques sur ce qui a été dit :

1. **Equilibre** : Un deux-roues maintient un état d'équilibre tant que les forces externes (gravité, inertie, centrifuge et aérodynamique) annulent celles de la réaction pneu/sol. Dans une conduite en ligne droite, cette stabilité est assurée par le conducteur en contrôlant la vitesse longitudinale. En revanche, dans un virage, un motard applique un couple au guidon, voire un mouvement latéral de son buste pour contrôler l'angle de roulis de la moto. A grandes vitesses, un petit angle du guidon déplace latéralement et de manière rapide, le point de contact pneu-sol, tandis que de larges mouvements de guidon sont nécessaires pour le même effet à petite vitesse.
2. **Contre-braquage** : Le contre-braquage consiste à tourner la direction, par un mouvement de faible amplitude, dans le sens opposé du virage. C'est le principe qui est utilisé lors de l'exercice d'évitement au permis moto. Cette technique est souvent utilisée lors d'une succession de virages, car on peut ainsi faire prendre de l'angle à la moto très rapidement. A basse vitesse, évidemment, l'équilibre d'une moto est précaire, dans ce cas il faut tourner le guidon dans la direction souhaitée pour manœuvrer. Par contre, une fois stabilisée, la moto tient son équilibre grâce à la force gyroscopique. Ainsi, on constate qu'il faut être environ au-dessus de 35 km/h pour que le contre-braquage soit pratiqué efficacement.
3. **Effet gyroscopique** : Lorsque un objet est en rotation propre sur lui même, il a tendance à se maintenir en équilibre autour de son axe de rotation, on parle à ce moment-là d'effet gyroscopique. Dans le cas de la moto, cet effet est proportionnel à la vitesse de rotation des roues, s'oppose au braquage et il est souvent accompagné, notamment au-dessus de 35 km/h, par un braquage inversé (contre-braquage). Ce phénomène physique garantit à la

moto de rester en équilibre quand elle roule. Il est à noter que l'amplitude de l'effet gyroscopique est relativement faible comparée aux autres moments, néanmoins son caractère transitoire est crucial dans la prise de virage.

4. **Conduite en virage** : Dans un virage, un véhicule deux-roues est essentiellement soumis à quatre forces majeures : la force centrifuge, la force de gravité, la charge verticale et la force de glissement latéral. La condition d'équilibre est atteinte lorsque le torseur extérieur de tous ces efforts est nul. Cette condition est assurée lorsque la moto est inclinée d'un angle de roulis ϕ , fonction du carré de la vitesse longitudinale v_x et de la courbure du virage ρ , comme suit :

$$\phi = \arctan\left(\frac{\rho v_x^2}{g}\right) \quad (2.2)$$

2.5 Différences entre conduite moto et conduite automobile

Dans cette section, on tentera de distinguer les points essentiels qui différencient les caractéristiques du comportement dynamique des deux-roues par rapport au véhicule automobile. Ces points seront donnés sous forme d'un récapitulatif qui résume la particularité et la complexité de l'exercice de la conduite des deux-roues.

1. A l'arrêt comme en condition de conduite normale, la moto est un système instable qui nécessite la présence du conducteur qui a pour mission de stabiliser sa moto et corriger, à tout instant, sa trajectoire. Par contre l'automobile, dans ces mêmes conditions, demeure stable.
2. La dynamique d'une moto est semblable à celle d'une automobile, mais avec un rapport puissance/masse du conducteur beaucoup plus élevé. Il convient de noter que le poids global (moto/conducteur) n'est jamais modifié. Par contre, le poids est subi à un angle plus ou moins important par rapport au châssis.
3. Un véhicule à deux roues possède un système de freinage dédié à chacune des deux roues. La difficulté est de trouver le juste dosage aboutissant à un freinage optimal. A contrario, le véhicule automobile possède un seul système de freinage, centralisé au niveau de la pédale de frein.
4. Le degré de liberté le plus important en dynamique moto est le mouvement de roulis, cet angle, qui peut atteindre dans certaines situations les 50° est souvent ignoré lors de l'étude de la dynamique automobile (environ 6° au maximum).
5. De par sa construction, le guidon est directement lié, via la suspension, au mécanisme de la roue avant alors qu'une automobile a environ un rapport de 20 entre les amplitudes des mouvements du volant et la roue. Donc l'absence de démultiplication entre la roue et le guidon, fait que l'angle au guidon est très faible (de l'ordre du degré) ; le déplacement des mains est donc lui aussi très faible (de l'ordre de 5 mm).
6. Un véhicule à deux roues est essentiellement piloté par le couple appliqué sur la direction. Alors que, l'entrée commande d'un véhicule automobile est l'angle au volant directement

lié à l'angle de braquage des roues.

7. Au final, la différence la plus marquante des deux dynamiques (moto et automobile) est, sans doute, celle du phénomène transitoire appelé “contre-braquage”. Il constitue en effet, une caractéristique propre aux véhicules à deux roues.

2.6 Étude dynamique des bicycles à travers l'Histoire

Bien que l'étude scientifique des mouvements des deux-roues a été mise en marche depuis plus d'un siècle. Les premiers travaux progressaient lentement et beaucoup de conclusions contradictoires ont été tirées au commencement.

La date du premier problème sérieux concernant la stabilité dynamique n'est pas connue. Au début du développement du motocycle (fin du dix-neuvième siècle) le problème n'a quasiment pas été levé, il faut dire que les vitesses atteintes restaient relativement basses. Aujourd'hui, l'instabilité dynamique est probablement une des causes d'accidents graves.

Les premières applications mathématiques portant sur la stabilité et modélisant le comportement d'un véhicule à deux roues remontent au tout début des années 1900. Elles ont été développées, en 1899, par Whipple [157]. Le véhicule est représenté par deux corps liés via l'axe de rotation du guidon. Les roues sont modélisées comme des disques circulaires dont l'effet gyroscopique est pris en compte. Ces études manquaient néanmoins de plusieurs aspects fondamentaux des systèmes dynamiques.

Après Whipple, d'autres travaux, traitant toujours le problème de la stabilité ont été entrepris dont on cite en particulier Bower en 1915 [23], Pearsall en 1922 [24] et Kondo en 1963 [22]. Dans toutes ces études, l'interaction pneu-chaussée a été négligée.

Toutefois, la première étude sérieuse dont les résultats corrélaient avec la réalité fut celle de Sharp en 1971 [25] qui établit les équations du mouvement d'une moto traitée comme deux corps rigides (partie principale et fourche avant) joints à l'axe du guidon. Les pneus produisaient des forces linéairement dépendantes du glissement et les forces aérodynamiques ne furent pas considérées.

L'approche mathématique de Sharp, est reconnue comme l'archétype des modèles les plus élaborés de nos temps. Ce modèle a depuis été réutilisé au cours de différentes études. Schwarz a même tenté d'utiliser le modèle de Sharp pour rouler en marche arrière. Ce modèle bien que simple exhibe déjà les principaux modes de vibration expérimentalement rencontrés sur les bicycles. Il s'agit du Capsize mode, du Weave mode et du Wobble mode.

Koenen en 1983 [32] a développé un modèle considérant de faibles perturbations autour du point d'équilibre lorsque le bicycle roule sur une ligne droite et en virage. Le point d'équilibre a été caractérisé par des équations algébriques non linéaires, sur lesquelles étaient superposées les équations différentielles linéaires modélisant la dynamique autour du point d'équilibre.

En 1973, Eaton et Segel [33] ont modifié les équations de Sharp, pour intégrer le couple d'auto-alignement et le couple de renversement [33]. Les résultats obtenus théoriquement sont comparés à des données expérimentales issues d'une moto instrumentée. Néanmoins, des anomalies ont été relevées entre les résultats analytiques et physiques, attribuées à l'incohérence des

équations du pneumatique dans certains points de fonctionnement. Leurs travaux seront repris en 1975 par Segel et Wilson [91] qui concluaient sur le fait qu'un modèle du pneu plus élaboré devait être développé.

Cooper en 1974 [92] a montré l'importance des effets aérodynamiques sur la stabilité et les performances des motos à grande vitesse. La même année, Jennings [34] a remarqué l'existence d'un Weave mode modifié lorsque la moto circule le long d'un virage, dans lequel les suspensions jouent un rôle important, tant dans l'initiation que dans l'entretien de ce mode. Dans le même temps Singh et al. [154] ont mesuré les forces latérales des pneumatiques au repos.

Sharp en 1976 [28] a étudié pour la première fois la dynamique d'une moto en accélération et en décélération.

Sharp et Jones en 1977 [90] ont développé un modèle complet de pneu et ont évalué les influences de divers paramètres du modèle, afin de déterminer les aspects importants du comportement du pneu permettant de déterminer le comportement en longitudinal de la moto. La conclusion tirée de ces travaux est que la description précise des pneumatiques n'était pas suffisante pour expliquer toute l'anomalie entre la théorie et la pratique.

Weir et Zellner [36] ont étudié l'effet du contrôle du pilote sur la dynamique du véhicule. Ils démontrèrent que le contrôle le plus utilisé par les pilotes ; pour agir sur le comportement latéral du véhicule, est un contrôle de roulis en appliquant un couple sur le guidon. Cette étude a été évaluée subjectivement via des expérimentations et objectivement par un modèle analytique. Ainsi, Weir a présenté la première approche de stabilisation de la moto, en incluant l'opérateur humain dans la boucle de simulation.

Spierings en 1981 [39] a commencé à inclure des degrés de libertés supplémentaires dans les modèles pour prendre en considération la rigidité (précédemment considérée comme infinie) et l'amortissement intrinsèque des éléments constitutifs du véhicule et d'en étudier les effets.

Giles et Sharp en 1983 [89] ont tenté d'estimer les propriétés de rigidité de châssis avant et arrière par le chargement statique et dynamique d'une moto conventionnelle.

Nishimi en 1985 [88] s'est attaqué à la stabilité longitudinale, établissant les douze degrés de liberté du modèle de la moto. Il a également inclus un modèle structurel du conducteur, avec la liberté d'inclinaison de la partie supérieure du corps par rapport à la partie inférieure ainsi que le mouvement latéral de cette partie inférieure relativement à l'armature principale. Les paramètres, et en particulier les données du conducteur, ont été mesurés expérimentalement.

Katayama en 1988 [64] a utilisé un modèle de moto avec un modèle de conducteur semblable à celui utilisé dans [88], afin d'étudier les aspects importants des actions de commande de conducteur par l'intermédiaire du couple de direction linéairement lié à l'angle de roulis. Des résultats de simulations ont été obtenus pour des manœuvres de changement de voie et ont été comparés aux résultats expérimentaux avec divers conducteurs. Pendant le même temps, Bayer a démontré expérimentalement que l'amortissement du Weave mode est sensible aux paramètres géométriques de la moto [93] : empattement, chasse pneumatique, angle de chasse, etc.

Sharp et Pacejka en 1991 [37] ont développé la formule magique (*Magic Formula*), formule

empirique décrivant avec beaucoup de précision les données expérimentales de la dynamique des pneus. Ainsi, la formule magique de Pacejka est employée pour chaque pneu afin de déterminer les forces latérales. Les coefficients nécessaires à la calibration sont tous issus de relevés expérimentaux.

Sharp en 1994 [140] a montré qu'un large empattement et angle de guidon (angle entre l'axe de rotation du guidon et la verticale), amélioreraient l'amortissement du Weave mode. Par ailleurs, Il proposa une amélioration de son modèle de 1971 [25] en adaptant un modèle à quatre corps rigides.

Imaizumi en 1996 [94] a présenté un modèle très complexe de conducteur composé de douze corps rigides, représentant les bras, le tronc, les jambes du conducteur, etc. avec les masses appropriées et les propriétés d'inertie. Les actions du conducteur sont prises en compte et ont été appliquées par l'intermédiaire des éléments de commande proportionnels.

En 2001 [19], Sharp et al, ont proposé un modèle intégrant la suspension et une représentation plus élaborée du contact pneu-chaussée issue d'une formulation développée par Koenen [32]. Les avancées apportées par rapport aux modèles précédents ont permis d'explorer la dynamique de ce type de véhicule pour de larges mouvements autour de l'équilibre, mais la faisabilité du calcul symbolique a montré sa limite pour ce type d'étude.

Par la suite, une extension de cette étude est proposée conduisant à un modèle qui fut le plus complet de la littérature. La particularité de ce modèle est l'utilisation de l'équation de Pacejka pour la description complète des forces et moments du contact pneu-chaussée, ainsi que la combinaison entre les efforts longitudinaux et latéraux. Les auteurs se sont consacrés à la validation de ce modèle sur une moto de type Suzuki GSX-R1000-K1. Du fait de sa capacité à reproduire des comportements réels de motos en situation de conduite, ce modèle est repris par la société Mechanical Simulation Corporation, créateur de CarSim, pour intégrer un add-on appelé BikeSim destiné à la simulation des véhicules à deux roues [170].

Ces dernières années, l'équipe de Cossalter de l'université de Padoue en Italie s'est investie dans le développement et la validation expérimentale de modèles dynamiques destinés à des motos de compétition. Le projet FastBike présente un modèle non-linéaire du véhicule deux-roues décrit comme un ensemble de 6 corps. Il permet la simulation de 11 degrés de liberté associés aux 3 coordonnées (x, y, z) du centre de masse de corps principal, le lacet, le roulis, le tangage, la direction, le débattement des deux suspensions avant et arrière, et la rotation des deux-roues [55]. Les efforts extérieurs pris en compte sont : les forces et moments agissant sur le pneumatique, les efforts aérodynamiques, le couple de direction, les actions des freins avant et arrière ainsi que le couple de propulsion.

Afin de valider le modèle, certains tests expérimentaux ont été menés sur une Aprilia RSV-1000. Les caractéristiques géométriques et inertielles de la moto, les propriétés d'élasticité, d'amortissement et du pneumatique ont été mesurées [40]. La moto est dotée d'un système de capteurs composé de gyromètres, d'encodeurs roues et de capteur pour le couple au guidon.

2.7 Modélisation cinématique d'un véhicule à deux roues

D'une manière générale, un motorcycle est un corps sujet aux forces et moments d'origines diverses, qu'on peut caractériser par trois mouvements de translation et trois mouvements de

rotation. Les mouvements de translation sont :

- **Avance** : translation selon l’axe longitudinal \mathbf{X}_v .
- **Ballant** : translation suivant l’axe transversal \mathbf{Y}_v .
- **Pompage** : translation selon l’axe vertical \mathbf{Z}_v .

Les mouvements de rotation sont :

- **Roulis** : rotation ϕ autour de l’axe \mathbf{X}_v .
- **Tangage** : rotation θ autour de l’axe \mathbf{Y}_v .
- **Lacet** : rotation ψ autour de l’axe \mathbf{Z}_v .

Ces trois rotations sont connues sous le nom des angles d’Euler, la rotation selon \mathbf{Z}_v est souvent appelée “angle de cap”, l’angle de roulis apparait en particulier lors de la prise de virages et le mouvement de tangage est causé principalement par le freinage ou l’accélération du véhicule.

la figure 2.10 montre les systèmes de coordonnées utilisés pour décrire la dynamique du motorcycle.

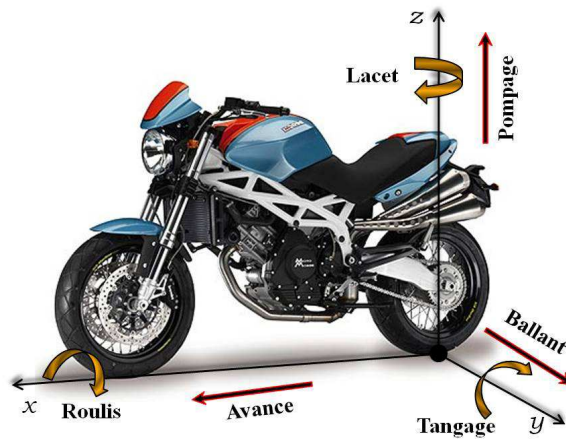


FIGURE 2.10 – Les six mouvements du véhicule.

2.7.1 Définition des repères utilisés

Nous allons exprimer la cinématique et les équations dynamiques du motorcycle, ceci se fait par l’intermédiaire des matrices de transformations qui nécessitent, la définition de plusieurs référentiels (Fig. 2.11 et Fig. 2.12).

Le repère sol (absolu)

Le repère sol (\mathbf{R}_a) est défini de façon classique : l’axe \mathbf{Z}_a est vertical orienté vers le haut, les axes \mathbf{X}_a et \mathbf{Y}_a forment avec \mathbf{Z}_a un trièdre direct. Il est supposé galiléen.

$$\mathbf{R}_a = (\mathbf{O}_a, \mathbf{X}_a, \mathbf{Y}_a, \mathbf{Z}_a).$$

Les repères véhicules

Ils sont au nombre de trois repères intermédiaires :

$\mathbf{R}_v = (\mathbf{O}_v, \mathbf{X}_v, \mathbf{Y}_v, \mathbf{Z}_v)$ lié au plan de la route, son origine est la projection du centre de gravité du corps arrière sur le plan de la route. L’axe \mathbf{Z}_v est normal au plan de la route, les axes \mathbf{X}_v

et \mathbf{Y}_v définissant ce plan sont tels que \mathbf{X}_v est dans la direction longitudinale du véhicule. Ce repère exprime le mouvement de lacet du véhicule et les variations de pente et de devers.

$\mathbf{R}_s = (\mathbf{O}_s, \mathbf{X}_s, \mathbf{Y}_s, \mathbf{Z}_s)$ associé au corps arrière, obtenu par un mouvement de rotation de roulis ϕ par rapport au repère \mathbf{R}_v , son origine est la projection du centre de gravité du corps arrière sur le plan de la route (il est de même origine que le repère \mathbf{R}_v).

$\mathbf{R}_\epsilon = (\mathbf{B}, \mathbf{X}_\epsilon, \mathbf{Y}_\epsilon, \mathbf{Z}_\epsilon)$ associé au corps avant, obtenu par un mouvement de rotation d'angle constant ϵ , qui représente l'angle de chasse, par rapport au repère \mathbf{R}_s .

$\mathbf{R}_\delta = (\mathbf{B}, \mathbf{X}_\delta, \mathbf{Y}_\delta, \mathbf{Z}_\delta)$ associé au corps avant, obtenu par un mouvement de rotation de guidon, d'angle δ par rapport au repère \mathbf{R}_ϵ .

Les repères liés aux pneumatiques \mathbf{R}_{p_i} et \mathbf{R}_{cr_i}

Repères pneumatiques \mathbf{R}_{p_i} : Il y en a un par roue : $i = f, r$. Chaque repère lié au pneumatique a pour origine le point de contact sol-roue. L'axe \mathbf{X}_{p_i} est dans le plan de la roue, \mathbf{Y}_{p_i} est perpendiculaire au plan de la roue et \mathbf{Z}_{p_i} est normal au plan de la route. Il est utilisé pour déterminer les efforts pneumatiques.

$$\mathbf{R}_{p_i} = (\mathbf{O}_{p_i}, \mathbf{X}_{p_i}, \mathbf{Y}_{p_i}, \mathbf{Z}_{p_i})$$

Repères centre roue \mathbf{R}_{cr_i} : Il y en a un par roue aussi : $i = f, r$. L'axe \mathbf{X}_{cr_i} est colinéaire à l'axe \mathbf{X}_{p_i} . L'axe \mathbf{Y}_{cr_i} est porté par l'axe de rotation de la roue. L'axe \mathbf{Z}_{cr_i} est dans le plan de la roue. L'origine du repère \mathbf{R}_{cr_i} est \mathbf{O}_{cr_i} , le centre de la roue i .

Ces repères sont de grande utilité pour déterminer les différentes quantités géométriques et cinématiques du véhicule deux-roues. Cependant, cette représentation est moyennement simplifiée puisqu'elle ne couvre pas la totalité des mouvements de la moto et notamment ceux des suspensions avant et arrière, le tangage et autres degrés de liberté liés aux flexibilités de la moto.

2.7.2 Relation de changement de repère

Les matrices de passage qui seront données plus loin écrivent l'expression des vecteurs de la base du repère d'arrivée en fonction des vecteurs de la base du repère de départ. Elles auront pour objectif la description de la position et l'orientation du motocycle dans chacun des repères définis précédemment.

Passage du repère sol au repère véhicule

Le mouvement de \mathbf{R}_v par rapport à \mathbf{R}_a est constitué par une translation de vecteur directeur $O_a O_v$ et de trois rotations d'axes \mathbf{X}_v , \mathbf{Y}_v et \mathbf{Z}_v et d'angles ϕ_r , ϕ_p et ψ respectivement, devers, pente et lacet. Pour la simplification des calculs et pour rendre le phénomène plus compréhensible, on introduit deux repères intermédiaires \mathbf{R}'_v et \mathbf{R}''_v ayant la même origine que \mathbf{R}_v (la projection du centre de masse du véhicule sur la route). Les axes de \mathbf{R}'_v , sont liés uniquement au devers de la route. Les axes de \mathbf{R}''_v sont liés au dévers et à la pente de la route. Les vecteurs

du repère \mathbf{R}'_v s'expriment dans le repère \mathbf{R}_a de la manière suivante :

$$\begin{cases} x'_v = x_a \\ y'_v = \cos \phi_r y_a + \sin \phi_r z_a \\ z'_v = -\sin \phi_r y_a + \cos \phi_r z_a \end{cases}$$

La matrice de passage correspondante est :

$$\mathbf{R}_{\phi_r} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi_r & \sin \phi_r \\ 0 & -\sin \phi_r & \cos \phi_r \end{bmatrix}$$

Les vecteurs du repère \mathbf{R}''_v s'expriment dans le repère \mathbf{R}'_v de la manière suivante :

$$\begin{cases} x''_v = \cos \phi_p x'_v - \sin \phi_p z'_v \\ y''_v = y'_v \\ z''_v = \sin \phi_p x'_v + \cos \phi_p z'_v \end{cases}$$

La matrice de passage vaut alors :

$$\mathbf{R}_{\phi_p} = \begin{bmatrix} \cos \phi_p & 0 & -\sin \phi_p \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \phi_p & 0 & \cos \phi_p \end{bmatrix}$$

Les équations de passage du repère \mathbf{R}''_v au repère \mathbf{R}_v sont :

$$\begin{cases} x_v = \cos \psi x''_v + \sin \psi y''_v \\ y_v = -\sin \psi x''_v + \cos \psi y''_v \\ z_v = z''_v \end{cases}$$

La matrice de passage est alors :

$$\mathbf{R}_{\psi} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Les figures 2.11 et 2.12 illustrent ces différents repères.

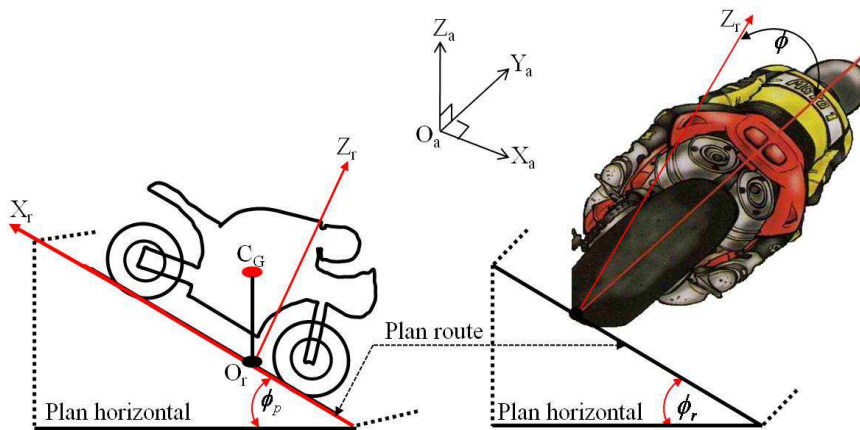


FIGURE 2.12 – Repères liés à la pente et au dévers

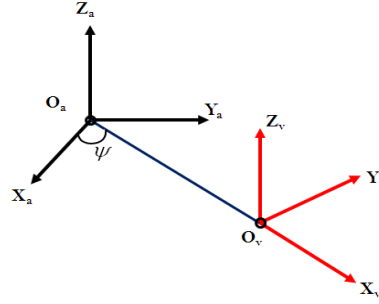


FIGURE 2.11 – Repère absolu et repère véhicule.

Alors l'expression des composantes d'un vecteur \vec{X}_v dans \mathbf{R}_v en fonction de ses coordonnées dans \mathbf{R}_a est :

$$\mathbf{X}_v = \mathbf{R}_{\phi_r} \mathbf{R}_{\phi_p} \mathbf{R}_\psi \mathbf{X}_a \quad (2.3)$$

Ainsi, l'expression totale de la matrice de passage du repère \mathbf{R}_a au repère \mathbf{R}_v notée : $\mathbf{R}_1(\mathbf{R}_{\phi_r} \ \mathbf{R}_{\phi_p} \ \mathbf{R}_\psi) = \mathbf{R}_{\phi_r} \mathbf{R}_{\phi_p} \mathbf{R}_\psi$.
et :

$$\mathbf{R}_1 = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \phi_p & \sin \psi \cos \phi_p & -\sin \phi_p \\ \cos \psi \sin \phi_p \sin \phi_r - \sin \psi \cos \phi_r & \sin \phi_p \sin \psi \sin \phi_r + \cos \psi \cos \phi_r & \sin \phi_r \cos \phi_p \\ \cos \psi \sin \phi_p \sin \phi_r + \sin \psi \sin \phi_r & \sin \phi_p \sin \psi \sin \phi_r - \cos \psi \sin \phi_r & \cos \phi_r \cos \phi_p \end{bmatrix}_{\mathbf{R}_a \rightarrow \mathbf{R}_v} \quad (2.4)$$

Passage du repère véhicule au repère \mathbf{R}_s

Le corps arrière associé au repère \mathbf{R}_s subit des mouvements de roulis (ϕ) par rapport au repère lié au véhicule \mathbf{R}_v . Dans un premier temps deux matrices de passages peuvent être données, il s'agit d'une matrice de rotation \mathbf{R}_δ d'angle δ par rapport au repère \mathbf{R}_ϵ , et l'autre d'angle ϵ constant représentant l'angle de chasse (angle d'inclinaison de la fourche avant).

Et enfin, la matrice de passage de \mathbf{R}_v à \mathbf{R}_s notée \mathbf{R}_ϕ peut être introduite en décrivant le mouvement de roulis du corps arrière.

Ces trois matrices définissent ainsi, la matrice totale de passage du repère \mathbf{R}_v au \mathbf{R}_s notée $\mathbf{R}_2 = \mathbf{R}_\phi \mathbf{R}_\epsilon \mathbf{R}_\delta$, elle a pour expression :

$$\mathbf{R}_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \epsilon & 0 & \sin \epsilon \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \epsilon & 0 & \cos \epsilon \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \delta & -\sin \delta & 0 \\ \sin \delta & \cos \delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

La matrice globale de passage du repère \mathbf{R}_a au \mathbf{R}_s est quant à elle donnée par :

$$\mathbf{R} = \mathbf{R}_2 \mathbf{R}_1. \quad (2.5)$$

Nous avons, à présent, tous les outils de passage d'un repère à un autre pour pouvoir écrire l'ensemble des équations du mouvement du véhicule.

2.8 Modélisation dynamique

Nous allons à présent décrire les équations de la dynamique dans le repère mobile lié au motorcycle, pris comme un seul corps, à partir de l'application du Principe Fondamental de la Dynamique (PFD), dont les équations générales sont obtenues à partir des deux principes suivants :

Le premier principe (ou premier principe de Newton)

Il s'agit de l'équation des forces [42]. Il traduit le fait que la somme des forces extérieures appliquées au véhicule ($\Sigma \overrightarrow{F_{ext}}$) est égale à sa masse M , supposée constante, multipliée par son accélération (\overrightarrow{a}) :

$$M \overrightarrow{a} = \Sigma \overrightarrow{F_{ext}} \quad (2.6)$$

Le deuxième principe (ou deuxième principe de Newton)

Il s'agit d'équations des moments. Il traduit le fait que la somme des moments extérieurs, appliqués en un point O d'un corps solide en mouvement est égale au moment dynamique ($\overrightarrow{H_O}$) de ce corps exprimé au point O [42] :

$$\Sigma \overrightarrow{M_{extO}} = \overrightarrow{H_O} \quad (2.7)$$

où $\overrightarrow{F_{ext}}$ et $\overrightarrow{M_{extO}}$ sont respectivement les forces extérieures et les moments extérieurs qui s'appliquent sur le véhicule.

La suite est dédiée au développement des principes qui nous permettent de décrire la dynamique de la moto dans le repère \mathbf{R}_v . En particulier, on cherchera les expressions de \overrightarrow{a} et $\overrightarrow{H_O}$.

2.8.1 Calcul du moment dynamique

L'expression du moment dynamique H_O est formulée en appliquant le Théorème de Koenig [42]. Nous calculons le moment dynamique dans le repère \mathbf{R}_s et il sera noté H_{O_s} . Le moment dynamique du véhicule en \mathbf{O}_s peut s'effectuer en G (centre de masse du véhicule), en appliquant la relation suivante :

$$H_{O_s} = H_G + r_G^s \wedge M a_{O_s}^s \quad (2.8)$$

$a_{O_s}^s$ représente l'accélération absolue du véhicule au point G dans le repère \mathbf{R}_s et H_G est le moment dynamique du véhicule au centre de masse G dans le même repère. Le moment dynamique en G se calcule simplement en dérivant le moment cinétique (H_{cin}) en ce point. Le moment cinétique s'écrit comme le produit de la matrice d'inertie du mobile considéré, I , et du vecteur vitesse de rotation, Ω :

$$H_{cin} = I\Omega \quad \Leftrightarrow H_G = I\overset{\circ}{\Omega} + \Omega \wedge I\Omega \quad (2.9)$$

($\dot{}$) est l'opérateur de dérivation effectuée dans le repère absolu, ($\overset{\circ}{}$) est l'opérateur de dérivation effectuée dans le repère lié au mobile considéré. Ces deux dérivations sont liées par la

relation $\dot{X} = \overset{\circ}{X} + \Omega \wedge X$. Ω est le vecteur de vitesse de rotation entre le repère absolu et le repère lié au corps arrière. Nous avons $\dot{\Omega} = \overset{\circ}{\Omega}$, sachant que \wedge est le produit vectoriel.

La matrice d'inertie a pour expression dans le repère lié à ce mobile :

$$I = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ I_{xz} & I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

2.8.2 Expression de l'accélération

Soit X_G^s la projection dans le repère lié au corps arrière de la position du centre de gravité dans le repère absolu (\mathbf{O}_s , origine du repère \mathbf{R}_s). Ce vecteur s'exprime alors sous la forme suivante [42] :

$$X_G^s = X_{o_s}^c + r_G^s \quad (2.11)$$

avec $r_G^s = \overline{O_s G}$.

La vitesse de G est obtenue en dérivant l'équation 2.11 dans le repère absolu :

$$\begin{aligned} V_G^s &= \dot{X}_G^s \\ \Leftrightarrow v_G^s &= \dot{X}_{o_s}^c + \dot{r}_G^s \\ \Leftrightarrow v_G^s &= \dot{v}_{o_s}^c + r_{o_s}^{o_s} + \Omega \wedge r_G^s \end{aligned} \quad (2.12)$$

En dérivant encore une fois cette expression, nous obtenons l'accélération de G :

$$\begin{aligned} a_G^s &= \ddot{X}_G^s = \dot{V}_G^s \\ \Leftrightarrow a_G^s &= \dot{V}_{o_s}^c + \dot{r}_G^s + \overset{\circ}{\Omega} \wedge r_G^s + \Omega \wedge \dot{r}_G^s \\ \Leftrightarrow a_G^s &= a_{o_s}^c + \overset{\circ\circ}{r}_G^s + \Omega \wedge \overset{\circ}{r}_G^s + \overset{\circ}{\Omega} \wedge r_G^s + \Omega \wedge \overset{\circ}{r}_G^s + \Omega \wedge (\Omega \wedge r_G^s) \\ \Leftrightarrow a_G^s &= a_{o_s}^c + \overset{\circ\circ}{r}_G^s + 2\Omega \wedge \overset{\circ}{r}_G^s + \overset{\circ}{\Omega} \wedge r_G^s + \Omega \wedge (\Omega \wedge r_G^s) \end{aligned} \quad (2.13)$$

Cette expression de l'accélération, comprend les composantes suivantes : l'accélération relative avec le terme $\overset{\circ\circ}{r}_G^s$, l'accélération d'entraînement, noté $a_{o_s}^c = \overset{\circ}{\Omega} \wedge r_G^s + \Omega \wedge (\Omega \wedge r_G^s)$ et l'accélération de coriolis ($2\Omega \wedge \overset{\circ}{r}_G^s$). L'expression de l'accélération de \mathbf{O}_s est équivalente à $a_{o_s}^c = \overset{\circ}{V}_{o_s} + \Omega \wedge V_{o_s}^s$.

2.8.3 Angle de direction effective

L'une des particularités des véhicules deux-roues réside dans le système de direction, essentiellement, destiné à produire des variations dans la force latérale afin de changer la direction de la moto, de poursuivre une trajectoire donnée tout en assurant l'équilibre. D'un point de vue géométrique, un guidon est décrit par trois paramètres essentiels : l'angle de chasse ϵ , l'offset de la fourche c et la géométrie de la roue. Ensuite, la chasse géométrique η_g , définie comme la distance entre le point de contact pneu-chaussée et l'axe de rotation du guidon [53], peut être déduite des trois paramètres précédents.

L'angle de braquage effectif de la roue avant ou de la direction effective est décrit comme la

projection de la rotation du guidon sur le plan horizontal de la chaussée.

Il peut être formulé par l'expression suivante :

$$\delta_t = -\arctan \frac{Y_{\delta,x}^v}{Y_{\delta,y}^v} = \arctan \left(\frac{\cos \epsilon \sin \delta}{-\sin \epsilon \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta} \right) \quad (2.14)$$

où $\mathbf{Y}_{\delta,x}^v$ et $\mathbf{Y}_{\delta,y}^v$ sont respectivement les composantes x et y du vecteur unitaire \mathbf{Y}_δ^v exprimé dans le repère \mathbf{R}_v .

$\dot{\delta}_t$ est obtenu en dérivant l'expression de δ_t , comme suit :

$$\dot{\delta}_t = \frac{\dot{\delta} \cos \epsilon \cos \phi + \dot{\phi} \cos \epsilon \sin \delta (\sin \epsilon \cos \phi \sin \delta + \sin \phi \cos \delta)}{(-\sin \epsilon \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta)^2 + (\cos \epsilon \cos \delta)^2} \quad (2.15)$$

2.8.4 Vitesse aux points de contact pneumatiques-chaussée

Les vitesses aux points de contact pneumatiques-chaussée \mathbf{v}_{ci} sont calculées ci-après : D'abord au point de contact, de la roue arrière, \mathbf{C}_{pr}

$$\mathbf{v}_{\mathbf{C}_{pr}}^v = \mathbf{O}_a \dot{\mathbf{O}}_v^v + \mathbf{O}_v \dot{\mathbf{C}}_{pr}^v = \mathbf{O}_a \dot{\mathbf{O}}_v^v + \Omega_{v/a}^v \times \mathbf{O} \mathbf{C}_{pr}^v \quad (2.16)$$

D'autre part, on a : $\mathbf{O}_v \mathbf{C}_{pr}^v = [-L_r, 0, 0]^T$:

$$\mathbf{v}_{\mathbf{C}_r}^v = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y - L_r \dot{\psi} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

A la différence de la roue arrière, le calcul des vitesses longitudinale, latérale et verticale au point de contact pour la roue avant n'est pas aussi évident à cause de la géométrie du système de direction. Pour prendre en compte l'angle de direction, on a le choix d'exprimer la vitesse du point de contact pneu-sol \mathbf{C}_{pf} , soit dans le repère \mathbf{R}_v , soit dans un repère associé à la roue. Dans le premier cas de figure, on a :

$$\mathbf{v}_{\mathbf{C}_f}^v = \mathbf{O}_a \dot{\mathbf{O}}_v^v + \dot{\psi} \mathbf{z}_a \times \mathbf{O}_v \mathbf{P}_f^v + \dot{\delta}_t \times \mathbf{P}_f \mathbf{C}_f^v \quad (2.18)$$

où $\mathbf{O}_v \mathbf{P}_f^v = [L_f, 0, 0]^T$ et $\mathbf{P}_f \mathbf{C}_f^v = -[\eta \cos \delta_t, \eta \sin \delta_t, 0]^T$.

Tous calculs faits, on obtient :

$$\mathbf{v}_{\mathbf{C}_f}^v = \begin{bmatrix} v_x + \eta \dot{\delta}_t \sin \delta \\ v_y + L_f \dot{\psi} - \eta \dot{\delta}_t \cos \delta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

L_i est la distance entre le centre de gravité et le point de contact pneumatique/chaussée de la roue i , η représente la chasse pneumatique, δ est l'angle de rotation de la direction et δ_t l'angle de direction effective.

2.8.5 Forces et moments extérieurs agissant sur le motocycle

Durant son mouvement, le motocycle est soumis à des forces et des moments d'origines diverses qui agissent sur tout ou partie de sa structure. Le mouvement du motocycle est assuré principalement par les efforts générés au niveau du contact pneu/chaussée. Ces efforts peuvent

être décomposés sous la forme de forces latérales de guidage, de forces longitudinales de freinage ou d'accélération ainsi qu'un couple d'auto-alignement. Le véhicule est par ailleurs soumis à des forces d'origine gravitationnelle ou aérodynamique (forces normales, forces de roulement, portance, poussées latérales,...). On présente ci-dessous plus de détails sur l'origine et les formulations mathématiques de ces forces.

Forces de résistance au roulement

Le déplacement du véhicule est freiné par des forces de frottement dues à son propre poids [155]. Les forces de résistance au roulement F_{r_i} ($i = r, f$) agissent dans le sens opposé au déplacement. Elles dépendent de la valeur des forces de réaction des roues et s'expriment comme suit :

$$F_{r_i} = k_r F_{z_i}$$

F_{z_i} avec $i = f, r$ représente la somme des réactions verticales relatives aux roues i et k_r est le coefficient de résistance au roulement constant, influencé par l'état et la géométrie de la route, l'état du pneumatique ainsi que sa vitesse.

Forces aérodynamiques

Comme tout objet se déplaçant dans l'air, un motorcycle est exposé à un ensemble d'efforts aérodynamiques dont le torseur, calculé au centre de pression du véhicule se résume à la traînée longitudinale ($F_{x_{aéro}}$) qui affecte principalement les performances en accélération, la poussée latérale ($F_{y_{aéro}}$) constituant une perturbation externe influant surtout la stabilité du guidage et la portance verticale. En général, l'effort aérodynamique, dans une direction spécifique, peut être approché par le système d'équations exprimées, dans la direction longitudinale et latérale, comme suit :

$$F_{aéro} = \begin{cases} F_{x_{aéro}} &= -\frac{1}{2}\rho_{air}C_{x_{air}}S_fV_{x_{air}}^2 \\ F_{y_{aéro}} &= -\frac{1}{2}\rho_{air}C_{y_{air}}S_tV_{y_{air}}^2 \end{cases} \quad (2.20)$$

où ρ_{air} est la masse volumique de l'air supposée constante et égale à $1.167kg/m^3$, S_f, S_t sont respectivement la surface frontale et transversale du véhicule et $C_{x_{air}}, C_{y_{air}}$ sont respectivement le coefficient de pénétration dans l'air en longitudinal et en transversal. Le vecteur vitesse aérodynamique (\vec{V}_{air}) s'exprime :

$$\vec{V}_{air} = \vec{V} - \vec{V}_{air/sol} \quad (2.21)$$

$V_{air/sol}$ est la vitesse du vent par rapport au sol. La norme $\|\vec{V}_{air}\|$ est souvent considérée comme égale à la vitesse longitudinale v_x du véhicule. Cela revient à supposer que les autres composantes du vecteur vitesse du véhicule sont négligeables devant la vitesse longitudinale et que la vitesse du vent est également très faible devant celle-ci.

Forces verticales

L'action de la masse de la moto et les effets de transfert de charge dus aux inerties entraînent des réactions différentes sur chacune des deux roues. Ces réactions permettent d'évaluer la force de résistance au roulement ainsi que la force développée par chaque roue. Les forces normales ($F_{z_i}, i = f, r$) agissant sur chaque roue sont définies en fonction de la masse totale de la moto et

de ses paramètres géométriques, de l'accélération longitudinale a_x , de la pente et du dévers de la route [53]. Les équations mathématiques de ces forces sont les suivantes :

$$\begin{cases} F_{zf} = \left(\frac{M_f + M_r}{L_f + L_r} \right) (L_r g \cos \phi_p \cos \phi_r - h a_x) \\ F_{zr} = \left(\frac{M_f + M_r}{L_f + L_r} \right) (L_f g \cos \phi_p \cos \phi_r + h a_x) \end{cases} \quad (2.22)$$

Où M_f et M_r sont respectivement la masse de la partie avant et la masse de la partie arrière.

L'interface roue-sol

Les propriétés du pneumatique montrent que sous l'action des efforts appliqués par le véhicule (charge, couple moteur ou de freinage, force centrifuge, etc.), le pneu se déforme et établit avec le sol une aire de contact. Les déformations de la carcasse et les propriétés d'adhérence dans l'aire de contact entraînent la génération des forces de réactions influant sur le comportement du véhicule. La résultante de ces efforts est composée de la force verticale, la force longitudinale, la force latérale, le moment d'auto-alignement, le moment de redressement et le moment de résistance au roulement. Les déformations élémentaires du pneu dans l'aire de contact peuvent être décomposées en déformations tangentielles et radiales. La déformation radiale exprime les efforts verticaux appliqués sur la roue. Quant aux déformations tangentielles elles se décomposent en forces longitudinales et forces latérales.

Force longitudinale et son origine (glissement longitudinal)

Dans les phases d'accélération ou de freinage, un couple moteur ou de freinage est appliqué au pneumatique, une force longitudinale se naît, cette dernière génère un cisaillement à travers la surface de contact (appelé aussi, patch de contact, bande de roulement). Dans ce cas, la vitesse longitudinale du point de contact est différente de la vitesse tangentielle du pneu, créant un glissement longitudinal exprimé en pourcent. Généralement, le glissement longitudinal est considéré comme la vitesse de glissement normalisée entre la vitesse équivalente de rotation de la roue ($\omega_i R_{e_i}$) et la vitesse du point de contact appartenant au sol V_{c_i} , ($i = f, r$). Pour la roue i le taux de glissement longitudinal est défini par :

$$\begin{cases} \lambda_i = \frac{\omega_i R_{e_i}}{v_{c_i}} - 1 < 0 & si & v_{c_i} < \omega_i R_{e_i} & \Rightarrow \text{freinage} \\ \lambda_i = 1 - \frac{v_{c_i}}{\omega_i R_{e_i}} > 0 & si & v_{c_i} > \omega_i R_{e_i} & \Rightarrow \text{accélération} \end{cases} \quad (2.23)$$

Si on suppose que le point de contact du pneumatique i avec la chaussée est simplement la projection verticale du centre de même pneu, alors le glissement longitudinal s'écrit [144] :

$$\begin{cases} \lambda_i = \frac{\omega_i R_{e_i}}{v_{x_i}} - 1 < 0 & si & v_{x_i} < \omega_i R_{e_i} & \Rightarrow \text{freinage} \\ \lambda_i = 1 - \frac{v_{x_i}}{\omega_i R_{e_i}} > 0 & si & v_{x_i} > \omega_i R_{e_i} & \Rightarrow \text{accélération} \end{cases} \quad (2.24)$$

avec v_{x_i} est la vitesse longitudinale de pneu i . ω_i est la vitesse de rotation de la roue i et R_{e_i} le rayon de roulement effectif de la roue i (distance effective entre le centre de la roue et le contact pneu chaussée, toujours inférieur au rayon du pneumatique à cause du poids et du chargement de la moto).

Notant que le rayon effectif de la roue (R_{ei}) joue un rôle prépondérant dans le calcul de la variable de glissement.

La force longitudinale est donnée sous une forme linéaire par l'équation :

$$F_x = K_x(F_z) \text{sat} \left(\frac{\lambda}{\lambda_{max}} \right)$$

où $K_x(F_z)$ est le coefficient de raideur des pneumatiques en fonction de la charge verticale F_z . λ_{max} est le glissement longitudinal maximum et sat est la fonction de saturation.

Force Latérale et son origine (glissement transversal et carrossage)

Les forces transversales ou connues sous le nom de forces de guidage prennent naissance lorsqu'il y a présence simultanément d'un angle de dérive, de carrossage et d'une force d'appui verticale. L'angle de dérive est défini dans ce cas comme l'angle à la surface de contact pneu-sol entre l'axe longitudinal de la roue et le vecteur vitesse du point de contact. Mathématiquement, le glissement latéral α_i sur chaque roue i est exprimé par la relation suivante [144, 53] :

$$\alpha_i = - \arctan \left(\frac{v_{cyi}}{v_{cxi}} \right)$$

v_{cyi} et v_{cxi} sont les vitesses latérales et longitudinales aux points de contact pneu-chaussée, calculées précédemment (Équ. 2.19 et 2.17).

Les formules mathématiques de ces angles de dérives latérales, exprimés dans le repère lié au véhicule sont donc données par le système suivant, pour la roue avant (respectivement arrière) :

$$\begin{cases} \alpha_f = - \arctan \left(\frac{v_y + L_f \dot{\psi} - \eta \dot{\delta}}{v_x} \right) + \delta \cos \epsilon \\ \alpha_r = - \arctan \left(\frac{v_y - L_r \dot{\psi}}{v_x} \right) \end{cases} \quad (2.25)$$

D'un autre côté, de part de sa construction, la roue n'est pas tout à fait perpendiculaire à la surface de la chaussée, elle est inclinée, par rapport au plan vertical, d'un angle γ appelé angle de carrossage, contribuant dans la génération de la force de glissement latéral.

Le carrossage de la roue avant, peut être exprimé par la simple relation :

$$\gamma_f = \arcsin(\mathbf{y}_{\delta,z}^v) = \sin \epsilon \cos \phi \sin \delta + \sin \phi \cos \delta \quad (2.26)$$

et celui de la roue arrière, est donné comme suit :

$$\gamma_r = \phi \quad (2.27)$$

Dans le domaine de petits mouvement de roulis et braquage, une relation linéaire peut être retenue pour exprimer la force de glissement latéral exercée sur chaque pneu (avant et arrière) comme suit [46] :

$$\begin{cases} F_{yf} = C_{f1} \alpha_f + C_{f2} \gamma_f \\ F_{yr} = C_{r1} \alpha_r + C_{r2} \gamma_r \end{cases} \quad (2.28)$$

Où C_{f1} et C_{r1} sont les rigidités de dérive du pneu avant respectivement, arrière. Plus elles sont élevées, plus le pneumatique répond mieux aux sollicitations latérales importantes. C_{f2} et C_{r2}

sont les rigidités du carrossage du pneu avant, respectivement arrière.

Lorsque la roue tourne, l'effort latéral supporté par le pneumatique provoque un déplacement de la surface de contact roue-sol par rapport au plan de la jante, ce déplacement est appelé "ballant du pneumatique". Cela est décrit en utilisant la notion de longueur de relaxation σ [159]. Cette longueur présente la distance que le pneumatique doit rouler pour voir disparaître le ballant et pouvoir se mettre en appui afin de générer une force latérale. Ce comportement transitoire est modélisé par un filtre de premier ordre appliqué à l'angle de glissement latéral, comme suit :

$$\frac{\sigma}{v_x} \dot{\alpha} + \alpha = \alpha_0 \quad (2.29)$$

Où, α est l'angle de glissement instantané, α_0 est celui calculé en régime quasi-statique par l'équation de l'angle de dérive.

Dynamique longitudinale-latérale et phénomène transitoire

Le comportement dynamique de la déformation transversale a fait l'objet de plusieurs travaux [156, 158, 160]. Ces derniers avaient pour objectif de décrire plus finement le comportement du pneumatique face à des variations dynamiques.

Dans [160], Pacejka décrit par un modèle du premier ordre, les variations de la force latérale et du moment d'auto-alignement en réponse à de faibles valeurs de l'angle de glissement, en utilisant la notion de la longueur de relaxation. Pour de larges variations de glissement, la force est modélisée par un filtre au premier ordre, utilisant la notion de la longueur de relaxation, de la force statique calculée à partir de la formulation de Pacejka.

Cette équation est donnée comme suit :

$$\frac{\sigma_y}{v_x} \dot{F}_y + F_y = \overline{F}_y \quad (2.30)$$

Contrairement à la dynamique latérale, on trouve très peu de travaux qui font référence à la dynamique longitudinale et le phénomène transitoire. Ceci peut s'expliquer par le fait que le pneu est plus raide en longitudinal qu'en latéral. Donc par analogie, la notion de la longueur de relaxation est utilisée pour décrire la dynamique de déformation longitudinale comme suit :

$$\frac{\sigma_x}{v_x} \dot{F}_x + F_x = \overline{F}_x \quad (2.31)$$

Remarque : \overline{F}_y et \overline{F}_x sont des composantes des forces latérales, respectivement longitudinales calculées en utilisant un modèle d'effort (Pacejka, linéaire, etc).

Moment de renversement

Causé essentiellement par le carrossage de la roue [156], le moment de renversement est de nature déstabilisante. C'est un phénomène assez caractéristique des véhicules à deux roues puisqu'il est lié directement au carrossage qui peut atteindre les 55° dans certaines configurations [156].

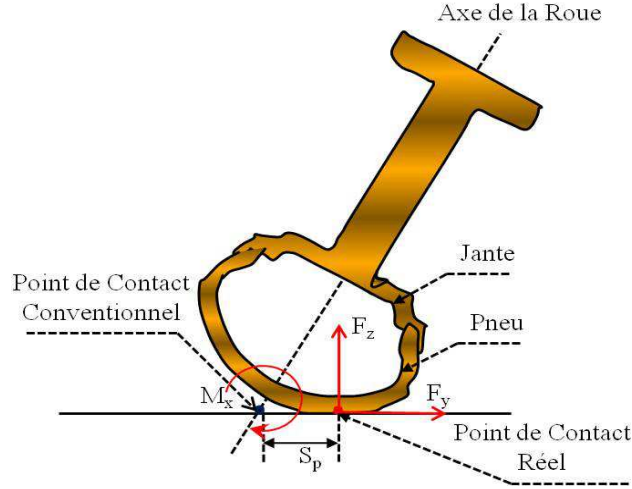


FIGURE 2.13 – Moment de renversement

D'autre part, deux définitions différentes du point de contact pneu-chaussée peuvent être retenues. Dans la première, ce point, dit conventionnel, est défini comme l'intersection du plan vertical de la roue avec le sol. Cependant, vue la géométrie du pneumatique (surtout pour les véhicules deux-roues), le point de contact pneu-sol se déplace transversalement le long de la circonférence du pneu [50] et se retrouve à une distance s_p du point conventionnel (Fig. 2.13). Donc, si l'ensemble des efforts pneumatiques est calculé autour du point de contact conventionnel, le moment de renversement peut être rapproché par un simple produit entre la charge verticale et le bras de levier associé [51], autrement, il ne sera pas considéré (bras de levier nul au point de contact réel). Pour le premier cas, le couple de renversement vaut :

$$M_x = -s_p F_z \quad (2.32)$$

Moment de résistance au roulement

Le diamètre de la roue à l'arrêt est différent de celui de la roue en roulement. Cette différence crée un patch de contact qui, une fois soumis à la charge verticale, génère un moment de résistance au roulement. Ce moment est fonction d'un paramètre de frottement et de la charge verticale :

$$M_y = f_w \cdot F_z \cdot R_e \quad (2.33)$$

où f_w est le coefficient de frottement et R_e est le diamètre de la roue en roulement. Pour les motos, une formule empirique [53] avait été proposée permettant de calculer le coefficient de frottement tel que :

$$f_w = \begin{cases} 0.0085 + \frac{0.018}{p} + \frac{1.59 \cdot 10^{-6}}{p} v_x^2 & \text{si } v_x < 165 \text{ km/h} \\ \frac{0.018}{p} + \frac{2.91 \cdot 10^{-6}}{p} v_x^2 & \text{si } v_x > 165 \text{ km/h} \end{cases} \quad (2.34)$$

où p est la pression du pneu.

Moment d'auto-alignement

Pendant la phase de déformation latérale, la distribution d'effort sur la surface cisailée n'est pas symétrique. En effet, la surface de contact se déplace aussi parallèlement à l'axe longitudinal

de la roue [56] selon une direction opposée au mouvement (Fig. 2.14). Par conséquent, le point de contact de la force latérale se retrouve à une distance η du centre de patch, dite chasse pneumatique. Par suite, un moment correspondant est développé, qui tend à ramener la roue dans son plan longitudinal, d'où son appellation "moment d'auto-alignement".

Les résultats expérimentaux ont montré que la chasse pneumatique est maximale lorsque le glissement latéral est nul. Elle peut être formulée par l'expression suivante [105] :

$$\eta = \eta_{max} \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{max}} \right) \quad (2.35)$$

où η_{max} est la chasse maximale.

Enfin, une représentation linéaire peut être utilisée pour le calcul du moment d'auto-alignement [51, 156], comme suit :

$$M_z = -\eta F_y + M_i \gamma \quad (2.36)$$

où M_i est le coefficient de la raideur radiale du pneumatique et γ est l'angle de carrossage de la roue considérée.

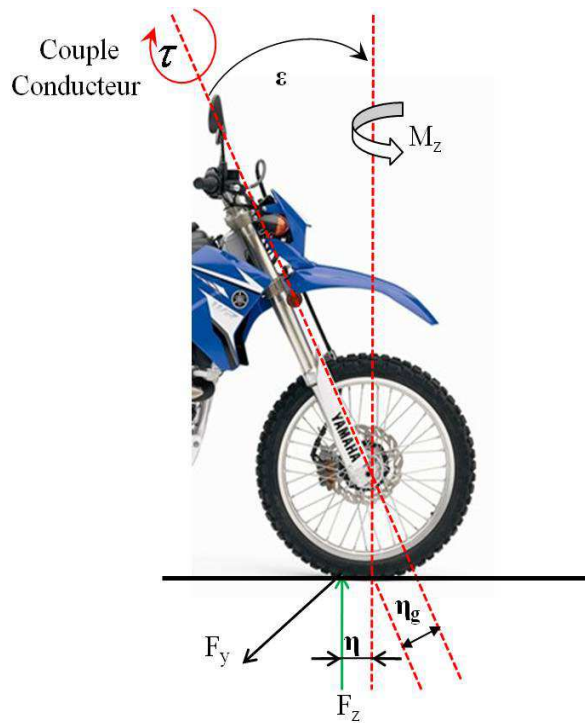


FIGURE 2.14 – Moment d'auto-alignement ; η_g : chasse géométrique et η : chasse pneumatique

2.9 Bilan des moments

Durant son mouvement, la moto est sujette à des moments externes divers, qu'on peut classer en deux catégories, le moment de roulis et de lacet qui s'exercent sur le système moto-conducteur entier (pris comme un seul corps) et le moment de direction s'exerçant uniquement sur la fourche avant.

sont des distances visibles sur le figure 2.15.

2.9.2 Moment de lacet

Le mouvement du lacet est un mouvement de pivotement de la moto sur la route, autour d'un axe vertical passant par son centre de gravité \mathbf{Z}_v .

l'expression suivante donne le moment du lacet :

$$\sum M_z = L_f F_{yf} - L_r F_{yr} - \tau \cos \epsilon \quad (2.38)$$

τ est le couple de direction appliqué par le conducteur, autour de l'axe \mathbf{Z}_s .

2.9.3 Moment de direction

Le moment de rotation de la direction autour de l'axe \mathbf{Z}_s , est un mouvement provoqué par application d'un couple conducteur sur le fourche, il dépend de la charge verticale sur le pneu avant F_{zf} et de la force latérale du pneumatique avant F_{yf} . La figure 2.16, montre un schéma détaillé des différentes forces à l'origine de ce moment. L'équation dynamique de ce moment est donnée par l'équation 2.39

$$\sum M_s = -(\eta F_{zf} - M_f g) \sin \phi - (\eta F_{zf} - M_f g) \sin \epsilon \sin \delta - \eta F_{yf} + \tau \quad (2.39)$$

Remarque : Le moment de tangage n'est pas pris en compte durant cette étude, par ailleurs, le mouvement vertical est pris en compte en tenant compte du transfert de charge, donné dans le système d'équation 2.22, lors des manœuvres de freinage et d'accélération.

2.10 Modèle paramétrique de type “formule magique”

Dans la littérature [32, 45, 37], on distingue trois approches principales du modèle de pneumatique. La première, dite mécanique [44], il modélise la région de contact au sol par un système ressort-amortisseur d'une complexité particulière. La deuxième approche, dite de brosse [143], c'est un modèle analytique où chaque partie élémentaire est modélisée par un poil de brosse possédant une raideur. Enfin, la dernière représentation, de type empirique qui se caractérise par la capacité à reproduire les mesures expérimentales avec plus de précision. Cette dernière approche est définie par Pacejka [37, 158] qu'on appelle couramment la “formule magique”. C'est la plus connue et certainement la plus utilisée des modélisations des efforts de contact pneu/chaussée.

Le modèle de Pacejka donne une représentation mathématique du comportement dynamique du pneumatique pouvant reproduire les mesures effectuées sur un pneumatique en banc d'essai. La forme générale de la courbe caractéristique du pneumatique peut s'apparenter à une fonction sinusoïdale et avoir une représentation du même type. Les coefficients nécessaires à la calibration de ces équations sont tous issus de relevés expérimentaux et sont ajustables pour représenter au mieux la configuration de la roue (carrossage, charge variable, couplage longitudinal et transversal, etc).

Dans sa version originale, cette formule était destinée aux véhicules automobiles et aux poids lourds, c'est-à-dire, pour des pneumatiques avec de larges glissements latéraux et de faibles angles de carrossage ne dépassant pas les 10° [37]. Toutefois, cette formule a été adaptée, pour la première fois, aux pneumatiques de véhicules subissant de grands angles de carrossage (cas

de la moto) par De Vries et Pacejka en 1997 [46].

Les forces longitudinales, latérales, le moment d’auto-alignement sont décrits en fonction du glissement longitudinal et de l’angle de dérive des pneumatiques par la formule générale [47] :

$$\begin{aligned} y(x) &= D \cdot \sin \{C \cdot \arctan [B \cdot x - E(B \cdot x - \arctan(B \cdot x))]\} \\ Y(x) &= y(x) + S_v \\ x &= X + S_h \end{aligned} \quad (2.40)$$

Où B , C , D et E sont des coefficients représentant les propriétés géométriques de la courbe de la figure 2.17. S_h et S_v déviations horizontale et verticale, Y la variable de sortie qui correspond à la force ou au moment à calculer et X la variable d’entrée qui correspond au glissement latéral α , longitudinal λ où l’angle de carrossage γ . A partir de la figure 2.17, il est évident que la quantité $\tan^{-1}(BCD)$ correspond à la pente de la courbe, donc à la valeur de la raideur prise dans les équations linéaires citées auparavant.

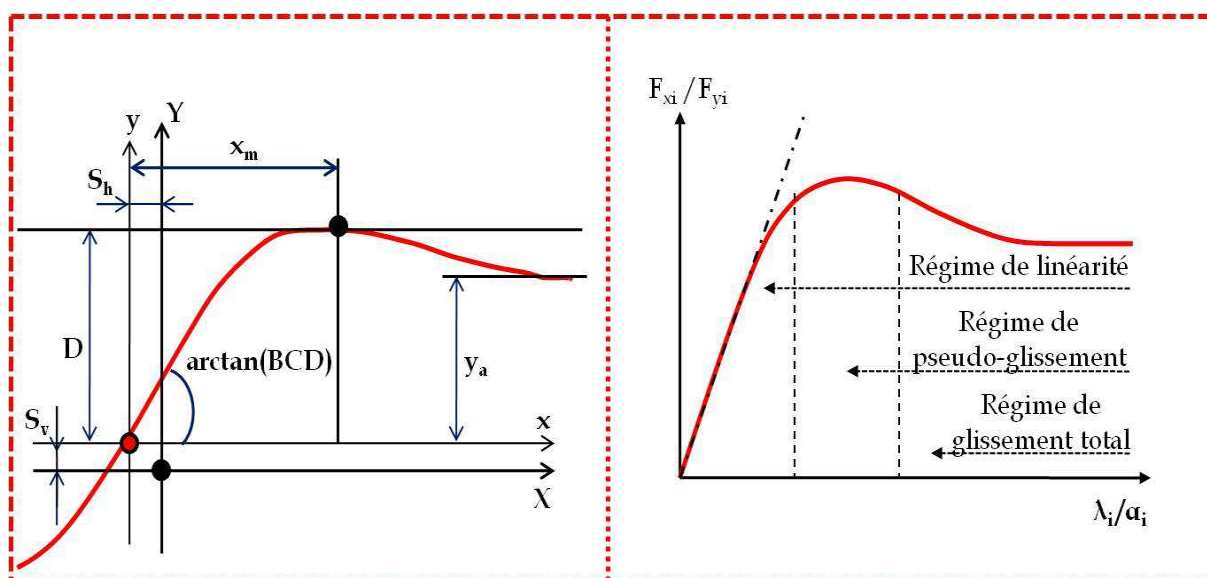


FIGURE 2.17 – Efforts longitudinaux et transversaux des pneumatiques suivant le modèle initial de Pacejka

2.10.1 Effort longitudinal à glissement longitudinal pur

Il s’agit de la force de réaction du sol sur le véhicule pendant le freinage ou la traction. Compte tenu de la formule 2.40, l’effort longitudinal pur en fonction du glissement longitudinal, peut se mettre sous la forme suivante :

$$F_{x0} = D_x \cdot \sin \{C_x \cdot \arctan [B_x \cdot \lambda - E_x(B_x \cdot \lambda - \arctan(B_x \cdot \lambda))]\} + S_{vx} \quad (2.41)$$

2.10.2 Effort latéral à angle de dérive pur

La formule de Pacejka, fut appliquée pour les véhicules deux-roues, dont le carrossage est beaucoup plus conséquent, en premier lieu par De Vries en 1997 [46]. Ensuite, elle a été adaptée

dans de nombreux travaux pour résoudre diverses problématique [48], comme l'intégration de l'effet gyroscopique propre au pneumatique [105, 47], le problème de relaxation du pneumatique [52] et la prise en compte de l'élasticité des pneus [51].

L'effort latéral pur est fonction de l'angle de la dérive α et de carrossage γ , et est défini par :

$$F_{y0} = D_y \cdot \sin \{ C_y \cdot \arctan [B_y \cdot \alpha - E_y (B_y \cdot \alpha - \arctan(B_y \cdot \alpha))] + C_\gamma \cdot \arctan [B_\gamma \cdot \gamma - E_\gamma (B_\gamma \cdot \gamma - \arctan(B_\gamma \cdot \gamma))] \} \quad (2.42)$$

2.10.3 Moment d'auto-alignement à angle de dérive pur

Le moment d'auto-alignement généré par les pneumatiques, tend à ramener la roue dans son plan longitudinal. Sous l'hypothèse de découplage, ce couple M_{z0} est fonction uniquement de l'angle de dérive.

Dans le cas de la moto, une partie du moment d'auto-alignement est obtenue en multipliant la chasse pneumatique η avec la force latérale attribuée au glissement latéral à angle de carrossage nul ($F_{y,\gamma=0}$). L'autre partie représente le couple résiduel [156].

$$F_{y0} = -\eta_0 \cdot F_{y,\gamma=0} + M_{zr0} \quad (2.43)$$

La chasse pneumatique à son tour est représentée par sa version cosinus de la formule magique :

$$\eta_0 = D_t \cdot \cos \{ C_t \cdot \arctan [B_t \cdot \alpha_t - E_t (B_t \cdot \alpha_t - \arctan(B_t \cdot \alpha_t))] \} \cdot \cos \alpha \quad (2.44)$$

Avec ;

$$\alpha_t = \alpha + S_{ht} \quad (2.45)$$

2.10.4 Comportement couplé

Lorsque le pneumatique est sollicité simultanément selon son axe longitudinal et transversal il apparaît que ces efforts sont couplés, en d'autres termes qu'il existe une relation entre l'effort longitudinal et l'effort latéral [156]. La relation liant la force transversale à la force longitudinale est connue sous le nom des ellipses de frictions. Ces dernières ont pour rôle de mettre en évidence les caractéristiques limites de fonctionnement des pneumatiques. Le comportement couplé apparaît dans l'expression des forces latérale et longitudinale :

$$\begin{cases} F_x = \cos(C_x \arctan(B_x \alpha)) \cdot F_{x0} \\ F_y = \cos(C_y \arctan(B_y \lambda)) \cdot F_{y0} \end{cases} \quad (2.46)$$

2.11 Modèles simplifiés du motocycle

De façon générale, les travaux menés sur le comportement dynamique global du véhicule nécessitent un modèle complet de celui-ci pour connaître son état dynamique, à l'aide de mesures d'une part et en reconstruisant les grandeurs inaccessibles d'autre part. Cette approche, compte tenu du nombre important de calculs et de la complexité du modèle, est difficile à mettre en œuvre pour un fonctionnement en ligne. En effet, un modèle dynamique global de représentation d'un véhicule à deux roues doit prendre en compte un grand nombre de paramètres. Or pour la plupart des situations de conduite usuelles, seule une partie spécifique de la dynamique est sollicitée. Cet état de fait entraîne deux conséquences, en premier lieu une charge de calcul

inutile, et d'autre part la prise en compte de paramètres non pertinents (liées aux dynamiques non sollicitées).

Une autre approche consiste à modéliser le véhicule par un ensemble de modèles réduits à la dynamique utiles de chaque situation particulière. Cela permet une simplification des calculs, ainsi qu'une simplification de la synthèse des observateurs associés.

Dans ce qui suit, nous synthétisons un modèle latéral pur pour les manœuvres en virage à vitesse constante, un modèle longitudinal pur caractérisant le freinage ou l'accélération en ligne droite et enfin, un modèle complet latéral-longitudinal, traduisant le couplage des deux modes précédents.

2.11.1 Modèle longitudinal pur

Ce modèle décrit la dynamique associée aux situations de freinage et accélération en ligne droite. C'est un modèle à deux roues (roues avant et arrière) représentatif de la dynamique longitudinale pure. Nous prenons uniquement en compte la dynamique de translation du véhicule le long de la direction de l'axe x , et la dynamique de rotation des roues. En effet, dans les cas de freinage ou d'accélération, le véhicule doit décrire une trajectoire en ligne droite avec une dynamique uniquement longitudinale. Le poids du véhicule agit en son centre de gravité (C_G). Ainsi selon l'angle de la pente, le poids du véhicule tire le véhicule vers l'avant ou vers l'arrière. Dans son mouvement, le véhicule, en fonction de sa vitesse, subit l'action des forces aérodynamiques ($F_{aéro}$). Nous supposons que ces forces agissent sur le comportement du véhicule au niveau de son centre de gravité (C_G). Le couple de traction/freinage est appliqué aux roues. Le mouvement de tangage est pris en compte à travers le transfert de charge. Par ailleurs le véhicule est supposé rouler sur une route plane, sans irrégularités, pouvant présenter une pente d'angle ϕ_p . Les axes du véhicule sont considérés parallèles au plan de la route. Dans le cas de la pente, l'axe vertical n'est pas parallèle à l'axe de la pesanteur. Cette configuration est présentée dans la figure 2.18.

Dans ce cas, la dynamique du mouvement de déplacement du véhicule peut se décrire par les équations suivantes :

$$\begin{cases} M\dot{v}_x = F_x + F_{x_{aéro}} - Mg \sin \phi_p \\ I_{rf}\dot{\omega}_f = -R_{ef}F_{xf} + \tau_f \text{sign}(\omega_f) \\ I_{rr}\dot{\omega}_r = -R_{er}F_{xr} + \tau_r \text{sign}(\omega_r) \\ F_x = F_{xf} + F_{xr} \\ F_{x_{aéro}} = -C_x v_x^2 \\ \frac{\sigma_x}{v_x} F_{xf} + F_{xf} = K_{pf} \lambda_f \\ \frac{\sigma_x}{v_x} \dot{F}_{xr} + F_{xr} = K_{pr} \lambda_r \end{cases} \quad (2.47)$$

Où F_{xf} et F_{xr} représentent respectivement les forces longitudinales des pneus avant et arrière (Force de traction/freinage). $F_{aéro}$ est la force de résistance aérodynamique. ϕ_p est la pente de la route, K_{pi} ($i = f, r$) est la raideur longitudinale du pneu i et λ_i représente la variable de glissement longitudinal du pneumatique i donné par le système d'équation 2.24.

R_{ei} , I_{ri} et τ_i sont respectivement, le rayon effectif de roulement, le moment d'inertie de la roue i et τ_i et ω_i sont respectivement, le couple de traction/freinage et la vitesses angulaire de rotation du pneumatique i .

Le vecteur d'état x_l de ce modèle comprend : la vitesses longitudinale, les vitesses de rotation des deux roues et les forces longitudinales avant et arrière. Son vecteur d'entrées u_l est constitué

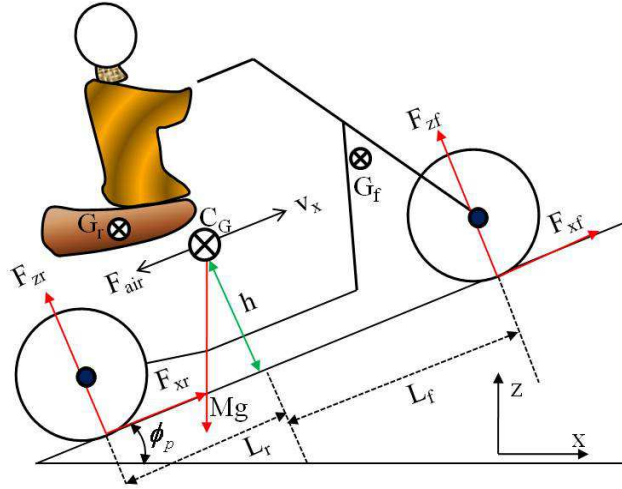


FIGURE 2.18 – Modèle de la situation longitudinale pure

des couples de rotation des roues avant et arrière. La pente de la route est considérée comme une entrée (w_l) de perturbation .

$$x_l = [v_x \quad \omega_f \quad \omega_r \quad F_{xf} \quad F_{xr}]^T$$

$$u_l = [\tau_f \quad \tau_r]^T$$

$$w_l = \sin \phi_p$$

2.11.2 Modèle latéral pur

Ce modèle traduit la dynamique associée à la situation d'une manœuvre de virage à vitesse constante. Dans ce cas, le motocycle suit une trajectoire en virage avec une dynamique latérale pure. Cela correspond au cas où par hypothèse le comportement longitudinal est négligeable (lorsque la vitesse du véhicule est constante et que les efforts longitudinaux sont nuls).

Dans ce type de manœuvre le véhicule est représenté par son modèle latéral pur (Fig. 2.19). Dans ce mouvement, les variables dynamiques caractérisant le comportement du véhicule sont le déplacement latéral, l'angle de lacet, l'angle de roulis, l'angle de direction et les deux forces latérales avant et arrière. Le modèle de cette dynamique latérale peut être décrit, pour un angle de dévers (ϕ_r) et une force du vent (f_g), par les équations du mouvement suivantes :

$$\begin{cases} M(\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) + I_{xm} \ddot{\phi} + I_{zm} \ddot{\psi} + I_{sm} \ddot{\delta} - F_{y\text{aéro}} + Mg \sin \phi_r = F_{yf} + F_{yr} + f_g \\ I_{xm} \dot{v}_y + I_{xx} \dot{\phi} + I_{xz} \dot{\psi} + I_{xs} \dot{\delta} + a_1 v_x \dot{\psi} + a_2 v_x \dot{\delta} = \sum M_x \\ I_{zm} (\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) + I_{xz} \dot{\phi} + I_{zz} \dot{\psi} + I_{zs} \dot{\delta} - a_3 v_x \dot{\phi} - a_4 v_x \dot{\delta} - L_g f_g = \sum M_z \\ I_{sm} \dot{v}_y + I_{xs} \dot{\phi} + I_{zs} \dot{\psi} + I_{ss} \dot{\delta} - a_2 v_x \dot{\phi} + a_5 v_x \dot{\psi} + K_\delta \dot{\delta} = \sum M_s \\ \frac{\sigma_y}{v_x} \dot{F}_{yf} + F_{yf} = C_{f1} \left(\delta \cos \epsilon - \frac{V_y + L_f \dot{\psi} - \eta \dot{\delta}}{V_x} \right) + C_{f2} (\phi + \delta \sin \epsilon) \\ \frac{\sigma_y}{v_x} \dot{F}_{yr} + F_{yr} = C_{r1} \left(\frac{L_r \dot{\psi} - v_y}{V_x} \right) + C_{r2} \phi \end{cases} \quad (2.48)$$

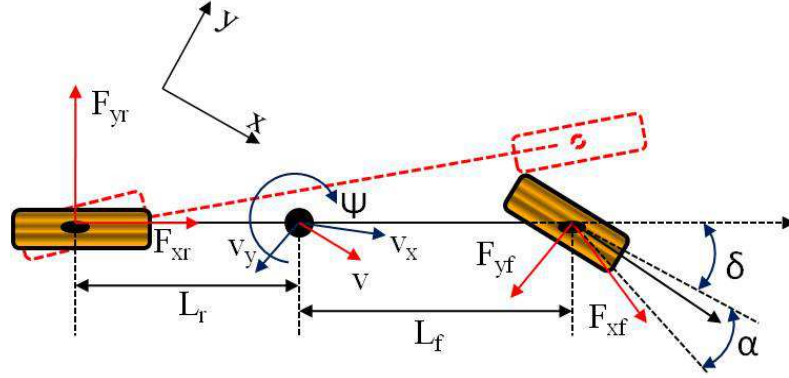


FIGURE 2.19 – Modèle de la situation latérale pure

F_{yf} et F_{yr} , est la somme des forces latérales des pneumatiques avant et arrière. Il est supposé que le véhicule est soumis à une perturbation : la force de vent latérale f_g agissant à une distance L_g du centre de gravité.

C_{fi} et C_{ri} ($i = f, r$) sont respectivement, la raideur de dérive et de carrossage du pneu i . Les différents moments (I_{ij} , $i = x, y, z, s$, $j = x, y, z, s, m$) sont donnés en nomenclature.

Partant des équations du système 2.48, la représentation d'état suivante à huit états est obtenue :

$$\overline{\overline{E}}\dot{\overline{x}} = \overline{\overline{A}}\overline{x} + \overline{\overline{B}}\overline{u} + \overline{\overline{B}}_{w_1}\phi_r + \overline{\overline{B}}_{w_2}f_g \quad (2.49)$$

avec $\overline{\overline{E}}$ est la matrice de masse et d'inertie, $\overline{\overline{B}}\overline{u}$ le vecteur de distribution de l'entrées connue (couple conducteur sur la direction), $\overline{\overline{B}}_{w_2}$ est le vecteur de distribution de la perturbation représentant la force du vent et $\overline{\overline{B}}_{w_1}$ est le vecteur de l'entrée inconnue (dévers de la route) :

$$\overline{\overline{E}} = \begin{bmatrix} M & I_{zm} & I_{xm} & I_{sm} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ I_{zm} & I_{zz} & I_{xz} & I_{zs} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ I_{xm} & I_{xz} & I_{xx} & I_{xs} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ I_{sm} & I_{zs} & I_{xs} & I_{ss} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{yf}/v_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{yr}/v_x \end{bmatrix}$$

$$\overline{\overline{AA}} = \begin{bmatrix} M & -Mv_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & -I_{zm}v_x & a_3v_x & a_4v_x & 0 & 0 & L_f & -L_r \\ 0 & -a_1v_x & 0 & -a_2v_x & I_{xm}g & -(\eta F_{zf} - I_{sm}g) & 0 & 0 \\ 0 & -a_5v_x & -a_2v_x & -C_\sigma & -(\eta F_{zf} - I_{sm}g) & -(\eta F_{zf} - I_{sm}g) \sin \epsilon & -\eta & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-C_{f1}}{v_x} & \frac{-C_{f1}L_f}{v_x} & 0 & 0 & C_{f2} & C_{f1} \sin \epsilon + C_{f2} \cos \epsilon & -1 & 0 \\ \frac{-C_{r1}}{v_x} & \frac{C_{r1}L_r}{v_x} & 0 & 0 & C_{r2} & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\overline{\overline{BB}} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\cos \epsilon \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \overline{\overline{BB}}_{w_1} = \begin{bmatrix} -Mg \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \overline{\overline{BB}}_{w_2} = \begin{bmatrix} 1 \\ L_g \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Les variables d'état de ce modèle sont :

$$\bar{x} = [v_y \quad \dot{\psi} \quad \dot{\phi} \quad \dot{\delta} \quad \phi \quad \delta \quad F_{yf} \quad F_{yr}]^T$$

L'entrée commande est le couple conducteur :

$$\bar{u} = \tau$$

2.11.3 Modèle Latéral-Longitudinal couplé non-linéaire

Ce modèle traduit la dynamique associée à la situation d'une manœuvre de virage avec freinage ou accélération. Dans ce cas, le véhicule décrit une trajectoire en virage avec une dynamique longitudinale et latérale. Les dynamiques qui sont sollicitées dans cette situation sont le déplacement longitudinal et latéral, le mouvement de lacet, le mouvement de roulis et la rotation de la direction.

Le modèle de cette dynamique couplée longitudinale-latérale en présence du dévers et de la pente de la route peut être décrit par les équations suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} M(\dot{v}_x - v_y \dot{\psi}) - I_{xm} \dot{\phi} \dot{\psi} + a_6 \dot{\delta}^2 - a_{19} \dot{\psi}^2 - F_{x_{aéro}} - Mg \sin \phi_r \sin \phi_p = F_{xf} + F_{xr} \\ M(\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) + I_{xm} \ddot{\phi} \cdot \cos \phi + I_{zm} \ddot{\psi} + I_{sm} \ddot{\delta} - F_{y_{aéro}} + Mg \cos \phi_p \sin \phi_r = F_{yf} + F_{yr} + f_g \\ I_{xm} \dot{v}_y \cdot \cos \phi + I_{xx} \ddot{\phi} + I_{xz} \ddot{\psi} \cdot \cos \phi + I_{xs} \ddot{\delta} \cdot \cos \phi + a_1 v_x \dot{\psi} + a_2 v_x \dot{\delta} = \sum M_x \\ I_{zm}(\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) + I_{xz} \ddot{\phi} \cdot \cos \phi + I_{zz} \ddot{\psi} + I_{zs} \ddot{\delta} - a_3 v_x \dot{\phi} - a_4 v_x \dot{\delta} - L_g f_g = \sum M_z \\ I_{sm} \dot{v}_y + I_{xs} \ddot{\phi} \cdot \cos \phi + I_{zs} \ddot{\psi} + I_{ss} \ddot{\delta} - a_2 v_x \dot{\phi} + a_5 v_x \dot{\psi} + K_\delta \dot{\delta} = \sum M_s \\ \frac{\sigma_x}{v_x} \dot{F}_{xf} + F_{xf} = K_{pf} \lambda_f \\ \frac{\sigma_x}{v_x} \dot{F}_{xr} + F_{xr} = K_{pr} \lambda_r \\ \frac{\sigma_y}{v_x} \dot{F}_{yf} + F_{yf} = C_{f1} \left(\delta \cos \epsilon - \frac{v_y + L_f \dot{\psi} - \eta \dot{\delta}}{v_x} \right) + C_{f2} (\phi + \delta \sin \epsilon) \\ \frac{\sigma_y}{v_x} \dot{F}_{yr} + F_{yr} = C_{r1} \left(\frac{L_r \dot{\psi} - v_y}{v_x} \right) + C_{r2} \phi \end{array} \right. \quad (2.50)$$

Ce système peut être représenté sous sa forme d'état non linéaire comme suit :

$$\overline{E} \dot{x} = H(x) + \overline{BB}u + \overline{BB}_{w1} \phi_r + \overline{BB}_{w2} f_g \quad (2.51)$$

$H(x)$ est une fonction non linéaire dépendante des variables d'état.

Dans cette configuration, le nouveau vecteur d'état est :

$$x = [v_x \quad v_y \quad \dot{\psi} \quad \dot{\phi} \quad \dot{\delta} \quad \phi \quad \delta \quad F_{yf} \quad F_{yr} \quad F_{xf} \quad F_{xr}]^T$$

Le vecteur des entrées est donné par :

$$u = [\omega_f \quad \omega_r \quad \tau]^T$$

\overline{E} , \overline{BB} , \overline{BB}_{w2} et \overline{BB}_{w1} sont les matrices du modèle longitudinal-latéral non linéaire.

2.12 Modélisation du conducteur

Il est très difficile de quantifier le comportement du conducteur par un ensemble d'équations mathématiques. En effet, face à une même situation, chaque opérateur humain possède son propre comportement. Cela est certainement dû à la réaction réservée à la situation en cours d'exécution et au temps de réaction, qui diffèrent selon les individus. S'ajoute à cela, d'autres paramètres qui sont fortement liés aux limitations physiques de chaque opérateur. Ces caractéristiques peuvent être regroupées dans un modèle mathématique décrivant le comportement d'un conducteur humain.

2.12.1 Bref état de l'art

La modélisation du conducteur a été abordée de différentes façons. Toutefois, les modèles conducteurs dans la littérature peuvent être grossièrement rassemblés en trois groupes principaux :

- **PID (Proportional Integral Derivative) et GCP (Generalized Predictive Control)** qui peuvent être considérés comme la première génération de modèles conducteurs basée sur la théorie de contrôle.

- **Modèles basés sur la logique floue et les réseaux de neurones**, le premier fait l'objet d'une attention croissante ces dernières années pour sa capacité à imiter le comportement humain et le second pour sa capacité d'apprentissage.
- **Les modèles hybrides et hiérarchiques**, basés sur la construction d'un modèle structurel réaliste d'un conducteur, ce type de modèle est à mi-chemin entre le premier et deuxième type de modèle.

Le problème de suivi de trajectoire dans le cas du système pilote-véhicule est assimilé à un modèle optimal avec vision locale. Le conducteur regarde toujours un intervalle fini du futur chemin et conduit son véhicule en minimisant l'erreur entre la trajectoire de référence et la position actuelle du véhicule. L'appellation donnée pour ce type de modèles est "Preview/Predictive Models" en anglais. Ils combinent entre les comportements de poursuite et de compensation. Le terme "preview" signifie que le conducteur a les capacités de voir de loin l'allure future de la trajectoire et le terme "prédictif" se traduit par la capacité du conducteur de prédire (prévoir) la réponse future de son véhicule (élément contrôlé) suivant le contrôle en cours.

K. et H. Guo Guan, dans [59], ont étudié et comparé des modèles différents de conducteur du premier groupe. Ils distinguent deux principales approches : les modèles de suivi de trajectoire prédictifs qui n'utilisent pas les informations sur le "futur chemin", et des modèles de suivi prédictifs qui prennent en compte la connaissance du futur chemin. Guo souligne que de meilleures performances pour le suivi de trajectoire sont obtenues à partir du deuxième type de contrôles, le premier étant, difficiles à régler. Kondo dans [60], utilise un modèle de prédiction linéaire qui utilise l'information sur la future position pour trouver les entrées commande du conducteur. Le concept de cette approche consiste essentiellement en la minimisation de l'erreur entre la trajectoire réelle et celle désirée. Plus tard, en 1980, MacAdamé [61], a validé expérimentalement une version améliorée de ce type de modèle. Dans le même sens, un modèle similaire a été utilisé par Katayama et al. [64] pour dériver le couple conducteur sur la direction et l'inclinaison de la partie supérieure du conducteur (buste), en utilisant les informations de la trajectoire désirée et de l'angle de roulis correspondant.

Les modèles du système pilote-véhicule pour une tâche de conduite de véhicule développés pendant la dernière décennie tendent à être plus complets. Le modèle proposé par Sharp et al. [62] utilise l'erreur de déplacement latéral déterminée sur un intervalle de temps "preview", semblable au modèle proposé par MacAdam, associée à un terme dérivé de l'erreur dans la boucle de rétroaction. Une fonction saturation est ajoutée aux forces longitudinales et latérales pour éviter de reproduire les efforts au-delà des limites des pneumatiques. Cependant, les principaux inconvénients de ce type de contrôle sont la nécessité de régler les gains lorsque l'environnement ou les conditions de conduite sont modifiés et le fait qu'ils ne déterminent pas par eux-mêmes la trajectoire souhaitée (nécessité d'une trajectoire à suivre).

Par ailleurs, les contrôles de la logique floue ont démontré leur capacité à imiter le comportement de l'homme et à faire face aux incertitudes. Un contrôle flou est un processus non linéaire représentant la connaissance qualitative des conducteurs experts sur le comportement du système et les actions de commande désirées. L'algorithme de commande floue, exprime le comportement du système au moyen de relations fonctionnelles qualitatives décrites par des règles. La dérivation de ces règles, peut être accomplie par des approches différentes et beaucoup de travaux ont été réalisés afin de faciliter leur développement. Des exemples de modèles de conducteurs basés sur la logique floue peuvent être trouvés dans [66, 67]. Dans tous ces travaux, on peut

souligner le bon accord entre les simulations et les données expérimentales en particulier dans le sens de reproduire le comportement du conducteur au cours des manœuvres de changement de voie et d'évitement.

Dans [68] Kageyama et al, utilise un réseau de neurones complexe à trois couches comme modèle conducteur de motocycle. L'information pour la reconnaissance de chemin, les variables du comportement du véhicule et les valeurs de la contre-réaction tels que la direction, les couples de freinage sont utilisés comme consignes d'entrées. Ce modèle montre une "capacité suffisante" de représenter le comportement réel du conducteur. Toutefois, les réseaux de neurones comportent un principal inconvénient qu'est la formation du réseau pour qu'il soit capable de bien accomplir différentes manœuvres.

Le troisième groupe de modèles de pilote est celui qu'on appelle "Hybride". Ils représentent un mélange des deux premiers modèles et ils visent à représenter le comportement réel du conducteur. Cheng et Fujioka dans [74] ont utilisé des différentes approches, ils ont divisé le système complexe de la cognition humaine et le processus décisionnel en une séquence de sous-systèmes qui sont suffisamment simples pour être facilement modélisés. Ils développent un modèle de pilote hiérarchique constitué de quatre couches : la prise de décision, la planification de tâches, manœuvre et action. La couche d'action se compose de multiples contrôleurs à contre-réaction tandis que la couche de planification comporte les tâches de la manœuvre effectuée et le moment de son exécution, pour accomplir la mission confiée par la couche du processus décisionnel. Les décisions de planification de tâches sont tirées des modèles de sécurité basée sur la logique floue. Dans [71] Riedel, présente un modèle conducteur, appelé IPG-DRIVER (Utilisée dans certains logiciels multi-corps), qui détermine d'abord une trajectoire et un profil de vitesse compte tenu des données routières et les caractéristiques du conducteur. L'accélération et l'angle de braquage sont calculés à partir des données de la route à une certaine distance visuelle de manière à réaliser le suivi de la trajectoire désirée. Il s'agit d'un algorithme d'apprentissage traduisant la capacité d'un conducteur à s'adapter aux différentes réponses dynamiques du véhicule et prenant en compte le temps de réaction du conducteur qui est modélisé par un retard pur.

2.12.2 Modélisation mathématique du conducteur

La modélisation du conducteur vise à définir des modèles pouvant être employés par exemple lors de la conception de véhicules. L'intérêt réside dans la possibilité de tester les systèmes étudiés selon le comportement du conducteur. Le conducteur est alors assimilé à un organe de commande fournissant les actions nécessaires (couple de direction, pression de freinage, mouvements latéraux de son buste...) pour suivre la trajectoire désirée.

Une motocyclette avec son conducteur peut être alors schématisée comme nous le voyons sur la figure 2.20. Nous avons un système pilote qui "envoie" au véhicule des données (comme le couple de braquage), et un système motocyclette qui réagira en conséquence à ces entrées et aux réactions qui naissent entre le pneumatique et le sol. La rétroaction, l'ensemble de sensations et perceptions que le pilote relève, servent à corriger continuellement les entrées en cherchant à poursuivre la manœuvre désirée. Le système est défini dans son ensemble comme une boucle fermée. Les corrections apportées se produisent en continu puisque la motocyclette est un système instable (si elle n'est pas contrôlée, elle tombe sur le côté) et c'est précisément ce qui rend difficile la schématisation du modèle de conducteur. En effet, la moto, sans les entrées de commande du conducteur, étant instable pour une large gamme de vitesse, le conducteur permet d'obtenir la

stabilisation de la moto principalement par un couple sur la direction (Fig. 2.20).

Une représentation simple du couple conducteur appliqué sur le mécanisme de direction est

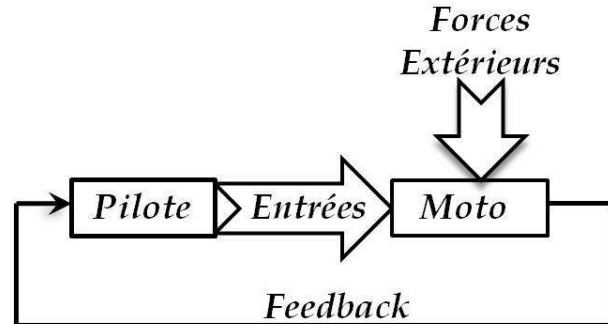


FIGURE 2.20 – Schématisation du système Pilote-Motocyclette

celle de Weir [36], composé d’un gain représentant l’action proportionnelle du conducteur à la courbure de la trajectoire désirée et un “retard pur” de constante $\tau_p = 0.2$ (Fig. 2.21). Ce modèle,

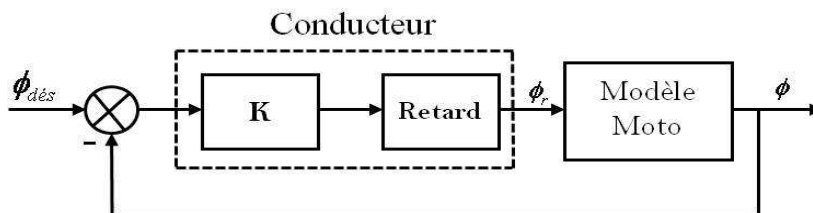


FIGURE 2.21 – Modèle conducteur

bien que très simpliste, ne reflète pas complètement la façon de conduite d’un conducteur réel. En effet, l’aspect anticipatoire qui est une des caractéristiques essentielles lors de la conduite d’un deux-roues, ne figure pas dans le modèle de Weir.

En réalité un conducteur humain, fonctionne tel un correcteur Proportionnel-Dérivateur comme décrit sur l’équation suivante :

$$\tau = K_\tau \cdot (\phi - \phi_{des}) + C_\tau \cdot \dot{\phi} \quad (2.52)$$

Où ϕ et ϕ_{des} sont respectivement, l’angle de roulis et l’angle de roulis désirée par le conducteur. K_τ et C_τ sont des gains proportionnels, τ est le couple conducteur résultant.

Le conducteur peut aussi envisager la stabilisation de son véhicule par des mouvements d’inclinaison de la partie supérieure de son corps (buste) de la même manière que pour le couple de direction :

$$\phi_1 = K_{\phi_1} \cdot (\phi - \phi_{des}) + C_{\phi_1} \cdot \dot{\phi} \quad (2.53)$$

Où K_{ϕ_1} et C_{ϕ_1} sont deux gains proportionnels et ϕ_1 l’angle de roulis du buste résultant.

Remarque : Les différents modèles mathématiques du véhicule à deux roues utilisés durant cette thèse, admettent en entrée le couple appliqué par le conducteur sur le mécanisme de direction. Par ailleurs, le modèle conducteur associé est celui défini par l’équation 2.52

Une autre manière de caractériser le conducteur peut être utilisée, il s'agit de la modélisation microscopique. Dans ce cas-là, nous modélisons le conducteur par l'intégration de son temps de réaction et la quantité d'adhérence qu'il peut mobiliser en longitudinal et en latéral.

2.12.3 Temps de réaction du conducteur

Le temps de réaction correspond au temps que met le conducteur pour prendre conscience d'un imprévu ou d'une situation dangereuse puis d'agir. Ce temps de réaction est, en général, modélisé par un retard dans la boucle du système. Le temps de réaction moyen des conducteurs est égal à 1 seconde environ [139], il dépend de plusieurs facteurs complexes comme : l'inattention (recherche de l'itinéraire, etc), l'inexpérience de la conduite, l'état physique (fatigue, maladies, âge, etc).

2.12.4 Adhérence mobilisée par le conducteur

Généralement, les conducteurs sont très sensibles à l'accélération. En moyenne, ils supportent mal une accélération supérieure à une valeur limite (environ 1 g pour l'accélération latérale dans le cas de la moto). Dans la très grande majorité des cas, cette limite est inférieure à l'adhérence conventionnellement "disponible" sur la chaussée et elle diminue lorsque la vitesse augmente ce qui est tout à fait logique avec la diminution d'adhérence disponible à vitesse élevée.

Pour assurer son confort et garantir sa sécurité, le conducteur ne mobilise pas toute l'adhérence disponible sur la route [161]. Les sollicitations du conducteur en accélérations (latérale et longitudinale) vont alors lui permettre de mobiliser une partie de l'adhérence disponible en latéral ainsi qu'en longitudinal.

La figure 2.22 représente la zone de fonctionnement du conducteur caractérisée par la limite d'adhérence que le conducteur peut mobiliser, ainsi que la zone d'action des assistances comme l'ABS, l'ASC et l'anti-patinage. Les zones d'alerte sont alors déterminées par l'augmentation de la quantité d'adhérence mobilisée par le conducteur.

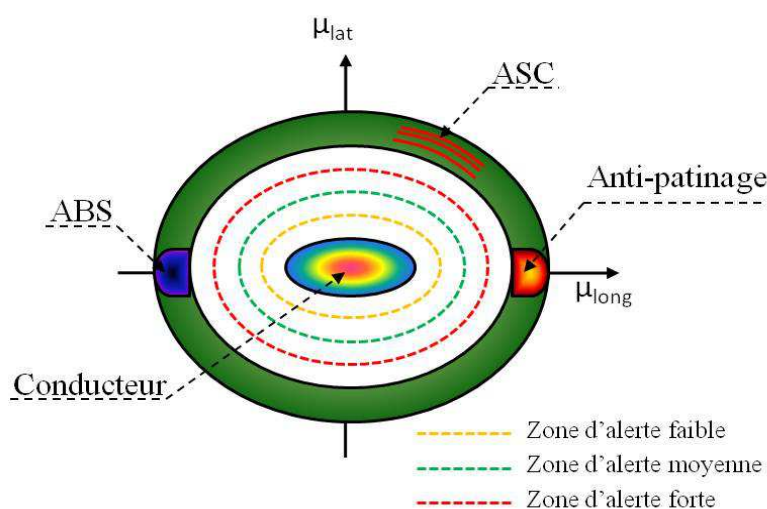


FIGURE 2.22 – Zone d'action de certaines assistances et les zones d'alerte

2.13 Modélisation de l'infrastructure

Le chapitre précédent (Chap. 1) a mis en évidence le rôle joué par l'infrastructure sur l'accidentalité des DRM. Pour améliorer la sécurité routière, le tracé de la route ne doit pas être laissé au hasard. Ce tracé doit prendre en compte plusieurs paramètres : la distance de visibilité, la stabilité du véhicule, la fluidité du trafic, le confort du conducteur...

Les paramètres de l'infrastructure tels que la pente, le dévers et la courbure ont un grand effet sur le comportement dynamique d'un véhicule à deux roues. La prise en compte des caractéristiques de l'infrastructure est essentielle dans l'élaboration des systèmes d'aide à la conduite pertinents.

Nous présentons ci-après, une modélisation de la route à travers les éléments qui définissent sa géométrie : le dévers, la pente et la courbure.

2.13.1 Dévers

Le dévers d'une route a deux utilités. Tout d'abord, il permet l'évacuation des eaux de pluie lorsque la pente de la route est nulle, aussi le dévers minimum, lorsqu'il est introduit volontairement, est fixé à 2.5%. Ensuite, il permet de diminuer les sollicitations des pneumatiques en latéral en absorbant une partie de l'accélération latérale. Le dévers maximal autorisé sur les routes est de 7%.

Physiquement, le dévers représente une rotation autour de l'axe longitudinal du véhicule. Il permet de transférer une partie de la force de gravité sur les forces de contact latérales des pneumatiques. Selon son orientation et le rayon de courbure, ce transfert peut être bénéfique ou pénalisant pour la sécurité. En réalisant l'équilibre statique d'un véhicule modélisé par sa masse concentrée en son centre de gravité (Fig. 2.23), on peut calculer les efforts globaux de contact transversal F_y et normal F_z .

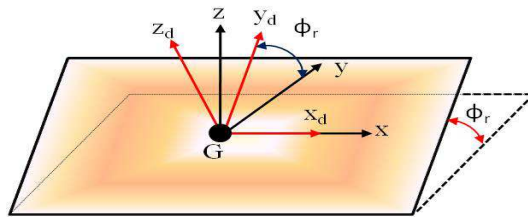


FIGURE 2.23 – Dévers de la route

$$\begin{bmatrix} 0 \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi_r & -\sin \phi_r \\ 0 & \sin \phi_r & \cos \phi_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ M \frac{v_x^2}{R} \\ Mg \end{bmatrix} \Rightarrow \begin{bmatrix} 0 \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ M \frac{v_x^2}{R} \cos \phi_r - Mg \sin \phi_r \\ M \frac{v_x^2}{R} \sin \phi_r + Mg \cos \phi_r \end{bmatrix} \quad (2.54)$$

Deux situations peuvent se présenter :

1. le dévers et le rayon de courbure sont du même signe. Cette situation va dans le sens de la sécurité.
2. le dévers et le rayon de courbure sont de signes opposés. Cette situation augmente le risque de dérapage latéral.

2.13.2 Pentés et rampes

La pente est le terme générique définissant une route qui descend et la rampe définit une route qui monte. Dans ce mémoire, la pente est le terme qui définit l'angle de la route autour d'un axe transversal par rapport au plan horizontal, qu'il soit positif ou négatif. D'un point de vue dynamique, la pente ϕ_p a trois effets :

1. un transfert de charge longitudinal. En montée, une partie de la charge sur la roue avant se transfère sur la roue arrière. En descente, l'inverse se produit ;
2. un pompage. La variation de la géométrie et l'inertie du véhicule génèrent un pompage de la masse suspendue dont l'intensité augmente avec la vitesse du véhicule et la courbure de la pente ;
3. une force centrifuge. Lorsque la pente varie, un rayon de pente apparaît et donc une force centrifuge.

A partir des lois de la mécanique et du modèle simple représenté sur le schéma de la figure 2.18 (où $\phi_p > 0$ ce qui correspond à un transfert de charge vers la roue arrière) et supposant que le véhicule roule à vitesse constante, le transfert de charge ΔF_z sur les deux roues peut être exprimé comme :

$$\begin{cases} \Delta F_{zf} &= -Mg \sin \phi_p \left(\frac{h}{L_f + L_r} \right) \\ \Delta F_{zr} &= Mg \sin \phi_p \left(\frac{h}{L_f + L_r} \right) \end{cases} \quad (2.55)$$

où h la hauteur du centre de gravité et ($L = L_f + L_r$) l'empattement du véhicule. Ces équations montrent le rôle important du rapport $\frac{h}{L_f + L_r}$ lié aux paramètres du véhicule. La force centrifuge s'exerçant au centre de gravité du système véhicule-pilote quand il parcourt une route ayant un rayon de pente R_p fini, a pour effet de lester ou délester les deux roues. Cependant, cet effet peut être négligeable si le rayon de pente est important.

En recherchant l'équilibre dynamique du modèle représenté par la figure 2.24, les efforts normaux de réaction sur les roues avant et arrière, F_{zf} et F_{zr} , peuvent s'exprimer comme :

$$\begin{cases} F_{zf} &= \left(Mg - \frac{v_x^2}{R_p} \right) \frac{L_r}{L} \\ F_{zr} &= \left(Mg - \frac{v_x^2}{R_p} \right) \frac{L_f}{L} \end{cases} \quad (2.56)$$

2.13.3 Courbure

C'est un facteur important pour le calcul de la vitesse limite avant une perte de contrôle, en situation de virage.

Géométriquement, la courbure en un point est l'inverse du rayon du cercle le plus tangent à une courbe donnée en ce point. La figure 2.25 illustre en pointillé une courbe plane avec le cercle le plus tangent au point m de la courbe. La courbure C_r est donc égale à : $C_r = \frac{1}{R}$, R est le rayon de courbure. La courbure est pour une trajectoire, la capacité de sa tangente à changer de direction. Plus précisément, nous définissons la courbure locale C_r comme le module de la variation du vecteur tangent par rapport au chemin parcouru ds : $C_r = \frac{d\theta}{ds}$, où $d\theta$ est la variation de l'angle de tangence de la courbe et ds la variation de l'abscisse curviligne.

D'une manière générale, les routes peuvent être définies essentiellement par trois figures géométriques simples (Fig. 2.26) [161] :

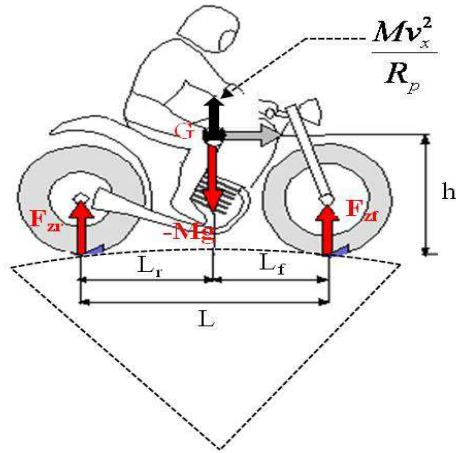


FIGURE 2.24 – Effet du rayon de pente

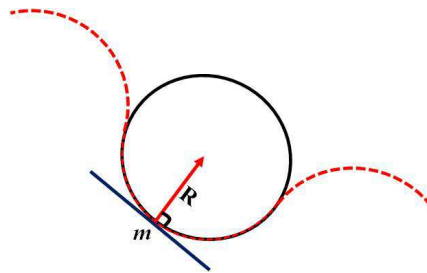


FIGURE 2.25 – La courbure et le rayon de courbure

La ligne droite : Caractérisée par une courbure constante et nulle $C_r = 0$.

Le cercle : Caractérisé par une courbure constante non nulle $C_r = C^{ste} \neq 0$.

La clothoïde : Assure la transition entre une ligne droite et un virage le plus confortablement possible. La clothoïde est étroitement liée à la notion de courbure. Elle représente un type



FIGURE 2.26 – Géométrie longitudinale d'une route

particulier de spirale qui permet d'introduire une variation de la courbure et du dévers en prenant en compte la dynamique du véhicule et le comportement du conducteur. Ainsi, elle permet de raccorder des lignes droites et des cercles avec une variation acceptable de l'accélération latérale, de l'angle de roulis et de l'angle de braquage. Cette spirale est conçue pour pouvoir être parcourue à une vitesse constante avec une variation du braquage dont la vitesse angulaire est constante.

2.14 Interface de simulation d'un véhicule à deux roues développée sur MATLAB/SIMULINK et LabVIEW

Le modèle du système V-I-C, détaillé précédemment, a été conçu dans l'environnement de MATLAB/SIMULINK. La figure 2.27 montre le modèle non-linéaire complet du système, utilisant l'approche modulaire.

Ensuite, nous avons transformé le modèle développé sur MATLAB/SIMULINK en une dll appelée sous LabVIEW. L'intérêt d'une telle démarche, est de bénéficier d'une interface plus conviviale et exploiter la facilité du logiciel, notamment pour l'acquisition de données capteurs, qui sera abordées dans le chapitre 5.

Sur la figure 2.28, on peut voir l'interface développée sous LabVIEW dédiée pour la simulation des véhicules à deux roues.

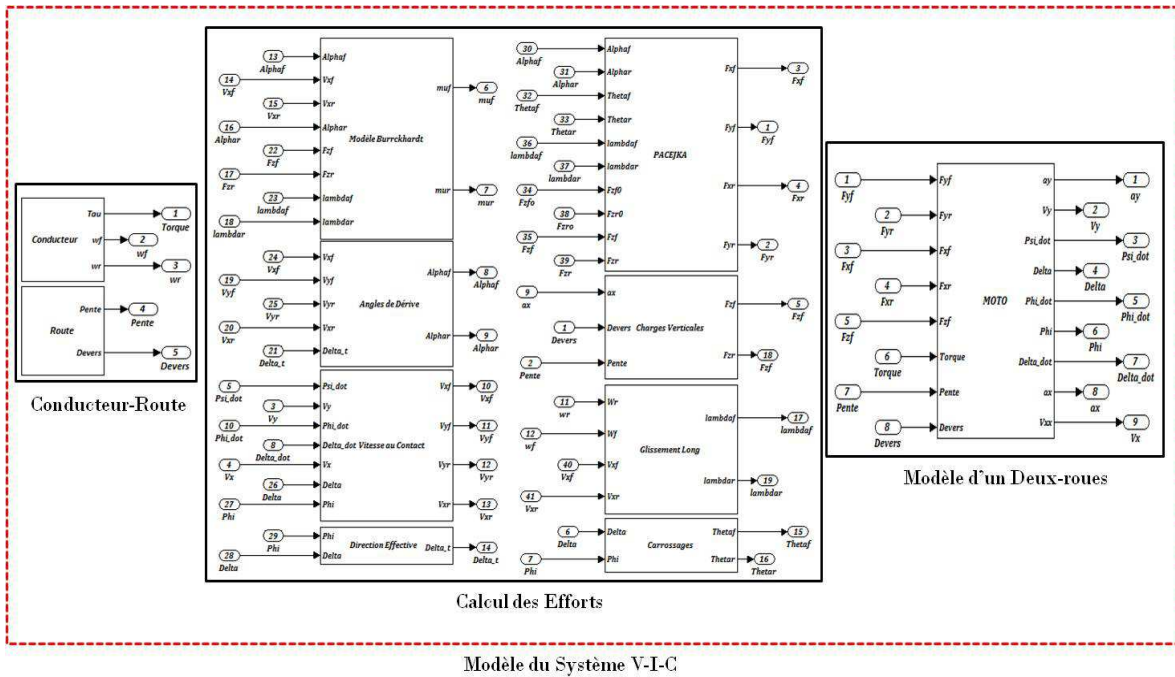


FIGURE 2.27 – Schéma synoptique du modèle du système V-I-C développé sur MATLAB/SIMULINK

2.15 Simulation du modèle non-linéaire du couple véhicule-conducteur

Cette section est dédiée à la simulation du modèle non-linéaire du couple véhicule-conducteur lors de passage sur une trajectoire en forme de “U”, cela va nous permettre de vérifier les dynamiques latérale et longitudinale du modèle en réponse à des manœuvres de braquage.

Lors de ce scénario de simulation, le modèle d’effort utilisé est celui de Pacejka (Équ. 2.46). La route est considérée plane, sans pente ni côte et sans dévers ($\phi_r = \phi_p = 0$).

Les entrées du modèle de véhicule sont le couple de braquage appliqué sur le mécanisme de direction, montré sur la figure 2.29.a et les vitesses de rotation des deux roues avant et arrière sont considérées constantes est égales à 54.6 rad/s. Ces entrées ont été choisies de telle sorte que le véhicule puisse réaliser cette manœuvre. Le conducteur est représenté ici par son modèle donné dans la section 2.12.2 (Équ. 2.52). Le comportement du modèle est montré, à travers l’évolution des états dynamiques, sur les figures 2.30, 2.31 et 2.32. Pour la réalisation de la manœuvre, la moto et son conducteur doivent se pencher à l’intérieur du virage, ils atteignent un angle de roulis d’environ 20 degrés au sommet du virage (Fig. 2.31). Cela est nécessaire pour contrer les forces centrifuges (très fortes pour un véhicule à deux roues) qui tentent de le projeter en dehors du virage. L’équilibre global de l’ensemble moto-conducteur est assuré lorsque le torseur de tous les efforts est nul en tout point du virage. Cette condition est vérifiée, dans le cas de ce scénario et le résultat est visible sur la figure 2.33, qui compare le tracé de la résultante des forces de guidage latérale subie par le véhicule et celle nécessaire d’une part, pour suivre la trajectoire désirée et d’autre part, pour contrer les forces centrifuges.



FIGURE 2.28 – Interface LabVIEW pour la simulation des véhicules à deux roues

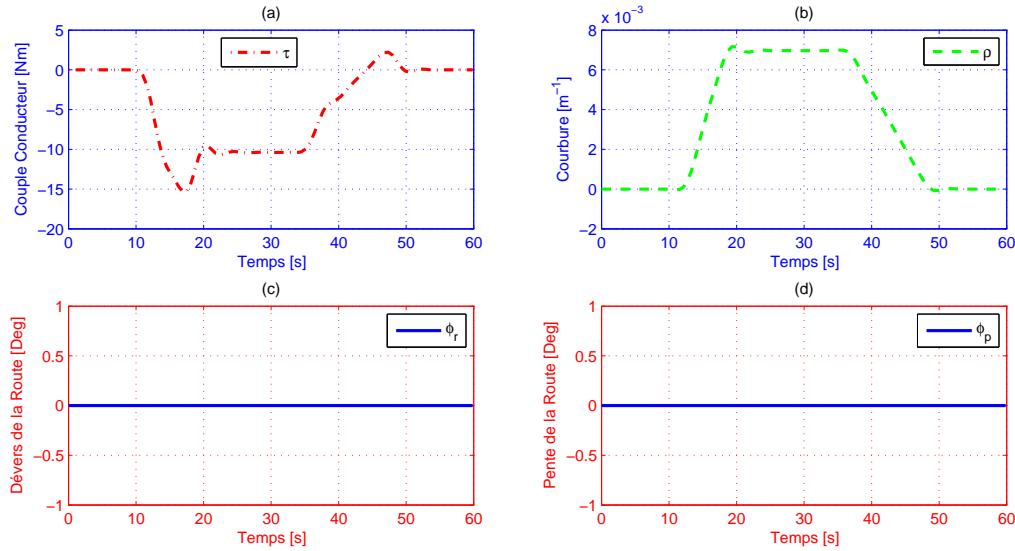


FIGURE 2.29 – a. Couple de direction, b. Courbure, c. Dévers, d. Pente

2.16 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté en premier lieu, les principaux éléments de la structure du véhicule. Ensuite, nous avons discuté les phénomènes de base à l'origine du comportement dynamique spécifique aux véhicules à deux roues, pour ainsi caractériser les variables dynamiques à considérer lors de synthèse d'un modèle nominal. Par ailleurs, on a vu que la moto est un système constamment dans une position d'équilibre critique. Cette position de la moto est à tout instant contrôlée par le pilote. Ce dernier influence l'ensemble des forces et moments que subit la moto.

En second lieu, et après un état de l'art retraçant les études sur le comportement des véhicules à deux roues, on s'est intéressé à la modélisation du système V-I-C (Véhicule-Infrastructure-Conducteur). Ainsi, nous avons présenté une modélisation cinématique et dynamique détaillée du véhicule. L'objectif était de synthétiser un modèle dynamique basé sur le calcul des équations dynamiques. Les différents facteurs influant sur cette dynamique ont été pris en compte par une représentation de leurs effets de couples. Ensuite, on s'est intéressé à la modélisation du conducteur. Ce dernier est un acteur important dans l'exercice de conduite. Il influence, par son comportement, l'ensemble des sollicitations dynamiques de son véhicule. Une caractérisation de l'environnement (géométrie de la route), notamment le dévers, la pente et la courbure, dans lequel l'ensemble pilote-moto évolue, a été également réalisée. Le chapitre s'achève par la simulation de l'ensemble véhicule-conducteur sur un scénario qui montre le bon comportement latéral du modèle.

Nous avons tenté, à travers ce chapitre, de synthétiser la complexité de la dynamique d'un véhicule à deux roues, par rapport au premier objectif de la thèse qui est de comprendre et de prédire au mieux les aspects dynamiques via un ensemble de variables pertinentes et des phénomènes spécifiques à ce type de véhicule.

Dans le prochain chapitre on abordera la reconstruction, à l'aide d'observateurs, des variables

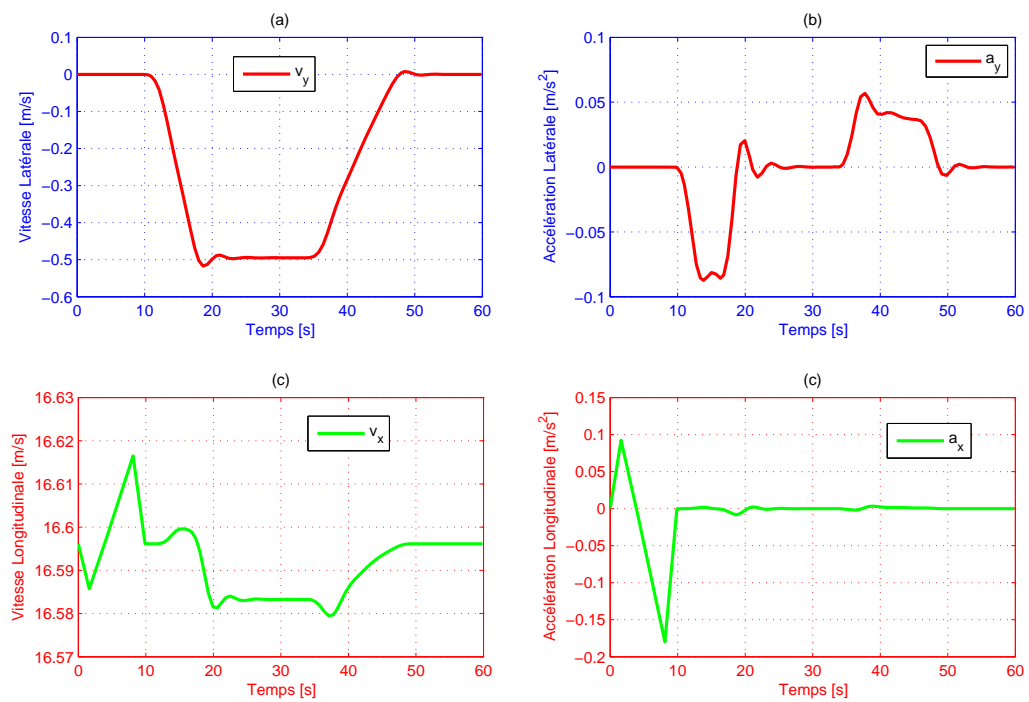


FIGURE 2.30 – a.Vitesse latérale, b.Accélération latérale, c.Vitesse longitudinale, d.Accélération longitudinale

d'état et des entrées inconnues qui sera basée sur le modèle développé dans ce chapitre.

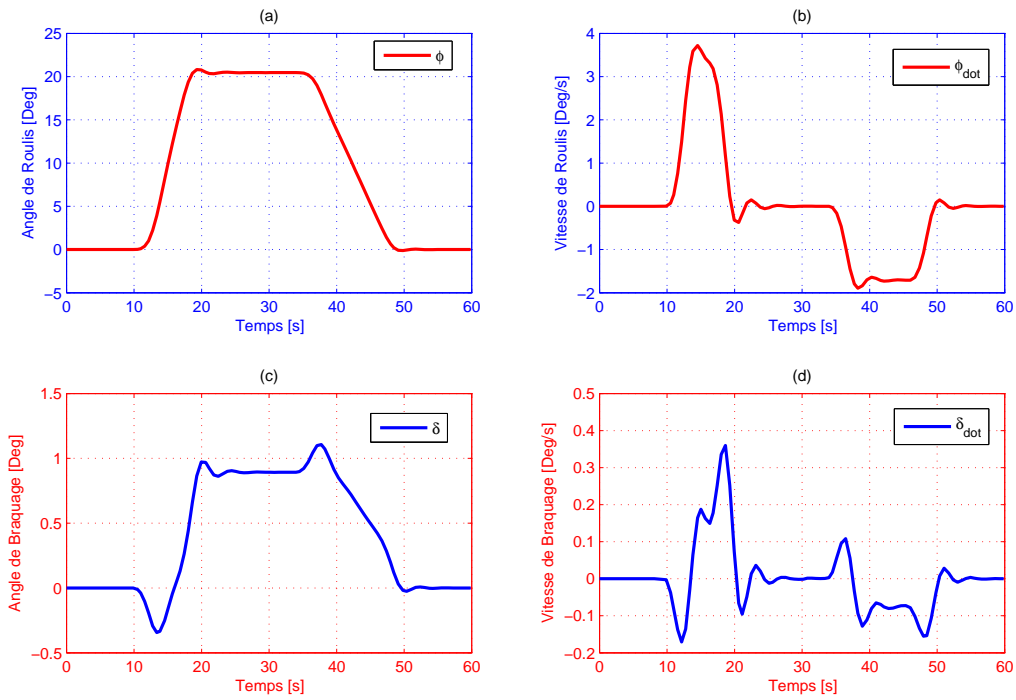


FIGURE 2.31 – a. Angle de roulis, b. Vitesse de roulis, c. Angle de braquage, d. Vitesse de braquage

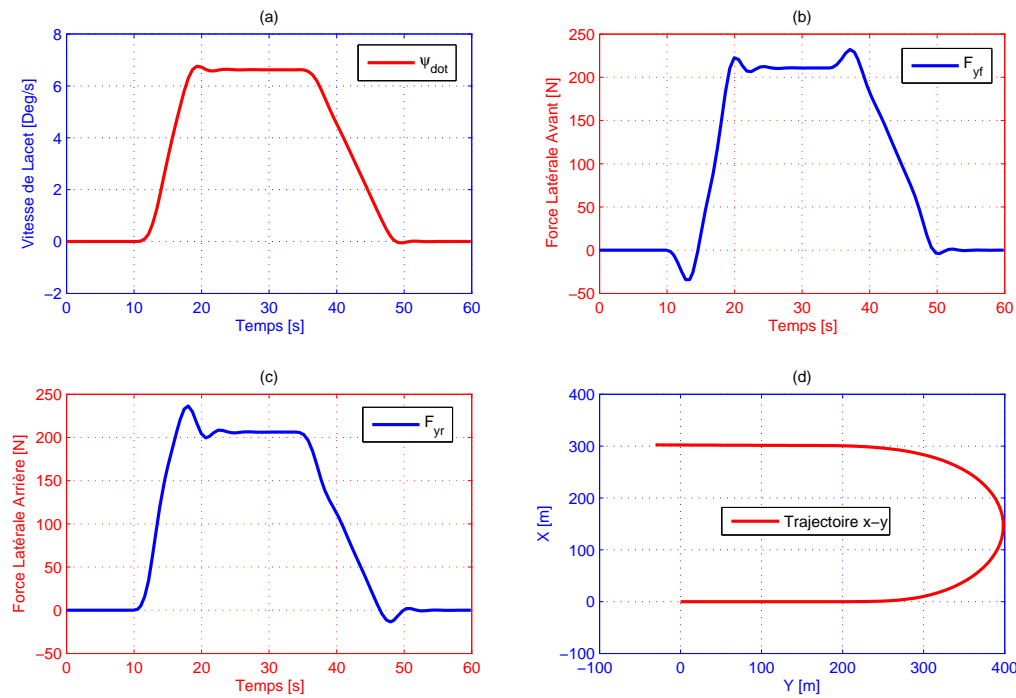


FIGURE 2.32 – a. Vitesse de lacet, b. Force latérale avant, c. Force latérale arrière, d. Trajectoire

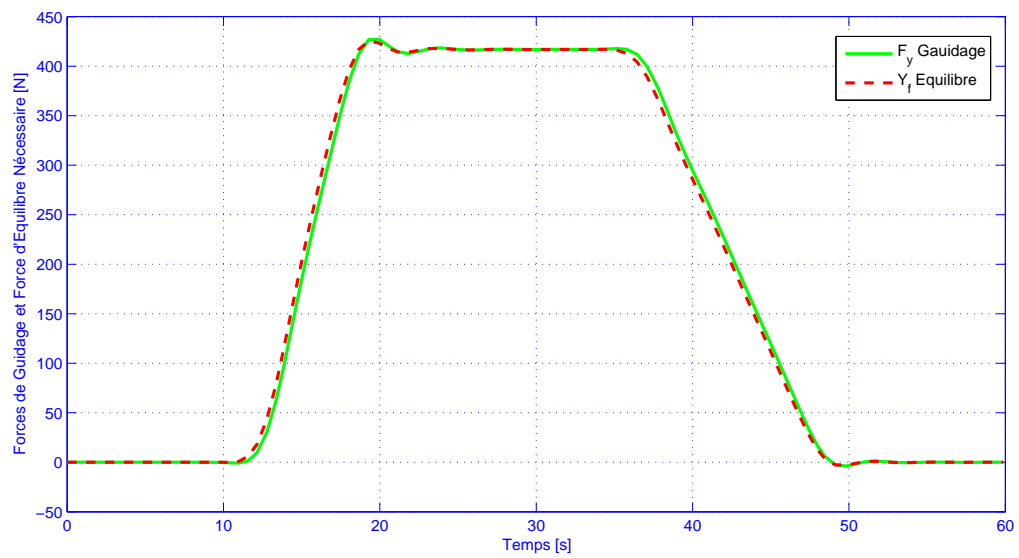


FIGURE 2.33 – Comparaison entre force de guidage et force latérale d'équilibre

Chapitre 3

Observation des États Dynamiques du Véhicule et Estimation des Entrées Inconnues

Sommaire

3.1 Introduction	81
3.2 Observateurs et observabilité d'un système dynamique	82
3.2.1 Définition d'un observateur	83
3.2.2 Observabilité des systèmes linéaires	83
3.2.3 Observateurs pour un système linéaire	84
3.2.4 Observateur PI à synthèse H_∞	85
3.2.5 Conception d'un observateur proportionnel intégral	85
3.3 Application de l'observateur PI à l'estimation conjointe du vecteur d'état et des entrées inconnues	89
3.3.1 Adaptation du système pour la conception de l'observateur	91
3.3.2 Résultats des estimations	91
3.4 Conclusion	95

3.1 Introduction

Dès lors qu'on s'apprête, en Automatique, à étudier un système dynamique (exemple un véhicule à deux roues), on s'intéresse à deux notions incontournables et indissociables. La première est la stabilité, pour y parvenir une représentation mathématique du système est alors utilisée. Dans ce cas de figure, on étudie les performances en stabilité du processus physique pour des besoins de commande ou la stabilité asymptotique de l'erreur d'estimation dans le cas de l'observation. La deuxième notion, tout autant importante, est la reconstruction d'une partie du vecteur d'état. En effet, dans la majorité des applications physiques, on ne dispose que d'une connaissance partielle du vecteur d'état (capteurs inexistantes ou coûteux, problèmes de réalisabilité, etc). Dans ce cas, on fait appel à des algorithmes d'estimation en ligne (capteurs logiciels ou observateurs), pour reconstruire des variables inconnues à partir de variables mesurées.

Donc, que ce soit pour l'étude de la stabilité ou la reconstruction d'état, il convient de définir en premier lieu, un modèle mathématique du processus. Le choix de ce modèle s'avère primordial,

il ne représente qu'imparfaitement la réalité : il y a toujours des incertitudes de modélisation. Parmi ces incertitudes, on peut notamment citer les dynamiques hautes fréquences qui sont mal connues ou volontairement négligées dans l'écriture du modèle, les retards purs, les incertitudes sur la valeur des paramètres physiques, les effets d'une linéarisation autour d'un point de fonctionnement ou encore les entrées inconnues qui affectent le comportement du système et celui de la mesure. Sur la base du modèle donc imparfait, on va concevoir un reconstruteur d'état qui assure des performances désirées telles que : robustesse, convergence vers zéro de l'erreur d'estimation, etc. Ce reconstruteur d'état ou observateur, est un système dynamique qui a l'avantage de présenter de nombreux paramètres de synthèse et donc de réglage. Un tel système repose sur un modèle de connaissance et un certain nombre de mesures issues de capteurs physiques. Son but est de fournir, avec une convergence garantie, une estimation de la valeur courante de l'état en fonction des entrées et des sorties présentes et passées. Cette estimation doit être obtenue en temps réel. Dans une représentation sous forme d'état, on suppose que les variables à estimer sont l'ensemble ou une partie des états du système considéré, les défauts du système ou de mesures, et les variables mesurées sont les entrées et sorties du système.

Ce chapitre est organisé comme suit : dans un premier temps (Sec. 3.2), les définitions des propriétés d'observabilité pour les systèmes linéaires seront énoncées ainsi que la synthèse d'observateurs notamment, l'observateur proportionnel intégral à synthèse H_∞ qui sera détaillé dans la section 3.2.4. Ensuite, une application de cet observateur pour l'estimation conjointe du vecteur d'état et des entrées inconnues sera abordée dans la section 3.3. Pour cela, plusieurs cas d'étude seront considérés, selon la nature de l'entrée inconnue et celle du signal d'erreur. On terminera le chapitre par la section 3.4 qui synthétisera quelques conclusions.

3.2 Observateurs et observabilité d'un système dynamique

La notion d'observabilité est un concept fondamental en Automatique. La reconstruction des états d'un système et ses sorties, exige de connaître, a priori, si les variables d'état sont observables ou non. En effet, cette notion est la conséquence directe de la dimension du vecteur de sortie, qu'est souvent inférieure à celle de l'état, notamment pour des raisons de coût de capteurs, de faisabilité, etc. Ceci entraîne qu'à l'instant t , l'état $x(t)$ ne peut pas être déduit algébriquement de la sortie $y(t)$ à cet instant. Toutefois, sous des conditions d'observabilité qui seront exposées plus loin, cet état peut être déduit de la connaissance des entrées et sorties sur un intervalle de temps passé : $u([0, t]), y([0, t])$.

L'objectif d'un observateur est l'estimation, en temps réel, de la valeur courante de l'état en fonction des entrées et sorties antérieures, et ceci avec une précision garantie. L'observateur revêt usuellement la forme d'un système dynamique.

Dans ce qui suit, on donnera quelques définitions utiles, pour la suite du manuscrit, portant sur le concept d'observabilité et d'observateur. On abordera ces notions uniquement dans le cadre d'un système linéaire. L'observation des systèmes non linéaires n'entre pas dans le cadre de ce travail de thèse. Toutefois, pour le lecteur intéressé, les références suivantes peuvent être consultées [134, 137, 135, 136].

3.2.1 Définition d'un observateur

On appelle observateur (ou reconstituteur d'état) d'un système dynamique (S) :

$$(S) : \begin{cases} \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \\ y(t) = h(x(t)) \end{cases} \quad (3.1)$$

un système dynamique auxiliaire (O) qui admet en entrée, les entrées et les sorties du système à observer et fournit en sortie le vecteur d'état estimé $\hat{x}(t)$:

$$(O) : \begin{cases} \dot{z}(t) = \hat{f}(z(t), u(t), y(t)) \\ \hat{x}(t) = \hat{h}(z(t), u(t), y(t)) \end{cases} \quad (3.2)$$

$z \in \mathbb{R}^s$, (O) est un observateur asymptotique local pour le système (S) si les deux conditions suivantes sont vérifiées :

1. $x(0) = \hat{x}(0) \Rightarrow x(t) = \hat{x}(t) \forall t \geq 0$;
2. *il existe un voisinage ouvert $\Omega \in \mathbb{R}^n$ de l'origine tel que :*

$$x(0) - \hat{x}(0) \in \Omega \Rightarrow \|x(t) - \hat{x}(t)\| \rightarrow 0 \text{ quand } t \rightarrow +\infty$$

Si $\|x(t) - \hat{x}(t)\|$ tend exponentiellement vers zéro, le système (O) est dit observateur exponentiel de (S).

Lorsque $\Omega = \mathbb{R}^n$, le système (O) est dit observateur global de (S).

La condition 2 assure la détectabilité du système. Elle signifie que l'erreur d'estimation doit être asymptotiquement stable.

Quant à la condition 1, elle signifie que si l'observateur (O) et le système (S) possèdent tous les deux le même état initial, alors l'état estimé par (O) devrait être égal à l'état réel du système (S) à tout instant.

Le schéma synoptique d'un tel observateur est donné sur la figure 3.1.

La conception d'un observateur est possible que sous certaines conditions. La notion d'observa-

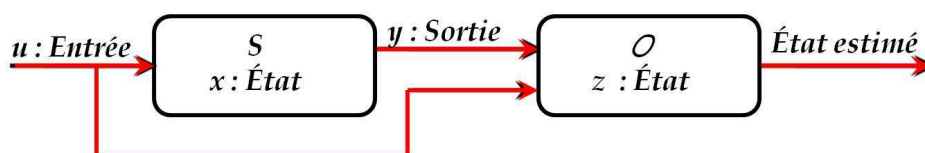


FIGURE 3.1 – Principe d'estimation d'état

bilité fournit des conditions nécessaires à la synthèse d'un observateur. Nous discutons dans ce qui suit de l'observabilité des systèmes dynamiques linéaires.

3.2.2 Observabilité des systèmes linéaires

Les critères d'observabilité d'un système linéaire sont décrits dans de nombreuses références [112, 113, 114]. Nous présenterons uniquement ceux concernant les systèmes linéaires certains et réguliers.

On considère un système linéaire invariant dans le temps. La commande $u \in \mathbb{R}^p$, l'état $x \in \mathbb{R}^n$ et des sorties mesurées $y \in \mathbb{R}^q$.

Le système est décrit de la manière suivante :

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu, & x(0) = x_0 \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (3.3)$$

A , B , C et D sont des matrices, constantes de taille appropriée.

La propriété d'observabilité d'un tel système correspond au fait que l'état $x(t)$ peut être déterminé sur tout intervalle $[t_o, t_1]$ à partir de la connaissance de $u(t)$ et $y(t)$, et peut être formalisée de la façon suivante :

Définition (Observabilité) : *Le système décrit par l'équation 3.3 est dit observable, ou la paire (C, A) est dite observable si, étant donné l'instant t_o , il existe un instant t_1 fini tel que la connaissance de $y(t_o, t_1)$ et $u(t_o, t_1)$ permette de déterminer de manière unique l'état $x(t_o) = x_0$ et ceci quel que soit l'entrée du système.*

■

Définition (Reconstructibilité) : *Un état x_1 est dit reconstructible à l'instant t_1 si, quel que soit $u(t)$, il existe $t_o \leq t_1$ tel que la connaissance de $u(t)$ et de $y(t)$ avec $t \in [t_o, t_1]$, permette de déterminer $x_1 = x(t_1)$. Si tout état est reconstructible à l'instant t_1 , le système est dit complètement reconstructible.*

■

Pour tester l'observabilité d'un système, différents critères équivalents existent.

Théorème : *Le système 3.3 est observable si et seulement si la matrice d'observabilité $O = [C^T \ (CA)^T \ (CA^2)^T \ \dots \ (CA^{n-1})^T]^T$ est de rang maximal.*

Les propriétés suivantes sont équivalentes :

- Le système décrit par l'équation 3.3 est observable.
- Le système décrit par la paire (C, A) est observable.
- La matrice d'observabilité $O = [C^T \ (CA)^T \ (CA^2)^T \ \dots \ (CA^{n-1})^T]^T$ est de rang maximal.
- La matrice $\begin{bmatrix} A - \lambda I_n \\ C \end{bmatrix}$ est de rang maximal pour tout $\lambda \in \mathbf{C}$

Ce théorème signifie que l'état x du système peut se déduire de la sortie y et de l'entrée u en dérivant un certain nombre de fois une combinaison linéaire de ces deux variables [147].

3.2.3 Observateurs pour un système linéaire

Contrairement aux systèmes non linéaires qui peuvent contenir, par ailleurs des entrées rendant le système inobservable, pour un système linéaire, si l'observabilité est vérifiée pour une entrée nulle ($u(t) = 0, \forall t \geq 0$), alors le système observable pour toute entrée. Cela revient à dire que l'observabilité ne dépend pas de l'entrée appliquée. Dans ce sens, les observateurs ou estimateurs de type *Kalman-Luenberger* constituent des algorithmes parfaitement établis pour une application sur des systèmes linéaires observables entièrement. De plus, l'observabilité demeure assurée lorsque le système est observable partiellement sous condition qu'il soit détectable (les pôles de la partie inobservable soient stables).

Il convient de noter que le calcul du gain qui règle la dynamique de l'observateur, diffère selon le cadre : déterministe ou stochastique. Dans le premier cas, le gain n'est pas unique et le choix se fait par rapport à la vitesse de convergence souhaitée. Dans le cadre stochastique, le système et les mesures sont supposés affectés par des bruits gaussiens, alors dans ce cas-là, le gain qui

minimise la variance de l'erreur d'estimation est unique et optimal.

Comme l'indique la figure 3.1, un reconstituteur d'état ou estimateur est un système qui a comme entrées, les entrées et les sorties du processus et dont la sortie est une estimation de l'état de ce processus. Nous cherchons donc à estimer l'état d'un système linéaire déterministe défini par l'équation 3.3.

Le principe de construction d'un observateur consiste à corriger l'erreur d'estimation entre la sortie réelle et la sortie reconstruite. Cet observateur est défini par :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} &= A\hat{x}(t) + Bu(t) + K(y(t) - \hat{y}(t)) \\ &= (A - KC)\hat{x}(t) + Bu(t) + Ky(t) \\ \hat{y}(t) &= C\hat{x}(t) \end{cases} \quad (3.4)$$

ou $K \in \mathbb{R}^{n \times p}$ est le gain de l'observateur 3.4. L'observateur est synthétisé de telle sorte que la différence entre l'état du système et son estimée tend vers zéro quand t tend vers ∞ , donc si les valeurs propres de $(A - KC)$ sont dans le demi-plan gauche du plan complexe. Le gain de l'observateur K peut être déterminé par la méthode de placement de pôles si le théorème suivant est vérifié :

Théorème : *les valeurs propres de $(A - KC)$ peuvent être fixées arbitrairement si et seulement si la paire (A, C) est observable.*

3.2.4 Observateur PI à synthèse H_∞

On parle d'entrées inconnues lorsque, le processus physique est affectée par des perturbations (bruits dus à l'environnement, des défauts de capteurs ou d'actionneurs...). Leurs présence peut rendre difficile l'estimation de l'état du système.

Dans la littérature, on trouve plusieurs travaux concernant l'estimation de l'état et de la sortie en présence d'entrées inconnues, ils peuvent être regroupés, globalement, en deux catégories. La première suppose la connaissance a priori d'informations sur ces entrées non mesurables, notamment, en adoptant une approche polynomiale [138] ou encore l'utilisation de la réponse d'un système dynamique connu pour approximer les entrées inconnues [122]. La deuxième catégorie propose soit l'estimation de l'entrée inconnue [119], soit son élimination complète des équations du système [120].

Un des observateurs très utilisé pour l'estimation de l'état et les défauts en présence de perturbations, est l'observateur proportionnel intégral (PI). L'inclusion d'une boucle intégrale dans la structure de l'observateur est une idée déjà présente dans la théorie de contrôle. Dans [128], l'auteur a présenté un observateur PI pour les systèmes mono-variables non singuliers. Il a été généralisé par Shafai dans [129] aux systèmes multivariables usuels. Un observateur PI pour des systèmes singuliers à entrées inconnues a été synthétisé par Koenig et Mammar [130, 131, 132]. Des conditions suffisantes d'existence de cet observateur ont été établies.

3.2.5 Conception d'un observateur proportionnel intégral

Dans cette section, l'observateur de type Proportionnel-Intégral (PI) utilisé dans le cadre des systèmes linéaires [128] sera synthétisé. Un tel observateur offre l'avantage d'estimer à la fois l'état d'un système et les fautes qui l'affectent. Les fautes peuvent apparaître sur les entrées

ou les sorties. L'estimation de l'état et des fautes reste efficace dans le cas où le système a également des entrées inconnues (dynamiques négligées, perturbation, erreurs de modélisation, etc.). La synthèse de l'observateur est réalisée en utilisant des concepts issus de la commande H_∞ . L'influence des entrées, inconnues sur l'erreur d'estimation, est minimisée et bornée [133].

Structure et conditions d'existence de l'observateur : Considérons le système linéaire invariant dans le temps suivant :

$$\begin{cases} \underline{E}\dot{x}(t) = \underline{A}x(t) + \underline{B}u(t) + \underline{E}_1w(t) + \underline{R}_1f(t) \\ y(t) = \underline{C}x(t) + \underline{D}u(t) + \underline{R}_2f(t) \end{cases} \quad (3.5)$$

où $x(t) \in \mathbb{R}^n$ est le vecteur d'état, $f(t) \in \mathbb{R}^{n_f}$ le vecteur des défauts, $w(t) \in \mathbb{R}^{n_w}$ les entrées inconnues, $u(t) \in \mathbb{R}^{n_u}$ le vecteur de commande et $y(t) \in \mathbb{R}^m$ les sorties.

La matrices \underline{E} est une matrice pouvant être singulière. $\underline{A} \in \mathbb{R}^{l \times n}$ est la matrice d'état carrée. Les autres matrices sont de dimensions compatibles avec celles de \underline{E} et des vecteurs définis ci-dessus. L'observateur PI à synthèse H_∞ donné par le système 3.6 est retenu pour l'estimation des états du modèle ainsi que les défauts.

Le schéma bloc de simulation de l'observateur proportionnel intégral à synthèse H_∞ est représenté sur la figure 3.2.

$$\begin{cases} \dot{z} = Fz + (L_1 + L_2)y + Ju + H\hat{f} \\ \dot{\hat{f}} = L_3(y - \hat{y}) \\ \hat{x} = M_1z + M_2y + M_3u \\ \hat{y} = \underline{C}\hat{x} + \underline{D}u + K\hat{f} \end{cases} \quad (3.6)$$

Étant donné que le système étudié est un système non singulier, la matrice E est inversible,

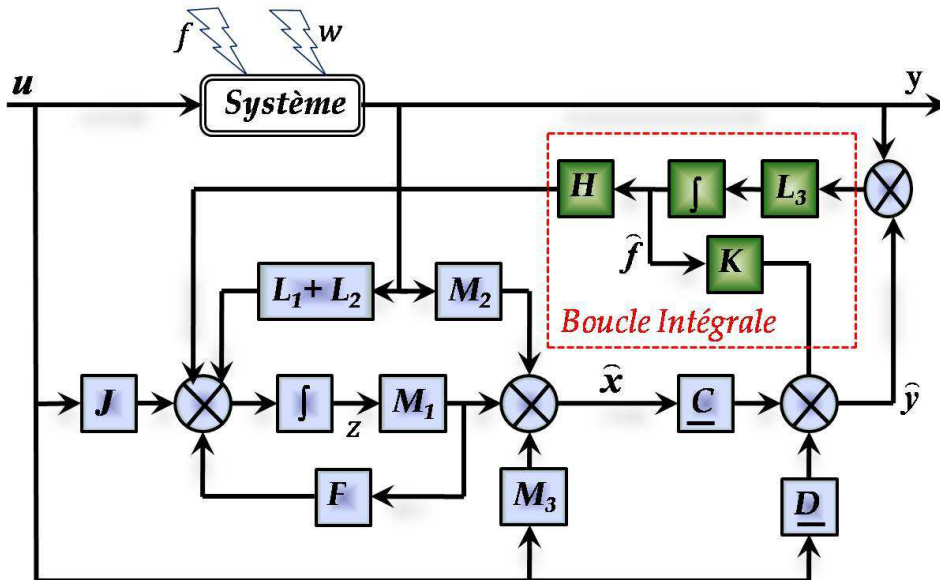


FIGURE 3.2 – Structure de l'observateur Proportionnel Intégral

seul les deux hypothèses suivantes sont nécessaires pour l'existence de l'observateur [147, 132]. La première étant alors acquise. :

- $\text{rang} \begin{bmatrix} \underline{E} & \underline{E}_1 \end{bmatrix} = \text{rang}(\underline{E})$.
- $\dot{f}(t) = 0$.

La deuxième hypothèse suppose que l'on considère des défauts constants, où à dynamiques très lentes. Cependant, il est possible de prendre en compte des dynamiques négligées en élargissant la bande passante de l'observateur, mais cela est malheureusement accompagné par une forte sensibilité aux bruits. Le choix du gain requière alors, la satisfaction d'un compromis entre la robustesse et les performances de l'observateur [130]. Dans le cas où cette considération n'est pas vérifiée, des approches multi-intégrateurs existent [131, 132].

Après avoir vérifié l'existence de l'observateur. Il s'agit maintenant, de déterminer ses paramètres. Ces derniers sont tous définis par rapport à L_2 et L_3 , autrement dit par \bar{L} donnée par :

$$\bar{L} = \begin{bmatrix} L_2 \\ L_3 \end{bmatrix}$$

Calcul du gain de l'observateur PI

Le système 3.7 définit la dynamique des erreurs d'observation :

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{e}_x \\ \dot{e}_f \end{bmatrix} = [\bar{A} - \bar{L}\bar{C}] \begin{bmatrix} e_x \\ e_f \end{bmatrix} + \bar{B}w \\ \begin{bmatrix} e_x \\ e_f \end{bmatrix} = \bar{D} \begin{bmatrix} e_x \\ e_f \end{bmatrix} \end{cases} \quad (3.7)$$

où \bar{A} , \bar{B} , \bar{C} , et \bar{D} sont des matrices définies comme suit :

$$\begin{cases} \bar{A} = \begin{bmatrix} T_1 \underline{A} & T_1 \underline{R}_1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} & \bar{B} = \begin{bmatrix} T_1 \underline{E}_1 \\ 0 \end{bmatrix} \\ \bar{C} = [\underline{C} & \underline{R}_2] & \bar{D} = \begin{bmatrix} I_n & 0 \\ 0 & I_{n_f} \end{bmatrix} \end{cases} \quad (3.8)$$

et T_1 et T_2 sont données par :

$$\begin{cases} T_1 = (\underline{E}^T \underline{E} + \underline{C}^T \underline{C})^{-1} \underline{E}^T \\ T_2 = (\underline{E}^T \underline{E} + \underline{C}^T \underline{C})^{-1} \underline{C}^T \end{cases} \quad (3.9)$$

Pour déterminer le gain \bar{L} minimisant la norme H_∞ du transfert des perturbations w sur les erreurs d'estimations $e_x = x - \hat{x}$ et $e_f = f - \hat{f}$, on fait appel au théorème ci-dessous.

Rappelons que la condition suffisante et nécessaire, pour garantir la convergence de l'observateur PI est que la gain $[\bar{A} - \bar{L}\bar{C}]$ soit une matrice d'Hurwitz. Il est facile d'établir la condition d'existence assurant que $[\bar{A} - \bar{L}\bar{C}]$ est Hurwitz. Il suffit pour cela de montrer l'équivalence des deux propositions :

1. Il existe \bar{L} tel que $[\bar{A} - \bar{L}\bar{C}]$ soit stable si et seulement si (\bar{A}, \bar{C}) soit détectable.
2. Il existe \bar{L} tel que $[\bar{A} - \bar{L}\bar{C}]$ soit stable si et seulement si :

$$\text{rang} \left(\begin{bmatrix} pI - \bar{A} \\ \bar{C} \end{bmatrix} \right) = n + n_f \quad \forall \Re(p) \geq 0 \quad (3.10)$$

\Leftrightarrow

$$\text{rang} \begin{pmatrix} pE - \underline{A} & -\underline{R}_1 \\ 0 & pI_{n_f} \\ \underline{C} & \underline{R}_2 \end{pmatrix} = n + n_f \quad \forall \Re(p) \geq 0 \quad (3.11)$$

De plus, pour assurer un gain H_∞ de γ entre w et les erreurs d'estimation, il est nécessaire de déterminer la matrice \bar{L} qui assure la condition suivante [133] :

$$\left\| \bar{D} (sI - (\bar{A} - \bar{L}\bar{C}))^{-1} \bar{B} \right\|_\infty < \gamma \quad (3.12)$$

avec γ , un réel positif le plus petit possible.

Théorème : *L'observateur PI défini par 3.6 pour le système 3.5 est obtenu par minimisation de γ sous les contraintes LMI suivantes, en les variables $\gamma > 0 \in \Re$, $X \in \Re^{(n+n_f) \times (n+n_f)} > 0$ et $Y \in \Re^{(n+n_f) \times (m+n-r)}$.*

$$\left\{ \begin{array}{l} \left[\begin{array}{ccc} \bar{A}^T X + X\bar{A} - Y\bar{C} - \bar{C}^T Y^T & X\bar{B} & \bar{D}^T \\ \bar{B}^T X & -\gamma I_{n_d} & 0 \\ \bar{D} & 0 & -\gamma I_{n_d+n_f} \end{array} \right] < 0 \\ X > 0 \end{array} \right. \quad (3.13)$$

On peut ajouter une contrainte LMI (Équ. 3.14) pour forcer la vitesse de convergence, en imposant que les pôles de $\bar{A} - \bar{L}\bar{C}$ soient dans le demi-plan gauche complexe défini par : $\{z \mid \Re(z) < -\lambda\}$, et $\lambda > 0$.

Cette contrainte permet d'éviter de synthétiser un observateur qui converge trop lentement vers les états réels.

$$X(\bar{A} + \lambda I) + (\bar{A} + \lambda I)^T X - Y\bar{C} - \bar{C}^T Y^T < 0 \quad (3.14)$$

Cela revient à dire que la matrice $\bar{A} - \bar{L}\bar{C} + \lambda I$ soit stable et donc de décaler le spectre $\bar{A} - \bar{L}\bar{C}$ de λ .

Une fois le problème LMI résolu, la matrice \bar{L} est donnée par :

$$\bar{L} = \begin{bmatrix} L_2 \\ L_3 \end{bmatrix} = X^{-1}Y \quad (3.15)$$

Finalement, on peut arriver à la représentation sous forme d'état de l'observateur PI possédant pour entrées, la commande u et la sortie y du système équivalent, et comme sorties, les estimées de l'état \hat{x} et des défauts \hat{f} . Cette représentation est donnée par :

$$\begin{bmatrix} \dot{z} \\ \hat{f} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F & H \\ -L_3 \underline{C} & -L_3 \underline{R}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \hat{f} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_1 + L_2 & J \\ L_3 (I_m - \underline{C}T_2) & L_3 (\underline{C}T_2 - I_m) \underline{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ u \end{bmatrix}$$

et

$$\begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{f} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_n & 0 \\ 0 & I_{n_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \hat{f} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} T_2 & -T_2 \underline{D} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ u \end{bmatrix}$$

avec

$$\begin{aligned} F &= T_1 \underline{A} - L_2 \underline{C}, & L_1 &= FT_2, & J &= T_1 \underline{B} - (L_1 + L_2) \underline{D}, \\ H &= T_1 \underline{R}_1 - L_2 \underline{R}_2, & M_1 &= I_n, & M_2 &= T_2, & M_3 &= -T_2 \underline{D}, \\ K &= \underline{R}_2 \end{aligned} \quad (3.16)$$

3.3 Application de l'observateur PI à l'estimation conjointe du vecteur d'état et des entrées inconnues

Dans cette section, on se focalisera sur l'estimation des entrées inconnues et d'une partie du vecteur d'état par application de l'observateur proportionnel intégral (PI) à synthèse H_∞ [131, 132, 146] sur le modèle de la moto à six degrés de liberté, il s'agit du modèle associé à la dynamique latérale pure synthétisé dans la section 2.11.2 du chapitre 2 (voir Chap. 2 pour plus de détails sur le modèle). Ce modèle est rappelé par le système d'état 3.17, Il est soumis à plusieurs entrées inconnues et des défauts de modélisation (forces de vent, moment de lacet m_z , dévers de la route. . .).

L'observateur proposé donne une estimation robuste et fidèle de l'état du système. La présence d'une boucle intégrale dans la structure de l'observateur permet à la fois d'estimer le vecteur d'état et les défauts du système [132]. Les fautes peuvent apparaître en entrée comme sur les sorties.

La synthèse de l'observateur, effectuée selon des techniques issues de la commande H_∞ [132, 147] permet de minimiser et de borner a priori l'influence des entrées inconnues sur l'erreur d'estimation. La présence de contraintes LMI assure la stabilité et la convergence très rapide de l'observateur vers les valeurs réelles.

L'application de l'observateur PI nécessite un modèle linéaire de véhicule. L'équation 3.17 rappelle le modèle d'état linéaire de la moto adopté :

$$\overline{\overline{E}} \dot{\overline{\overline{x}}} = \overline{\overline{A}} \overline{\overline{x}} + \overline{\overline{B}} \overline{\overline{u}} + \overline{\overline{B}}_{w_1} \phi_r + \overline{\overline{B}}_{w_2} f_g + \overline{\overline{B}}_{w_3} m_z \quad (3.17)$$

avec $\overline{\overline{E}}$ la matrice des inerties, $\overline{\overline{B}} \overline{\overline{u}}$ le vecteur de l'entrée connue (couple conducteur sur la direction), $\overline{\overline{B}}_{w_2}$ est le vecteur représentant la force du vent, $\overline{\overline{B}}_{w_1}$ est le vecteur représentant le dévers de la route et m_z est le vecteur du moment de lacet. Ces trois derniers vecteurs sont considérés selon le cas d'étude, soit comme des perturbations ou encore des entrées inconnues.

Les différents vecteurs et matrices sont donnés ci-après :

$$\overline{\overline{E}} = \begin{bmatrix} M & I_{zm} & I_{xm} & I_{sm} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ I_{zm} & I_{zz} & I_{xz} & I_{zs} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ I_{xm} & I_{xz} & I_{xx} & I_{xs} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ I_{sm} & I_{zs} & I_{xs} & I_{ss} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{yf}/v_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_{yr}/v_x \end{bmatrix}$$

$$\overline{\overline{AA}} = \begin{bmatrix} M & -Mv_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & -I_{zm}v_x & a_3v_x & a_4v_x & 0 & 0 & L_f & -L_r \\ 0 & -a_1v_x & 0 & -a_2v_x & I_{xm}g & -(\eta F_{zf} - I_{sm}g) & 0 & 0 \\ 0 & -a_5v_x & -a_2v_x & -C_\sigma & -(\eta F_{zf} - I_{sm}g) & -(\eta F_{zf} - I_{sm}g) \sin \epsilon & -\eta & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-C_{f1}}{v_x} & \frac{-C_{f1}L_f}{v_x} & 0 & 0 & C_{f2} & C_{f1} \sin \epsilon + C_{f2} \cos \epsilon & -1 & 0 \\ \frac{-C_{r1}}{v_x} & \frac{C_{r1}L_r}{v_x} & 0 & 0 & C_{r2} & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\overline{\overline{BB}} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\cos \epsilon \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \overline{\overline{BB}}_{w_1} = \begin{bmatrix} -Mg \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \overline{\overline{BB}}_{w_2} = \begin{bmatrix} 1 \\ L_g \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \overline{\overline{BB}}_{w_3} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Le vecteur d'état est composé des variables suivantes :

$$\bar{x} = [v_y \quad \dot{\psi} \quad \dot{\phi} \quad \dot{\delta} \quad \phi \quad \delta \quad F_{yf} \quad F_{yr}]^T$$

et le vecteur d'entrée est constitué d'une entrée connue (couple de braquage) et plusieurs perturbations du système, considérées comme des entrées inconnues du modèle : le dévers de la route (ϕ_r), le moment de lacet (m_z) et la force du vent (f_g).

3.3.1 Adaptation du système pour la conception de l'observateur

Cette section a pour objectif, l'adaptation du modèle développé ci-dessus (Équ. 3.17) pour la synthèse de l'observateur PI donné dans la section 3.2.4 par le système 3.2.5.

Pour cela, différents cas d'étude de l'observateur PI à synthèse H_∞ seront examinés en fonction de l'entrée inconnue, les perturbations considérées comme défauts et les défauts de capteurs (défauts de mesures). Ainsi, nous étudierons quatre cas d'application de cet observateur.

Pour tous les cas qui vont suivre, l'observateur PI disposera des mesures de : la vitesse de lacet ($\dot{\psi}$), la vitesse de braquage ($\dot{\delta}$), la vitesse de roulis ($\dot{\phi}$) et l'angle de braquage (δ). Toutes ces grandeurs sont facilement mesurables moyennant des capteurs embarqués peu coûteux.

Le vecteur des mesures \bar{y} et la matrice des sorties \overline{CC} sont donc donnés par :

$$\bar{y} = [\delta \quad \dot{\delta} \quad \dot{\psi} \quad \dot{\phi}]^T, \quad \overline{CC} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

3.3.2 Résultats des estimations

Cas 1

La force du vent est considérée comme une entrée inconnue, tandis que l'angle du dévers de la route est considéré comme un signal d'erreur devant être estimé en présence du moment de lacet et de la force du vent.

$$\underline{R_1} = \begin{bmatrix} \overline{BB_{w_1}} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \underline{E_1} = \begin{bmatrix} \overline{BB_{w_2}} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \underline{R_2} = 0$$

Pour ce cas, on présentera dans ce paragraphe les résultats obtenus de simulation et de reconstruction simultanées du dévers de la route et des variables d'état.

Le couple de braquage appliqué au modèle de la moto, le dévers de la route, la trajectoire suivie ainsi que la force du vent sont représentés sur la figure 3.3. La moto est supposée rouler à une vitesse maintenue autour de 13.50 m/s (48.6 km/h). Des bruits blancs gaussiens d'écart type de 3% sont volontairement ajoutés sur toutes les variables d'entrée et de sortie mesurées du modèle. La trajectoire suivie par le véhicule est donnée sur la figure 3.3.d. La figure 3.4, montre les résultats d'estimation conjointe des variables d'états et du dévers de la route, considéré comme un signal d'erreur. Les erreurs d'estimation des différentes variables d'état ainsi que

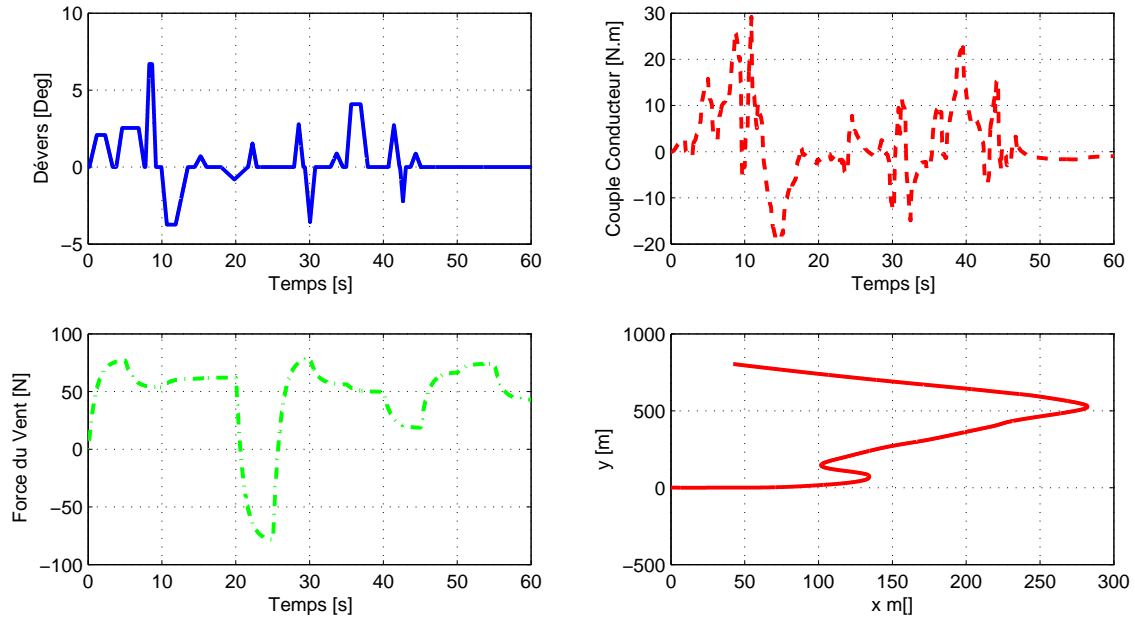


FIGURE 3.3 – Couple de direction, trajectoire suivie, dévers de la route, force du vent

celle du dévers, restent relativement faibles comme on peut le voir sur la figure 3.5 qui regroupe les tracés des erreurs d’estimation de toutes les variables d’état et celui du dévers.

Robustesse de l’observateur vis-à-vis de la vitesse du véhicule

Le modèle utilisé est un modèle linéaire représentatif de la dynamique latérale pure, il est à vitesse longitudinale constante. Or cette hypothèse n’est pas tout à fait vraie en pratique. Ainsi, pour assurer la robustesse de l’observateur vis-à-vis de ce paramètre, nous avons réalisé plusieurs tests avec les mêmes conditions de simulation mais à différentes vitesses longitudinales. Les conditions de simulation sont celles données sur la figure 3.3.

Le résultat obtenu en termes de reconstruction du dévers est visible sur la figure 3.6, qui montre les tracés du dévers estimé pour chaque valeur de $v_x(m/s) \in \{13.50, 15.50, 17.50, 20.50, 22.50\}$. Ce résultat montre clairement la robustesse de l’observateur PI vis-à-vis de la variation de la vitesse longitudinale du véhicule. Bien entendu, pour une gamme de vitesse plus élevée, une approche LPV ou à séquençement de gains d’observateurs serait nécessaire.

Cas 2

Dans ce cas de figure, le moment de lacet est considéré comme l’entrée inconnue et la force du vent comme signal de défaut. Elle doit être estimée en présence de l’angle du dévers et du moment de lacet.

$$\underline{R}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{BB}}_{w_2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \underline{E}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{BB}}_{w_3} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \underline{R}_2 = 0$$

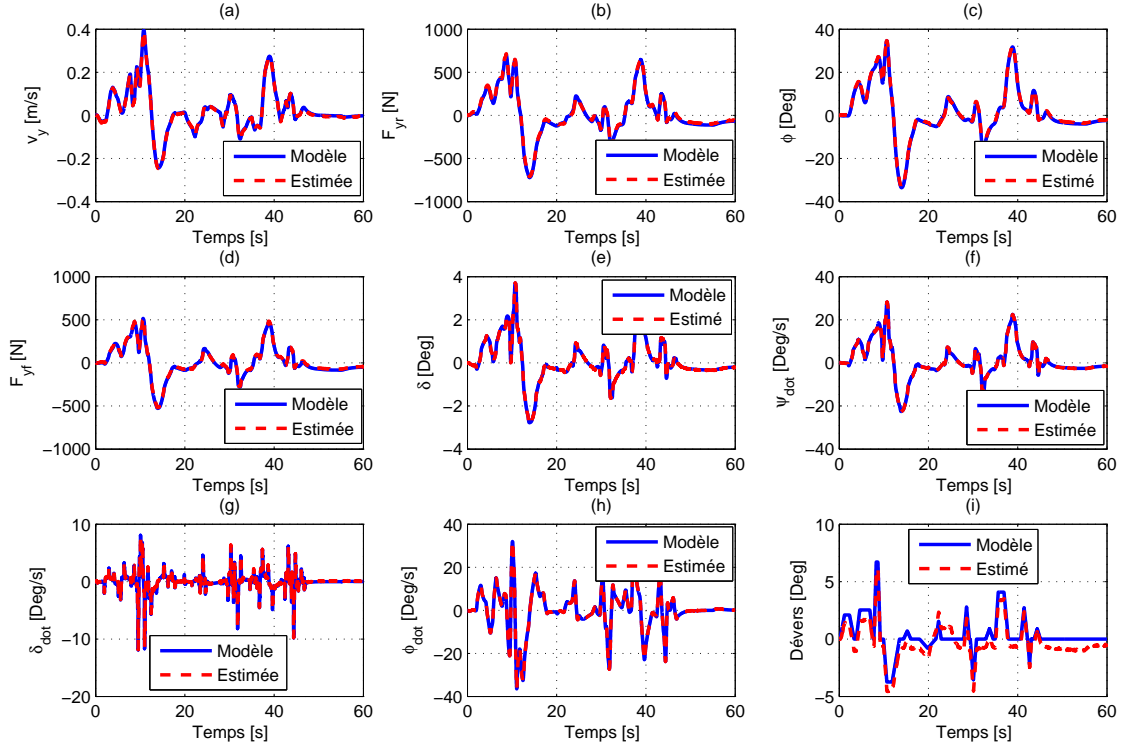


FIGURE 3.4 – Estimation des variables d'état et du dévers de la route (Cas 1)

Sur la figure 3.7 est montré les conditions de simulation pour ce cas d'étude (couple de braquage, moment de lacet et force du vent). Les résultats d'estimation sont visibles sur la figure 3.8 qui montre à la fois la réponse dynamique du système ainsi que leurs estimées et l'estimation de la force du vent comparée au signal de référence. Les erreurs d'estimation obtenues dans ce cas restent acceptable étant donnée leurs évolutions relativement faibles. Ce résultat est présenté sur la figure 3.9.

Cas 3

Le système est influencé par une entrée inconnue et un signal de défaut. La force du vent est considérée comme entrée inconnue et le moment de lacet comme signal d'erreur et il doit être estimé en présence de l'angle de dévers et de la force du vent.

$$\underline{R}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{BB}}_{w_3} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \underline{E}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{BB}}_{w_2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \underline{R}_2 = 0$$

Pour ce cas aussi, le modèle est simulé dans les mêmes conditions que précédemment (Fig. 3.7).

L'estimation obtenue des variables d'état et celle du moment de lacet est montrée sur la figure 3.10. L'évolution des erreurs associées à l'estimation des différentes variables d'état et du moment de lacet, considéré comme défaut du système, sont données sur la figure 3.11. Les faibles

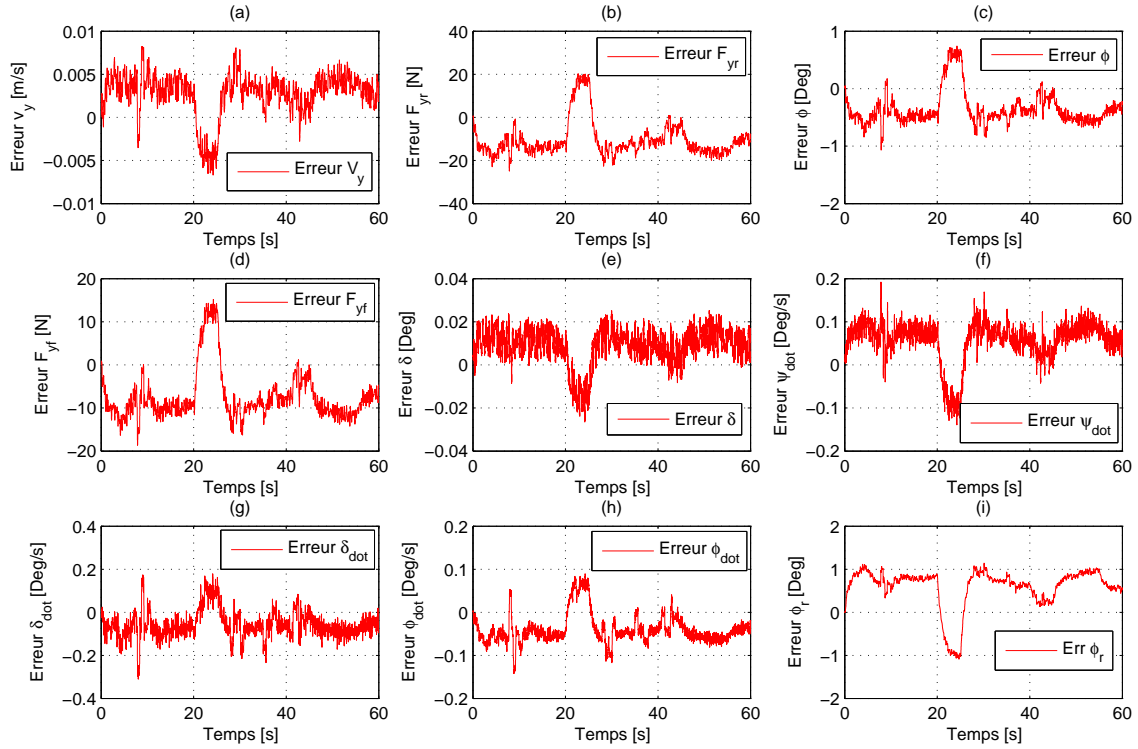


FIGURE 3.5 – Erreurs d'estimation des variables d'état et du dévers (cas 1)

erreurs d'estimation nous permettent de conclure sur la bonne qualité de l'estimation.

Cas 4

Le système est influencé par une entrée inconnue et un signal de défaut dans la mesure. L'entrée inconnue dans ce cas-là est le moment de lacet. Un défaut dans la mesure de la vitesse de lacet peut être estimé en présence du dévers et de la perturbation du moment de lacet.

$$\underline{R}_1 = 0, \quad \underline{E}_1 = \begin{bmatrix} \overline{BB}_{w_3} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \underline{R}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Pour ce dernier cas considéré, le signal de défaut apparaît sur une mesure (défaut de capteur). Les résultats d'estimation des différentes variables d'état et la perturbation sur la vitesse de lacet, considérée comme un défaut sur la mesure, en présence du moment de lacet, considéré quant à lui, comme une entrée inconnue, sont représentés sur la figure 3.12. On peut remarquer la bonne qualité d'estimation comme l'atteste la figure 3.13 qui trace les erreurs d'estimation

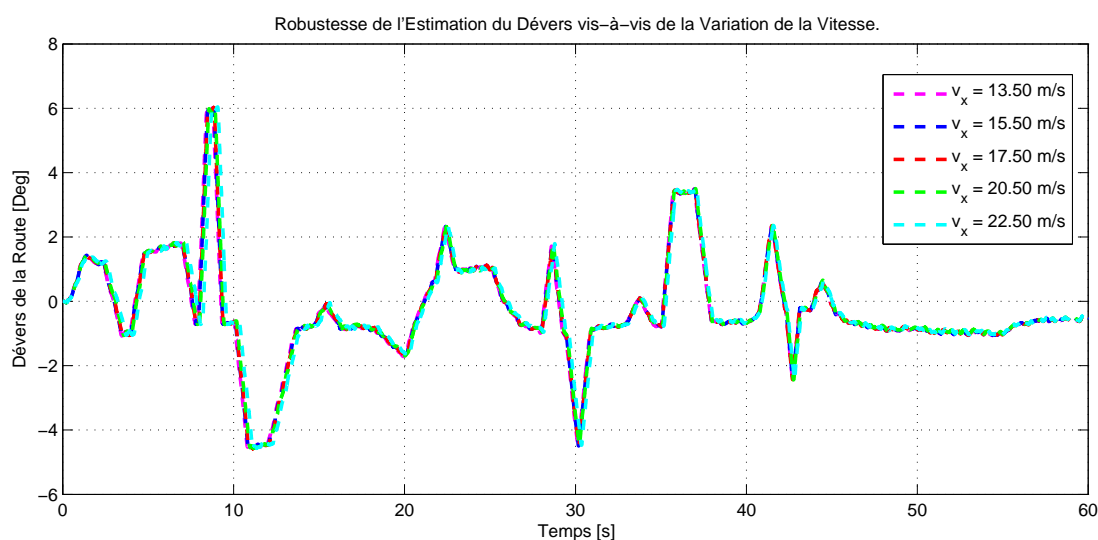


FIGURE 3.6 – Robustesse de l'estimation du dévers vis-à-vis de la variation de la vitesse

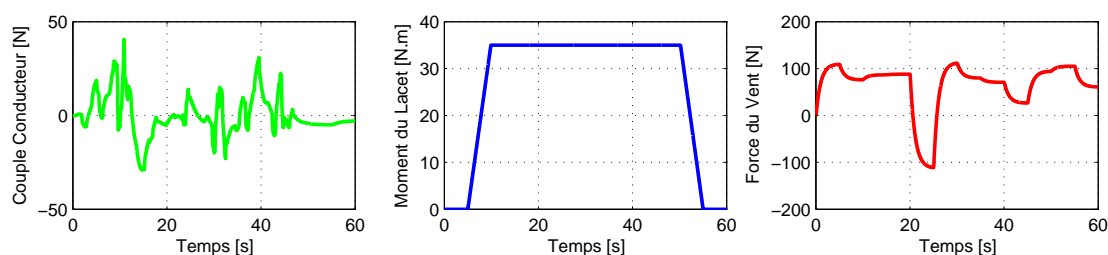


FIGURE 3.7 – Couple conducteur, moment de lacet et force du vent (cas 2)

des variables d'état et l'erreur de reconstruction du défaut de mesure sur la vitesse de lacet. Ces erreurs demeurent relativement faibles.

3.4 Conclusion

Ce chapitre a été consacré d'une part à quelques rappels sur des notions d'observabilité et d'observateurs des systèmes linéaires. Ces notions utiles ont servi, par la suite, comme base théorique pour aborder le processus d'observation des variables d'état et des entrées inconnues du véhicule à deux roues.

On s'est intéressé particulièrement dans la deuxième partie, à la conception et à la synthèse de l'observateur proportionnel intégral à synthèse H_∞ qui offre l'avantage de pouvoir estimer conjointement l'état d'un système et les fautes qui l'affectent.

Ainsi, plusieurs cas ont été traités, selon le signal choisi pour l'entrée inconnue et celui choisi pour le défaut, qui peuvent, par ailleurs apparaître sur le système comme sur les mesures. Pour

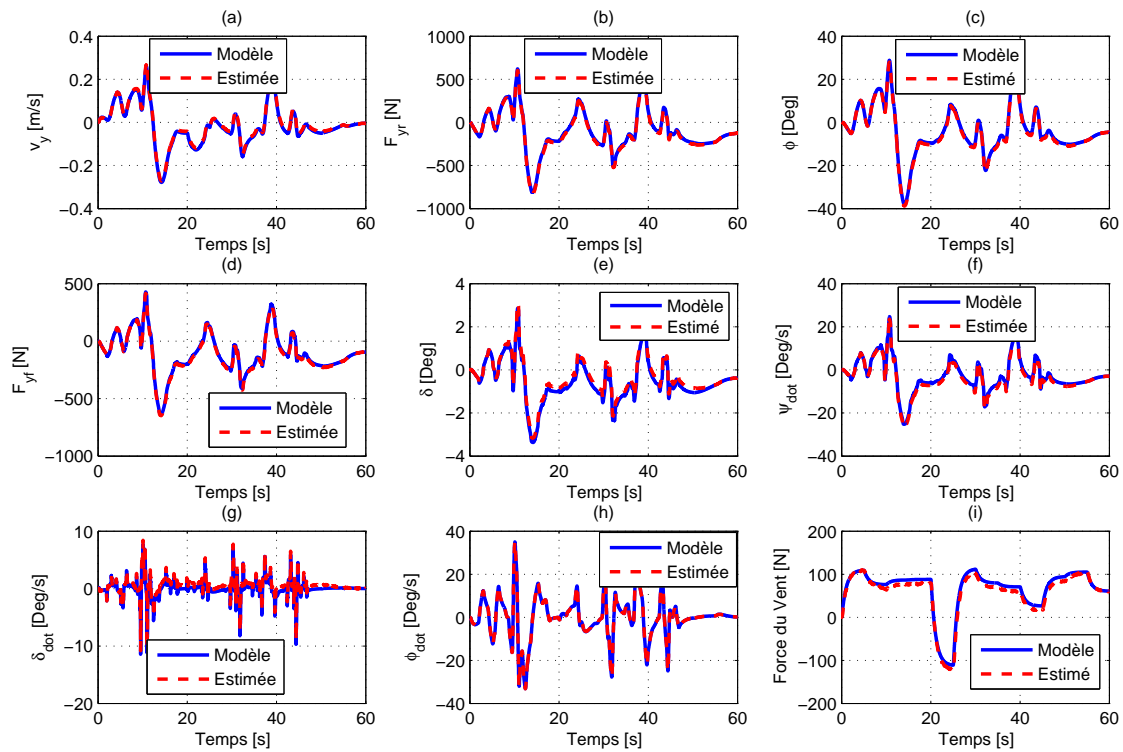


FIGURE 3.8 – Résultats d'estimation conjointe des états et de la force du vent (cas 2)

chaque cas étudié, des résultats de simulation ont été montrés et discutés.

A la lumière des résultats obtenus, on peut conclure sur le fait que, cette technique d'observation offre une bonne qualité d'estimation, et la présence de la boucle intégrale permet d'estimer, non seulement les variables d'état et les entrées inconnues, mais aussi les défauts sur l'évolution de l'état (angle de dévers, force du vent, moment de lacet,...) et les défauts de mesure. Les contraintes LMI forcent la convergence de l'erreur d'estimation vers zéro.

Finalement, les résultats d'estimation des variables d'état obtenus dans ce chapitre, servent à pallier l'insuffisance (manque) de capteurs pour la mesure des grandeurs physiques nécessaires pour le bon fonctionnement de l'unité d'alerte sur les vitesses excessives qui sera développée dans le prochain chapitre. Des variables, comme la vitesse latérale, angle de roulis ou encore les forces latérales des pneumatiques, sont accessibles uniquement via des capteurs très coûteux. D'autre part, la connaissance des entrées inconnues est importante. En effet, la non prise en compte de ces dernières peut rendre le processus d'estimation des autres variables d'état approximatif. Pour notre part, toutes les entrées inconnues considérées dans les différents cas d'étude influencent soit directement (c'est le cas du dévers) ou indirectement dans le modèle de vitesse limite en virage qui sera traité.

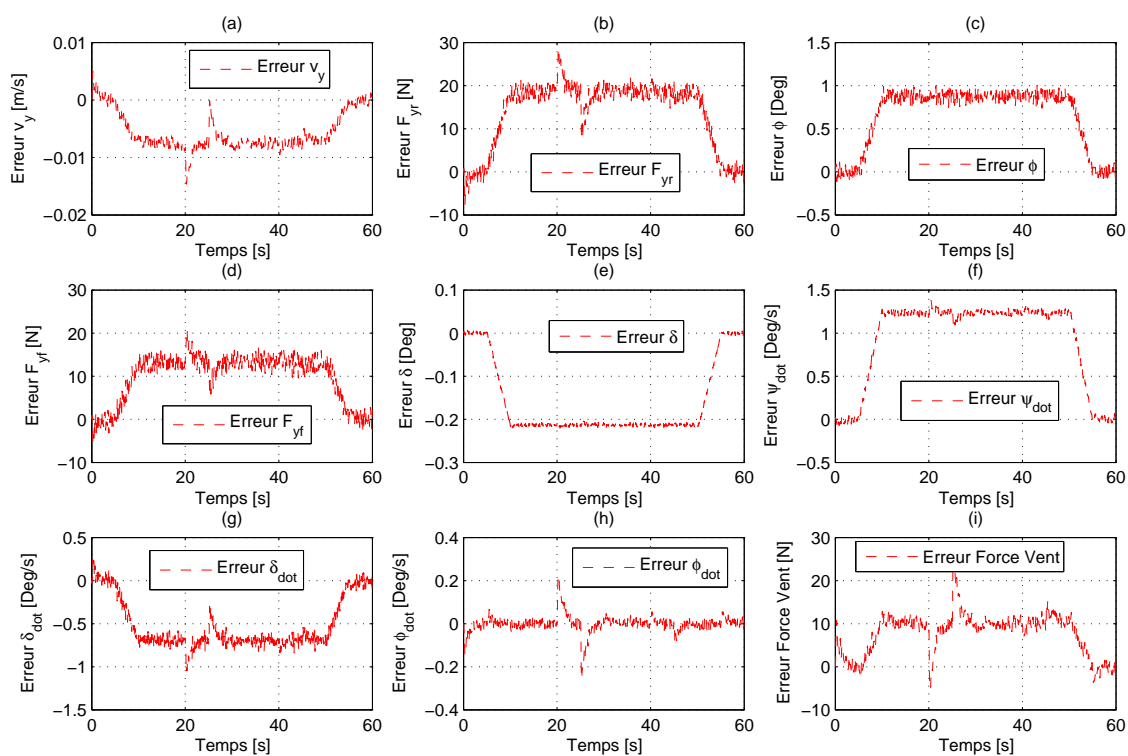


FIGURE 3.9 – Erreurs d'estimation des états et de la force du vent (Cas 2)

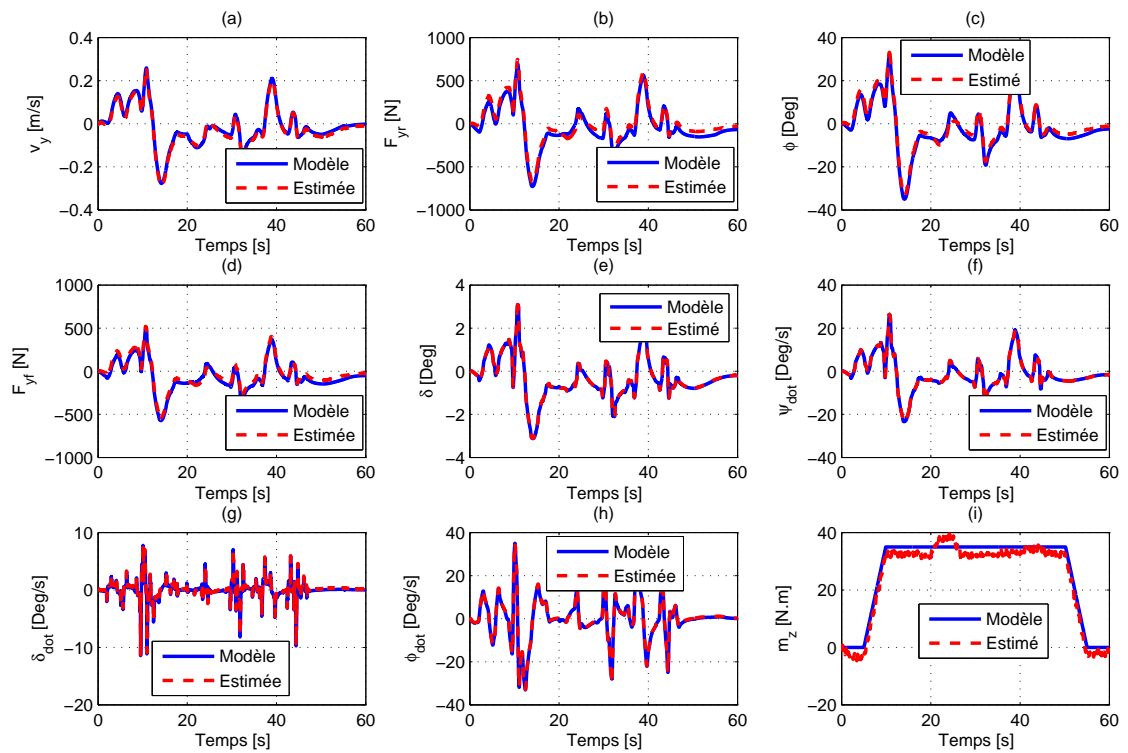


FIGURE 3.10 – Estimation conjointe des états et du moment de lacet (Cas 3)

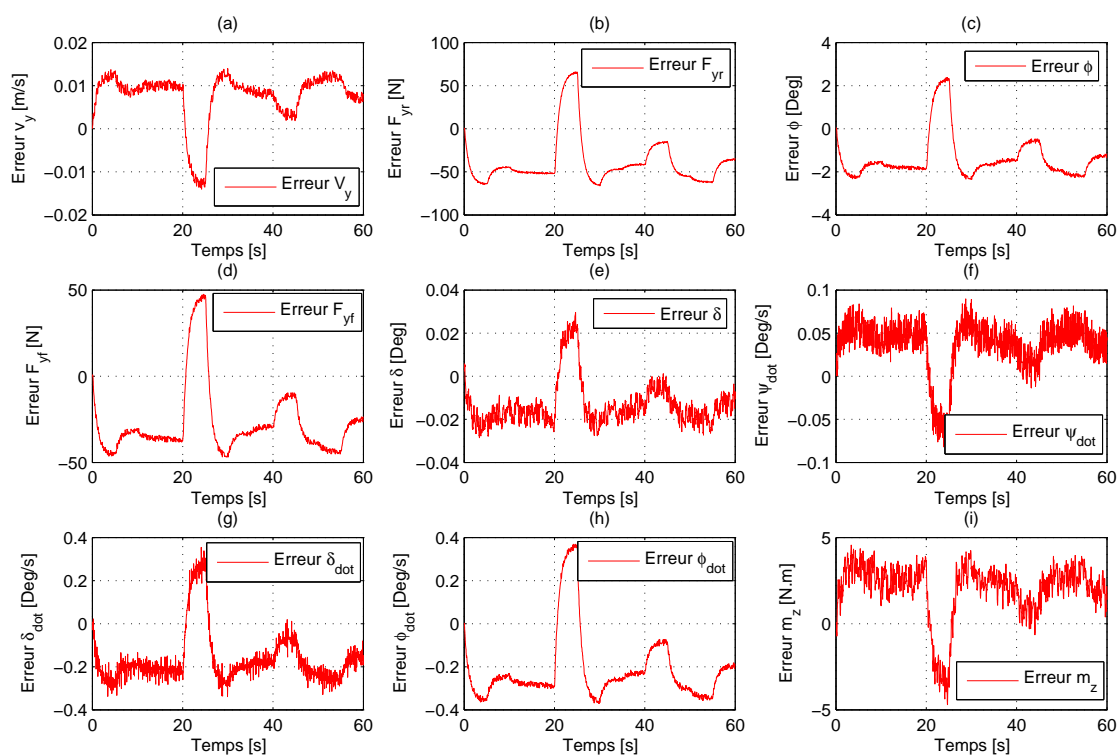


FIGURE 3.11 – Erreurs d'estimation des variables d'état et du moment de lacet (Cas 3)

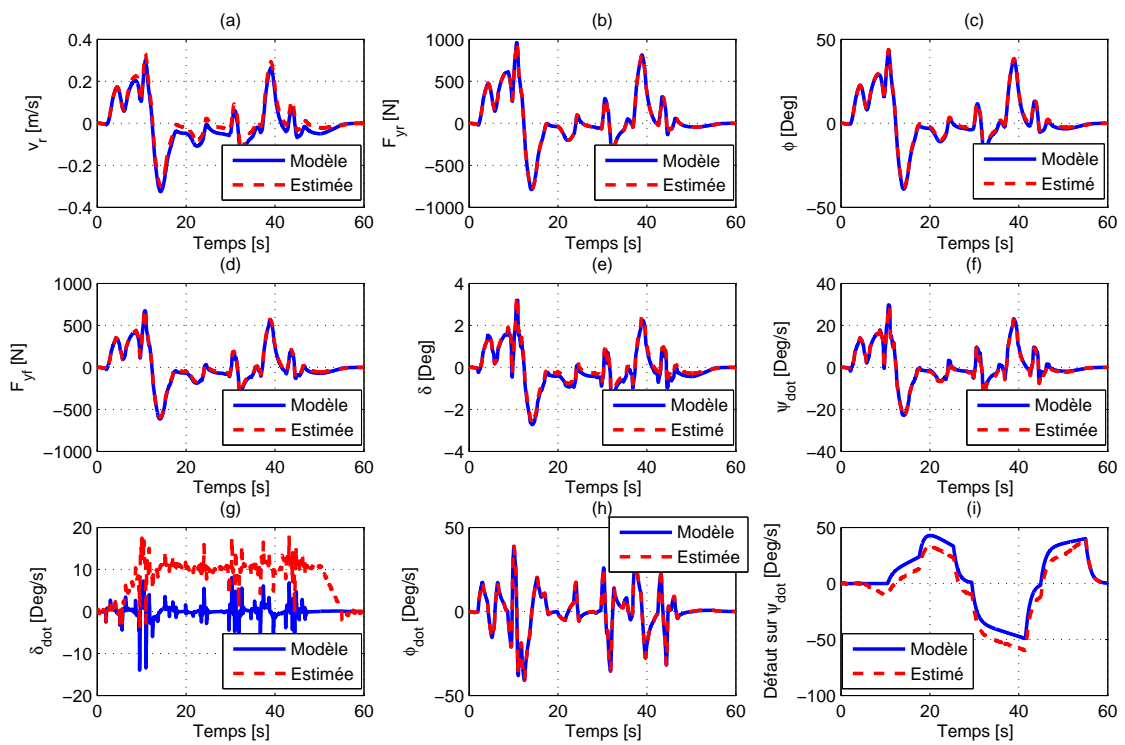


FIGURE 3.12 – Résultats d’estimation des états et du défaut de la vitesse de lacet (Cas 4)

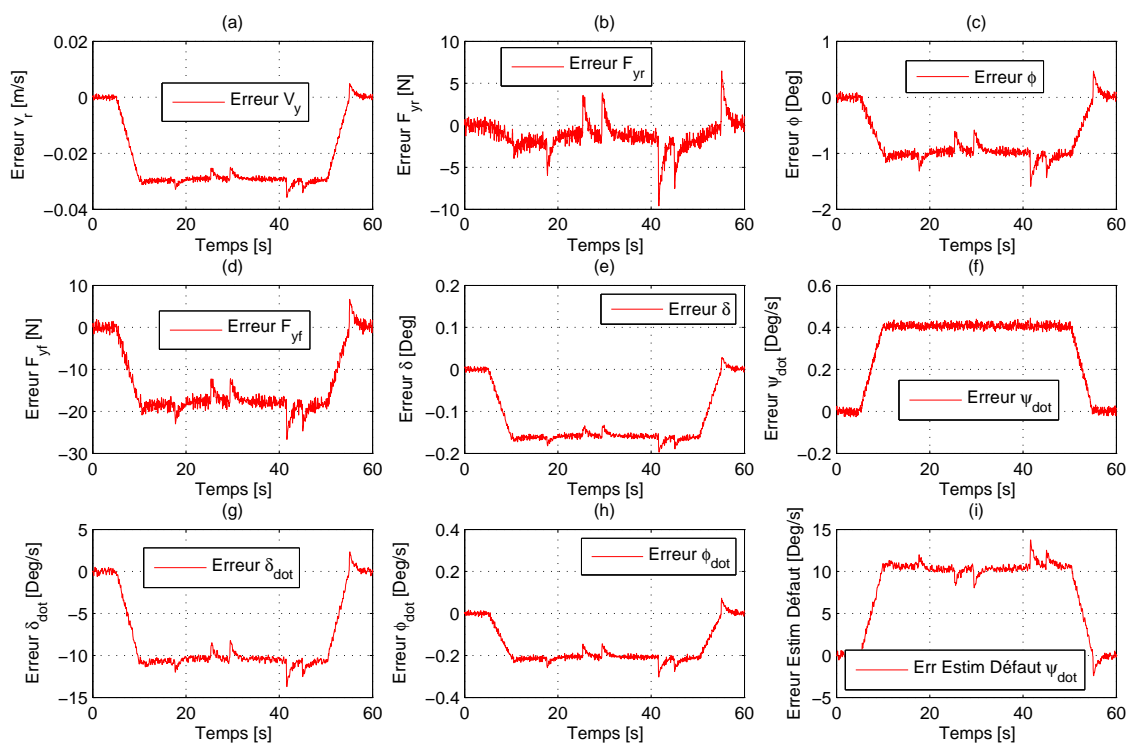


FIGURE 3.13 – Erreur d'estimation d'état et du défaut de mesure (Cas 4)

Chapitre 4

Analyse de la Dynamique Limite et Alerte aux Pertes de Contrôle

Sommaire

4.1	Introduction	103
4.2	Modèles existants de vitesses limites en virage	104
4.2.1	Modèle simple	104
4.2.2	Modèle NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)	107
4.2.3	Généralisation de la loi pour l'étude de l'impact du roulis	108
4.3	Approche pour le calcul de la vitesse maximale en virage	109
4.3.1	Hypothèses de travail	109
4.3.2	Modèle de véhicule	110
4.3.3	Modélisation de l'interface pneumatique/chaussée	111
4.3.4	Comportement du Conducteur	113
4.4	Profil de vitesse limite sur un scénario	114
4.5	Comparaison du modèle développé avec les modèles existant	114
4.6	Influence des paramètres	114
4.6.1	Influence de l'adhérence	115
4.6.2	Influence du transfert de charge	116
4.6.3	Influence de la pente	116
4.6.4	Influence du dévers	117
4.6.5	Influence des paramètres du véhicule	117
4.7	Génération d'alerte	118
4.8	Réalisation de l'unité embarquée	119
4.9	Conclusion	119

4.1 Introduction

L'étude des mécanismes d'accidents, ainsi que les statistiques présentées dans le chapitre 1, montrent le problème majeur de la vitesse au niveau de la sécurité routière. La perte de contrôle du véhicule étant la conséquence principale de la vitesse excessive, il est alors très efficace d'éviter ce type d'accident en éliminant sa cause principale : la vitesse excessive.

En effet, la vitesse est reconnue, aujourd'hui encore, comme l'un des premiers facteurs d'insécurité sur les routes. Ainsi, selon l'ONISR si tous les motocyclistes respectaient les limitations de vitesse et le taux légal d'alcoolémie, 50% des vies seraient sauvées. Or, des observations montrent que 15% des deux-roues motorisés dépassent de 30 km/h les limitations contre moins de 1% des automobiles. Certes, ce facteur ne suffit pas à expliquer à lui seul les accidents et d'autres facteurs tels que l'inexpérience des capacités du véhicule et de la conduite, l'estimation de la vitesse des autres usagers, etc, entrent généralement en jeu. Mais c'est un facteur qui intervient de manière spécifique dans les accidents impliquant des deux-roues motorisés.

La vitesse excessive est définie dans le cas d'une conduite avec une vitesse plus élevée que la vitesse limite légale ou affichée sur les panneaux de signalisation. C'est aussi le cas où le conducteur roule avec une vitesse élevée par rapport aux conditions locales de la route, du trafic, de l'infrastructure et de l'environnement.

En termes de sécurité préventive, une vitesse excessive favorise la survenue d'accidents, que ce soit du point de vue dynamique de l'interaction roue/sol ou des capacités physiques du système moto-conducteur, ou du point de vue social de l'interaction avec les autres usagers du système routier. En termes de sécurité protectrice, la vitesse au choc augmente considérablement la vulnérabilité du conducteur de DRM. Les améliorations, dans ce domaine, peuvent s'orienter vers le développement d'un système plus naturel qui prendra en compte, notamment les points noirs de l'infrastructure. Dans cette optique, les systèmes d'alerte de vitesse excessive à l'abord des virages, peuvent s'avérer utiles, du fait qu'ils alertent le conducteur suffisamment à l'avance. Il peut ainsi, anticiper sur les situations dangereuses.

Ce chapitre est structuré comme ceci : la section 4.2 donne un état de l'art des modèles de vitesse en courbe existants, on tentera de les généraliser aux véhicules à deux roues, notamment par la prise en compte du roulis (véhicules subissant de grands angles de roulis). Ensuite, un nouveau modèle de vitesse limite en courbe est donné dans la section 4.3. Il tient compte des trois facteurs de la situation de conduite (le véhicule, le conducteur et la route). Ce modèle prend en considération les limites dynamiques du véhicule, en tenant compte des efforts que le véhicule pourra développer au niveau du contact pneu/sol. L'influence des différents paramètres de la route (le dévers, la pente et l'adhérence disponible sur la route) ainsi que les paramètres mécaniques (centre de gravité, la masse, l'empattement,...), sur la vitesse critique en courbe sera présentée (Sec. 4.6). Une procédure de génération d'alerte sur un horizon temporel "T" sera présentée dans la section 4.7. Enfin, l'unité d'alerte sur une vitesse excessive à l'entrée de virage, est réalisée sous LabVIEW, l'interface sera présentée dans la section 4.8.

4.2 Modèles existants de vitesses limites en virage

Dans cette partie, on présentera un historique de l'évolution des modèles de vitesse limite en courbe dans l'ordre croissant de complexité. A chaque fois, l'origine du phénomène est explicitée et appuyée par son raisonnement mathématique associé.

4.2.1 Modèle simple

Le premier modèle établi pour calculer la vitesse du véhicule en fonction de la géométrie "sommaire" de la route est celui qui détermine la vitesse en virage plan horizontal. En négligeant

tout autre paramètre que la courbure, la vitesse maximale à laquelle un véhicule peut aborder un virage de courbure ρ , est donnée par :

$$v_{x_{max}} = \sqrt{\frac{g \cdot \mu_{lat}}{\rho}} \quad (4.1)$$

D'un point de vue dynamique, pour un véhicule se déplaçant à vitesse constante v_x dans un virage de courbure ρ , de dévers et de pente nuls, l'adhérence latérale consommée (mobilisée) diminue quand la courbure diminue. En considérant, dans ce cas simple, que la perte de contrôle du véhicule apparaît lorsque l'adhérence mobilisée μ_{mob} devient supérieure à l'adhérence disponible μ_{max} , dans ce cas-là, on peut écrire comme condition de sécurité :

$$\mu_{mob} \leq \mu_{max} \quad (4.2)$$

L'évolution de la vitesse maximale en fonction de la courbure de la route pour différentes adhérences disponibles est présentée sur la figure 4.1. Les valeurs de l'adhérence choisies sont de 0.2 pour un revêtement usé, 0.6 pour un revêtement mouillé et 0.9 pour un revêtement sec. Cette figure montre l'importance de la courbure dans la contrôlabilité d'un véhicule. Cependant, le rayon de courbure est un paramètre sur lequel on peut difficilement agir lors de la conception de l'infrastructure pour des questions d'encombrement et de coût. Pour cette raison, il est indispensable de s'intéresser aux autres paramètres géométriques qui peuvent être intégrés à un diagnostic de sécurité.

Dans ce qui suit, nous adapterons la formule 4.1 en prenant en compte la variation du rayon de

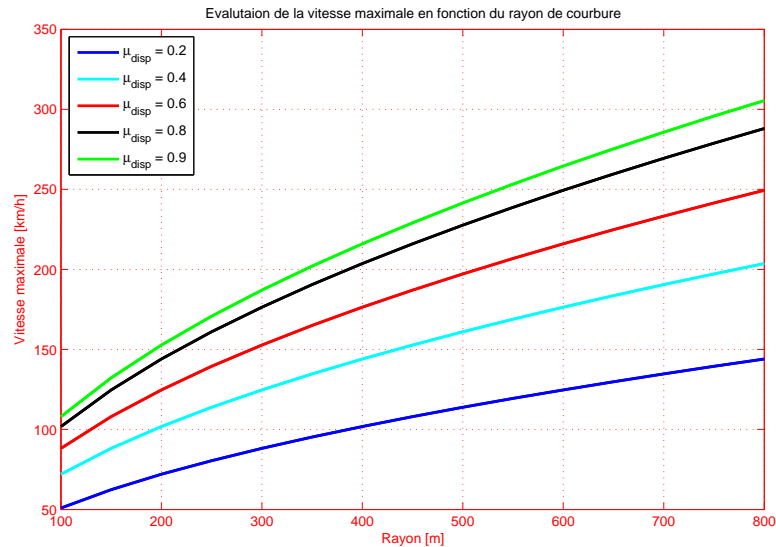
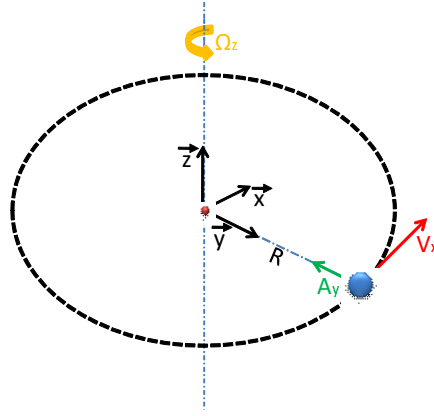


FIGURE 4.1 – Evolution de la vitesse maximale en fonction du rayon de courbure

(cas d'une entrée de virage).

Considérons un point matériel P de masse M tournant à vitesse ω autour d'un axe (z) (Fig. 4.2). Il s'agit ici d'un point, donc l'influence des moments est ignorée.

La trajectoire choisie est définie par le rayon de courbure $\rho(t) = \frac{1}{R(t)}$ (continue dans le temps et dérivable) et sa dérivée première est $\dot{\rho}(t) = -\frac{\dot{R}(t)}{R(t)^2}$.


 FIGURE 4.2 – Kinematic parameters of a point P in circular motion

Dans ces conditions, on rappelle que :

$$\frac{d\vec{y}}{dt} = \omega \cdot \vec{x}; \quad \frac{d\vec{x}}{dt} = -\omega \cdot \vec{y} \quad \text{et} \quad \frac{d\vec{z}}{dt} = 0 \quad (4.3)$$

Les coordonnées du point P sont données par :

$$\vec{OP} = R(t)\vec{x} = \frac{1}{\rho(t)}\vec{x}$$

Nous pouvons exprimer son mouvement, la vitesse puis l'accélération, par les dérivées successives, comme suit :

$$\begin{cases} \frac{d\vec{OP}}{dt} = \vec{v}_{P/O} = \frac{dR(t)}{dt}\vec{x} + R(t)\omega\vec{y} = \frac{-\dot{\rho}(t)}{\rho(t)^2}\vec{x} + \frac{1}{\rho(t)}\omega\vec{y} \\ \frac{d^2\vec{OP}}{dt^2} = \vec{a}_{P/O} = \frac{dv_{P/O}}{dt} = \left(\frac{d^2R(t)}{dt^2} - R(t)\omega^2 \right) \vec{x} + \left(2\frac{dR(t)}{dt}\omega + R(t)\dot{\omega} \right) \vec{y} \end{cases} \quad (4.4)$$

Cette dernière équation peut être réécrite en fonction de la vitesse linéaire (tangentielle), en remplaçant ω par $\frac{v_x(t)}{R(t)}$. L'équation de l'accélération (Équ. 4.15), contient deux termes, à savoir :

1. Le premier terme (par projection sur \vec{x}) représente l'accélération centrifuge :

$$\left(\frac{d^2R(t)}{dt^2} - \frac{v_x^2}{R(t)} \right)$$

Il est à noter que dans le cas d'une route de type circulaire (rayon constant) ou d'une clothoïde (première dérivée du rayon constante) l'accélération (ou la force) centrifuge ne dépend que de la vitesse et de la valeur instantanée du rayon (la dérivée n'influe pas). Par ailleurs, cette force (implicitement le rayon et ses dérivées), influence sur la prise de virage où le rayon évolue de $R \rightarrow \infty$ vers $R \rightarrow cst$ (et inversement en sortie de virage).

2. Le deuxième terme (par projection sur \vec{y}) représente l'accélération tangentielle :

$$a_y = \left(2 \frac{dR(t)}{dt} \omega + R(t) \dot{\omega} \right)$$

Cette accélération explique, en partie, le comportement de la vitesse en fonction du rayon ou l'impact du rayon (et sa dérivée première) sur l'accélération (et la vitesse). Lors d'une prise de virage, la dérivée du rayon est négative. Donc, l'accélération tangentielle diminue (décélération) et si la vitesse v_x ne correspond pas au virage, nous pouvons "jouer" sur les deux termes (1) vitesse : d'avantage une décélération ou (2) rayon : pratiquer un sous-virage (ce qui est très difficile à adapter en conduite moto). D'autres constats de ce type peuvent être formulés sur ce dernier point (sortie de virage, sur-virage, etc.).

La vitesse limite en entrée de virage, donc pour un rayon de courbure forcément variable, peut être reformulée comme suit :

$$a_y = -\frac{d^2 R(t)}{dt^2} + \frac{v_x^2}{R(t)} = g \cdot \mu_{lat} \Rightarrow v_{x_{max}} = \sqrt{\frac{\ddot{R}(t) + g\mu_{lat}}{\rho(t)}} \quad (4.5)$$

avec :

$$\ddot{R}(t) = \frac{2\rho\dot{\rho}^2 - \rho^2\ddot{\rho}}{\rho^4} \quad (4.6)$$

4.2.2 Modèle NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)

Ce paragraphe concerne la preuve et la généralisation de la formule 4.1 en prenant en compte les attributs de la route (pente, dévers et courbure) ainsi que l'apport du roulis (sans approximation linéaire).

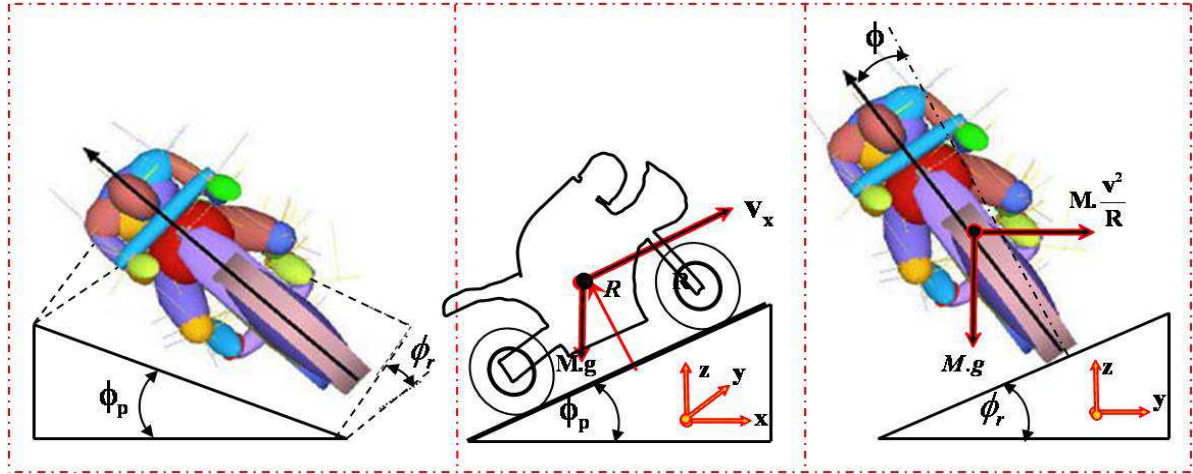


FIGURE 4.3 – Pente, dévers et roulis

R étant la force de réaction de la route sur le corps. ϕ , ϕ_r et ϕ_p sont respectivement les angles de roulis, de dévers et de la pente.

Si nous considérons que ϕ et ϕ_r sont nuls et par projection des équations d'équilibre sur les axes y et z nous obtenons :

$$\begin{cases} R \cdot \sin(\alpha + \phi_r) = M\rho v_x^2 \\ R \cdot \cos(\alpha + \phi_r) = Mg \end{cases} \quad (4.7)$$

où M est la masse du corps en mouvement. α défini l'angle à partir duquel il y a glissement, $\tan(\phi) = \mu_{lat}$ est appelé coefficient de friction statique (adhérence). Nous pouvons par la suite, introduire l'angle de roulis directement avec l'angle α .

Par la division (pour simplifier la réaction R et la masse M) des deux équations du système 4.7, nous aurons :

$$\tan(\alpha + \phi_r) = \frac{\rho v_x^2}{g} \Rightarrow v_x = \sqrt{\frac{g \cdot \tan(\alpha + \phi_r)}{\rho}} \quad (4.8)$$

Nous savons aussi que :

$$\tan(\alpha + \phi_r) = \frac{\tan(\phi_r) + \tan(\alpha)}{1 - \tan(\phi_r) \tan(\alpha)} \quad (4.9)$$

Après calcul et en remplaçant $\tan(\alpha)$ par μ_{lat} , l'équation 4.8 devient :

$$v_{x_{max}} = \sqrt{\frac{g}{\rho} \cdot \frac{\tan(\phi_r) + \frac{\tan(\phi) + \mu_{lat}}{1 - \tan(\phi)\mu_{lat}}}{1 - \tan(\phi_r) \cdot \frac{\tan(\phi) + \mu_{lat}}{1 - \tan(\phi)\mu_{lat}}}} \quad (4.10)$$

En adoptant l'approximation linéaire de $\tan(\phi_r)$ par ϕ_r , on aboutit à la nouvelle équation suivante :

$$v_{x_{max}} = \sqrt{\frac{g}{\rho} \cdot \frac{\phi_r + \mu_{lat}}{1 - \phi_r \cdot \mu_{lat}}} \quad (4.11)$$

qui n'est d'autre que la formulation recommandée par NHTSA, pour l'élaboration et le développement d'un système d'alerte de vitesse maximale $v_{x_{max}}$, à l'approche du sommet d'un virage.

Ce modèle (NHTSA) est beaucoup plus intéressant et rend le système plus pertinent, puisque il permet une définition plus précise de la route par rapport au premier modèle (Équ. 4.1), car le dévers est pris en compte. En effet, cet angle peut jouer un rôle capital dans l'anticipation (l'absorption) d'une partie de l'accélération latérale en courbe, lorsque la dévers n'est pas déversé.

4.2.3 Généralisation de la loi pour l'étude de l'impact du roulis

L'idée préconisée est celle qui consiste à remplacer dans l'équation 4.8 l'angle α par l'angle $(\alpha + \phi)$. En prenant en compte l'angle de la pente ϕ_p ainsi que le roulis du buste, le système d'équations 4.7 devient :

$$\begin{cases} F_x = R \cdot \sin(\phi_p) \cos(\alpha + \phi + \phi_r) \Rightarrow \text{Force motrice} \\ R \cdot \cos(\phi_p) \sin(\alpha + \phi + \phi_r) = M\rho v_x^2 \\ R \cdot \cos(\phi_p) \cos(\alpha + \phi + \phi_r) = Mg \end{cases} \quad (4.12)$$

En reprenant la même démarche que précédemment, nous obtenons :

$$v_{x_{max}} = \sqrt{\frac{g}{\rho} \cdot \frac{\tan(\phi_r) + \frac{\tan(\phi) + \mu_{lat}}{1 - \tan(\phi)\mu_{lat}}}{1 - \tan(\phi_r) \cdot \frac{\tan(\phi) + \mu_{lat}}{1 - \tan(\phi)\mu_{lat}}}} \quad (4.13)$$

Nous constatons que l'effet de l'angle de pente est nul sur la vitesse maximale admissible v_{xmax} , alors qu'elle module la force motrice sur l'axe x . Cependant, cet angle fera son apparition dans le transfert de charge lors du calcul de l'adhérence mobilisée en longitudinal et en latéral. Aussi, les deux angles de dévers et de roulis ont le même impact à savoir que plus l'un des deux angles augmente plus la vitesse maximale v_{xmax} devient importante.

A partir de l'équation 4.13, nous pouvons exprimer l'adhérence latérale μ_{lat} , comme ceci :

$$\mu_{lat} = \frac{\frac{\rho v_x^2}{g} + \frac{\tan(\phi) + \tan(\phi_r)}{\tan(\phi) \cdot \tan(\phi_r) - 1}}{\frac{\rho v_x^2}{g} \cdot \left(\frac{-\tan(\phi) - \tan(\phi_r)}{\tan(\phi) \cdot \tan(\phi_r)} \right) + 1} \quad (4.14)$$

4.3 Approche pour le calcul de la vitesse maximale en virage

Dans la partie précédente, le dernier modèle de vitesse limite autorisée en courbe (Équ. 4.13) est plus précis par rapport aux deux autres (Équ. 4.1 et 4.11), il est plus adapté au cadre d'une conduite moto, parce que la définition de la route est plus précise, le dévers est pris en compte. Par ailleurs, le roulis qui représente le degré de liberté le plus important dans ce type de véhicule, en regard de leurs configurations, est également introduit. En effet, le motard doit incliner suffisamment son véhicule en courbe afin de contrer les forces centrifuges (très fortes en moto) qui le projettent en dehors du virage.

Cependant, dans le souci de fournir un système d'alerte plus pertinent, au conducteur, rien ne doit être négligé et le système doit prendre en compte les trois acteurs de la sécurité routière à savoir : le véhicule, l'infrastructure et le conducteur. Si l'infrastructure est bien présente dans les modèles précédents, nous pensons que ces derniers comptent des sérieux oublis. En effet, la dynamique du véhicule n'est pas prise en compte ce qui fait que, la variation de la dynamique et les paramètres du véhicule n'influence pas sur la vitesse critique. Aussi, le comportement du conducteur, n'est pas pris en compte, notamment les niveaux de décélération du conducteur.

4.3.1 Hypothèses de travail

En vue de calculer la vitesse maximale autorisée en courbe, quelques hypothèses simplificatrices sur la modélisation du système V-I-C s'imposent, elles en auront pour objectif l'allègement des calculs.

Véhicule : *Le véhicule est représenté uniquement par la dynamique intervenant dans le contexte de l'étude. On prendra en compte, la dynamique de roulis, la translation latérale, la rotation de lacet ainsi que, la dynamique longitudinale. Par ailleurs, les mouvements de tangage et vertical ne sont pas pris en compte dans le modèle. Uniquement le transfert de charge sur chaque pneu est considéré. Aussi, la vitesse longitudinale dans le virage est supposée constante, ce qui entraîne une accélération longitudinale, nulle dans le virage.*

Route : *L'étude prendra en compte uniquement la pente, le dévers et la courbure en revanche, l'uni de la route n'est pas pris en compte.*

Conducteur : *Le conducteur est modélisé uniquement par les quantités d'adhérence qu'il mobilisera en longitudinal et en latéral.*

Ci-après, les détails de la démarche utilisée pour le calcul de la vitesse maximale, prenant en compte les trois acteurs de la sécurité routière :

4.3.2 Modèle de véhicule

Nous choisissons un modèle de véhicule représenté essentiellement par ses deux roues, et défini dans un repère absolu, qui prend en compte à la fois les forces au point de contact pneumatique/chaussée et le transfert de charge dû essentiellement au mode longitudinal.

Les dynamiques représentées sont :

La dynamique latérale

La dynamique latérale est représentée ici par un système composé de trois équations, décrivant le mouvement latéral causé essentiellement par l'effet des forces latérales des pneumatiques avant et arrière (F_{yf} et F_{yr}), le mouvement de lacet et le mouvement de roulis (Équ. 4.15). D'après le chapitre 2, ce modèle s'écrit :

$$\begin{cases} Ma_{yy} + Mv_x\dot{\psi} + Mh\ddot{\phi} = F_{yf} + F_{yr} - Mg \sin \phi_r \\ I_{zz}\dot{\psi} = L_f F_{yf} - L_r F_{yr} \\ I_{xx}\ddot{\phi} = Mgh - (F_{yf} + F_{yr})h \end{cases} \quad (4.15)$$

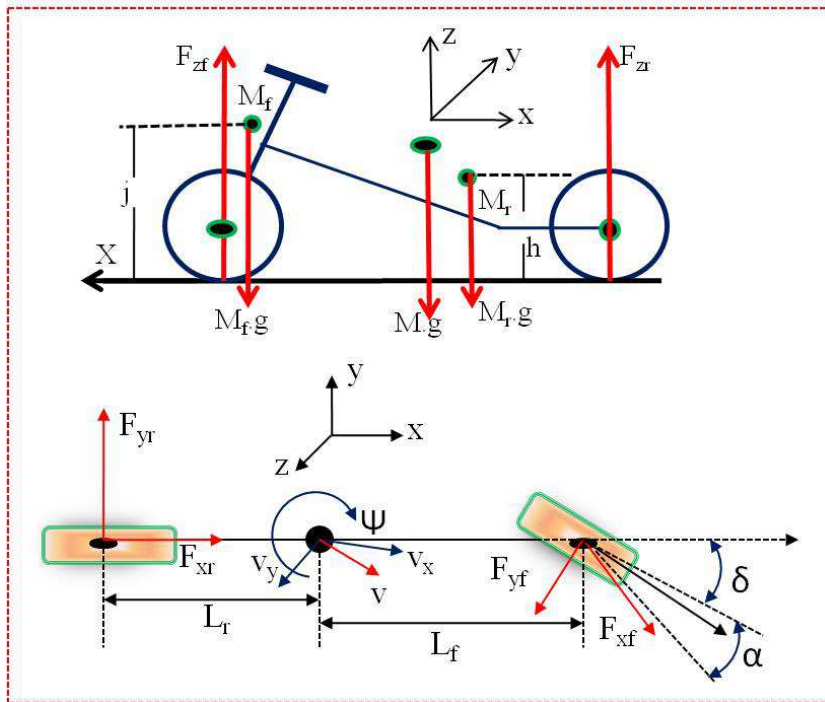


FIGURE 4.4 – Modèle de véhicule

Dynamique longitudinale

La dynamique longitudinale représente le comportement de la moto, essentiellement lors des manœuvres de freinage et d'accélération, cette dynamique est donnée par l'équation suivante :

$$Ma_x = F_{mot} + Mg \sin(\phi_p) \quad (4.16)$$

où F_{mot} est la force induite par l'accélération/décélération longitudinale désirée.

La dynamique verticale et transfert de charge

Le système d'équation suivant donne les forces normales sur chacune des deux roues avant et arrière et le transfert de charge qui s'opère lors des manœuvres d'accélération et de freinage. On rappelle ici les forces normales appliquées sur les deux roues, données dans le chapitre 2 (Équ. 2.22) :

$$\begin{cases} F_{zf} = \left(\frac{M_f + M_r}{L_f + L_r} \right) (L_r g \cos \phi_p \cos \phi_r - h F_{mot}) \\ F_{zr} = \left(\frac{M_f + M_r}{L_f + L_r} \right) (L_f g \cos \phi_p \cos \phi_r + h F_{mot}) \end{cases} \quad (4.17)$$

En adoptant les approximations suivantes pour l'angle de roulis, l'accélération longitudinale et la vitesse de lacet :

$$\begin{cases} \phi = \tan^{-1} \left(\frac{\rho v_x^2}{g} \right) \\ a_y = \frac{\rho v_x^2}{g} \\ \dot{\psi} = \rho v_x \end{cases} \quad (4.18)$$

Nous pouvons à présent, réécrire les forces latérales et longitudinales en fonction des différentes variables comme ceci :

$$\begin{cases} F_{yf} = \frac{\frac{\rho v_x^2}{g} \cdot L_r M (g + Mg + \frac{M h^2 g}{I_{xx}}) + L_r M g \sin \phi_r}{(L_f + L_r) \cdot (1 + \frac{M h^2}{I_{xx}})} + \frac{I_{zz}}{L_f + L_r} \ddot{\psi} \\ F_{yr} = \frac{\frac{\rho v_x^2}{g} \cdot L_f M (g + Mg + \frac{M h^2 g}{I_{xx}}) + L_f M g \sin \phi_r}{(L_f + L_r) \cdot (1 + \frac{M h^2}{I_{xx}})} + \frac{(1 - L_f - L_r) I_{zz}}{L_r \cdot (L_f + L_r)} \ddot{\psi} \end{cases} \quad (4.19)$$

$$F_{mot} = Ma_x - Mg \sin \phi_p \quad (4.20)$$

4.3.3 Modélisation de l'interface pneumatique/chaussée

Le pneumatique est l'un des composants principaux du véhicule en général et d'un deux roue en particulier. Il représente en effet l'interface avec l'environnement externe qui est la route. Il transmet les efforts de direction et de freinage/propulsion. Le comportement dynamique du pneumatique est très complexe, et n'est linéaire que dans certaines conditions restreintes d'opération. On observe divers phénomènes comme le dérapage et le blocage. Dans cette étude, nous modélisons l'interface du contact pneu/sol, et nous calculons les adhérences mobilisées en longitudinal et en latéral sur chaque pneumatique. Nous utiliserons le modèle de frottement de Coulomb pour obtenir l'adhérence mobilisée μ_{mob} (Fig. 4.5).

Ainsi la force transversale F_t et la force normale F_z sont telles que :

$$\mu_{mob} = \frac{F_t}{F_z} \leq \mu_{max} \quad (4.21)$$

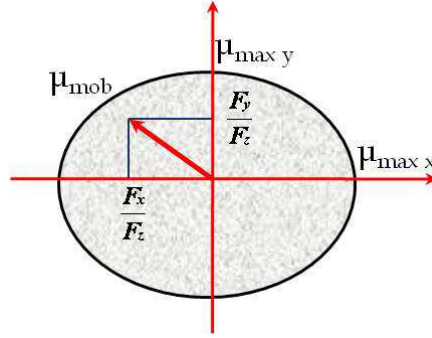


FIGURE 4.5 – Ellipse de friction

Où μ_{max} représente l'adhérence maximale disponible sur la route.

Nous avons également :

$$F_t^2 = F_x^2 + F_y^2 \quad (4.22)$$

Donc on aura :

$$\begin{cases} \mu_{xi} = \frac{F_{xi}}{F_{zi}} \\ \mu_{yi} = \frac{F_{yi}}{F_{zi}} \\ \mu_{max} = \max \left(\sqrt{\mu_{xi}^2 + \mu_{yi}^2} \right) \end{cases} \quad (4.23)$$

i est l'indice relatif à la roue (avant ou arrière).

Étant donné l'équation 4.21 et le système d'équation 4.23, on peut calculer l'adhérence mobilisée sur chaque roue en longitudinal et en latéral :

$$\begin{cases} \mu_{yf} = \frac{F_{yf}}{F_{zf}} = \frac{\frac{\rho v_x^2}{g} L_r M \cdot (g + Mg + \frac{Mh^2 g}{I_{xx}}) + L_r M g \sin \phi_r + (1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}) I_{zz} \ddot{\psi}}{(1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}) (L_r M g \cos \phi_p - h F_{mot})} \\ \mu_{yr} = \frac{F_{yr}}{F_{zr}} = \frac{\frac{\rho v_x^2}{g} L_r L_f M \cdot (g + Mg + \frac{Mh^2 g}{I_{xx}}) + L_r L_f M g \sin \phi_r + (1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}) (1 - L_f - L_r) I_{zz} \ddot{\psi}}{L_r (1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}) (L_f M g \cos \phi_p + h F_{mot})} \\ \mu_{xf} = \frac{F_{xf}}{F_{zf}} = \frac{a_x}{g} - \sin \phi_p \\ \mu_{xr} = \frac{F_{xr}}{F_{zr}} = \frac{a_x}{g} - \sin \phi_p \end{cases} \quad (4.24)$$

Dans le domaine de vitesse que nous considérons, et compte tenu des grandeurs des paramètres, nous pouvons faire l'approximation $\frac{(1-L_f-L_r)I_{zz}\ddot{\psi}}{L_f L_r M g} \approx 0$ et $\frac{I_{zz}\ddot{\psi}}{L_r M g} \approx 0$, le système d'équation 4.24 devient, alors :

$$\begin{cases} \mu_{yf} = \frac{\frac{\rho v_x^2}{g} \cdot (1 + M + \frac{Mh^2}{I_{xx}}) + \sin \phi_r}{(1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}) \cdot (\cos \phi_p - \frac{h F_{mot}}{L_r M g})} \\ \mu_{yr} = \frac{\frac{\rho v_x^2}{g} \cdot (1 + M + \frac{Mh^2}{I_{xx}}) + \sin \phi_r}{(1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}) \cdot (\cos \phi_p + \frac{h F_{mot}}{L_f M g})} \\ \mu_{xf} = \frac{a_x}{g} - \sin \phi_p \\ \mu_{xr} = \frac{a_x}{g} - \sin \phi_p \end{cases} \quad (4.25)$$

4.3.4 Comportement du Conducteur

Le conducteur est un acteur primordial dans la boucle du système Véhicule-Infrastructure-Conducteur (V-I-C). Pendant la phase de conduite, le conducteur est constamment, obligé de corriger sa trajectoire, et assurer l'équilibre et la stabilité du véhicule en définissant une vitesse appropriée à la situation de conduite. La prise en compte du comportement du conducteur, permet de développer des systèmes d'aide à la conduite, plus pertinents.

Nous avons décidé de prendre en compte, les niveaux d'accélération du conducteur dans le calcul de la vitesse critique en virages. Cela veut dire qu'en réalité, le conducteur ne mobilise pas les mêmes niveaux d'accélération en latéral qu'en longitudinal, et pour cela nous avons distingué entre la quantité d'adhérence mobilisée par le conducteur en longitudinal et en latéral, en notant μ_{ymax} et μ_{xmax} , les adhérences maximales mobilisées, respectivement, en latéral et en longitudinal [161].

$$1 = \max \left(\sqrt{\left(\frac{\mu_{yf}}{\mu_{ymax}}\right)^2 + \left(\frac{\mu_{xf}}{\mu_{xmax}}\right)^2}, \sqrt{\left(\frac{\mu_{yr}}{\mu_{ymax}}\right)^2 + \left(\frac{\mu_{xr}}{\mu_{xmax}}\right)^2} \right) \quad (4.26)$$

Pour des raisons de confort et de sécurité, et sous de bonnes conditions d'adhérence, le conducteur va mobiliser qu'une partie de toute l'adhérence disponible en longitudinal et en latéral [165]. Il préfère rester dans un domaine d'accélération (ou d'adhérence) qui est inclus dans celui défini par la route et le véhicule. Aussi, nous avons choisi de représenter le comportement du conducteur au travers de deux coefficients adimensionnels, λ_y et λ_x .

$$\begin{cases} \mu_{ymax} = \lambda_y \cdot \mu_{max} \\ \mu_{xmax} = \lambda_x \cdot \mu_{max} \end{cases} \quad (4.27)$$

Nous considérons que le comportement du conducteur est inversement proportionnel à μ_{max} .

$$\begin{cases} \lambda_x = \Delta\lambda_x \mu_{max} - \lambda_{slip-x} \\ \lambda_y = \Delta\lambda_y \mu_{max} - \lambda_{slip-y} \end{cases} \quad (4.28)$$

avec :

$$\begin{cases} \Delta\lambda_x = \lambda_{dry-x} - \lambda_{slip-x} \\ \Delta\lambda_y = \lambda_{dry-y} - \lambda_{slip-y} \end{cases} \quad (4.29)$$

Où, λ_{dry} (resp. λ_{slip}) représente l'adhérence maximale que peut mobiliser le conducteur sur chaussée sec (resp. chaussée glissante).

La vitesse du système pilote-moto est considérée constante dans la partie circulaire de la route, cela veut dire que l'accélération longitudinale à l'entrée du virage est nulle. Étant donné l'approximation de l'accélération longitudinale suivante :

$$a_x = \frac{dv_x}{dt} = v_x \frac{dv_x}{ds}$$

Ainsi, $\frac{dv_x}{ds} = 0$, durant les parties circulaires du virage.

Étant donnée une adhérence mobilisable maximale μ_{max} , nous aboutissons finalement aux deux expressions suivantes de la vitesse maximale autorisée :

$$\left\{ \begin{array}{l} 1 = \left(\frac{1}{\lambda_y \mu_{max}} \cdot \frac{\frac{\rho v_x^2}{g} \cdot \left(1 + M + \frac{Mh^2}{I_{xx}}\right) + \sin \phi_r}{\left(1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}\right) \left(1 + \frac{h}{L_f}\right) \left(\frac{v_x}{g} \frac{dv_x}{ds} - \sin \phi_p\right)} \right)^2 + \left(\frac{1}{\lambda_x \mu_{max}} \left(\frac{v_x}{g} \cdot \frac{dv_x}{ds} - \sin \phi_p\right) \right)^2 \\ 1 = \left(\frac{1}{\lambda_y \mu_{max}} \cdot \frac{\frac{\rho v_x^2}{g} \cdot \left(1 + M + \frac{Mh^2}{I_{xx}}\right) + \sin \phi_r}{\left(1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}\right) \left(1 - \frac{h}{L_f}\right) \left(\frac{v_x}{g} \frac{dv_x}{ds} - \sin \phi_p\right)} \right)^2 + \left(\frac{1}{\lambda_x \mu_{max}} \left(\frac{v_x}{g} \cdot \frac{dv_x}{ds} - \sin \phi_p\right) \right)^2 \end{array} \right. \quad (4.30)$$

Tous calculs faits, le système suivant donne l'expression de la vitesse maximale sûre sur chacune des deux roues :

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{max1}^2 = \frac{g}{\rho \left(1 + M + \frac{Mh^2}{I_{xx}}\right)} \left(\left(1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}\right) \left(1 - \frac{h}{L_f} \sin \phi_p\right) \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \phi_p}{\lambda_x \mu_{max}}\right)^2} \lambda_y \mu_{max} - \sin \phi_r \right) \\ v_{max2}^2 = \frac{g}{\rho \left(1 + M + \frac{Mh^2}{I_{xx}}\right)} \left(\left(1 + \frac{Mh^2}{I_{xx}}\right) \left(1 + \frac{h}{L_f} \sin \phi_p\right) \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \phi_p}{\lambda_x \mu_{max}}\right)^2} \lambda_y \mu_{max} - \sin \phi_r \right) \end{array} \right. \quad (4.31)$$

4.4 Profil de vitesse limite sur un scénario

La figure 4.6 montre le profil de vitesse calculé par l'équation 4.31 sur une section de route. La section de route, pour ce scénario, alterne lignes droites et virages avec une courbure de la forme de la figure 4.6. La pente est supposée nulle par ailleurs, le dévers est pris en compte et est visible sur la figure 4.6.

Aussi, les deux coefficients adimensionnels représentant le comportement du conducteur, sont fixés à 0.5 ($\lambda_x = \lambda_y = 0.5$).

Nous allons voir à présent l'influence des différents paramètres sur le profil de la vitesse maximale calculé dans l'équation 4.31

4.5 Comparaison du modèle développé avec les modèles existant

Cette section a pour but de comparer le modèle de vitesse limite développé avec les modèles précédemment cités, il s'agit du modèle simple 4.1 et du modèle de NHTSA (Équ. 4.11). La figure 4.7, trace sur les mêmes axes les vitesses du nouveau modèle développé ainsi que celle du modèle simple et celui de NHTSA. On peut observer que la différence est significative et elle atteint même par moment les 17 m/s environ (voir Fig. 4.7). Comparé aux deux autres, le modèle développé est très restrictif et il tient compte davantage de paramètres.

4.6 Influence des paramètres

Dans les paragraphes qui vont suivre, nous explicitons l'influence des différents paramètres, liés à la route, au conducteur et au véhicule, et leurs importance sur la limitation de la vitesse maximale.

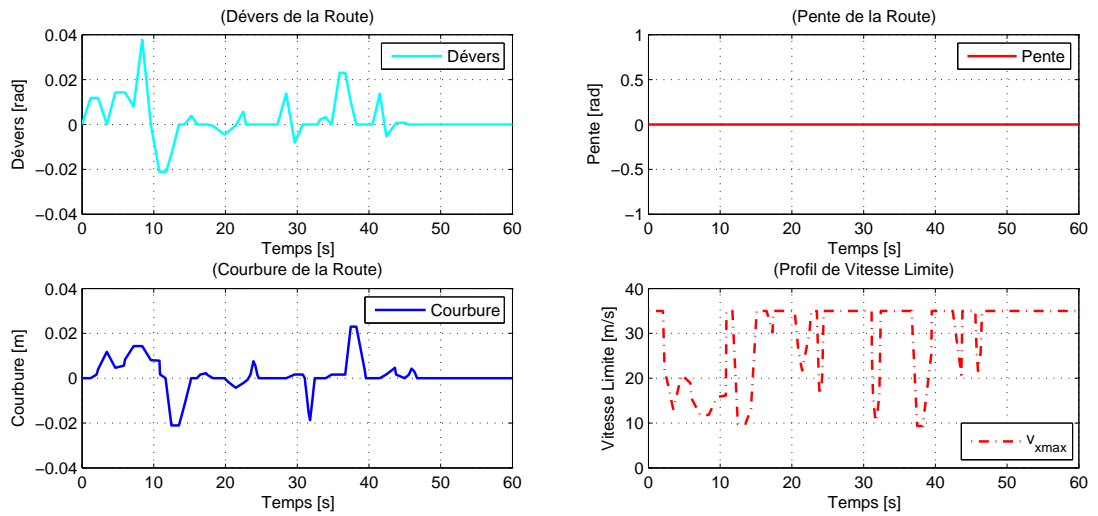


FIGURE 4.6 – Profil de vitesse limite

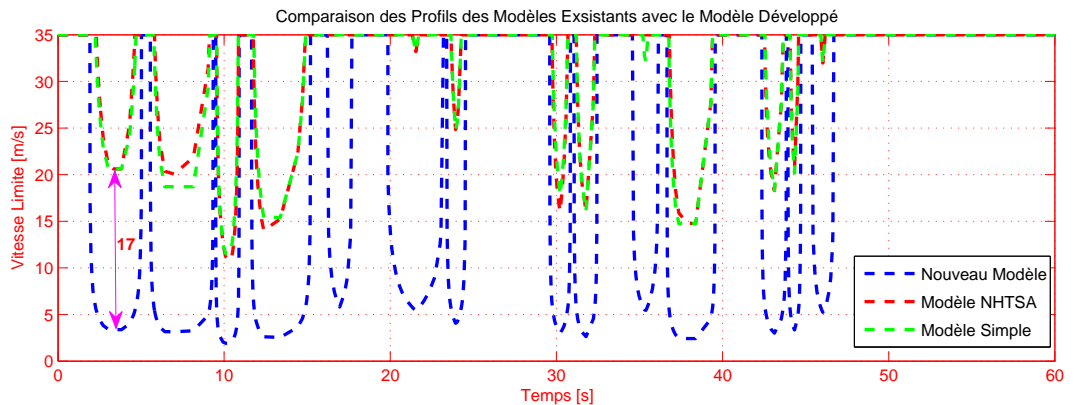


FIGURE 4.7 – Profil de vitesse limite

4.6.1 Influence de l'adhérence

Un paramètre, qui joue un rôle important dans le modèle de vitesse limite développé, est l'adhérence. Afin d'illustrer l'importance de ce paramètre, trois profils de vitesse limites ont été calculés pour trois adhérence différentes, la plus faible vaut 0.4 alors que la plus élevée vaut 0.8. Les résultats sont visibles sur la figure 4.8 sur laquelle on peut, notamment remarquer, l'augmentation de la vitesse maximale en courbe avec l'augmentation de l'adhérence maximale. A noter que le passage d'une adhérence ($\mu_{max} = 0.6$) vers une adhérence ($\mu_{max} = 0.8$) est suivi d'une augmentation significative de la vitesse limite autorisée. C'est beaucoup moins le cas lorsqu'on passe d'une adhérence ($\mu_{max} = 0.4$) à ($\mu_{max} = 0.6$). En effet, d'après l'équation 4.31, la vitesse critique est fonction de la racine carrée de l'adhérence maximale (μ_{max}).

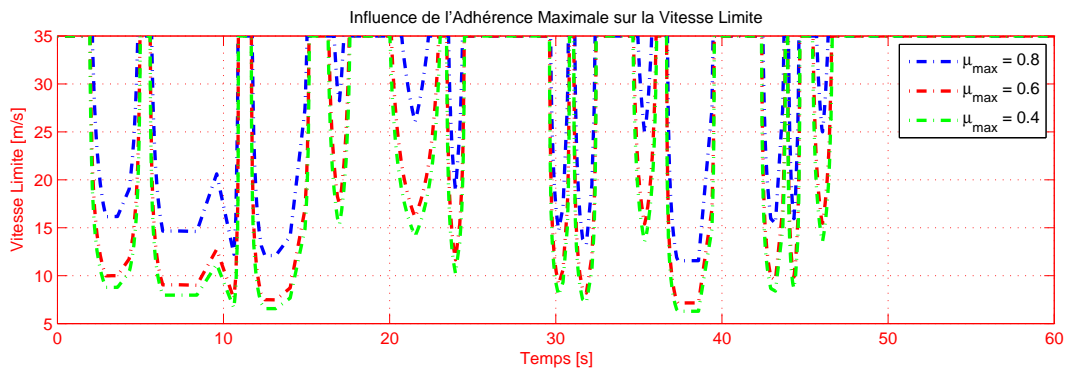


FIGURE 4.8 – Influence de l’adhérence sur la vitesse limite

4.6.2 Influence du transfert de charge

La décélération longitudinale est plus faible quand le transfert de charge est pris en compte. Cet effet a son importance particulièrement, lorsque l’adhérence maximale est faible ou lorsque λ_x est important. Ainsi, dans l’équation 4.31, les termes : $(1 - \frac{h}{L_f} \sin \phi_p)$ et $(1 + \frac{h}{L_f} \sin \phi_p)$, montrent l’impact du transfert de charge et son implication sur la limitation de l’adhérence mobilisée en latéral.

4.6.3 Influence de la pente

Lors de la prise de virage sur une route présentant une pente, le conducteur doit freiner ou accélérer son véhicule (selon le signe de la pente) pour garder une vitesse longitudinale constante. Ces deux actions (freinage ou accélération) lui permettent de mobiliser une quantité d’adhérence maximale disponible (μ_{max}) sur la route. Étant donné ces conditions, la vitesse maximale autorisée en virage sur une route montante ou descendante est toujours inférieure à celle calculée sur une route plane (pente nulle). Cette configuration est montrée sur la figure 4.9 sur laquelle on peut observer la diminution de la vitesse limite avec la valeur absolue de la pente.

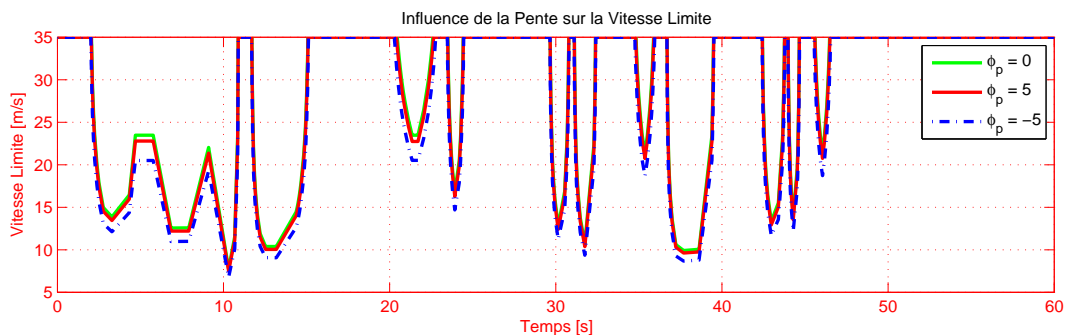


FIGURE 4.9 – Influence de la Pente sur la Vitesse Limite

4.6.4 Influence du dévers

Comme nous l'avons déjà signalé, le dévers d'une route a deux utilités. Tout d'abord, il permet l'évacuation des eaux de pluie lorsque la pente de la route est nulle. Ensuite, il permet de diminuer les sollicitations des pneumatiques en latéral en reprenant une partie de l'accélération latérale.

Sur la figure 4.10 sont représentés trois profils de vitesses limites dans les mêmes conditions de simulation pour trois dévers différents. Deux sont égaux en valeur absolue mais avec des signes opposés ($\phi_{r1} = -\phi_{r2}$) et le troisième cas est relatif à un dévers nul. On peut remarquer que la vitesse limite augmente dans le sens inverse de l'augmentation du dévers, ce qu'est logique puisque, par convention de signe, quand le dévers est négatif et le rayon positif (la moto tourne vers la gauche), cette situation va dans le sens de la sécurité. Il est à noter, que la vitesse limite est sensible à la variation du dévers. En effet, malgré les faibles valeurs atteintes par l'angle du dévers (une dizaine de degrés au maximum), il convient de signaler son importance, car cette faible différence peut provoquer des instabilités qui, elles, peuvent prendre des amplitudes importantes.

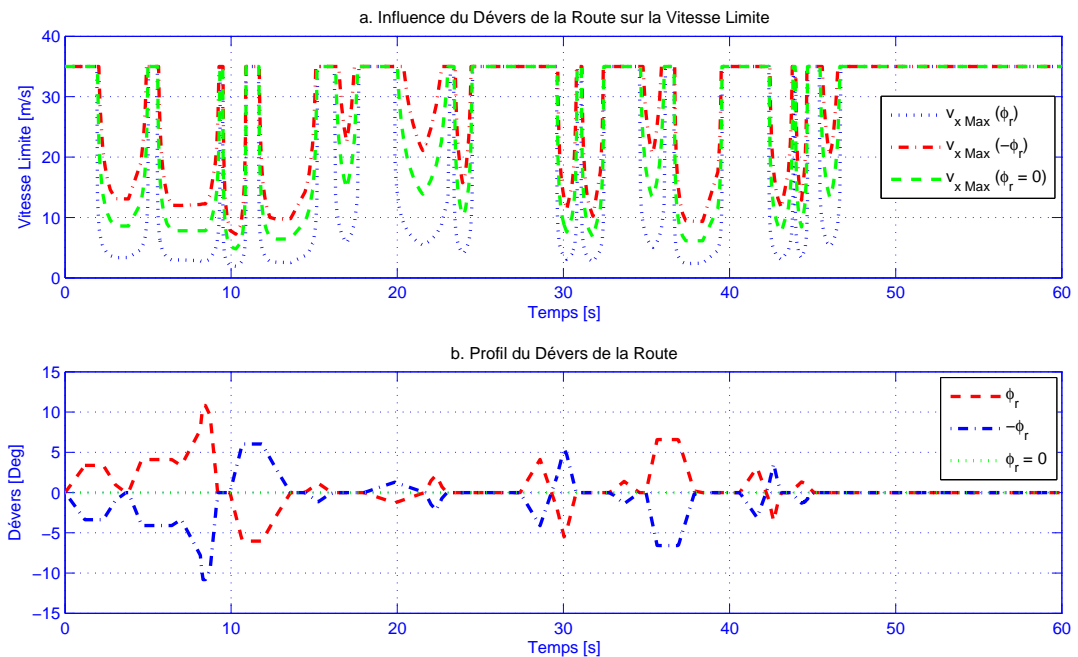


FIGURE 4.10 – Influence du dévers de la route sur la vitesse limite

4.6.5 Influence des paramètres du véhicule

Il s'agit des paramètres mécaniques propres à chaque véhicule à deux roues (hauteur du centre de gravité (h), moment d'inertie de roulis (I_{xx}), masse (M) et empattement (L_f , L_r). Pour illustrer l'influence de tous ces paramètres, on calculera différents profils de vitesse limite de plusieurs véhicules à deux roues de types et de conception différentes.

Le résultats en terme de vitesse limite est représenté sur la figure 4.11. On peut observer la

différence de vitesse maximale autorisée en courbe des trois motos (Moto 1, Moto 2, Moto 3) ainsi que celle du scooter du laboratoire IBISC.

On peut énoncer quelques interprétations physiques par rapport aux profils de vitesses observés. En effet, une des caractéristiques de la moto est l'empattement. Ce dernier joue un rôle dans sa stabilité. Plus l'empattement sera grand, plus la moto sera stable (tiendra son cap en ligne droite), mais plus elle sera difficile à contrôler latéralement (vivacité en virage), c'est le cas de la Moto 2 qui est caractérisée par un plus grand empattement ($L = L_f + L_r = 1.4431$ m) par rapport aux trois autres véhicules représentés.

Inversement, plus l'empattement sera court, moins la moto sera stable (tiendra son cap en ligne droite), mais plus le contrôle latéral sera facile (vivacité en virage). Ce cas de figure est représenté par le Scooter ou encore par la Moto 3.

L'autre paramètre qui a un impact sur la vitesse limite, est la position du centre de gravité (valeur de h). Cette dernière est directement liée à la masse de véhicule (disposition et centrage des masses). Les véhicules à deux roues caractérisés par un centre de gravité haut sont moins stables en ligne droite mais facilement contrôlable latéralement (en virage) notamment par augmentation de l'angle de roulis, pour contrer la force centrifuge sans évoluer au-delà de la limite d'adhérence. Pour illustrer ce propos, on peut observer sur les courbes de vitesses des Moto 1 et Moto 2 qui ont des propriétés assez similaires en empattement ($L = 1.4354$ m pour la Moto 1 contre $L = 1.4421$ m pour la Moto 2) et relativement différentes en masse et donc de position de centre de gravité ($h = 0.605$ m, $M = 217$ kg pour la Moto 1 et $h = 0.6756$ m, $M = 285$ kg pour la Moto 2).

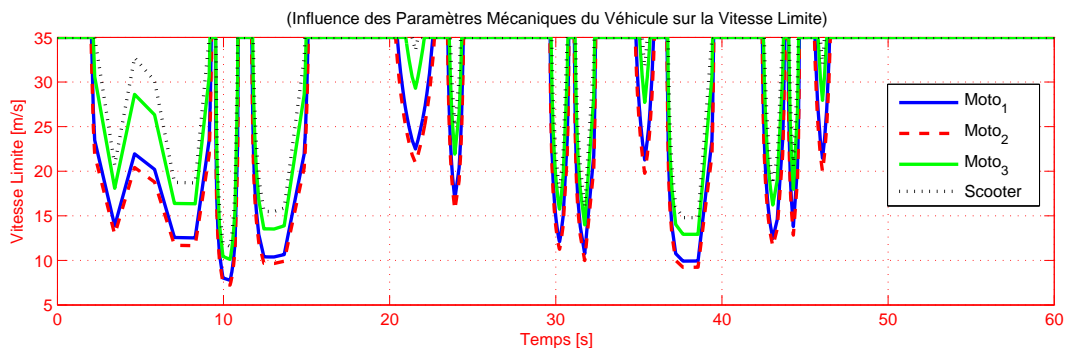


FIGURE 4.11 – Influence des paramètres mécaniques du véhicule

4.7 Génération d'alerte

La génération de l'alerte sur une vitesse excessive suit la procédure présentée sur l'organigramme donné sur la figure 4.12. On admet qu'une cartographie permet de disposer de la position curviligne du deux-roues et des attributs de la route :

Connaissant l'évolution dynamique du véhicule à l'instant t (vitesse, accélération, abscisse curviligne,...). Le système calcule, sous l'hypothèse d'une accélération constante, l'évolution de la vitesse et de l'abscisse curviligne sur un horizon temporel T c-à-d ($v_x(t+T)$, $s(t+T)$), T est choisi égal à 5 s. Ensuite, le système émet une alerte au conducteur lorsque $v_x(t) > v_x(t+T)$.

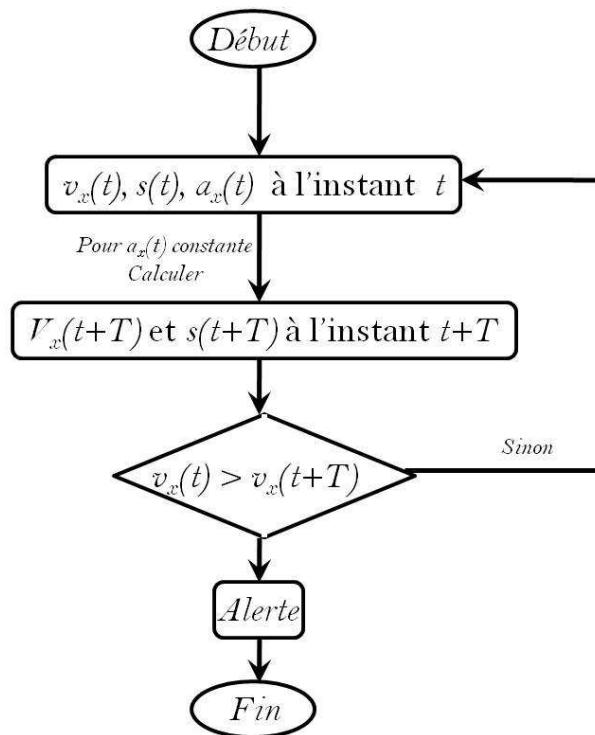


FIGURE 4.12 – Organigramme de génération d’alerte

4.8 Réalisation de l’unité embarquée

Dans cette section, on présentera l’interface embarquée réalisée sous LabVIEW. Cette interface fournit un signal visuel (LED rouge), en fonction de la vitesse du véhicule et du profil de la vitesse limite calculé. Sur la figure 4.13, on peut observer les deux indicateurs de vitesse. Le premier récupère la vitesse à laquelle circule le véhicule, il est fourni par le modèle mathématique du deux-roues. Le deuxième, récupère le profil de vitesse limite calculé par le module de vitesse limite selon la procédure exposée dans la section 4.3. La LED s’allume en vert quand le niveau de la vitesse limite reste au-dessus de celui de la vitesse actuelle. Cette situation correspond à une situation normale de conduite sans risque de vitesse excessive, dans le cas contraire, la LED bascule à la lumière rouge qui correspond à un risque de perte de contrôle sur une vitesse excessive (Fig. 4.13). La figure 4.14, montre le diagramme associé à la face avant de l’interface réalisée sous LabVIEW pour l’unité d’alerte.

4.9 Conclusion

Ce chapitre a été dédié au développement d’un système d’aide à la conduite qui s’inscrit dans le cadre des aides préventives.

Après avoir passé en revue les modèles de vitesse en virage existants, nous avons développé un nouveau modèle de vitesse critique en courbe prenant en compte à la fois les trois acteurs participant à l’exercice de conduite. Ainsi, un modèle de véhicule à deux roues représenté par toutes les dynamiques sollicitées lors de la prise de virage (roulis, lacet, translation latérale et longitudinale) a été considéré. Le conducteur est modélisé par ses niveaux d’accélération en latéral et en longitudinal en considérant la quantité d’adhérence qu’il s’autorise à mobiliser. Par

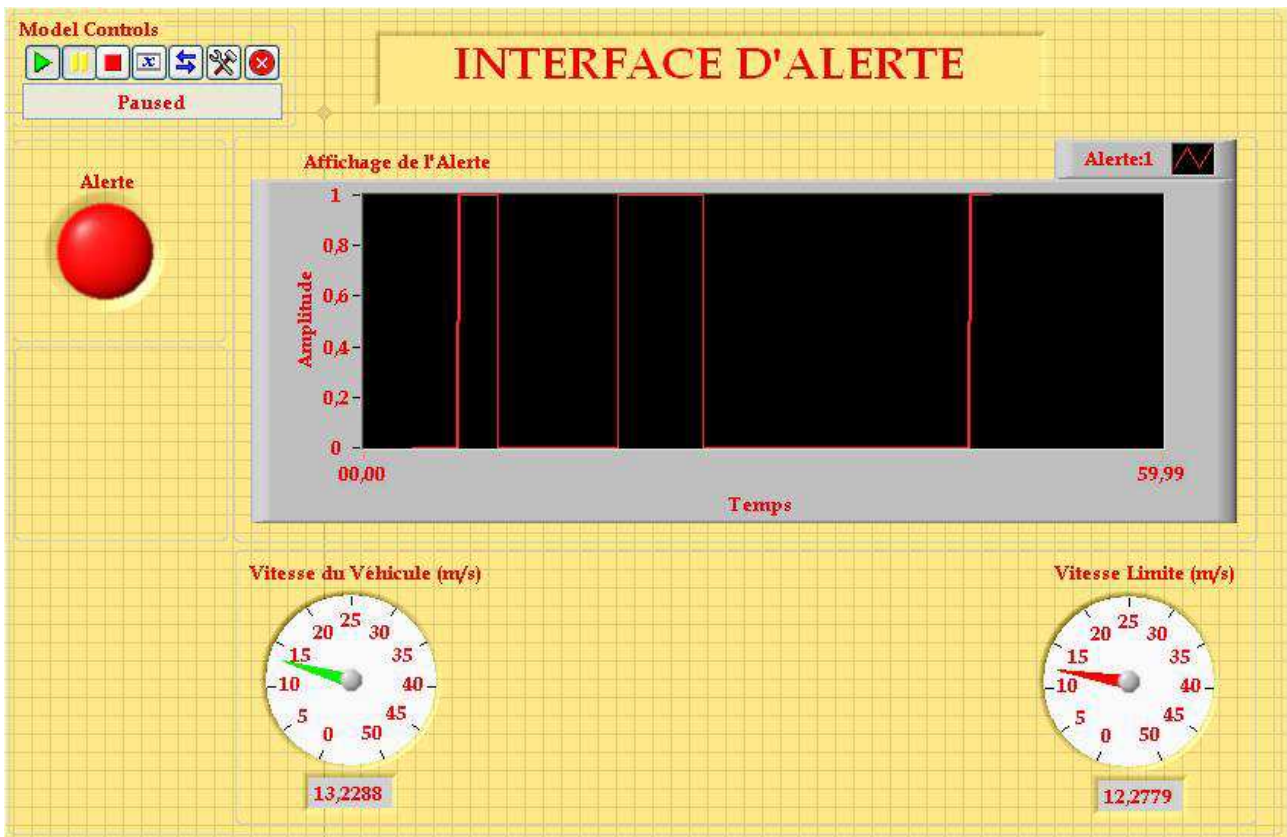


FIGURE 4.13 – Interface d’alerte : Unité d’alerte

ailleurs, la route est présente, dans le modèle développé, par sa géométrie (courbure, pente et dévers) et son adhérence maximale.

L’interface pneumatique/chaussée a été modélisé en utilisant le modèle de frottement de Coulomb. Par la suite, le modèle de vitesse limite a été calculé en suivant une méthodologie basée sur l’adhérence mobilisée au niveau des pneumatiques.

L’influence des paramètres du véhicule, du conducteur et de la route a été montrée, discutée et illustrée par quelques résultats de simulation. Ensuite, une procédure de génération d’alerte de vitesse limite sur un horizon temporel T fixe est présentée. C’est un critère servant pour donner une information en longitudinal sur l’ensemble d’un circuit sur lequel le véhicule circule.

Le chapitre est achevé par la présentation de l’interface pour l’unité d’alerte, réalisée sous LabVIEW. Cette interface représente l’organe terminal regroupant les sorties du modèle mathématique d’un deux-roues, notamment sa vitesse, et le profil de vitesse maximale calculé par le module de vitesse limite.

Le chapitre suivant sera consacré à la mise en œuvre de la plate-forme expérimentale servant de référence d’étude pour la validation des différents algorithmes développés durant cette thèse, ainsi que l’implémentation de l’unité d’alerte pour les vitesses excessives en courbe.

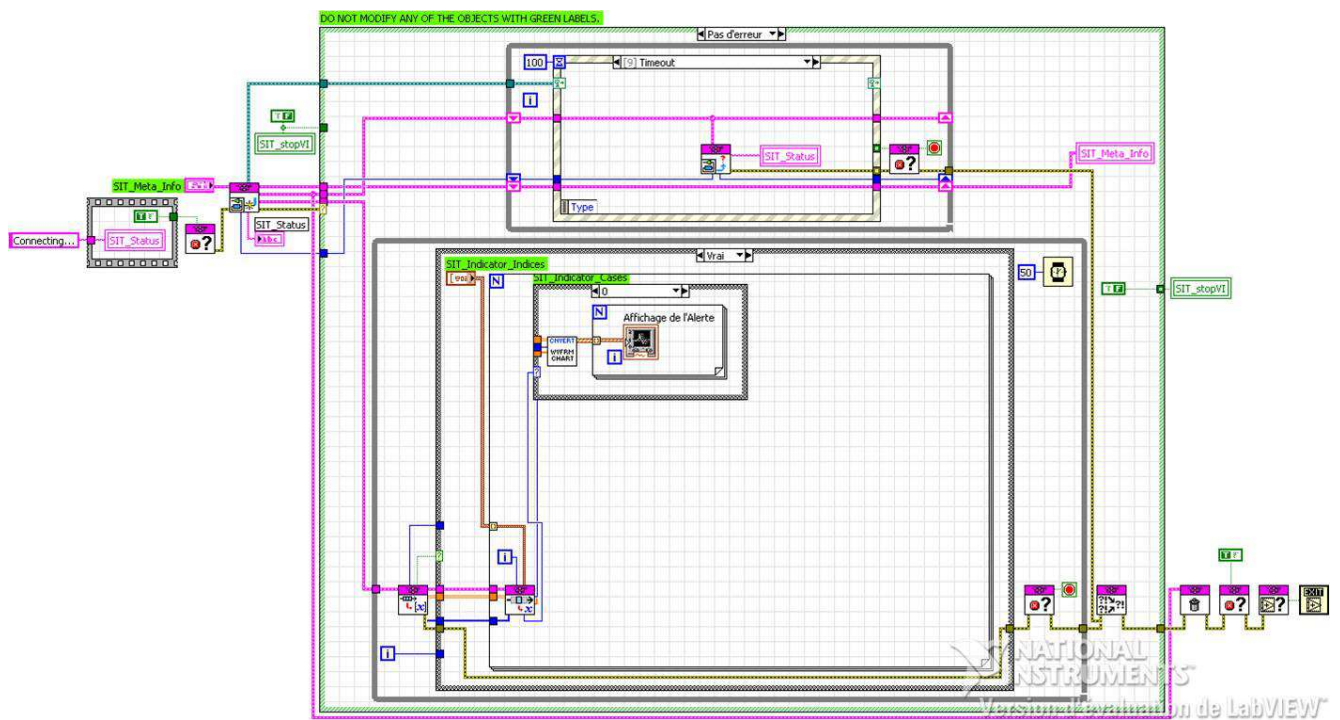


FIGURE 4.14 – Diagramme de l'interface pour l'unité d'alerte

Chapitre 5

Plate-Forme Expérimentale

Sommaire

5.1	Introduction	124
5.2	Modélisation CAO du Scooter Scoot’elec	124
5.2.1	Position du problème	124
5.3	Hypothèses	125
5.3.1	Mesures	125
5.3.2	Exemple de calcul des angles du cadre par rapport au sol	125
5.3.3	Masses	126
5.4	Résultats de l’estimation paramétrique sous SolidWorks	126
5.4.1	Estimation des paramètres dimensionnels	127
5.4.2	Propriétés de masse du scooter Scoot’elec	128
5.4.3	Propriétés d’inertie	128
5.4.4	Le modèle à deux corps	129
5.5	Simulation du modèle du scooter avec les paramètres estimés	131
5.6	Moyens d’expérimentation du Laboratoire IBISC	134
5.6.1	Présentation du motorcycle à instrumenter	134
5.7	La centrale d’enregistrement et interfaçage entrée/sortie	135
5.7.1	Mini PC embarqué	135
5.7.2	Carte d’interfaçage d’entrée/sortie	136
5.8	Architecture : choix des capteurs et leurs implantations	136
5.8.1	Le codeur d’angle de braquage et son instrumentation	137
5.8.2	La centrale inertielle IMU et son instrumentation	140
5.8.3	Capteur pour la vitesse de rotation des roues	141
5.8.4	Le positionnement par GPS	142
5.9	Alimentation de l’ensemble capteurs et centrale d’enregistrement	144
5.10	Langage de programmation : LabVIEW	144
5.11	Procédure de programmation et construction de l’IHM (Interface Homme Machine)	145
5.11.1	Interface GPS et programme de transmission des trames	145
5.11.2	Interface pour la récupération des vitesses de rotation des roues	146
5.11.3	Interface pour la récupération de l’angle de rotation du guidon	147
5.11.4	Interface pour la récupération des données de la centrale inertielle	149
5.12	L’IHM globale et enregistrement multi-capteurs	150
5.13	Exploitation des enregistrements	151

5.1 Introduction

Afin de disposer d'une plate-forme expérimentale, servant de référence d'étude, pour la validation de l'unité d'alerte aux pertes de contrôle des véhicules à deux roues motorisés ainsi qu'assurer la stabilité, la robustesse et la fiabilité des observateurs développés, un scooter est équipé de plusieurs capteurs de fréquences d'acquisition différentes. Ces derniers sont utilisés soit pour mesurer les grandeurs physiques représentatives du comportement dynamique du véhicule validant ainsi, un modèle mathématique d'un deux-roues, soit pour l'identification des paramètres statico-dynamiques du véhicule ou encore pour faire fonctionner les observateurs.

Outre la plate-forme expérimentale, il s'agit en outre de la mise en place d'un modèle mathématique propre au véhicule prototype (scooter) dont nous disposons. Cette démarche qui s'apparente à une identification des paramètres statico-dynamiques peut être accomplie de plusieurs manières en fonction de la précision souhaitée et du type de paramètres à identifier : certains peuvent être directement mesurés comme la masse par exemple, d'autres peuvent être calculés très facilement tels que l'empattement, enfin lorsqu'il n'est ni possible de les calculer ni de les mesurer directement il faut alors les identifier à partir de campagnes de mesures, d'algorithmes d'identification ou encore de modélisation CAO (Conception Assistée par Ordinateur). Cette dernière est très utilisée dans le cadre des systèmes présentant un caractère multi-corps et offre un gain de temps notable grâce à sa flexibilité (obtention des propriétés massiques, inertielles, centre de gravité, pour différentes modélisations du système). Dans le cadre de notre travail, on utilisera le logiciel de CAO mécanique SolidWorks.

Le chapitre est scindé en deux parties. Dans la première, on recherche les paramètres dimensionnels via des campagnes de mesures directes et indirectes. Ensuite, la réalisation du modèle CAO sous SolidWorks, nous permettra de récupérer les propriétés massiques et inertielles propres au scooter (Sec 5.4). Tous ces paramètres serviront à la définition du modèle mathématique du scooter dont un scénario de simulation sera montré à la section 5.5.

La seconde partie, présente dans un premier temps (Sec. 5.6, 5.7, 5.8, 5.9 et 5.10), les différents moyens d'expérimentation dont dispose le laboratoire IBISC, et plus particulièrement le véhicule d'essai (prototype), les différents capteurs, leurs caractéristiques ainsi que la procédure d'instrumentation. Dans un second temps (Sec. 5.11, 5.12 et 5.13), nous présenterons l'IHM (Interface Homme Machine) réalisée sous LabVIEW, ainsi que le dépouillement des résultats obtenus durant les premiers tests sur piste. Nous terminerons le chapitre par quelques conclusions.

5.2 Modélisation CAO du Scooter Scoot'elec

5.2.1 Position du problème

Le scooter était fourni assemblé (acheté dans le commerce) et il n'a été possible que de démonter certains éléments tels que les carénages. Nous n'avons pas pris le risque de démonter des parties mécanique afin de ne pas perdre la rigidité du système car le scooter sera utilisé dans le

futur pour des phases de test sur circuit.

Les dessins techniques du scooter n'étant pas fournis et introuvables, toutes les dimensions des pièces ont dû être obtenues manuellement en effectuant des mesures directes. Il a donc fallu identifier les pièces agissant le plus sur les propriétés de masse car il n'était pas possible de modéliser la totalité des pièces du scooter à cause de l'impossibilité de démonter ou d'atteindre certaines pièces pour les dimensionner.

Il n'était également pas nécessaire de modéliser des éléments au poids négligeable n'agissant pas sur notre étude (fixations, câbles, etc.). Ci-dessous, la liste des éléments modélisés :

- Cadre,
- Ensemble guidon/fourche,
- Ensemble fixation roue arrière,
- Moteur,
- Roue avant,
- Roue arrière,
- Batteries (3 blocs),
- Boîtiers électroniques (modélisation de boîtiers avec un poids assigné),
- Selle,
- Éléments de carrosserie.

Le cadre est l'élément central du scooter sur lequel sont montées toutes les autres pièces. Il était donc nécessaire de modéliser cet élément le plus fidèlement possible pour respecter l'empattement réel du scooter afin de ne pas risquer de changer de catégorie de deux-roues. Par exemple, un véhicule deux-roues de la même hauteur mais plus long rendrait le véhicule plus stable mais moins manœuvrable et fausserait les résultats obtenus. De plus, d'un point de vue mécanique, le scooter se différencie par le diamètre de ses roues, sa masse et la position de conduite. Ces points sont également importants à prendre en compte dans le dimensionnement du scooter pour être fidèle à la réalité.

5.3 Hypothèses

5.3.1 Mesures

Les mesures effectuées directement sur le scooter devaient être les plus précises possibles. Cependant certaines mesures, notamment certains angles, ont dû être calculées. Certains calculs et mesures ont été arrondis mais généralement, les valeurs s'approchaient d'un nombre entier. Nous avons donc pris comme hypothèse qu'il s'agissait de valeurs normalisées.

De plus, il n'était pas nécessaire d'obtenir une grande précision mais plutôt un ordre de grandeur représentant la catégorie du scooter (qu'on mettrait en opposition avec une moto ou autres véhicules deux-roues).

5.3.2 Exemple de calcul des angles du cadre par rapport au sol

Pour mesurer le cadre, nous avons mesuré la longueur de chaque parcelle du cadre puis nous avons mesuré la distance au sol pour obtenir l'inclinaison de ces parcelles.

Dans la figure ci-dessous (Fig. 5.1), on peut mesurer la distance au sol “a” ainsi que la longueur “b”. On obtient donc l’inclinaison de cette partie du cadre avec la formule simple :

$$c = \cos^{-1} \left(\frac{a}{b} \right)$$

A la fin de la modélisation du cadre, nous avons pu observer que les dimensions de celui-ci étaient cohérentes par rapport au cadre réel et notamment avec l’encombrement total du scooter, données que nous avons réussi à nous procurer chez le constructeur.

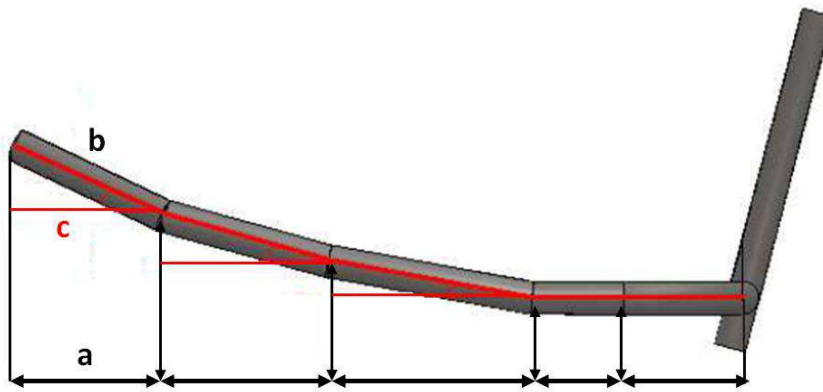


FIGURE 5.1 – Exemple de calcul indirect de dimension

5.3.3 Masses

Le logiciel SolidWorks permet d’appliquer un matériau sur les éléments modélisés. La bibliothèque de matériaux étant assez large, nous avons pu obtenir tous les matériaux présents sur le scooter afin d’avoir une masse volumique permettant d’obtenir le poids final réel du scooter complet que nous avons également réussi à nous procurer.

En revanche, nous n’avons pas pu identifier le type exact de chaque matériau (exemple : 201 Acier inoxydable recuit pur), mais il a été possible de différencier les grandes familles (Acier, Aluminium, plastique...). La différence de masse volumique entre plusieurs matériaux d’une grande famille étant très faible (exemple : Acier variant entre 0.0077 et 0.008 g/mm^3), il a été possible de choisir un seul et unique matériau courant de chaque famille.

5.4 Résultats de l’estimation paramétrique sous SolidWorks

On peut observer, sur la figure 5.2, une photographie du scooter scoot’elec, ainsi que la modélisation CAO de celui-ci réalisée via le logiciel SolidWorks. Les éléments modélisés sont ceux qui sont essentiels et agissant sur les propriétés de masse comme expliqué précédemment. Il est désormais possible d’extraire de ce modèle CAO les propriétés de masse grâce au logiciel SolidWorks.



FIGURE 5.2 – Le scooter Scoot'elec réel et sa modélisation CAO

Nous pouvons maintenant considérer le scooter de plusieurs façons :

- 1 corps (scooter entier),
- 2 corps (Ensemble guidon-fourche-roue avant et ensemble arrière (armature arrière)),
- 4 corps composés de :
 - Partie avant : fourche avant, guidon, roue avant et amortisseurs,
 - Armature arrière : moteur tournant dans l'axe transversal, le châssis et les jambes du conducteur,
 - Roue arrière,
 - Partie supérieure du corps du conducteur : (tronc, tête, bras, etc).

Ce dernier modèle, à quatre corps rigides, peut être réduit à seulement trois corps rigides en mettant le corps “Roue arrière” dans le corps “Armature arrière”. Dans ce cas, il n'est plus possible de modéliser les mouvements de la partie arrière à savoir le “twisting” et le “swinging arm”.

***Remarque :** Dans la littérature on trouve des modèles mathématiques à deux corps rigides comme celui proposé dans [25], mais également des modèles plus complexes, allant jusqu'à sept corps, ont été étudiés dans [19, 144]. La complexité a été généralement rendue nécessaire pour permettre l'étude d'un certain nombre de détails sur le comportement spécifique pendant l'accélération, le freinage et le braquage [19, 28, 62].*

5.4.1 Estimation des paramètres dimensionnels

Le modèle mathématique résultant d'une étude ultérieure (Chap. 2) a permis d'explicitier un certain nombre de paramètres qui sont propres à chaque véhicule. Le premier groupe de ces paramètres sont les angles et les valeurs dimensionnelles qui interviennent dans les équations différentielles définissant le modèle. Ils sont représentatifs du type de véhicule étudié.

L'ensemble des paramètres nécessaires, qui sont visibles sur la figure 5.3, a pu être estimé, les valeurs numériques sont données dans le tableau 5.1.

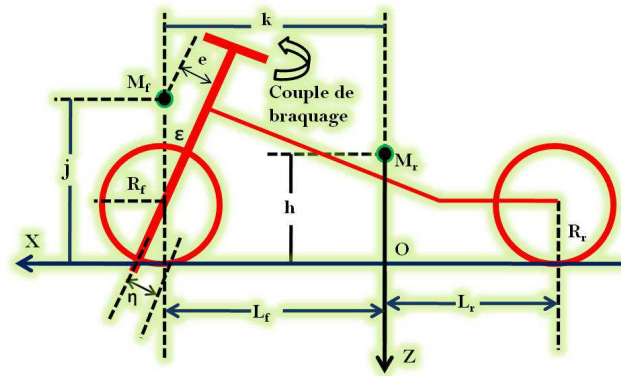


FIGURE 5.3 – Paramètres dimensionnels d’un véhicule à deux roues

TABLE 5.1 – Résultats d’estimation des paramètres dimensionnels

Paramètre	Valeur (mm)
k	875.67
j	370.95
h	795
R_f	205.5
R_r	213.5
L_f	949
L_r	347.11
ϵ	25°
η	89.27
e	8.649

5.4.2 Propriétés de masse du scooter Scoot’elec

La table ci-dessous contient les résultats obtenus par le modèle CAO grâce à la fonction “propriété de masse” sous SolidWorks.

5.4.3 Propriétés d’inertie

Pour les résultats d’estimation des propriétés d’inertie, seul le modèle à 2 corps rigides sera présenté ici. Cependant, le logiciel SolidWorks offre la possibilité de modéliser le système par plusieurs corps et d’en extraire les propriétés inertielles de chaque corps solide séparément. Notre objectif étant d’estimer les paramètres d’un scooter pris comme 2 corps rigides, inspiré de celui présenté dans [25]. Les résultats d’estimation relatifs au modèle à 1 corps seront donnés en annexe. C.

TABLE 5.2 – Résultats d'estimation des propriétés de masse

Propriétés	Scooter réel	Modèle CAO
Masse totale (M) (kg)	115	116.96
Masse de la partie avant (M_f) (kg)	-	16.11
Masse de la partie arrière (M_r) (kg)	-	100.85
Volume (m^3)	-	0.07
Superficie (m^2)	-	8.93
Centre de gravité (m)	-	$(x, y, z) = (0.09, 0.14, 0.72)$

5.4.4 Le modèle à deux corps

Le scooter est maintenant, considéré comme un ensemble de deux corps rigides, comme on peut le voir sur la figure 5.4. Les parties vertes représentent un corps : le corps avant (guidon, fourche, roue avant, carénage) et le corps arrière (cadre, batterie, ensemble fixation roue arrière, roue arrière, moteur, boîtiers électroniques, selle, carénages, amortisseur). Les positions du centre de gravité des deux corps sont visibles sur la figure 5.4, définies par les trièdres violet.

Corps avant

La partie avant est composée de la fourche, guidon, roue avant, carénage et amortisseurs. Les tableaux 5.3, 5.4 et 5.5, donnent les propriétés d'inertie qui résultent de la modélisation CAO du corps avant.

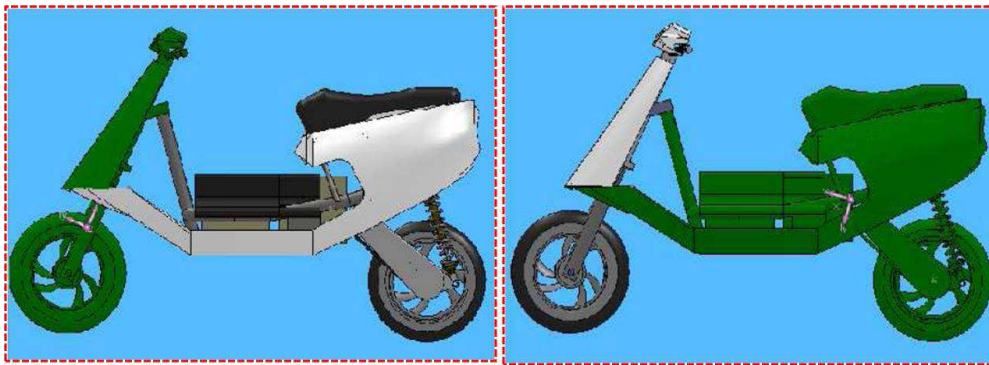


FIGURE 5.4 – Modèle CAO de Scoot'elec pris comme deux corps

Corps arrière

L'ensemble arrière (armature arrière) comprend : le cadre, les batteries, l'ensemble fixation roue arrière, roue arrière, le moteur, les boîtiers électroniques, selle, carénages et l'amortisseur arrière. les tableaux 5.6, 5.7 et 5.8, donnent les différents résultats d'identification du corps arrière.

TABLE 5.3 – Axes et moments d’inertie principaux au centre de gravité

Axes d’inertie principaux au centre de gravité	Moments d’inertie principaux au centre de gravité
Axes d’inertie principaux ($g.mm^2$)	Moments d’inertie principaux ($kg.m^2$)
$I_x = (0.00, 0.91, -0.41)$	$P_x = 0.14$
$I_y = (0.06, 0.41, 0.91)$	$P_y = 1.52$
$I_z = (1.00, -0.03, -0.05)$	$P_z = 1.60$

TABLE 5.4 – Moments d’inertie au centre de gravité du corps avant.

Moments d’inertie ($kg.m^2$)	Valeurs
L_{xx}	1.60
L_{yx}	0
L_{zx}	0.02
L_{xy}	0
L_{yy}	0.38
L_{zy}	-0.52
L_{xz}	0.02
L_{yz}	-0.52
L_{zz}	1.29

TABLE 5.5 – Moments d’inertie du corps avant exprimés à l’origine du repère SolidWorks.

Moments d’inertie ($kg.m^2$)	Valeurs
I_{xx}	14.03
I_{yx}	0
I_{zx}	0.08
I_{xy}	0
I_{yy}	12.73
I_{zy}	-1.43
I_{xz}	0.08
I_{yz}	-1.43
I_{zz}	1.36

TABLE 5.6 – Axes et moments d’inertie principaux au centre de gravité

Axes d’inertie principaux au centre de gravité	Moments d’inertie principaux au centre de gravité
Axes d’inertie principaux ($g.mm^2$)	Moments d’inertie principaux ($kg.m^2$)
$I_x = (-0.00, -0.12, 0.99)$	$P_x = 2.04$
$I_y = (0.02, -0.99, -0.12)$	$P_y = 2.74$
$I_z = (1.00, 0.02, 0.01)$	$P_z = 4.19$

TABLE 5.7 – Moments d’inertie au centre de gravité du corps arrière.

Moments d’inertie ($kg.m^2$)	Valeurs
L_{xx}	4.19
L_{yx}	-0.03
L_{zx}	-0.01
L_{xy}	-0.03
L_{yy}	2.73
L_{zy}	-0.08
L_{xz}	-0.01
L_{yz}	-0.08
L_{zz}	2.05

TABLE 5.8 – Moments d’inertie du corps arrière exprimés à l’origine du repère SolidWorks.

Moments d’inertie ($kg.m^2$)	Valeurs
I_{xx}	4.57
I_{yx}	0.02
I_{zx}	-0.05
I_{xy}	0.02
I_{yy}	2.92
I_{zy}	-0.27
I_{xz}	-0.05
I_{yz}	-0.27
I_{zz}	2.26

5.5 Simulation du modèle du scooter avec les paramètres estimés

Dans cette section, on montre les résultats de simulation du modèle du scooter avec tous les paramètres estimés.

Le modèle mathématique utilisé est celui de la situation latérale pure (Sous.sec. 2.11.2) à 8 états (vitesse latérale, angle de direction, angle de roulis, vitesse de lacet, vitesse de roulis, vitesse de la direction et les deux forces latérales avant et arrière). Le scooter est modélisé par 2 corps rigides (parties avant et arrière) comme nous l'avons expliqué dans la section 5.4.4.

Dans le scénario présenté ici, on suppose que le scooter roule sur une piste de courbure de la forme de la figure 5.5. c, à une vitesse longitudinale de 12.3 m/s (44.28 km/h). La piste présente un dévers visible sur la figure 5.5. b. Par ailleurs, le modèle est excité en entrée par un couple de braquage sur la direction (Fig. 5.5. a).

Les résultats de simulation sont représentés sur les figures 5.6 (vitesse latérale (v_y), vitesse de lacet ($\dot{\psi}$), vitesse de roulis ($\dot{\phi}$) et vitesse de braquage ($\dot{\delta}$)) et sur la figure 5.7 (angle de roulis (ϕ), angle de direction (δ) et les deux forces latérales avant et arrière (F_{yf} et F_{yr})).

On peut observer finalement sur la figure 5.5. d, la trajectoire du scooter pour le scénario présenté.

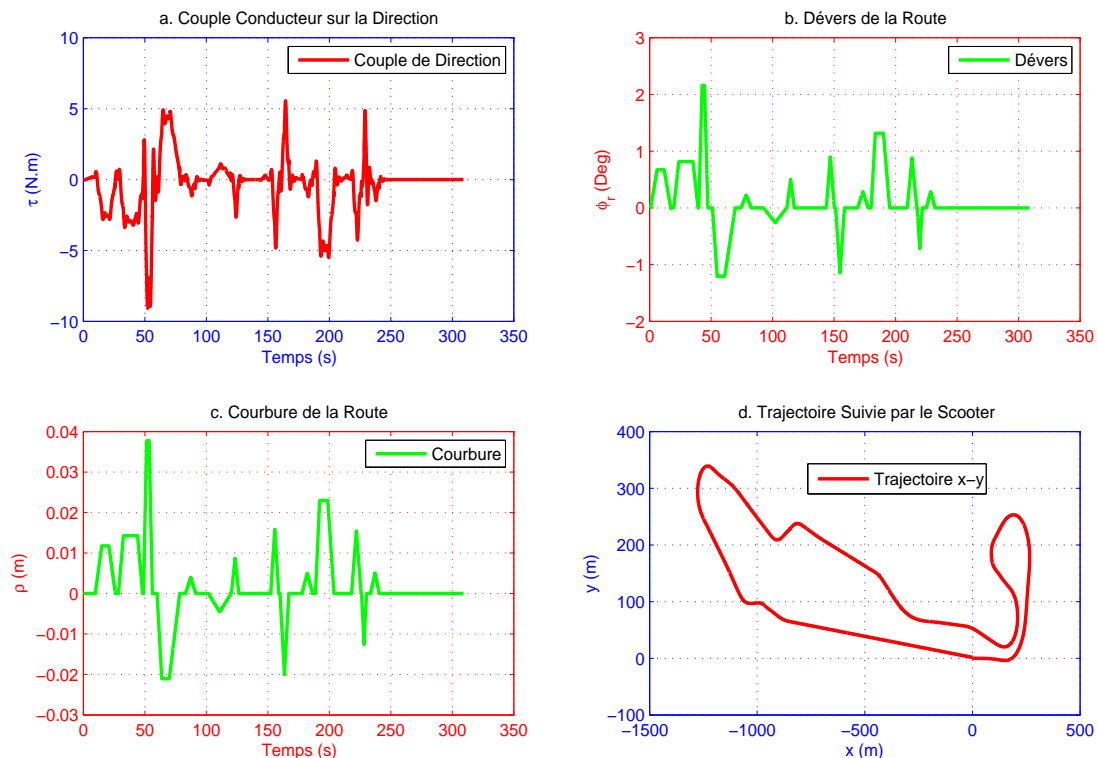


FIGURE 5.5 – a. Couple conducteur, b. Dévers de la route, c. Courbure de la route, d. Trajectoire du scooter

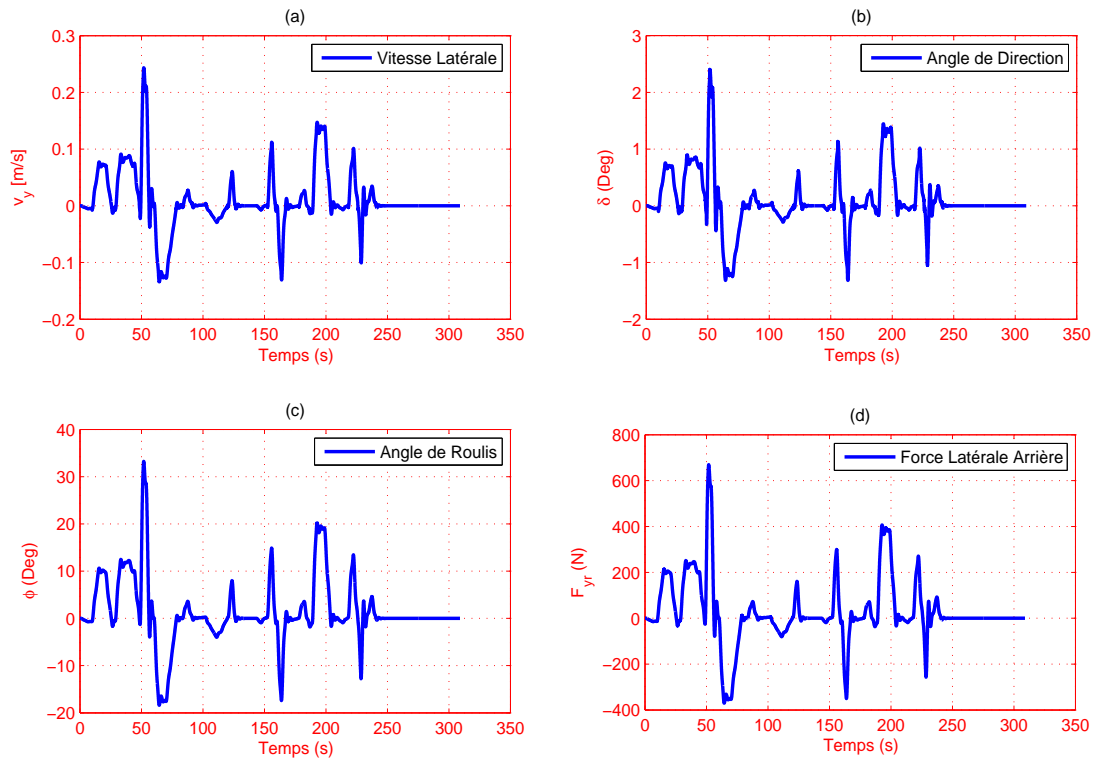


FIGURE 5.6 – a. Vitesse latérale, b. Angle de braquage, c. Angle de roulis, d. Force latérale arrière

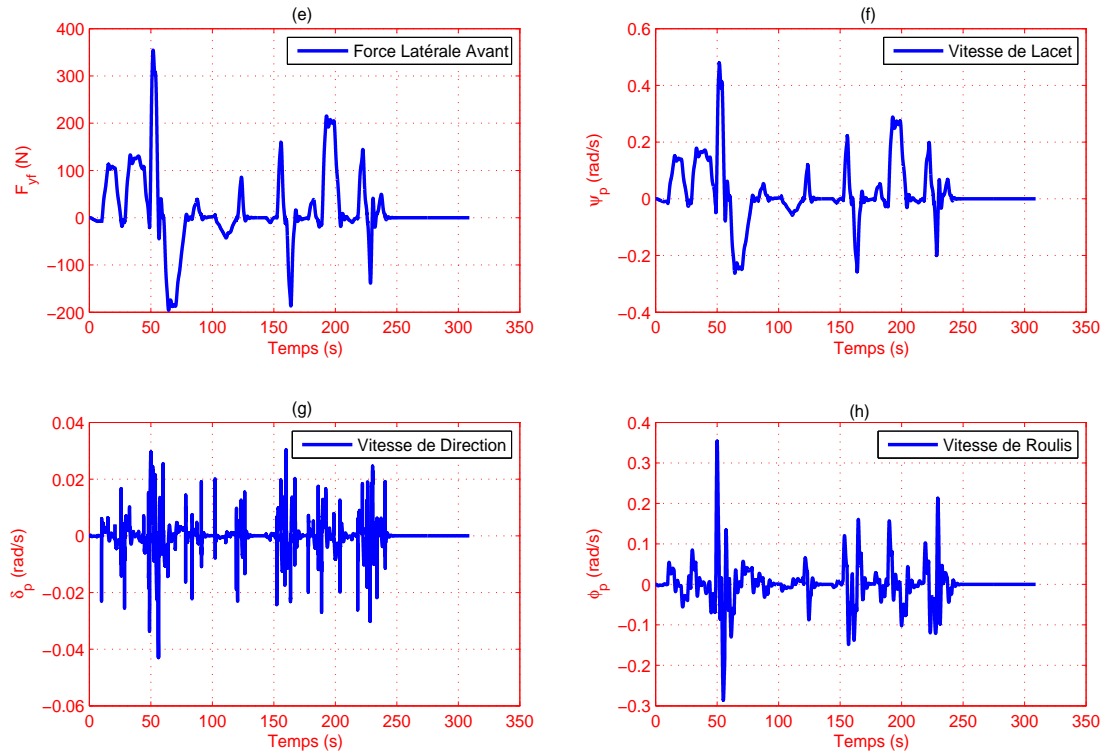


FIGURE 5.7 – e. Force latérale avant, f. Vitesse de lacet, g. Vitesse de direction, h. Vitesse de roulis

5.6 Moyens d’expérimentation du Laboratoire IBISC

5.6.1 Présentation du motorcycle à instrumenter

Le véhicule à instrumenter est un scooter Scot’elec 125 cm³ de Peugeot (Fig. 5.8). Ce scooter est doté d’un moteur électrique à courant continu, alimenté par trois blocs de batteries, chacune est à 6 volts et 120 A/h, pour un poids total d’environ 115 kg. L’intérêt d’utiliser ce type de véhicule réside dans le fait que ce scooter peut être conduit par toute personne détentrice d’un permis B. La figure 5.8 représente le scooter “Scoot’elec” de Peugeot que nous avons instrumenté et sur l’étude duquel repose cette thèse.

Il est clair que compte tenu de l’aspect fini et standard de ce motorcycle, il a fallu ajouter des capteurs pour mesurer toutes les actions du conducteur et mesurer leurs conséquences au travers d’accéléromètres, de gyromètres et d’encodeurs de roues...etc.

Dans les sections précédentes, notamment celles relatives à l’étude de la dynamique moto, nous avons dégagé les grandeurs physiques représentatives des mouvements du véhicule que nous souhaitons mesurer. Il ne reste qu’à choisir les capteurs adéquats.

Remarque : Ce scooter n'est pas doté d'un système de sécurité ABS. Nous n'avons donc pas d'informations de vitesse roue, action de freinage...



FIGURE 5.8 – Scooter Scoot'elec de Peugeot

5.7 La centrale d'enregistrement et interfaçage entrée/sortie

5.7.1 Mini PC embarqué

Afin d'effectuer les différents calculs, Nous avons choisi un mini PC embarqué à usage industriel fabriqué par la société Nauticom. Il s'agit d'un PC portable de petites dimensions, conçu pour une utilisation embarquée dans un véhicule ou un Scooter. Il est idéal pour une installation sous un siège ou dans le coffre.

Ce PC offre plusieurs avantages et caractéristiques :

- Compact et silencieux,
- Faible consommation,
- Refroidissement 100% passif, sans ventilateur :
 1. Aucune perturbation électromagnétique,
 2. Evite toute captation de la poussière, résistant aux environnements industriels,
 3. Validé en environnement extrême avec une température ambiante de 60°C,
- Construction robuste : boîtier aluminium et composants de qualité industrielle,
- Alimentation 12V,
- Slot d'extension PCI,
- 2 ports USB 2.0 et 4 ports RS232,
- Carte 2 ports PCMCIA,
- Option WiFi intégré.



FIGURE 5.9 – Mini PC portable embarqué

5.7.2 Carte d'interfaçage d'entrée/sortie

Afin de réaliser l'acquisition et après avoir comptabilisé les capteurs à utiliser et leurs caractéristiques (plage de fonctionnement, entrées/sortie...), nous avons opté pour une carte PCI-6251 (DAQ Multifunction série M) de National Instrument (Fig. 5.10 à droite). Elle est reliée au mini PC embarqué par l'intermédiaire d'un port PCI. Actionnée en utilisant le logiciel LabVIEW de National instrument également. Cette carte présente 16 entrées analogiques, 2 sorties analogiques 16 bits, 24 ports d'entrée-sortie numériques. Cette version est capable d'échantillonner jusqu'à 1 Méch/s.

Cette carte d'acquisition est fournie avec un boîtier 68 broches référencé "SCB-68" (Fig. 5.10 à gauche). Il s'agit d'un dispositif d'adaptation pour le branchement direct des capteurs. Celui-ci est relié à la carte d'acquisition via un câble de connexion RS-485.

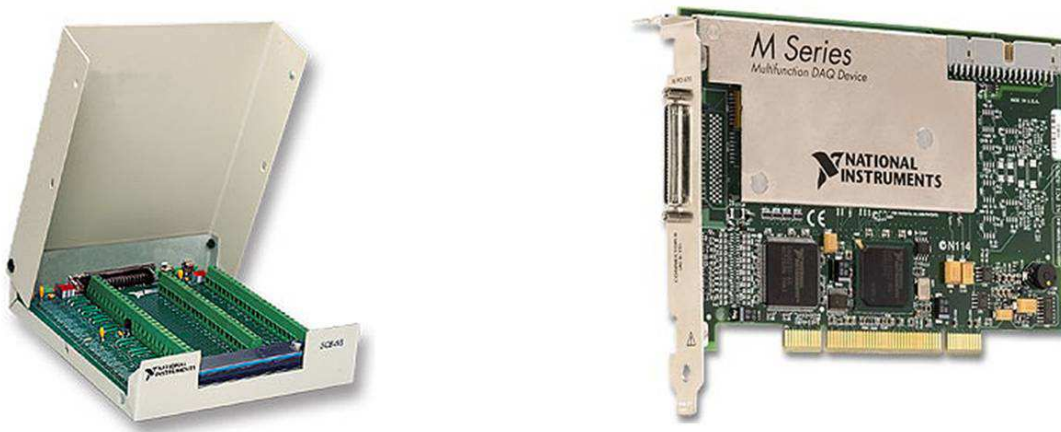


FIGURE 5.10 – Carte d'interfaçage Entrée/Sortie PCI-6251

5.8 Architecture : choix des capteurs et leurs implantations

Contrairement aux véhicules à deux roues motorisés, les véhicule à quatre roues comptent beaucoup de travaux relatifs à la conception d'architecture capteurs qui leurs sont dédiés. La majorité des architectures ont été réalisées pour des fins de contrôle/commande [83]. Dans ce cas-là, les réseaux de capteurs utilisés permettent de mesurer des données proprioceptives du véhicule dans le but de réaliser une automatisation de certaines fonctions, par ailleurs nécessaire à la conception des systèmes d'aide à la conduite [82]. En moyenne, on compte l'utilisation d'une dizaine de capteurs (ESP, ABS,...) sur les véhicules d'aujourd'hui [84]. Ce nombre ne va pas cesser d'augmenter dans les prochaines années.

Pour les véhicules à deux roues, hormis les constructeurs de moto qui disposent certainement de ce type d'architecture, destinés à valider leurs travaux, les laboratoires de recherche se sont peu intéressés à ce genre de systèmes, si on se réfère à la bibliographie disponible. Ainsi, deux laboratoires de recherche s'intéresse de plus près à l'instrumentation de véhicules à deux roues motorisés : l'équipe de mécanique de l'Université de Padoue en Italie sous la direction de Vittore Cossalter et le laboratoire Blue Team de l'Université de Berkeley, aux Etats-Unis.

L'équipe de Berkeley a instrumenté une moto pour participer à un concours organisé aux États Unis : le DARPA challenge. Le but du concours est de faire parcourir à un robot à roue, en autonomie totale, un parcours en plein désert. L'équipe de Berkeley, a équipé la moto d'un système de pilote automatique assurant l'équilibre de la moto, quelles que soient les perturbations externes et les trajectoires empruntées par celle-ci. Bien que les travaux de l'équipe américaine, à ce sujet, revêtent une importance capitale. Toutefois, l'aspect confidentiel de leur travail, les a incité à ne rien publier de leurs résultats pour éviter que leurs idées ne soient reprises. Ainsi une seule référence a été publiée [85], qui traite d'une manière sommaire le travail réalisé, sans mentionner ni l'instrumentation développée ni même les capteurs utilisés.

L'équipe italienne de mécanique de l'Université de Padoue sous la direction de Vittore Cossalter s'investit depuis quelques années dans le développement et la validation expérimentale de modèles dynamiques destinés à des motos de compétition. Pour le projet FastBike, ils utilisent un modèle non-linéaire du véhicule deux-roues décrit comme un ensemble de 6 corps, simulant 11 degrés de liberté. Pour des fins de validation, l'équipe italienne a mené des tests expérimentaux sur une Aprilia RSV-1000. La moto est dotée d'un système de capteurs qui permet de mesurer la vitesse du roulis, du lacet, de l'angle de direction, de la vitesse de rotation des roues et du couple de direction, à travers de gyromètres, d'encodeur roue et jauge de contrainte pour mesurer les actions du conducteur sur le mécanisme de direction. Plusieurs articles ont été publiés sur ce sujet [80, 40].

Le manque de références bibliographiques dans ce domaine nous a incité à imaginer notre propre architecture capteurs : une architecture appropriée à nos besoins. Nous n'avons pas pour but de créer une architecture adaptable à tous les types de véhicules deux-roues mais plutôt de développer un concept d'architecture d'instrumentation. Pour réaliser cela, il a fallu à la fois prendre en compte les spécificités de la dynamique moto en général mais aussi celles du scooter que nous devons instrumenter.

Les paragraphes suivants mettent en évidence la façon d'instrumenter chaque degré de liberté du modèle mathématique du scooter. Le choix des capteurs sera abordé, ainsi que leurs emplacements. En effet, un capteur est censé mesurer un degré de liberté avec une résolution suffisante pour pouvoir mesurer toute la plage de dynamique de la grandeur physique. D'où la nécessité de faire des choix sur les capteurs pour éviter d'avoir des incidences sur la netteté de la mesure et sur sa dynamique.

5.8.1 Le codeur d'angle de braquage et son instrumentation

Pour l'instrumentation du guidon, nous avons envisagé plusieurs possibilités. La première qui vient à l'esprit est la mise en place d'un capteur de force sur le guidon, comme l'a fait l'équipe de l'Université de Padoue [80]. C'est une idée très intéressante dans la mesure où le modèle mathématique développé admet en entrée le couple de braquage appliqué par le conducteur. De plus, c'est l'application d'un couple sur le guidon qui assure le guidage de la moto. Mais compte tenu de l'aspect standard du scooter que nous souhaitons instrumenter (notamment l'aspect encombrement de la fourche), une telle solution est difficile à mettre en œuvre. Une autre orientation tout autant intéressante consiste à mesurer non pas le couple subi par le guidon mais la position de celui-ci.

Nous avons donc fait le choix de mesurer la position du guidon en utilisant un codeur absolu. Ce dernier est simple à mettre en œuvre sur une moto et donne une très bonne information sur l'angle de la roue par rapport au châssis.

Le capteur choisi est un codeur absolu monotour de type GA210 fabriqué par IVO Industries



FIGURE 5.11 – Codeur absolu monotour référencé GA210

(Fig. 5.11), de résolution 10 bits, 1024 pas par tour, sortie parallèle, pour la mesure de l'angle de direction avant. Comme le guidon d'une moto ne fait pas un tour, nous avons essayé d'exploiter toute sa dynamique (donc gagner en résolution) en utilisant un jeu de pignons qui va démultiplier la plage utile du guidon pour faire un tour. Ce codeur est caractérisé par une fréquence de 400 Hz, il donne indirectement l'angle de braquage de la roue avant du Scooter. En effet, ce capteur mesure l'angle au guidon qui est ensuite transformé par le biais d'un modèle de réduction pour obtenir l'angle de braquage de la roue avant.

Cependant, l'encombrement est un élément très important qui a nécessairement été pris en compte lors de la conception du système. L'espace étant très réduit autour de la fourche du scooter, nous avons dû nous adapter et imaginer un système permettant de récupérer la rotation du guidon, tout en étant assez petit pour être inséré, simple de par son fonctionnement, et conçu de telle sorte à fidéliser au maximum la mesure. Dans cette optique, plusieurs possibilités ont été envisagées avant d'opter pour la meilleure solution.

1. La première solution technique (Fig. 5.12) que nous avons imaginée permettait de récupérer le mouvement de rotation grâce à deux pièces qui glissent l'une sur l'autre. La première en forme de "U" est reliée au guidon, et la deuxième rectangulaire est reliée au codeur. Les deux pièces sont guidées en rotation par rapport à un même bâti. Cependant, bien que cette solution est facile à mettre en œuvre nous l'avons très rapidement éliminée car c'est un système hyperstatique.

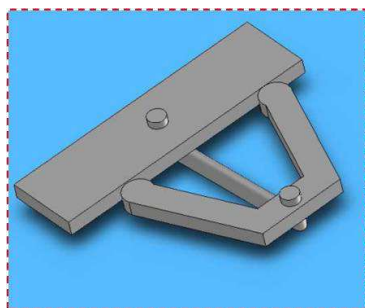


FIGURE 5.12 – Première solution

2. La deuxième solution (Fig. 5.13) sur laquelle nous avons travaillé était plus technique. Nous avons pensé installer une plaque support entre les deux pattes de la fourche, car il

y a deux trous de vis qui permettent de fixer un pare-boue. Support sur lequel viendrait se poser le codeur dont l'axe tournant est encastré à un ensemble tige+roue qui roule sans glissement sur l'arbre fixe. Donc, lors de la rotation du guidon, la roue roule sans glisser sur l'arbre, et transmet ce mouvement au codeur. La solution est également simple mais présente des inconvénients comme le risque de glissement et le jeu, ainsi que la limitation aux petites accélérations. Cette solution a donc été éliminée.

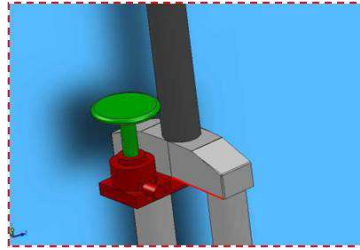


FIGURE 5.13 – Deuxième solution

3. La troisième solution (Fig. 5.14) reprend le même principe que la précédente, à l'exception du système de fixation du codeur. Il nous a paru plus simple de nous appuyer sur la technologie déjà existante en utilisant les trous de vis présents sur le codeur pour pouvoir le fixer à une plaque d'adaptation encastrée entre les pattes de la fourche. Cela élimine le jeu de la solution d'avant et offre une bonne précision de mesure mais les problèmes de glissement et de limitation aux petites accélérations ne sont toujours pas levés.

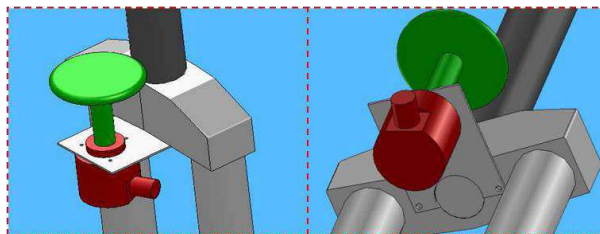


FIGURE 5.14 – Troisième solution

4. Quatrième solution (Fig. 5.15) : Après mûre réflexion, et concertation avec des spécialistes du domaine mécanique, le positionnement par poulies courroies dentées nous a paru être la solution la plus adaptée à notre problème. Nous nous sommes donc orientés vers cette technologie. Le mouvement de rotation du guidon est contraint à une course de 90° par deux butées à gauche et à droite, donc ce système de poulies courroies est utilisé pour faire du positionnement et non de la transmission, cette information revêtira une importance non négligeable par la suite. L'idée était de réaliser une liaison encastrement entre l'arbre fixe et la première poulie de gros diamètre, ensuite une plaque d'adaptation en "Z" fixée sur la partie mobile de la fourche par le même procédé technologique que précédemment (vis), servirait de support au codeur et à la deuxième poulie de petit diamètre. Puis, la courroie installée autour des deux poulies servirait à guider la petite poulie qui roule à l'intérieur de celle-ci lors de la rotation du guidon. La rotation est donc récupérée sur la petite poulie par le bais du codeur.

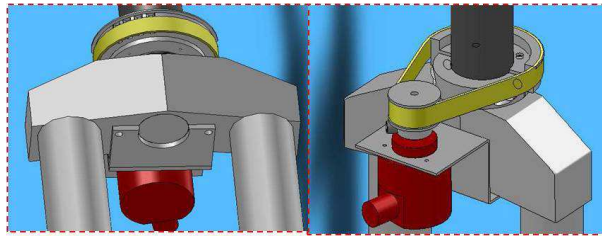


FIGURE 5.15 – La solution retenue

La solution qui a été retenue est donc celle-ci. Pour notre étude, la précision de la valeur de l'angle de rotation du guidon est un critère important, cela justifie donc notre choix.

La figure 5.16 montre le système monté sur le guidon. Un mot de 10 bits permet de coder, en Gray, la position absolue du guidon.

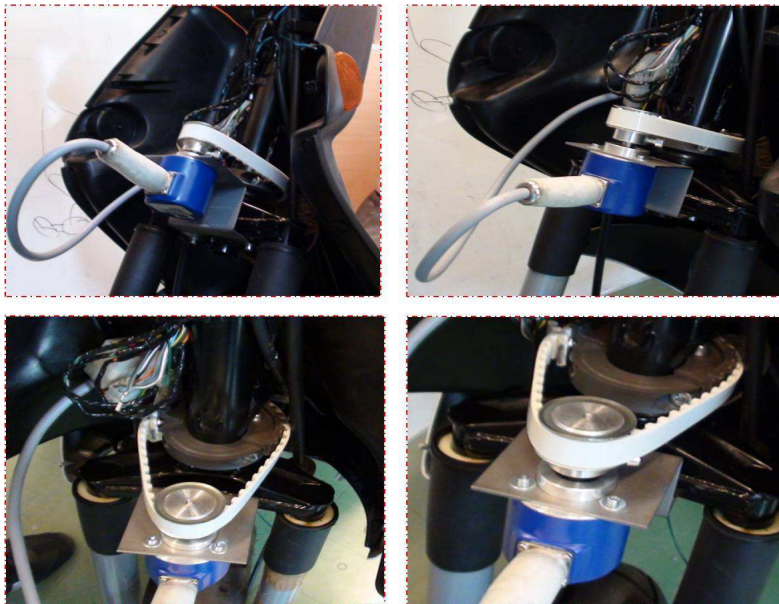


FIGURE 5.16 – Instrumentation du guidon par la solution 4

5.8.2 La centrale inertielle IMU et son instrumentation

La centrale inertielle de positionnement (IMU) est une 3DM-GX1 (Fig. 5.17), fabriquée par MicroStrain, elle associe 3 gyroscopes de vitesse angulaire, 3 accéléromètres orthogonaux, 3 magnétomètres orthogonaux, 1 multiplexeur, 1 convertisseur N/A 16 bits et un microcontrôleur pour donner son orientation en statique ou en dynamique.

Pouvant travailler sur des mouvements angulaires de 360° sur les 3 axes, le 3DM-GX1 propose l'orientation soit en matrice, soit en données cartésiennes soit en angles d'Euler. La sortie digitale peut aussi fournir la température de compensation, les données calibrées des neuf sondes orthogonales et ceci jusqu'à une vitesse de 400 Hz.



FIGURE 5.17 – Centrale inertielle 3DM-GX1

Les modes de sorties et de filtres sont programmables par l'utilisateur. Ces paramètres et les données d'étalonnage sont enregistrés dans une mémoire non volatile.

La centrale IMU est placée au niveau du centre de gravité du Scooter (Fig. 5.18) et orientée selon les trois axes. Par conséquent, elle fournit directement les accélérations du véhicule et les vitesses de rotation autour de chaque axe (le mouvement rotationnel de la terre est supposé négligeable).

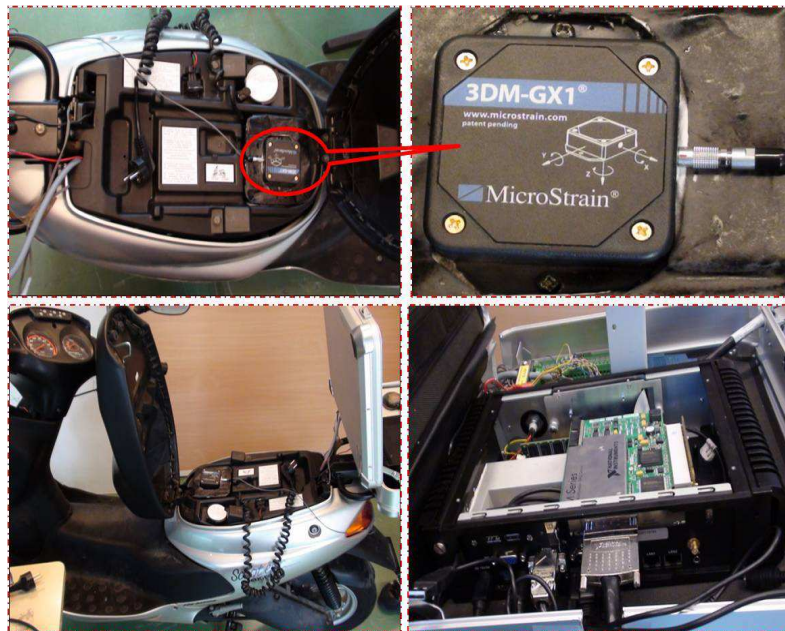


FIGURE 5.18 – Emplacement de la centrale inertielle IMU

5.8.3 Capteur pour la vitesse de rotation des roues

On utilise le plus souvent des capteurs incrémentaux pour effectuer la mesure de la distance. En ce qui concerne les véhicules de série, que ce soit moto ou automobile, les constructeurs utilisent des capteurs à effet Hall simple impulsion. On appelle effet Hall l'apparition d'un

champ électrique transversal qui implique une différence de potentiel dans un métal ou un semi-conducteur parcouru par un courant électrique lorsqu'on introduit une induction magnétique perpendiculaire à la direction du courant.

Les capteurs à effet Hall distinguent la présence ou non d'une dent métallique. La mesure sera alors exprimée en nombre de dents comptabilisées, sachant que le nombre de dents par tour de roue est connu tout comme le diamètre de la roue. Par conséquent, à l'erreur de diamètre de roue près, on est capable de mesurer la distance parcourue par la roue et l'exprimer en m/s.

Ces capteurs sont caractérisés par l'absence de liaison mécanique entre le dispositif de mesure et l'objet cible. L'interaction entre ces derniers est réalisée par l'intermédiaire d'un champ (magnétique, électrique, électromagnétique). Ces capteurs sont utilisés soit en mode analogique, soit en

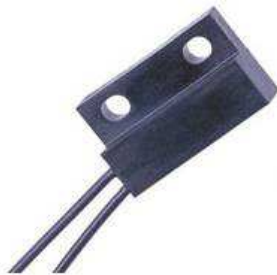


FIGURE 5.19 – Capteur à effet Hall

mode binaire. Dans le premier cas, l'amplitude du signal est une fonction de la position relative de l'objet cible ; tandis que dans le second cas, le signal ne peut avoir que deux niveaux (haut et bas), selon que l'objet est présent à proximité ou non du capteur inductif.

Dans notre cas, on l'a utilisé pour calculer la durée entre deux fronts montants, ainsi que la période d'évolution de la roue et, via des transformations simples, on obtient les vitesses linéaires des roues en (m/s).

La figure 5.20, montre la manière avec laquelle le capteur à effet Hall, (composé du dispositif de mesure et de l'objet cible : aimant), a été implanté sur les deux roues du scooter.

5.8.4 Le positionnement par GPS

Le GPS (Global Positioning System) est aujourd'hui le seul système capable de donner un positionnement précis de n'importe quel lieu quelles que soient l'heure et les conditions météorologiques. Le système GPS est constitué d'un secteur spatial de 24 satellites en orbite à environ 20200 Km d'altitude. Les satellites sont continuellement surveillés par des stations de contrôle au sol, réparties tout autour du globe (Fig. 5.21). Les satellites transmettent des signaux qui peuvent être reçus par n'importe quel utilisateur possédant un récepteur GPS. En utilisant son récepteur GPS, l'utilisateur peut déterminer sa position avec une grande précision. En général, plus l'utilisateur a de satellites en vue, meilleure sera sa position. Les satellites sont équipés d'horloges atomiques très précises (environ 3 nanosecondes). Cette précision des horloges est très importante puisque le récepteur doit déterminer combien de temps a mis le signal pour effectuer le trajet depuis le satellite jusqu'à lui. Le récepteur utilise ensuite ces informations pour calculer sa position et sa vitesse. Le GPS utilisé, est de marque HAICOM HI204E (Fig. 5.22). Il propose une solution de navigation en 3D si au moins 4 satellites sont en vue. Il sera en mesure d'apporter une solution de navigation en 2D avec moins de 4 satellites en vue.

La figure 5.22, montre le système GPS et son emplacement sur le véhicule.

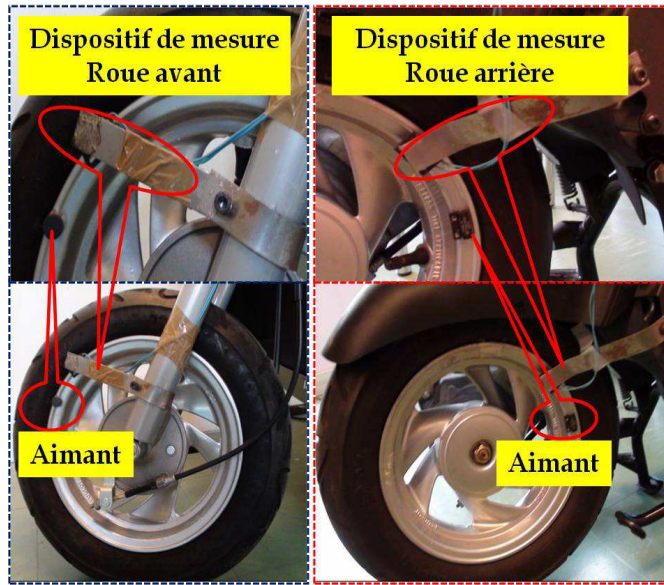


FIGURE 5.20 – Instrumentation du capteur à effet Hall

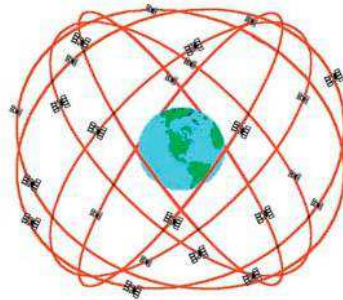


FIGURE 5.21 – La constellation de satellites du système GPS



FIGURE 5.22 – Le système GPS

5.9 Alimentation de l'ensemble capteurs et centrale d'enregistrement

Cette partie est très importante pour le bon déroulement des expériences. Il faut alimenter la centrale d'enregistrement et l'ensemble des capteurs lors des essais en temps réel sur piste. Pour ce faire, nous avons utilisé l'alimentation du scooter (batteries du scooter) qui fournit une puissance largement supérieure à la puissance consommée par les différents accessoires (Tab. 5.9). En effet, le scooter dispose de trois batteries de 6V à 120A/h, placées en série, ce qui donne 18V à 120A/h. Le PC consomme 12V/5A, tandis que les capteurs consomment 5V/30mA.

Le capteur à effet Hall est choisi pour fonctionner en mode binaire. Il détecte un front montant à chaque passage de l'aimant devant le récepteur. Il transmet le signal à la carte d'acquisition. Cette dernière, a été configurée de telle manière à calculer le temps entre deux fronts montants à l'aide d'un compteur interne 32 bits à une fréquence de 100 kHz.

Ce capteur est alimenté par un signal de 5 volts généré à partir du logiciel "MEASUREMENT AND AUTOMATION" fourni avec LabVIEW.

Le codeur d'angle de direction fonctionne dans une plage de (10 à 30) VDC, il sera directement alimenté par les batteries du scooter.

Le tableau 5.9, donne un bilan des calculs détaillés des puissances consommées et celle fournie par les batteries : La durée minimum estimée de l'expérience, dans le pire des cas, est de 1 heure

TABLE 5.9 – Bilan des Puissances

Instrument/Capteur	Tension/Courant	Puissance consommée/fournie
2 capteurs à Effet Hall	5V/30mA	0.30W
Codeur	12V/30mA	0.36W
GPS	12V/30mA	0.36W
Centrale inertielle	12V/30mA	0.36W
Mini PC embarqué	12V/5A	60W
Moteur	18V/80A Max	1440W
Puissance consommée par tous les capteurs	-	1.38W
Puissance totale consommée	-	1501.38W
Puissance fournie par les batteries	18V/120Ah	2160W

et 30 minutes.

La figure 5.23, montre une vue de l'alimentation utilisée, protégée par un fusible.

5.10 Langage de programmation : LabVIEW

Le langage de programmation graphique, appelé LabVIEW pour "Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench" est un environnement de programmation particulièrement adapté à la mesure, au test, à l'instrumentation et à l'automatisation. Ce langage a été développé par la

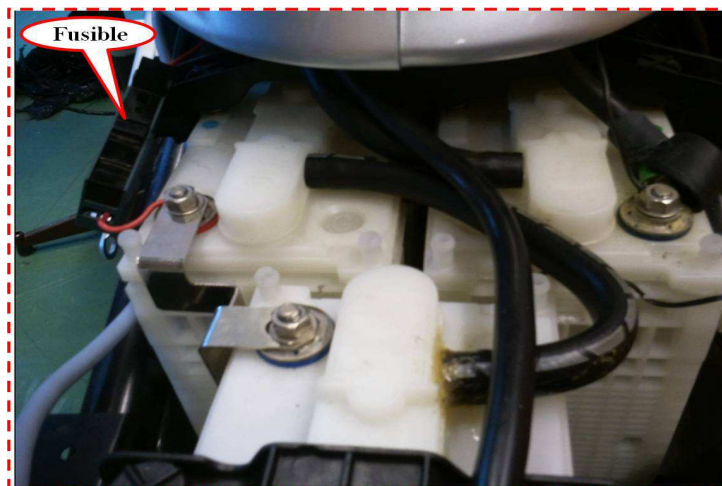


FIGURE 5.23 – Alimentation du scooter, du mini PC et du système de capteurs

société National Instruments (NI) à partir de 1983. LabVIEW est un des premiers langages de programmation graphique destiné au développement d'applications d'instrumentation. Couplé à des cartes d'entrées/sorties, il permet de gérer des flux d'informations numériques ou analogiques et de créer ou de simuler des instruments de mesures. Le temps nécessaire à l'assemblage d'un système de mesure ou de contrôle/commande est en général négligeable par rapport à celui nécessaire à sa programmation dans un langage classique (C, Pascal, etc.). Avec LabVIEW les utilisateurs disposent d'un outil intégré d'acquisition, d'analyse et de présentation des données, une solution qui sera pleinement exploitée dans les prochaines sections. Dans la suite du chapitre, on utilisera la notion de VI (Visual Instrument), pour désigner les programmes et les sous programmes sous LabVIEW, qui remplace les lignes de codes habituelles.

5.11 Procédure de programmation et construction de l'IHM (Interface Homme Machine)

5.11.1 Interface GPS et programme de transmission des trames

Pour le GPS, la transmission des données se fait trame par trame via une liaison série. Toutes les trames sont transmises en format ASCII et commencent par le caractère \$ suivi par un groupe de 2 lettres pour l'identifiant du récepteur, on peut citer : GP pour Global Positioning System, LC pour Loran-C receiver, OM pour Omega Navigation receiver, II pour Integrated Instrumentation. Puis un groupe de 3 lettres pour l'identifiant de la trame (GGA : pour GPS Fix et Date, GLL : pour Positionnement Géographique Longitude-Latitude, GSA : pour DOP et satellites actifs, GSV : pour Satellites visibles, VTG : pour Direction (cap) et vitesse de déplacement en nœuds et Km/h, RMC : pour données minimales exploitables spécifiques).

Ci-après un exemple de trames GPS :

```
$GPGGA,100002.912,4852.9620,N,00236.7462,E,1,03,2.4,-47.3,M,47.3,M,,0000*4B
$GPGSA,A,2,27,10,02,, ,, ,, ,,2.6,2.4,1.0*36
$GPRMC,100002.912,A,4852.9620,N,00236.7462,E,1.28,303.36,270608,,*09
$GPGGA,100003.916,4852.9563,N,00236.7524,E,1,03,2.4,-47.3,M,47.3,M,,0000*49
```


Pour la procédure de programmation, il faut dans un premier temps configurer la port série utilisé, récupérer les trames GPS pour ensuite les convertir en position (longitude et latitude), pour finalement, les convertir en coordonnées Lambert et extraire les positions géographiques.

La figure 5.24, montre le diagramme de la programmation du GPS sous LabVIEW et sur la figure 5.25, on peut visualiser la face avant (ou l'interface utilisateur) du programme GPS.

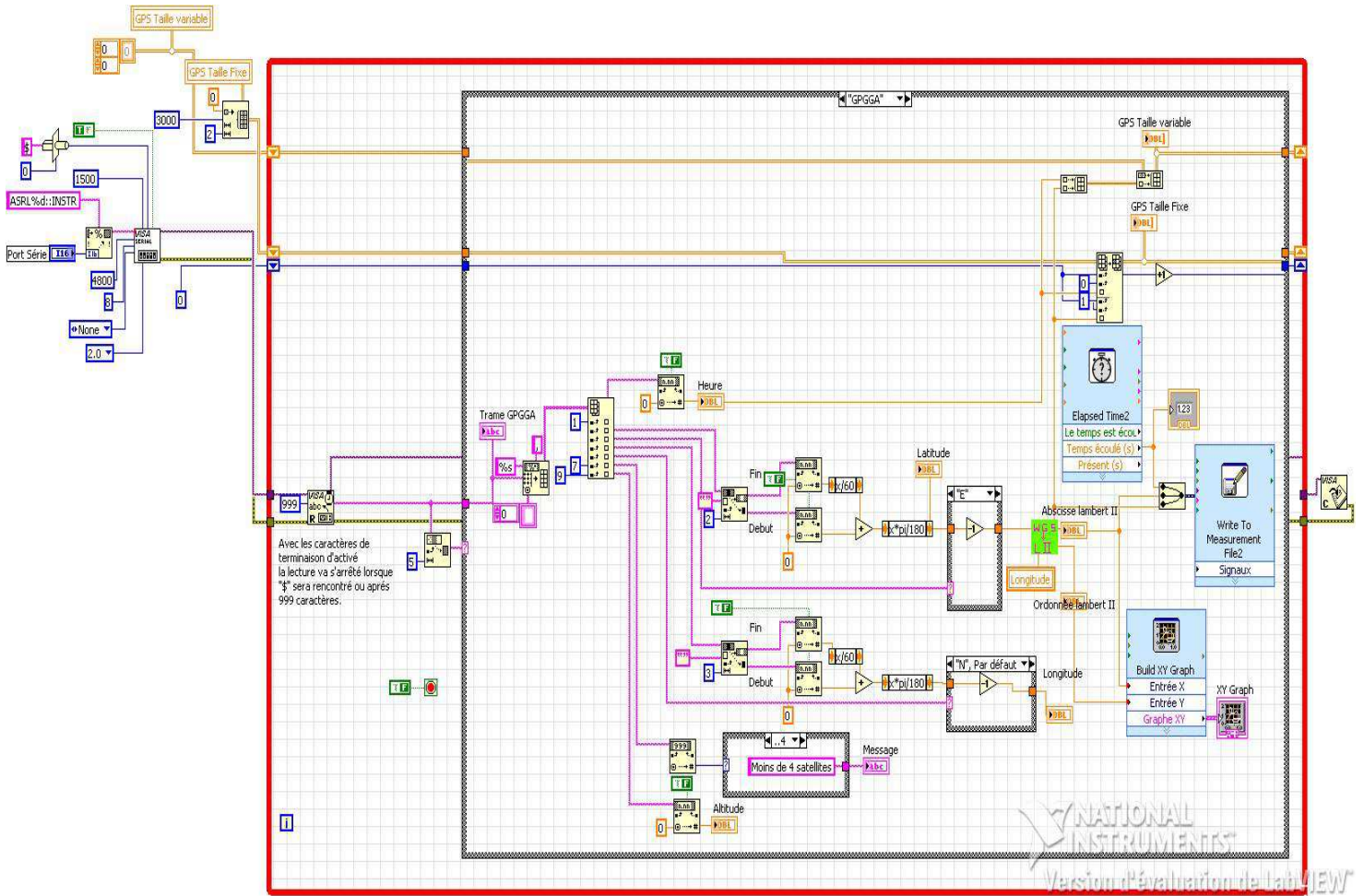


FIGURE 5.24 – Le diagramme du GPS

5.11.2 Interface pour la récupération des vitesses de rotation des roues

Comme cela été dit précédemment, les deux capteurs à effet Hall sont choisis pour fonctionner en mode binaire sur front montant. Pour calculer la période entre deux fronts montants, un compteur interne de 32 bits a été configuré, il travaille à une fréquence de 100 kHz.

La fréquence de base du compteur est une fréquence connue (20 MHz ou 100 kHz) qui nous permet de réaliser des mesures de fréquence et de temps. Pour configurer une mesure, il faut spécifier la gamme attendue du signal en entrée. En fonction de cette gamme, NI-DAQmx sélectionne automatiquement la fréquence de base interne qui fournit la plus haute résolution pour notre mesure et l'utilise comme fréquence de base du compteur. Ainsi, le capteur calcule la durée

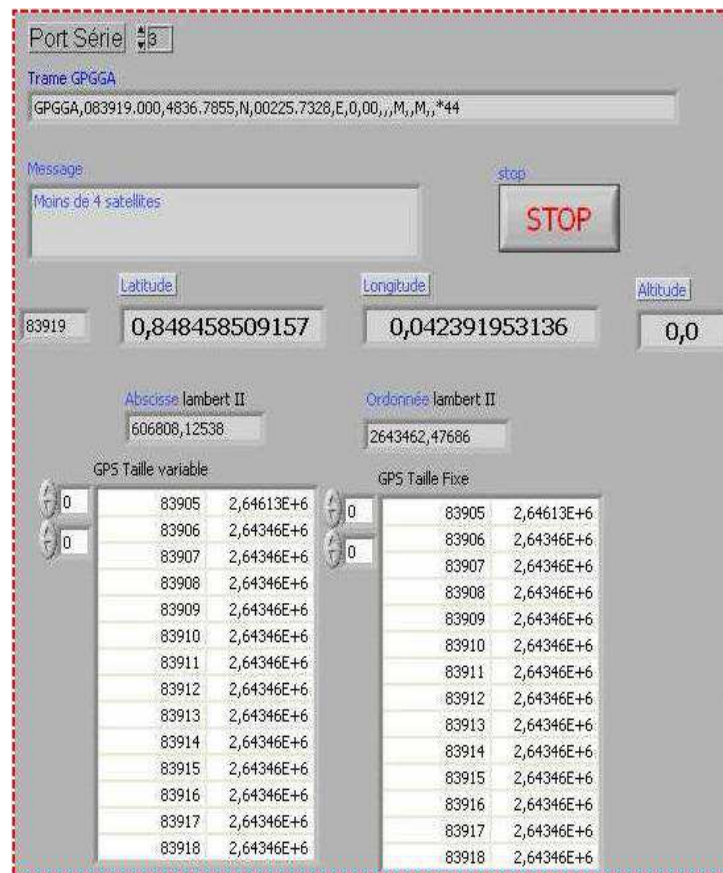


FIGURE 5.25 – La face avant de l’affichage du GPS

entre deux fronts montants, puis via des équations toutes simples, nous remontons jusqu’à la vitesse linéaire en m/s ou km/h. La figure 5.26, montre le diagramme de la programmation des capteurs à effet Hall pour le calcul des vitesses linéaires et angulaires des deux roues et sur la figure 5.27, on peut observer la face avant associée.

5.11.3 Interface pour la récupération de l’angle de rotation du guidon

Là encore, une interface pour la mesure de l’angle de rotation de la fourche a été réalisée. Elle est composée des étapes suivantes :

1. La configuration des ports et choix des entrées digitales (il s’agit d’un mot de 10 bites),
2. La lecture du port,
3. Un mot en code binaire Gray est obtenu puis transformé en angle,
4. Affichage et enregistrement des données et de la plage de temps associée.

Remarque : L’angle retourné par le codeur est compris entre ($0^\circ - 360^\circ$) quel que soit le sens de rotation (négatif ou positif). Pour remédier à cette contrainte, un sous programme a été créé afin de prendre en compte le sens de rotation à partir d’une position initiale définie.

Sur la figure 5.28, qui représente le diagramme du codeur de direction, on peut voir le détail de la programmation. L’interface utilisateur est donnée sur la figure 5.29

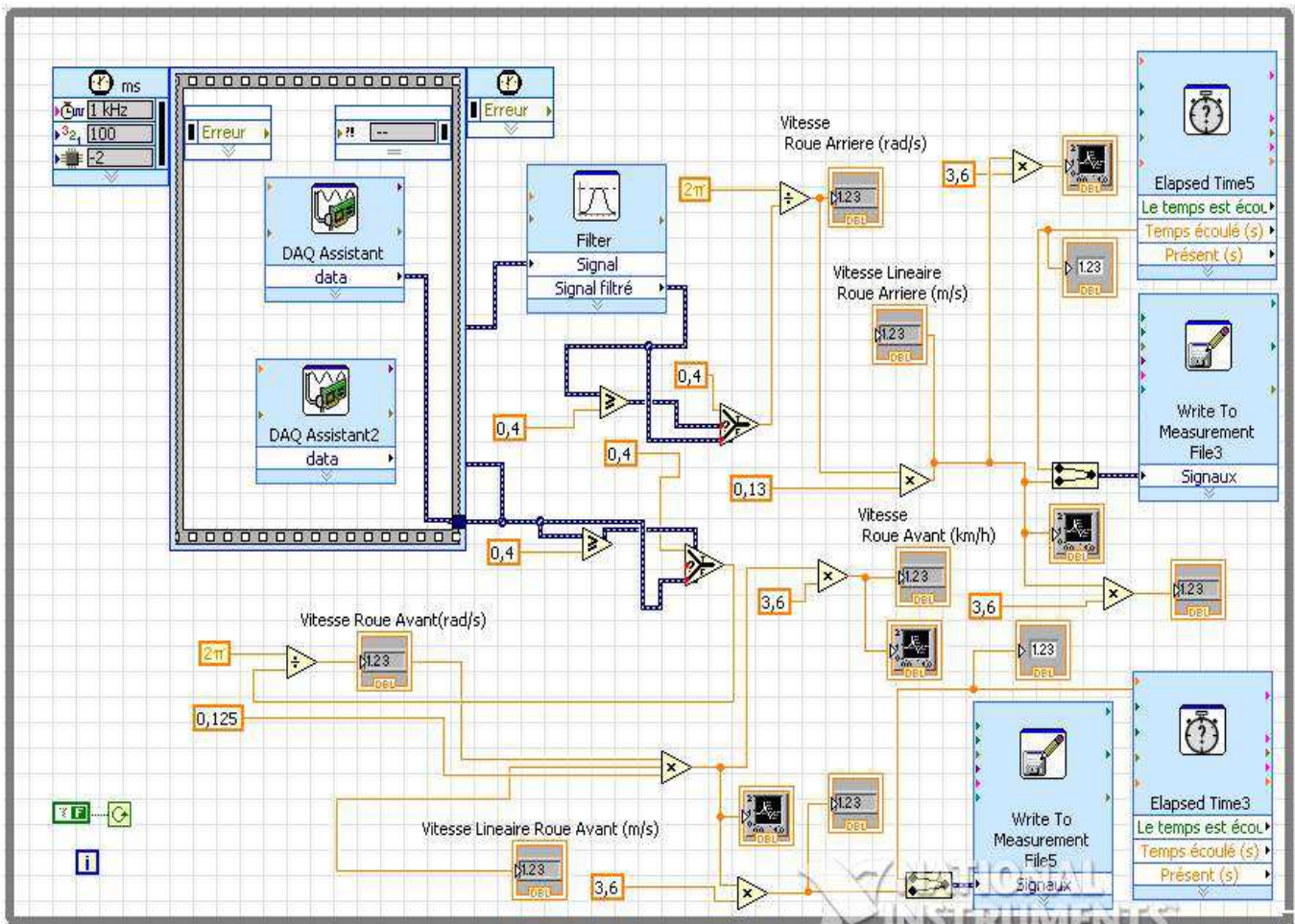


FIGURE 5.26 – Le diagramme pour le calcul de la vitesse des roues

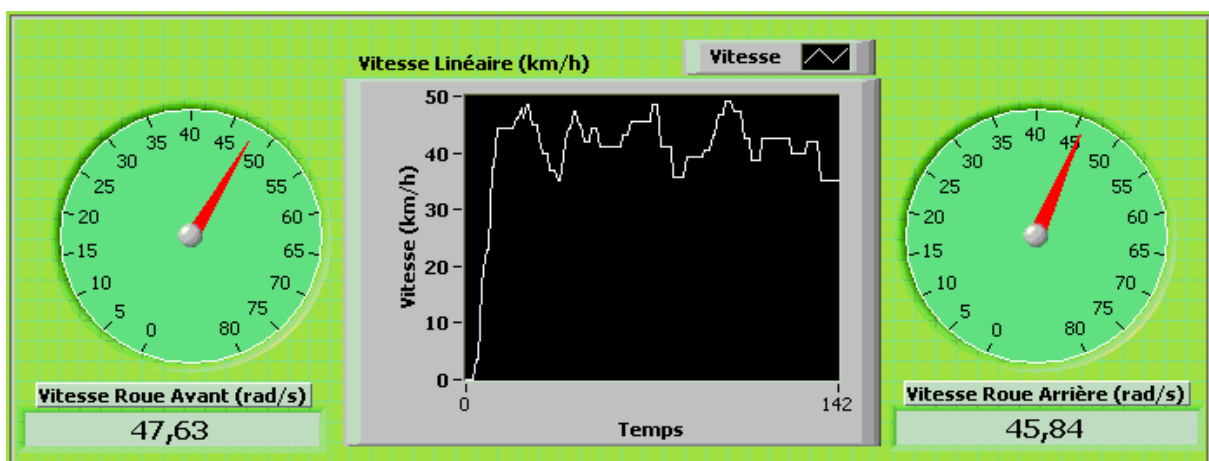


FIGURE 5.27 – La face avant associée au calcul des vitesses des roues

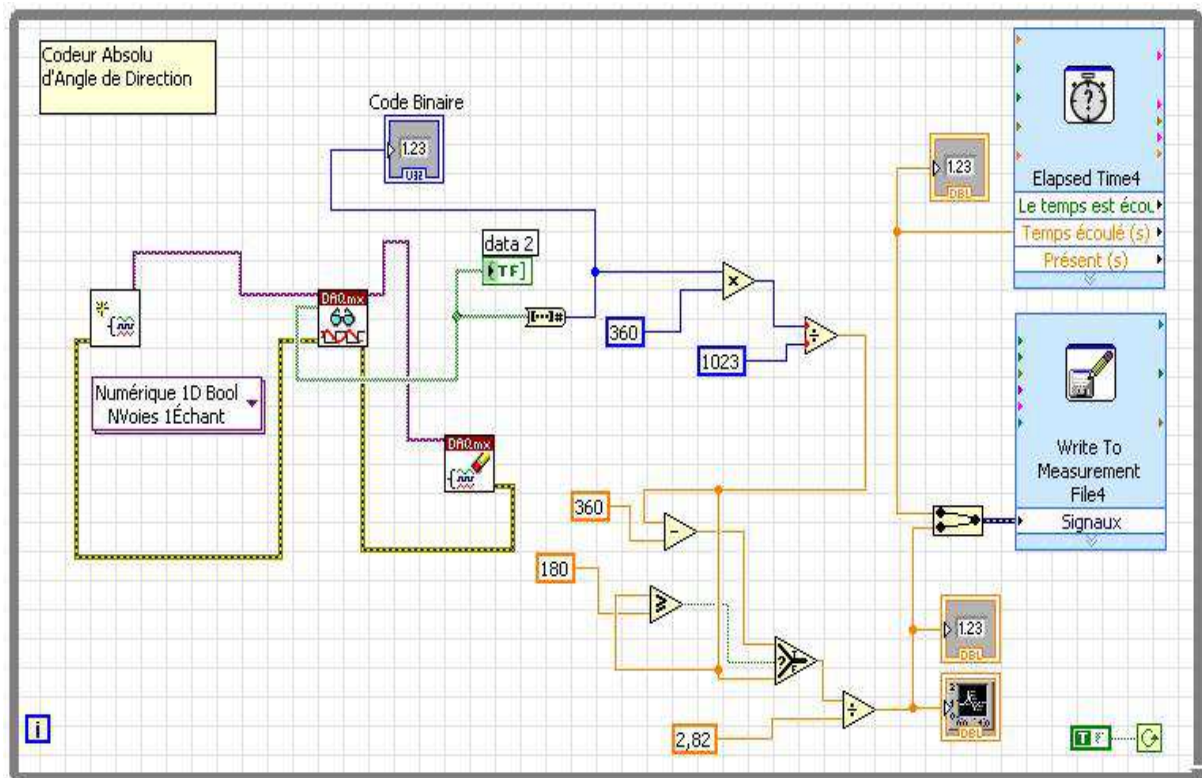


FIGURE 5.28 – Le diagramme pour le calcul de l’angle de direction



FIGURE 5.29 – La face avant du codeur de direction

5.11.4 Interface pour la récupération des données de la centrale inertielle

La centrale inertielle 3DM-GX1 offre deux possibilités de branchement au mini PC : soit en la reliant directement à la carte d’acquisition à travers la sortie d’ACQ ou bien au port série RS-232, en utilisant la sortie RS.

Étant donné que le microprocesseur intégré soulage le système hôte du fardeau des calculs autorisant une douzaine de modules sans diminution significative de débit des données. On a choisi de la relier directement au port série RS-232.

En sortie on obtient une matrice décomposée en 9 vecteurs dans les directions (x, y, z) . Ces 9 vecteurs (3 vecteurs d’accélération, 3 autres pour les vitesses angulaires et 3 angles d’Euler) obtenus en sortie seront regroupés et enregistrés dans un même fichier.

La figure 5.30 contient toutes les étapes de la construction du VI, alors que la figure 5.31

donne un aperçu de l'interface utilisateur obtenue sur laquelle on peut voir les tracés résultants, le port choisi (COM2) ainsi que sa vitesse (Baud Rate).

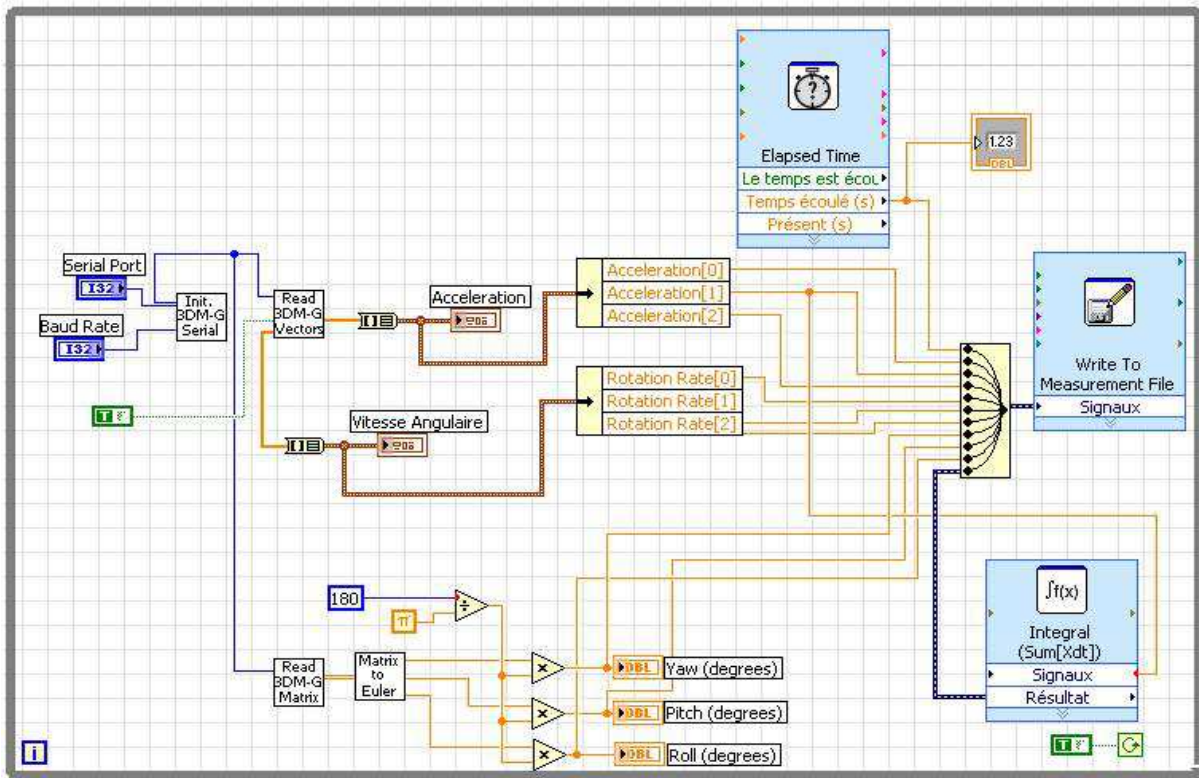


FIGURE 5.30 – Le diagramme de la centrale inertielle

5.12 L'IHM globale et enregistrement multi-capteurs

A ce stade, tous les capteurs sont en place, la centrale d'enregistrement est embarquée à l'intérieur de la manette prévue à cet effet. Une interface globale (Fig. 5.32), à la manière d'un tableau de bord, a été également créé sous LabVIEW, elle contient des indicateurs terminaux affichant et/ou représentant les grandeurs physiques de chaque capteur, associées à la même base de temps. Ces données (grandeurs physiques) sont enregistrées automatiquement après chaque test dans un fichier exploitable. Étant donné qu'on ne dispose pas pour le moment d'un écran d'affichage sur le scooter, la simulation sera lancée au laboratoire avant de transférer le scooter sur piste. La simulation sera également arrêtée au laboratoire après la fin du test.

Les données enregistrées peuvent être manipulées, traitées ou tout simplement représentées soit directement sous LabVIEW ou MATLAB. Pour notre part, nous avons décidé d'utiliser la puissance de calcul et de traitement du logiciel MATLAB et son langage, MATLAB étant un langage interprété, qui permet de développer des algorithmes rapidement, de visualiser des données (sous la forme de graphiques 2D ou 3D) et de réaliser des interfaces graphiques conviviales. L'ensemble des tracés et traitement (filtrage) de cette partie a été donc réalisé à l'aide de ce logiciel.

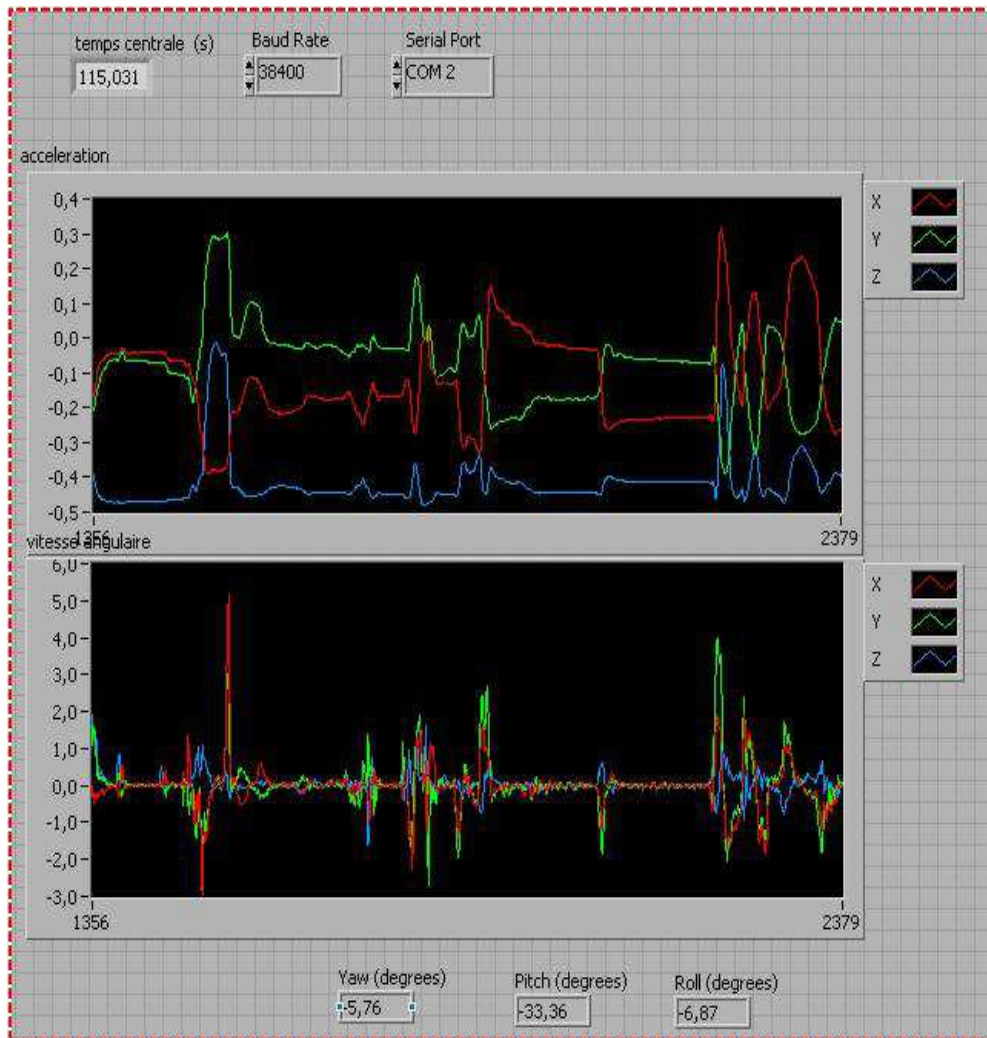


FIGURE 5.31 – La face avant de la centrale inertielle

5.13 Exploitation des enregistrements

Nous présentons à présent un échantillon d'une base de données, acquise lors d'un essai effectué sur la zone de parking de l'UFR sciences et technologie d'Evry (Fig. 5.33). On tient à préciser au lecteur que l'UFR ne dispose pas de pistes d'essais dédiées. Les essais servent uniquement de moyen de validation de la plate-forme réalisée et de la démarche d'instrumentation. Par ailleurs, les tests finaux sont programmés et seront effectués prochainement, sur les différentes pistes du LIVIC (Laboratoire sur les Interactions Véhicules-Infrastructure-Conducteur), pistes localisées sur le site de Versailles.

Les données de tous les capteurs installés sur le scooter prototype, sont récupérées et groupées dans un fichier texte, qui est ensuite traité sous MATLAB.

On peut visualiser sur les figures 5.34, 5.35 et 5.36, un exemple des tracés des données collectées et leurs filtrages associés lorsque cela est nécessaire. La première figure (Fig. 5.34) trace à la fois l'évolution en vitesse linéaire exprimée en (m/s) des deux roues avant et arrière (Fig. 5.34. a et 5.34. b), ainsi que les tracés de l'angle de direction et de la vitesse de tangage

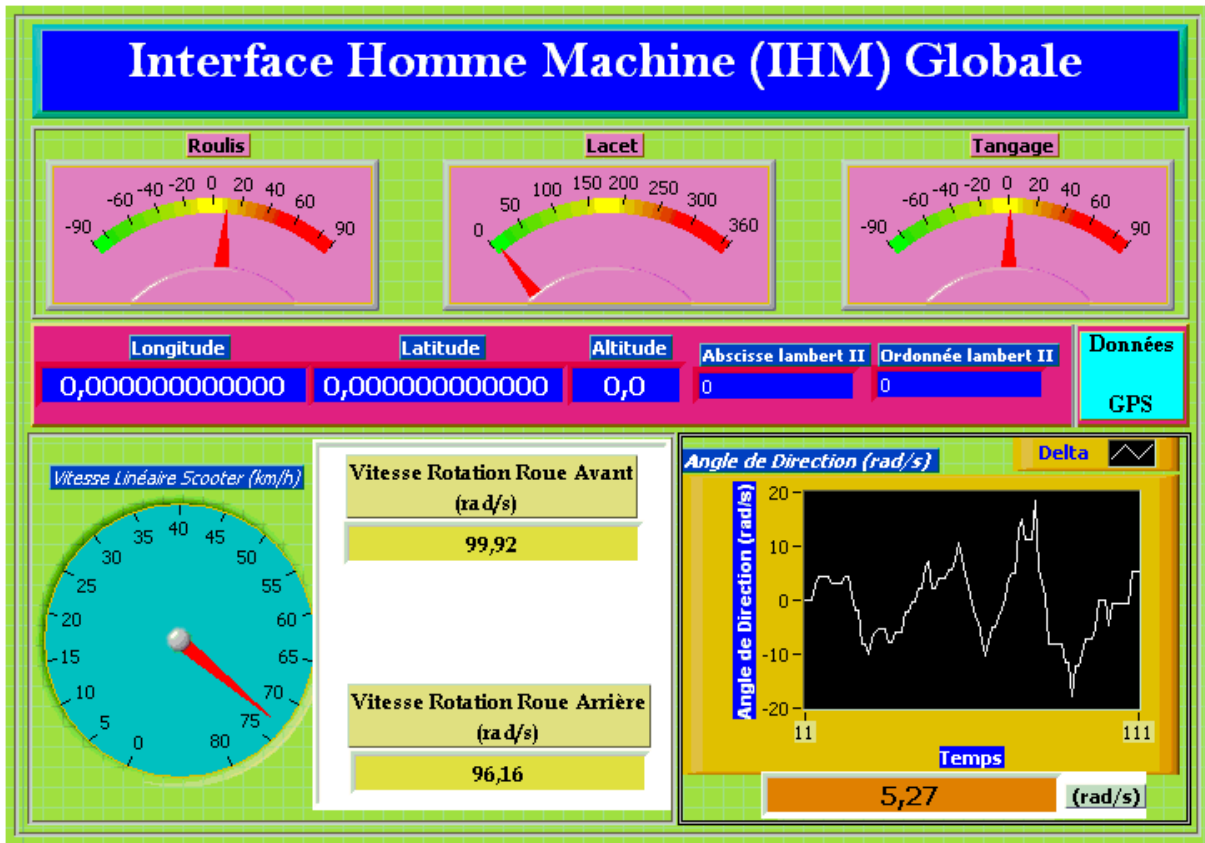


FIGURE 5.32 – L’IHM de l’enregistrement multi-capteurs

(Fig. 5.34. c et 5.34. d). Un deuxième groupe de tracés est représenté sur la figure 5.35, il est composé des accélérations dans les trois directions respectives (x , y , z) (Fig. 5.35. a, 5.35.b et 5.35. c) et l’évolution de la vitesse de roulis (Fig. 5.35. d). Enfin, sur la figure 5.36, est donné le tracé de la vitesse de lacet (Fig. 5.36. a) et la représentation, dans l’ordre, des 3 angles d’Euler (roulis, tangage et lacet) exprimés en degré (Fig.5.36. b, 5.36.c et 5.36. d).

5.14 Conclusions

Ce chapitre a porté sur l’identification de modèle mathématique d’un deux-roues et sur la mise en place d’une plate-forme expérimentale.

Ainsi, nous avons en premier lieu élaboré une stratégie d’estimation des paramètres qui s’appuie sur la modélisation CAO mécanique du scooter. D’abord, une étude générale du scooter a été faite. Cette étude nous a permis d’élaborer un bilan des différentes constituantes (éléments et pièces), à inclure lors de la modélisation, afin de respecter une certaine précision et un réalisme. Ensuite, le scooter a été modélisé de plusieurs manières (1 corps, 2 corps ou plusieurs corps). A chaque fois les données des propriétés de masse et inertielles ont pu être extraites. Ces données sont confrontées aux quelques paramètres du scooter que nous avons réussi à nous procurer. La comparaison révèle une cohérence des résultats obtenus (l’erreur reste très faible).

On a conclu cette partie par un scénario de simulation dans lequel on a montré le comportement dynamique du scooter, représenté par un modèle mathématique à deux corps rigides. Ce modèle

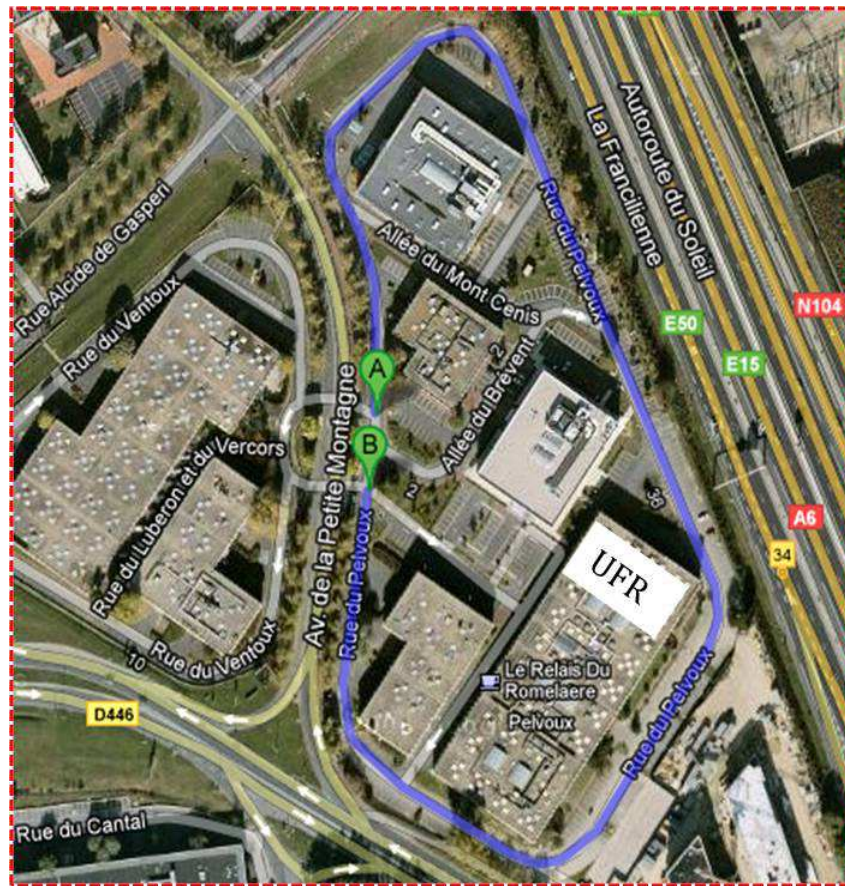


FIGURE 5.33 – Plan de la zone de parking de l’UFR Sciences et Technologies d’Evry (google map).

contient tous les paramètres (masses, inerties, dimensions,...) précédemment estimés. Enfin, il convient de dire que ce type de modélisation (modélisation CAO) offre une flexibilité et un gain de temps important dès lors qu’on change de modélisation (1 corps, 2 corps, ou plus), sans avoir recours systématiquement à la recherche des paramètres du nouveau modèle élaboré, qui ne peut se faire, de toute manière, que sur le véhicule réel.

Après avoir caractérisé le modèle mathématique, nous avons abordé l’instrumentation du scooter d’un point de vue pratique. Pour cela, un certain nombre de matériel (capteurs, mini PC, carte d’acquisition entrée/sortie...) nécessaire, satisfaisant le cahier des charges a été acquis, caractérisé puis implanté sur le véhicule prototype (scooter).

Dans un premier temps, nous avons développé les caractéristiques des différents capteurs utilisés et nous avons illustré l’équipement expérimental du laboratoire IBISC, notamment les différents capteurs, le véhicule expérimental et la centrale d’enregistrement. Les procédures d’instrumentation menées ont été détaillées, les choix et les démarches entreprises ont été discutées. Par la suite, une interface homme machine (IHM) d’enregistrement multi-capteurs a été créée sous LabVIEW. Elle servira d’interface utilisateur.

Les premiers tests de validation sur piste ont été effectués dans le but de valider les différents algorithmes, la plate-forme et la démarche d’instrumentation.

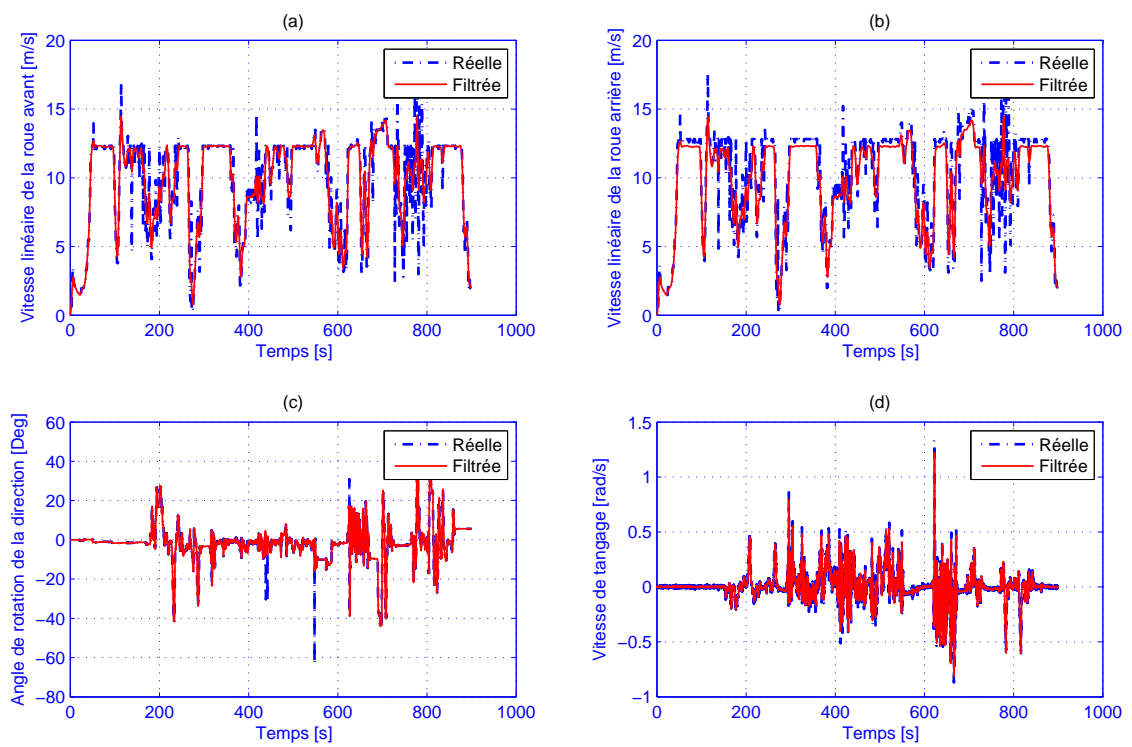


FIGURE 5.34 – Représentation des données acquises : a. Vitesse linéaire de la roue avant, b. Vitesse linéaire de la roue arrière, c. Angle de la direction et d. Vitesse de tangage

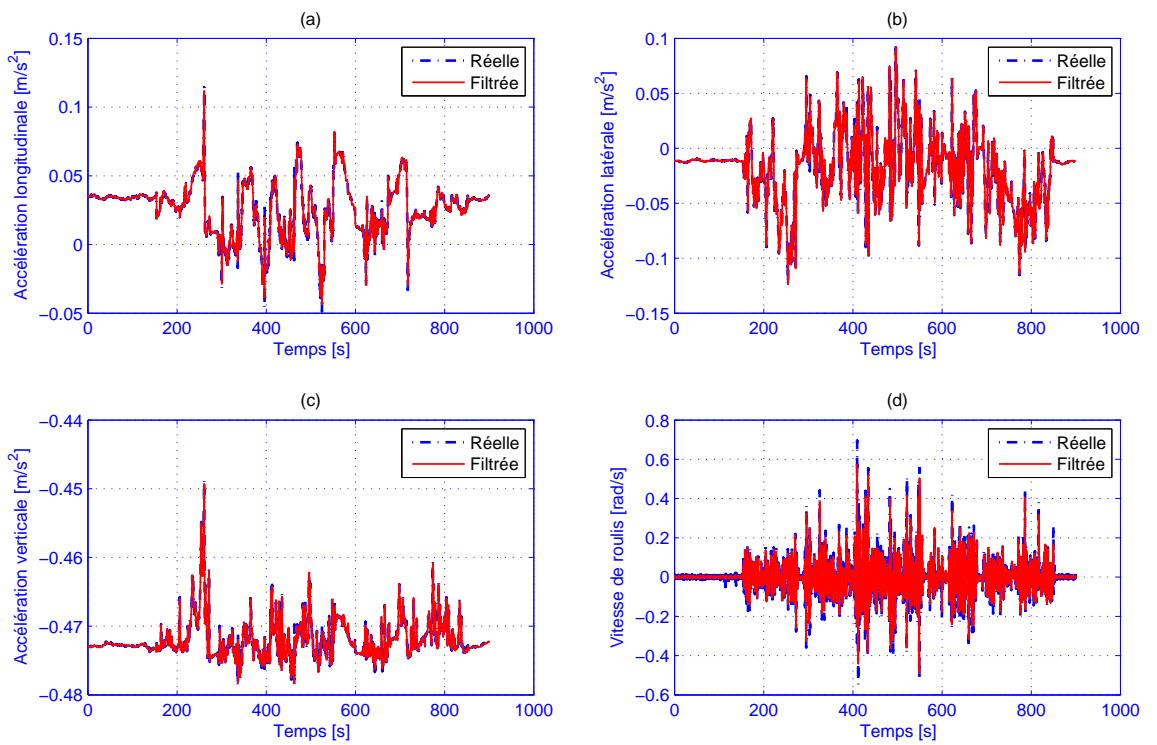


FIGURE 5.35 – Représentation des données acquises : a. Accélération longitudinale, b. Accélération latérale, c. Accélération verticale et d. Vitesse de roulis

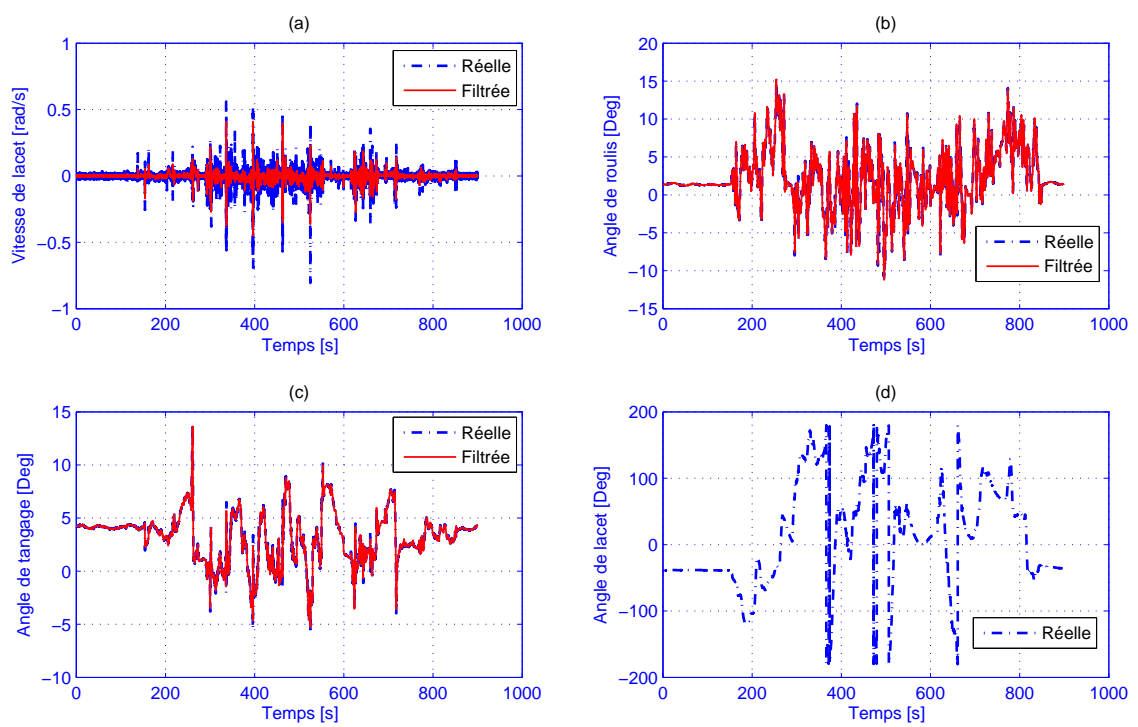


FIGURE 5.36 – Représentation des données acquises : a. Vitesse de lacet, b. Angle de roulis, c. Angle de tangage et d. Angle de lacet

Les premières analyses de données collectées sont concluantes et attestent de l'efficacité de la démarche. Par ailleurs, des tests finaux sont prévus prochainement, sur les différentes pistes du LIVIC.

Conclusion Générale et Perspectives

Conclusion Générale

Le travail présenté dans ce mémoire de thèse, traite le problème des accidents liés à une perte de contrôle, dans les situations de courbe, des véhicules à deux roues motorisés et propose une assistance à la conduite sous forme d'un système d'alerte informant le conducteur sur une vitesse excessive. L'ensemble du document est articulé autour de cinq grands thèmes :

1. Observation de l'accidentologie relative aux DRM et état des lieux sur les aides à la conduite existantes.
2. Modélisation complète du système V-I-C (Véhicule-Infrastructure-Conducteur).
3. Observation d'états dynamiques et des entrées inconnues.
4. Proposition d'un nouveau modèle de vitesse limite en courbe prenant en compte une définition précise du système V-I-C et réalisation d'une interface pour l'unité d'alerte.
5. Identification et instrumentation d'un scooter électrique permettant de disposer d'une plate-forme expérimentale servant de référence d'étude pour la validation de l'unité d'alerte et de l'observateur développé.

Chapitre 1 :

Le premier chapitre, a mis en évidence, dans un premier temps, l'accidentologie relative aux deux-roues motorisés et les principaux facteurs d'accidents, afin d'observer, comprendre et identifier les mécanismes à l'œuvre dans ce type d'accident. On a classé les accidents en deux catégories majeures :

1. Accidents par perte de contrôle.
2. Accidents par interaction multi-usagers.

Cette classification a permis de définir une fonction de risque adaptée sur laquelle se basera l'aide à la conduite proposée.

Dans un second temps, on a exposé notre point de vue sur les solutions actuelles et en développement pour diminuer le nombre des tués sur les routes impliquant un DRM. L'accent est mis, dans cette partie, sur l'insuffisance de l'offre de sécurité proposée pour cette catégorie d'utilisateurs. L'état de la recherche dans ce domaine à travers les différents projets Français et Européen, vient clore ce chapitre.

Chapitre 2 :

Dans le deuxième chapitre, nous nous sommes intéressés à la modélisation du système V-I-C (Véhicule-Infrastructure-Conducteur). Ainsi, nous avons présenté en premier lieu, les éléments principaux de la structure du véhicule. Ensuite, nous avons discuté les phénomènes à l'origine du comportement dynamique spécifique aux véhicules à deux roues, pour ainsi caractériser les variables dynamiques pertinentes à retenir lors de la synthèse d'un modèle nominal. En second lieu, nous avons présenté une modélisation cinématique et dynamique détaillée du véhicule, suffisamment précise, pour étudier la dynamique latérale et longitudinale dans des situations critiques de conduite et, en particulier, les pertes de contrôle. L'objectif était de synthétiser un modèle dynamique basé sur le calcul des équations dynamiques. Les différents facteurs influant sur cette dynamique ont été pris en compte par une représentation de leurs effets soit par des efforts ou par des couples. Le contact pneumatique/chaussée a été modélisé par le modèle d'effort de Pacejka. Nous avons également, modélisé le conducteur, notamment, par ses niveaux d'accélération en longitudinal et en latéral. Ce dernier est un acteur important dans l'exercice de conduite, il influence, par son comportement, l'ensemble des sollicitations dynamiques de son véhicule. La modélisation réalisée, prend en compte aussi la route, plus particulièrement sa géométrie (dévers, pente, courbure). Finalement, le modèle complet développé a été validé en simulation sur un scénario.

Chapitre 3 :

Le troisième chapitre a été consacré au développement d'observateurs pour la reconstruction d'une partie du vecteur d'état et l'estimation des entrées inconnues. Il a traité dans un premier temps les notions d'observabilité et de conception d'observateurs pour les modèles linéaires. Nous avons détaillé, en particulier, l'observateur PI à synthèse H_∞ . Dans un deuxième temps, l'application de l'observateur PI pour l'estimation conjointe du vecteur d'état et des entrées inconnues (dévers de la route, moment de lacet et force du vent) a été réalisée. Ainsi, plusieurs cas d'étude ont été considérés. On a pu observer, pour chaque cas d'application, la qualité d'estimation, pour les variables d'état (forces latérales, vitesse latérale et angle de roulis), ainsi que l'estimation des défauts du système et de capteurs.

Chapitre 4 :

Le quatrième chapitre a été consacré au développement d'une aide à la conduite préventive, pour éviter les pertes de contrôle en situation de virage. Pour cela, un nouveau modèle de vitesse critique dans les virages, a d'abord été développé. Il tient compte des trois facteurs de la situation de conduite (le véhicule, le conducteur et la route). Ce modèle prend en considération l'évolution de l'état dynamique et les limites dynamiques du véhicule, en tenant compte des efforts que le véhicule pourra développer au niveau de l'interface pneu/sol. L'influence des différents paramètres de la route (le dévers, la pente et l'adhérence disponible sur la route), les paramètres du véhicule (centre de gravité, empattement, masse,...) ainsi que les caractéristiques du conducteur (niveaux d'accélération), sur la vitesse critique en courbe a été présentée. Les résultats obtenus montrent que le modèle de vitesse critique en courbe développé, prend en compte les limites dynamiques de stabilité du véhicule. Une alerte au conducteur est générée l'informant suffisamment à l'avance sur une éventuelle perte de contrôle.

Chapitre 5 :

Ce dernier chapitre a porté sur l'identification de modèle mathématique d'un deux-roues et sur la mise en place d'une plate-forme expérimentale. Il contient deux grandes parties :

Dans la première, nous avons en premier lieu élaboré une stratégie d'estimation des paramètres qui s'appuie sur la modélisation CAO mécanique du scooter. L'objectif était d'extraire tous les paramètres mécaniques nécessaires à la définition d'un modèle mathématique propre au véhicule prototype (Scooter) que nous possédons au Laboratoire IBISC. Pour ce faire, différents niveaux de modélisation du scooter ont été entrepris (un corps, deux corps, etc.), à chaque fois les propriétés massiques et inertielles ont été estimées. Cette partie s'est achevée par un scénario de simulation du modèle mathématique du scooter identifié, montrant le comportement dynamique du véhicule.

La seconde partie, avait pour objectif la mise en œuvre d'une plate-forme expérimentale servant de référence d'étude pour la validation du modèle de véhicule, de l'unité d'alerte et des observateurs développés. Dans un premier temps, nous avons développé les caractéristiques des différents capteurs utilisés et nous avons illustré l'équipement expérimental du laboratoire IBISC, notamment les différents capteurs, le véhicule expérimental et la centrale d'enregistrement. Ensuite, nous avons détaillé la procédure d'instrumentation, les choix et les démarches entreprises. Par la suite, une interface homme machine (IHM) d'enregistrement multi-capteurs a été créé sous LabVIEW. Elle servira d'interface utilisateur.

Les premiers tests de validation sur piste ont été effectués dans le but de valider les différents algorithmes, la plate-forme et la démarche d'instrumentation. Par ailleurs, des tests finaux sont prévus sur les différentes pistes du LIVIC.

Perspectives

A travers ce travail de thèse, nous avons essayé d'apporter des réponses aux problématiques soulevées, plusieurs voies ont été d'ores et déjà initiées qui ouvrent de nombreuses perspectives pour des travaux futurs :

Durant cette thèse la modélisation du système réalisée est plus complète et elle tient compte de beaucoup de détails : interface pneu/sol, couplage longitudinal-latéral, géométrie de la route, etc. Cependant, les mouvements verticaux (tangage et pompage) ainsi que les mouvements latéraux du conducteur (translation latérale et roulis du buste), qui n'entrent pas dans le cadre de ce travail de thèse, ont été ignorés. Il serait très intéressant d'inclure ces degrés de liberté supplémentaires dans le modèle mathématique.

S'agissant de la plate-forme expérimentale, le véhicule instrumenté n'est qu'un premier prototype qui a été conçu après avoir pensé une architecture capteurs propre à nos besoins. A ce stade, l'ensemble des capteurs acquis a été installé, les algorithmes associés fonctionnent bien en temps réel. En revanche, les tests finaux de validation du dispositif n'ont pas été réalisés étant donné qu'on ne dispose pas à Evry de piste d'essais dédiée pour ce type de test. Pour contourner cette contrainte, on a prévu de réaliser les tests finaux sur les différentes pistes du LIVIC dans les prochaines semaines.

Quelques autres perspectives peuvent être envisagées :

- Récupération du couple appliqué par le conducteur sur le guidon par l'instrumentation d'un capteur de couple comme cela a été fait pour le codeur d'angle de braquage, cette démarche est d'autant plus importante que les modèles mathématiques développés durant cette thèse, admettent en entrée un couple de braquage. Néanmoins, la marge de manœuvre est très restreinte et l'opération s'avère difficile puisque, l'espace autour de la fourche

- (plus exactement l'axe) est très réduit. Comme première piste, on pourrait s'orienter vers l'utilisation des jauges de contrainte qui sont caractérisées par leur simplicité d'installation.
- Renforcer la plate-forme réalisée par la redondance de capteurs, cela permet l'acquisition de nouveau capteurs pour confirmer leurs bon fonctionnement individuellement. Cette redondance sera nécessaire par la suite pour être capable d'identifier d'autres situations pertinentes de conduite.
 - En plus de cela, il s'agit de mesurer d'autres grandeurs physiques du véhicule et de l'environnement, cela peut être rendu possible à travers d'autres capteurs proprioceptifs et extéroceptifs comme une caméra frontale pour caractériser, notamment, l'environnement.
 - Prévoir une alimentation indépendante pour l'ensemble des capteurs et centrale d'enregistrement. En effet, actuellement toute l'alimentation nécessaire au fonctionnement est assurée par celle du scooter (batteries) afin d'envisager une installation sur moto à combustion.

Des perspectives peuvent être également envisagées en termes d'observateurs, on peut citer notamment :

- Validation des observateurs développés durant ce travail de thèse, à ce sujet, cette perspective est à lier avec celle des essais finaux prévus sur les pistes du LIVIC.
- Exploitation des techniques "multi-modèles" de type *Takagi-Sugeno* et les observateurs associés pour l'estimation des états dynamiques inaccessibles via des capteurs physiques, ainsi que les entrées inconnues et les perturbations en utilisant, notamment des observateurs multi-intégrales.

Concernant l'unité d'alerte, on envisage, d'une part, de valider en ligne le modèle de vitesse limite développé et matérialiser l'alerte en l'affichant sur un écran, qui par ailleurs sera installé sur le scooter, ou à travers une alerte sonore. D'autre part, actuellement, nous considérons que le véhicule est seul sur la voie. Cependant, le risque n'est pas le même dans le cas où d'autres véhicules sont présents sur la route. Un autre aspect concerne alors, l'utilisation des systèmes coopératifs véhicule-véhicule et véhicule-infrastructure.

Annexe A

Inégalités Linéaires Matricielles (LMIs)

A.1 Inégalités Matricielles Linéaires (Linear Matrix Inequalities) (LMI)

Les LMIs ont émergé comme des outils puissants d'optimisation dans divers domaines techniques, notamment en Automatique (théorie du contrôle, identification de système et traitement du signal). Plus particulièrement, elles sont utilisées pour l'analyse de la stabilité et la synthèse de lois de commande.

Les résultats d'analyse et de synthèse auxquels aboutit la seconde méthode de Lyapunov sont parfois non convexes et nécessitent alors quelques transformations afin de les rendre convexes pour obtenir une solution au problème étudié.

A.1.1 Ensembles convexes

Définition A.1. (Ensemble convexe) : *Un ensemble C est dit convexe si :*

$$\forall \lambda \in [0, 1], (x_1, x_2) \in C^2 \Rightarrow \lambda x_1 + (1 - \lambda)x_2 \in C \quad (\text{A.1})$$

Une propriété importante des ensembles convexes est que l'intersection de deux ensembles convexes est un ensemble convexe.

A.1.2 Fonctions convexes

La convexité joue un rôle important dans la mesure où les approches de synthèse de lois de commande sont souvent formulées en terme des contraintes convexes. Ceci offre un avantage puisque les solutions apportées à ces problèmes correspondent au minimum global.

Soit la fonction f définie par :

$$\begin{aligned} D &\subset \mathfrak{R}^m \Rightarrow \mathfrak{R} \\ x &\Rightarrow f(x) \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

La fonction f est convexe si :

1. le support (ensemble de définition) D de f est convexe.
2. $\forall x \in D, \forall y \in D, \forall \lambda \in [0, 1], f(\lambda x + (1 - \lambda)y) \leq \lambda f(x) + (1 - \lambda)f(y)$. Pour la convexité stricte, on remplace \leq par $<$.

A.1.3 Inégalités Matricielles Linéaires

Définition (LMI) : Les inégalités matricielles LMIs sont formulées par l'expression suivante [86] :

$$F(x) = F_o + \sum_{i=1}^m x_i F_i > 0 \quad (\text{A.3})$$

ou $x \in \mathfrak{R}^m$ est une variable et $F_i = F_i^T, i = 1, \dots, n$ sont des matrices symétriques données. L'inégalité A.3 est définie positive c-à-d, $u^T F(x) u > 0$ pour tout u non nul $\in \mathfrak{R}^n$. L'inégalité A.3 est une LMI stricte.

Une LMI non stricte est donnée par :

$$F(x) \geq 0 \quad (\text{A.4})$$

La LMI A.3 est une contrainte convexe en x , en d'autres termes l'ensemble $x | F(x) > 0$ est convexe.

Un ensemble de LMIs peut s'écrire sous la forme d'une seule LMI. En effet, il suffit de les écrire dans une matrice bloc diagonale comme suit :

$$F_1(x) > 0, F_2(x) > 0, \dots, F_p(x) > 0 \Leftrightarrow \begin{bmatrix} F_1(x) & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & F_2(x) & \ddots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & F_p(x) \end{bmatrix} > 0$$

A.2 Résolution des LMIs

Plusieurs algorithmes de résolution de problèmes LMIs ont été développés grâce à l'introduction de la méthode d'optimisation convexe dite "méthode du point intérieur" [87]. Afin de faciliter l'utilisation des solveurs basés sur ces algorithmes, quelques boîtes à outils ont été développées pour permettre d'écrire et de résoudre ces problèmes de manière simple. On peut citer la boîte à outils LMI toolbox de Mathworks, la LMI-tools développée par Laurent El-Ghaoui et l'interface SeDuMi développée au Laboratoire d'Architecture et d'Analyse des Systèmes (LAAS) par Dimitri Peaucelle. Toutes les LMIs présentées dans cette thèse ont été résolues avec la LMI toolbox de Matlab.

Annexe B

Positionnement par Poulies Courroies

Dans cette partie, on donnera quelques détails sur l'instrumentation du codeur pour mesurer l'angle de braquage.

Pour la réalisation de la solution mécanique retenue (voir chapitre. 5) nous avons pensé à la possibilité de réaliser le positionnement grâce à des engrenages. Toutefois, cette solution a été abandonnée au profit des poulies courroies, car les engrenages induisent des contraintes d'entraxe très importantes. Pour notre étude, la précision de la valeur de l'angle de rotation du guidon est un critère important, cela justifie donc notre choix.

B.1 Analyse et description du fonctionnement

B.1.1 Liaison encastrement poulie arbre fixe

La première difficulté à surmonter était de rendre la poulie solidaire de l'arbre fixe, alors que celui-ci est indémontable. En effet, l'ensemble guidon, arbre fix, fourche, roue étant lié mécaniquement au cadre du scooter il a fallu trouver le moyen de s'affranchir du problème de montage. Comme cela a été précisé précédemment (Chap. 5), le système de poulies courroies est utilisé uniquement pour faire du positionnement, donc la courroie ne s'engrène pas sur tout le diamètre de la poulie au grand diamètre. Par conséquent, nous avons décidé de la scier en deux parties, et de n'utiliser que la moitié de la poulie.

Reste alors à réaliser l'encastrement. Il s'est avéré que la solution la plus adaptée et celle utilisant une bague de serrage. C'est une bague coupée en deux, sur laquelle on usine deux trous taraudés avec un méplat de telle sorte à traverser les deux parties à l'endroit de la coupure. En conséquence, lorsque l'on place les deux parties autour d'un arbre, et que l'on visse, la bague se serre autour de l'arbre et devient solidaire de celui-ci.

Pour finir, on perce deux trous sur la moitié de poulie qui seront en face de deux trous taraudés prévus sur la bague de telle sorte à pouvoir serrer la poulie sur la celle-ci. Le schéma ci dessous illustre ce qui vient d'être décrit (Fig. B.1).

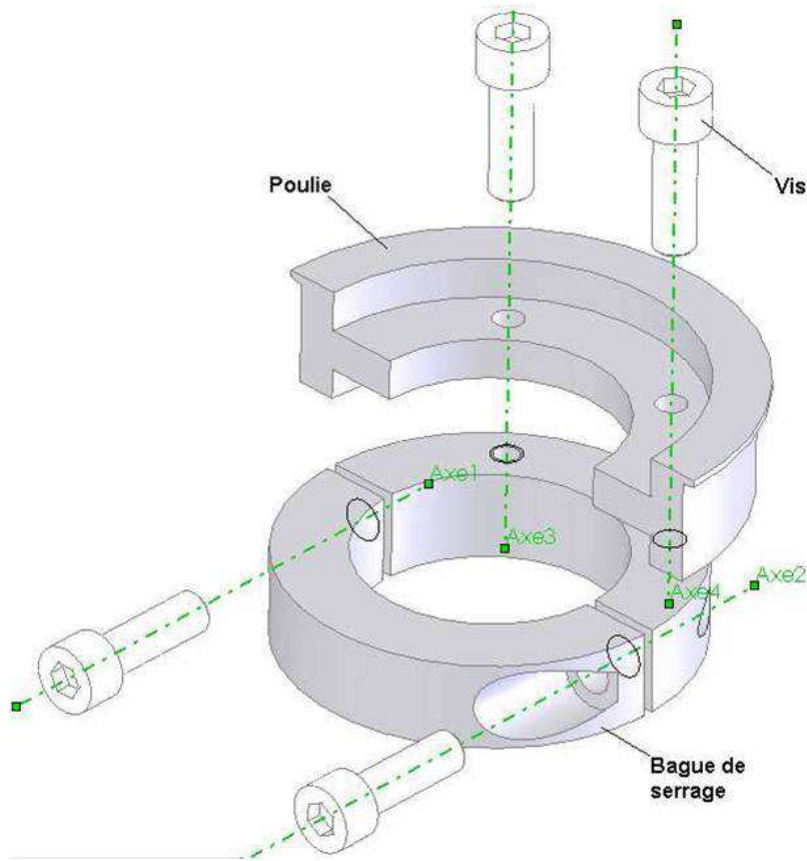


FIGURE B.1 – Liaison encastrement arbre fixe pignon

B.1.2 Liaison encastrement petite poulie tige codeur

Afin de rendre le codeur solidaire de la petite poulie, nous avons eu recours à un système de vis, très simple. L'axe de la poulie est usiné au diamètre de la tige du codeur sur la bonne longueur, puis on perce et taraude sur le diamètre pour pouvoir visser jusqu'au méplat de telle sorte que le mouvement de rotation de la poulie soit transmis au codeur.

Le schéma ci-dessous illustre la conception de cette liaison encastrement (Fig. B.2).

B.1.3 Liaison encastrement support fourche

Cette liaison fut la plus simple à réaliser, nous nous sommes tout simplement aidés de ce qui existait déjà, à savoir, deux trous filetés M3 qui servent à fixer le pare-boue entre les deux pattes de la fourche. Nous avons retiré le pare-boue pour y fixer la plaque.

B.2 Dimensionnement

B.2.1 Choix des poulies

Le choix des poulies utilisées est conditionné par l'encombrement des éléments déjà en place sur le scooter et également par notre application (précision souhaitée, prix).

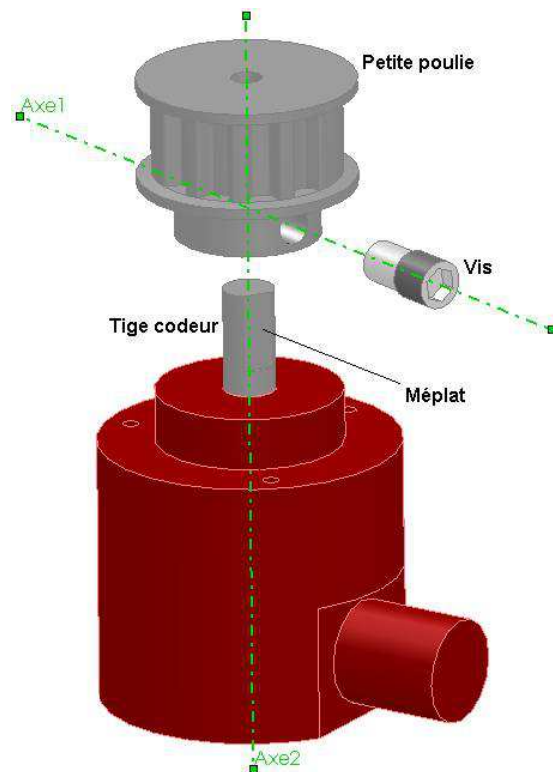


FIGURE B.2 – Liaison encastrement pignon codeur

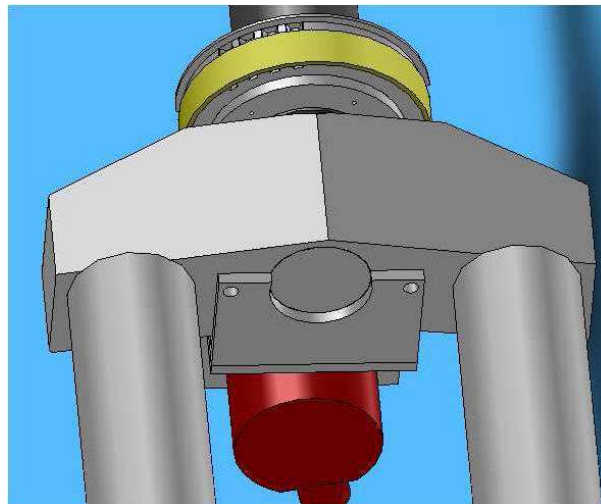


FIGURE B.3 – Liaison pièce d'adaptation fourche

Poulie grand diamètre : Cette poulie étant destinée à être montée sur l'arbre fixe, par conséquent son diamètre primitif doit être plus grand que le diamètre de l'arbre, et il faut qu'il soit assez grand pour qu'il y ait assez d'espace entre le fond de la dent, et l'alésage pour pouvoir placer les trous de fixation de la bague. De plus, le diamètre de tête (diamètre du haut de la dent) ne doit pas être trop grand, car l'espace est très réduit à l'arrière de l'arbre fixe à cause du cadre. Pour les mêmes raisons sa hauteur doit être choisie en conséquence également, il faut aussi

la choisir avec un nombre de dents assez important pour augmenter la précision de la mesure. Les contraintes sont donc : diamètre primitif $> 75\text{mm}$.

Poulie petit diamètre : Le choix de cet élément est beaucoup plus simple, car les contraintes sont moins importantes. Il faut juste que le diamètre primitif soit plus grand que, le diamètre de la tige du codeur donc diamètre primitif $> 10\text{ mm}$.

Il va de soi que les hauteurs des deux poulies seront choisies en conséquence pour que la courroie s'engrène correctement.

B.2.2 Calcul de la tension de la courroie

Pour savoir de quelle façon la courroie doit être tendue, un calcul préalable est nécessaire. Nous avons respecté les recommandations de la société "Forbo Siegling" concernant les courroies dentées.

La procédure de calcul de prétension F_v est la suivante :

$$\begin{cases} F_v \geq 0.5 \cdot F_{umax} \\ F_{umax} = F_u \cdot (C_1 + C_3) \\ F_u = F_a + F_r, F_a = m \cdot a \text{ et } F_r = m \cdot i \cdot g \end{cases} \quad (\text{B.1})$$

avec $i = 0.5$ et $g = 9.81$

donc :

$$F_u = (m \times a) + (m \cdot i \cdot g) = (1 \times 30) + (1 \times 0.5 \times 9.81) = 34.9N$$

Avec :

F_{umax} est force périphérique maximale, F_u est la force périphérique, F_a est la force d'accélération et F_r est la force de friction.

Pour connaître la valeur de C_3 , il faut connaître la valeur du rapport de transmission i . En effet, la valeur de C_3 est relevée directement dans un tableau en fonction de la valeur de i qui représente le rapport entre le diamètre d'entrée et le diamètre de sortie :

$$i = \frac{\text{Diamètre d'entrée}}{\text{Diamètre de sortie}} = \frac{93.65}{38.35} = 2.44$$

Pour cette valeur de i , on aura $C_3 = 0.3$

C_1 vaut environ 1.4 (40% d'utilisation).

Finalement, on aura :

$$F_{umax} = 34.9 \cdot (C_1 + C_3) = 34.9 \cdot (1.4 + 0.3) \Rightarrow F_{umax} = 59.33N$$

D'où :

$$F_v \geq 0.5 \times 59.33 \Rightarrow F_v \geq 29.7N, \text{ on prendra } F_v = 30N$$

On doit tendre la courroie à $30N$.

B.3 Phase de test

Afin de valider le choix de la solution retenue, nous avons procédé à une phase de tests. Ces tests ont été réalisés grâce aux logiciels de simulation SolidMotion, et surtout Ansys Workbench. Ces logiciels permettent de simuler le comportement d'une pièce, sa déformée lorsqu'elle est soumise à une contrainte donnée. Dans notre cas nous avons simulé la déformée de la pièce d'adaptation lorsqu'elle est soumise à la force de tension tangentielle de la courroie. Cela avait pour but de vérifier la résistance de la pièce sous contrainte dans un premier temps, et la colinéarité des axes des poulies. Pour un décalage de l'ordre de 1° entre les axes, le fonctionnement peut être non assuré. On s'est aperçu, grâce aux résultats, que les déformations pour une pièce en aluminium étaient très faibles, de l'ordre du μm , cela engendre un décalage de 0.18° . Pour une pièce en acier le décalage est de 0.06° . Pour une pièce en plastique les déformations sont beaucoup trop importantes, de l'ordre de 5 mm. Nous avons donc pris la décision de réaliser la pièce en aluminium.

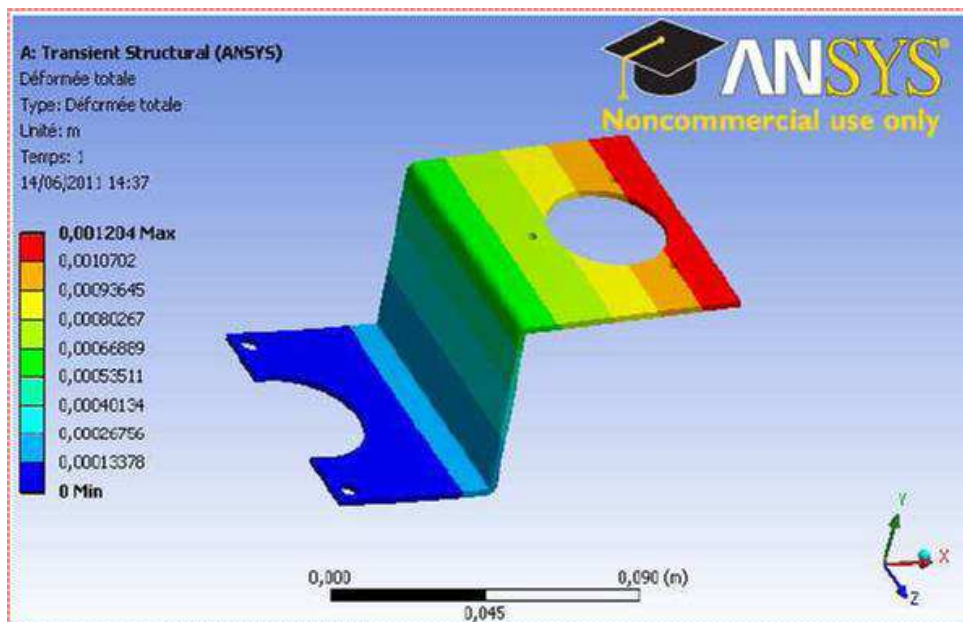


FIGURE B.4 – Simulation Ansys de la pièce d'adaptation

Annexe C

Résultats d'Estimation CAO Mécanique du Scooter Considéré Comme Un Seul Corps Rigide

C.1 Le modèle à un seul corps

Lorsque le scooter entier est représenté par une seule masse caractérisée par son inertie, sa masse et la position de son centre de gravité, on parle alors d'un modèle à un seul corps. Un tel modèle offre l'avantage d'être simple (nombre de paramètres réduits), mais ne représentant pas bien la réalité (modélisation peu précise). Les tableaux C.1, C.2 et C.3 montrent le résultats d'estimation CAO du scooter considéré comme un seul corps.

TABLE C.1 – Axes et moments d'inertie principaux au centre de gravité

Axes d'inertie principaux au centre de gravité	Moments d'inertie principaux au centre de gravité
Axes d'inertie principaux ($g.mm^2$)	Moments d'inertie principaux ($kg.m^2$)
$I_x = (-0.00, -0.20, 0.98)$	$P_x = 4.40$
$I_y = (0.01, -0.98, -0.20)$	$P_y = 17.35$
$I_z = (1.00, 0.01, 0.00)$	$P_z = 21.01$

Remarque : Les coordonnées du centre de gravité sont définies par rapport à l'origine du modèle SolidWorks, mais cette position peut être observée visuellement sur la figure C.1, localisée par le trièdre violet.

TABLE C.2 – Moments d'inertie au centre de gravité du scooter.

Moments d'inertie ($kg.m^2$)	Valeurs
L_{xx}	21.01
L_{yx}	-0.02
L_{zx}	-0.04
L_{xy}	-0.02
L_{yy}	16.86
L_{zy}	-2.49
L_{xz}	-0.04
L_{yz}	-2.49
L_{zz}	4.90

TABLE C.3 – Moments d'inertie du scooter exprimés à l'origine du repère SolidWorks.

Moments d'inertie ($kg.m^2$)	Valeurs
I_{xx}	21.65
I_{yx}	0
I_{zx}	0.05
I_{xy}	0
I_{yy}	17.49
I_{zy}	-2.36
I_{xz}	0.05
I_{yz}	-2.36
I_{zz}	4.93

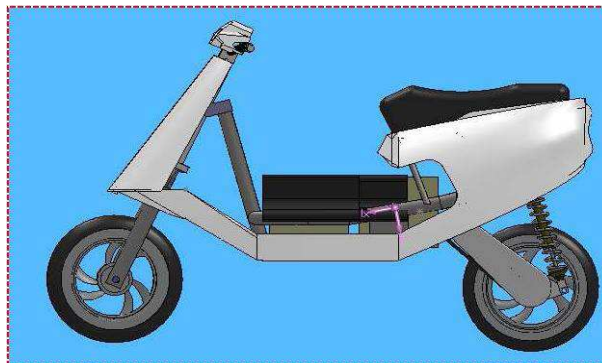


FIGURE C.1 – Modèle CAO de Scoot'elec considéré comme un seul corps

Bibliographie

- [1] ACEM Association des Constructeurs Européens de Motocycles. *Guidelines for PTW-safer road design in Europe*, 2006.
- [2] B. Amans, M. Moutreuil, Projet RIDER. *Recherche sur les accidents Impliquant un Deux Roues motorisé*, rapport final n° RIDER200503-10, 2005.
- [3] F.A. Berg, P.Rucker, M. Gartner, J. Konig, R. Grzebieta, R. Zou. *Motorcycle impacts into roadside barriers - Real-world accident studies, crash tests and simulations carried out in Germany and Australia*. ESV : 19th international technical conference on the Enhanced Safety of Vehicles, June 6-9 2005, Washington, D.C. - USA. Paper N° 05-0095, 2005.
- [4] R.N. Byrd, R.F. Parenti. *Factors related to head injury severity of motorcyclists involved in traffic crashes*. Accident Analysis Prevention, 10 (1), pp.1-4, 1978.
- [5] N. Clabaux. *Prévention des risques routiers en ville, contribution au développement et à l'évaluation d'outils d'aide au diagnostic s'appuyant sur des scénarios types d'accident*. Mémoire de thèse (discipline : Transport). Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, INRETS/Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité, 363p, 2006.
- [6] FEMA (Federation of European Motorcyclists Associations). *Position statement, directive on road infrastructure safety management*, 2007.
- [7] H.H. Hurt, J.V. Ouellet, D.R. Thom . *Motorcycle accident cause factors and identification of countermeasures*. Final report. DOT-HS-F601160, 1981.
- [8] MAIDS (Motorcycle Accident In-Depth Study). *In-depth investigations of accidents involving powered two wheelers*. Final Report, 2004.
- [9] K. Majka, A. Blatt, M. Flanigan. *Use of geocoded FARS data to analyse fatal motorcycle crashes*. ESV : 20th international technical conference on the Enhanced Safety of Vehicles, June 18-21, Lyon - France. Paper N° 07-0287, 2007.
- [10] K.S Obenski. *Motorcycle accident reconstruction : understanding motorcycles*. New York : Lawyers and Judges Publishing Co, 1994.
- [11] ONISR. *Les grands thèmes de la sécurité routières : obstacles fixes*. Synthèse, 2004.
- [12] ONISR. *Les motocyclettes et la sécurité routière en France en 2003*. Paris : La Documentation Française, 2005.
- [13] ONISR. *Les grandes données de l'accidentologie 2005, caractéristiques et causes des accidents de la route*, 2006.
- [14] ONISR. *Les grandes données de l'accidentologie 2009, caractéristiques et causes des accidents de la route*, 2009.

- [15] ONISR. *Les grandes données de l'accidentologie 2010, caractéristiques et causes des accidents de la route*, 2010.
- [16] OCDE. Observateur. *Jeunes conducteurs : la voie de la sécurité*. N° 257, 2006.
- [17] Motorcycling safety. *Position paper of the Royal Society for the Prevention of Accidents*, 2001.
- [18] R.R. Samaha, K. Kuroki, K.H. Digges, J.V. Ouellet. *Opportunities for safety improvements in motorcycle crashes in the United States*. ESV : 20th international technical conference on the Enhanced Safety of Vehicles, June 18-21 2007, Lyon - France. Paper N° 07-0370, 2007
- [19] U. Shankar, (NHTSA). *Fatal single vehicle motorcycle crashes*. Report n° DOT HS 809 360, 2001
- [20] G. Beurrier, Y. Delanne. *Transposition de Performances Longitudinales de Pneumatique-Méthode de Recherche Statistique de Relations Entre Les Paramètres de Modèles En Vue de L'identification*.
- [21] H.B. Pacejka. *The tyre as a vehicle component*. In proceedings of the 26th FISITA congress '96 : Engineering challenge human friendly vehicles, Prague, 1996.
- [22] M. Kondo, A. Nagaok, et F. Yoshimura. *Theoretical study on the running stability of two wheelers*. Transactions of Society Automotive Engineering, 17(1) : 1, 1963.
- [23] G.S. Bower. *Steering and stability of single track vehicles*. The Automobile Engineer, 5, 1915.
- [24] R.H. Pearsall. *The stability of the bicycle*. Proceedings of Instrumentation and Automotive Engineering, 17 : 395402, 1922.
- [25] R.S. Sharp. *The stability and control of motorcycles*. Journal of Mechanical Engineering Science, 13 :316329, 1971.
- [26] R.S. Sharp. *The influence of frame flexibility on the lateral stability of motorcycles*. Journal of Mechanical Engineering Science, 16(2), 1974.
- [27] R.S. Sharp. *The influence of suspension system on motorcycle weave-mode oscillations*. Vehicle System Dynamics, 5, 1976a.
- [28] R.S. Sharp. *The stability of motorcycles in acceleration and decelerations*. Journal of Mechanical Engineering Science, pages 4549, 1976b.
- [29] R.S. Sharp. *The lateral dynamics of motorcycles and bicycles*. Vehicle System Dynamics, 14 : 265283, 1985.
- [30] R.S. Sharp. *Vibrational modes of motorcycles and their design parameter sensitivities*. Vehicle NVH and Refinement, Proceedings of International Conference on Mechanical Engineering, pages 107121, 1994.
- [31] R.S. Sharp et C.J. Alstead. *The influence of structural flexibilities on the straight-running stability of motorcycles*. Vehicle System Dynamics, 9(6) :327357, 1980.
- [32] C. Koenen. *The dynamic behaviour of motorcycles when running straight ahead and when cornering*. PhD Thesis, 1983.
- [33] D.J. Eaton and L. Segel. *Lateral dynamics of the uncontrolled motorcycle*. Second International Congress on Automotive Safety, 1973.
- [34] G. Jennings. *A study of motorcycle suspension damping characteristics*. SAE Technical Paper Series, (740628), 1974.

-
- [35] L. Segel et R. Wilson. *Requirements for describing the mechanics of tyres used on singletrack vehicles*. IUTAM Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Railway Tracks, 1975.
- [36] D.H. Weir and J.W. Zellner. *Lateral-directional motorcycle dynamics and rider control*. SAE 780304, 1978.
- [37] H.B. Pacejka et R.S. Sharp. *Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions : A review of modelling aspects*. Vehicle System Dynamics, 20 : 121176, 1991.
- [38] G.E. Roe et T.E. Thorpe. *A solution of the low speed wheel flutter instability in motorcycles*. Journal of Mechanical Engineering Science, 18(2) : 5765, 1976.
- [39] P.T.J. Spierings. *The effects of lateral front fork flexibility on the vibrational modes of straightrunning single track vehicles*. Vehicle System Dynamics, 10(1) : 2135, 1981.
- [40] M. Da Lio, A. Doria, et R. Lot. *A spatial mechanism for the measurement of the inertia tensor : Theory and experimental results*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 121 : 111116, 1999.
- [41] L. Nouveliere. *Commandes robustes appliquées au contrôle assisté d'un véhicule à basse vitesse*. Thèse, Université de Versailles saint Quentin en Yvelines, France, 2002.
- [42] A. Baracco. *cours de cinématique et de dynamique des solides*. Cours ENSAM Paris, 1999.
- [43] T.D. Gillespie. *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE International Publication. ISBN 978-1-56091-199-9, 1992.
- [44] P. Ratti. *Modélisation du pneumatique pour l'étude du comportement routier des véhicules automobiles*. Thèse de Doctorat, 1986.
- [45] E. Bakker, L. Nyborg, et H.B. Pacejka. *Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies*. SAE SAE Technical Paper Series, (870421), 1987.
- [46] E.J.H. De Vries et H.B. Pacejka. *Motorcycle tyre measurements and models*. Proceedings of the 15th International Symposium on Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD'97), pages 280298, 1997.
- [47] E.J.H. De Vries et H.B. Pacejka. *The effect of tire modelling on the stability analysis of a motorcycle*. Proceedings of the 4th international symposium on advanced vehicle control, pages 063/1063/6, 1998.
- [48] Y. Tezuka, H. Ishii, et S. Kiyota. *Application of the magic formula tire model to motorcycle maneuverability analysis*. Journal of Japanese Society Automotive Engineering, 22 : 305310, 2001.
- [49] R. Berritta, F. Biral, et S. Garbin. *Evaluation of motorcycle handling with multibody modelling and simulation*. 6th international conference on High tech engines and cars, 2000.
- [50] R. Lot. *A motorcycle tire model for dynamic simulations : Theoretical and experimental aspects*. Meccanica, 39(3) :204218, 2004.
- [51] V. Cossalter, A. Doria, et R. Lot. *Steady turning of two wheel vehicles*. Vehicle System Dynamics, 31 : 157181, 1999.
- [52] V. Cossalter et A. Doria. *Model simulation : The latest dynamic simulation developments for motorcycle tires*. Tire Science and Technology, pages 3841, 2001.

- [53] V. Cossalter. *Motorcycle Dynamics*. Greendale,WI. ISBN 0-9720514-0-6, 2002.
- [54] V. Cossalter, A. Doria, et R. Lot. *Development and validation of a motorcycle riding simulator*. World Automotive Congress FISITA, 2004.
- [55] V. Cossalter et R. Lot. *A motorcycle multibody model for real time simulation based on the natural coordinates approach*. Vehicle System Dynamics, 37(6) : 423447, 2002.
- [56] R.A.R. Mendoza. *Sur la modélisation et la commande de véhicules automobiles*. Thèse de Doctorat, 2000.
- [57] V. Cossalter, M. Da Lio, R. Lot, L. Fabbri. *A New General Method for Evaluation of Vehicle Manœuvrability with Special Emphasis on Motorcycles*. Vehicle System, Dynamics, 1998.
- [58] V. Cossalter, M. Da Lio, F. Biral, L. Fabbri. *Evaluation of Motorcycle Manœuvrability with the Optimal Manoeuvre Method, SAE Transactions*. Journal of Passenger Cars, 1998.
- [59] K. Guo, H. Guan. *Modelling of Driver/Vehicle Directional Control System*, Chagchukn Automotive Research Inst, Vehicle System Dynamics v 22 n 3-4 p 141-184 0042-3114, May-Jul 1993.
- [60] M. Kondo et alt. *Driver' Sight Point and Dynamics of the Driver/Vehicle System Related to It*, SAE Paper No. 680104, 1968.
- [61] C.C. MacAdam . *An Optimal Preview Control for Linear Systems*. Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control, Sept 1980.
- [62] R.S. Sharp, D. Casanova and P. Symonds. *Mathematical model for driver steering control, with design, tuning and performance results*. (Cranfield Univ), Vehicle System Dynamics 33, Swets Zeitlinger pp. 289-326 0042-3114, 2000.
- [63] U. Kiencke, R. Majjad, and S. Kramer. *Modeling and performance analysis of a hybrid driver model*. (Univ of Karlsruhe), Control Engineering Practice. Elsevier Science Ltd p 985-991 0967-0661, 1999.
- [64] T. Katayama, A. Aoki, T. Nishimi. *Control behaviour of Motorcycle Riders*. Vehicle System Dynamics, n 17, Swets Zeitlinger p 211-299, 1988.
- [65] I. Kageyama, H.B. Pacejka. *On a new driver model with fuzzy control*. (Nihon Univ), Vehicle System Dynamics v 20 n Suppl p 314-324, Aug 26-30 1991.
- [66] T.S. Liu, J.C. Wu. *A Model for a Rider-Motorcycle System Using Fuzzy Control*. IEEE Transactions on System, Man and Cybernetics, Vol. 23, no. 1, January-February 1993.
- [67] J.C. Wu, T.S. Liu. *A fuzzy model of rider control for a motorcycle undergoing lane change*. International Journal of Vehicle Design, Vol. 15, no, pp. 27-44, 1994.
- [68] I. Kageyama, (Nihon Univ), Y. Owada(Isuzu Motors). *An analysis for a riding control algorithm for two wheeled vehicles with a neural network modelling*. Vehicle System Dynamics Supplement, n 25, Swets Zeitlinger, pp. 317-326, 1996.
- [69] C. MacAdam, G.E. Johnson. *Application of Elementary Neural Networks and preview Sensors for Representing Driver Steering Control Behaviour*. (Michigan Univ.), Vehicle System Dynamics, n 25, Swets Zeitlinger, pp. 3-30, 1996.
- [70] A.R. Savkoor, F. Happel, Horkay. *Vehicle handling and sensitivity in transient manœuvres*. Vehicle Performance : J.P.Pauwelussen (ed.) pp.121-147.

-
- [71] A. Riedel. *Model of the real driver for use in vehicle dynamics simulation models.* (Gnadler) Proceedings - Society of Automotive Engineers Sponsored by : Regione Piemonte, Provincia di Torino, Citta di Torino, Alitalia, Allmag, et al Publ by SAE p 785-790 8756-8470, May 7-11 1990.
- [72] R. Majjad, U. Kiencke, and H. Körner. *Design of a hybrid driver model.* (Univ of Karlsruhe), SAE Special Publications v 1358 SAE pp. 37-42 paper 980017, Feb 1998.
- [73] M.A.Goodrich, E.R. Boer. *Semiotics and Mental Models : Modelling Automobile Driver Behaviour.* (Nissan Basic Cambridge Research), IEEE International Symposium on Intelligent Control Proceedings, pp. 771-776, Sep 14-17 1998.
- [74] B. Cheng, T. Fujioka. *A Hierarchical Driver Model.* (Univ. Tokyo), IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Proceedings, ITSC, pp. 960-965, Nov 9-12 1997.
- [75] K. Spackman. *The future of formula one driver training.* Race Driving, 2000.
- [76] H.C. Lai Liu, J.S. Lee, D.T, L.S. Wang. *Design parameters study on the stability and perception of riding comfort of the electrical motorcycles under rider leaning,* Mechatronics, 13, 49-76, 2003.
- [77] A. Modjtahedzadeh and R.A. Hess. *A Model of Driver Steering Control Behavior for Use in Assessing Vehicle Handling Qualities.* ASME Journal of Dynamic, Systems, Measurement, and Control, Vol. 115, No. 3, 456-464, 1993.
- [78] S. Miyagishi, I. Kageyama, K. Takama, M. Baba, H. Uchiyama. *Study on construction of a rider robot for two-wheeled vehicle,* JSAE Review, 24, 321-326, 2003.
- [79] S. Glaser. *Modélisation et analyse d'un véhicule en trajectoire limites Application au développement de systèmes d'aide à la conduite.* Thèse, Université d'Evry Val d'Essonne, France, 2004.
- [80] D. Bortoluzzi, A. Doria, R. Lot, L. Fabbri. *Experimental Investigation and Simulation Of Motorcycle Turning Performance,* 3. International Motorcycle Conference, Munchen, Germany, pp. 344-365, ISBN 3-923994-14-1 ISSN0175-2626, 11-12 september 2000.
- [81] *All Proceedings of Symposium on Intelligent Vehicles (IV), for the past ten years.*
- [82] R. Gregor, M. Lützer, M. Pellkofer, K.H. Siedersberger, E.D. Dickmanns. *EMS-vision : a perceptual systems for autonomous vehicles.* In *IEEE Trans. On Intelligent Transportation Systems*, vol.3, n°1, pp. 4859, March 2002.
- [83] S. Bouaziz, M. Fan, A. Lambert, T. Maurin, R. Reynaud ; PICAR. *experimental platform for road tracking application,s* Intelligent Vehicles Symposium, 2003. Proceedings. IEEE Page(s) : 495499, 9-11 June 2003.
- [84] W.J. Fleming, *Overview of automotive sensors,* IEEE Sensors Journal, vol 1, NO 4, December 2001.
- [85] A. Levandowski, A. Schultz, C. Smart, A. Krasnov, D. Song, H.Lee, H. Chau, B. Majusiak, F. Wang, *Autonomous motorcycle platform and navigation* Blue team DARPA Grand challenge, 2005.
- [86] S. Boyd. L. El Ghaoui. E. Feron et V. Balakrishnan. *Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory.* SIAM ed, 1994.
- [87] Y. Nesterov et A. Nemirovsky. *Interior Point Polynomial Methods in Convex Programming.* SIAM ed, 1994.

- [88] T. Nishimi, A. Aoki and T. Katayama. *Analysis of straight running stability of motorcycles*. In : 10th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles. p 33 Oxford, 1985.
- [89] C.G. Giles and R.S. Sharp . *Static and dynamic stiffness and deflection mode measurements on a motorcycle, with particular reference to steering behaviour*. In : Proc. Inst. Mech. Eng./MIRA Conference on Road Vehicle Handling. Mechanical Engineering Publications. London. pp. 185192, 1983.
- [90] R.S. Sharp and C.J. Jones. *The straight-running stability of single-track vehicles*. In : Proc. 5th IAVSD Symp. on The Dynamics of Vehicles on Roads and on Railway Tracks. Swets and Zeitlinger, Lisse. Vienna. pp. 334342, 1977.
- [91] L. Segel and R. Wilson. *Requirements for describing the mechanics of tires used on single-track vehicles*. In : IAVSD-IUTAM Symp. on Dynamics of Vehicles on Roads and Railway Tracks. Swets and Zeitlinger, Lisse. Delft. pp. 173186, 1975
- [92] K.R. Cooper. *The effects of aerodynamics on the performance and stability of high speed motorcycles*. In : 2nd AIAA Symp. on Aerodynamics of Sport and Competition Automobiles. Los Angeles, 1974
- [93] B. Bayer. *Flattern und pendeln bei kraftRADern*. Automobil-Industrie 2, 193197, 1988.
- [94] H. Imaizumi, T. Fujioka and M. Omae. *Rider model by use of multibody dynamics analysis*. JSAE 17, 7577, 1996.
- [95] T. Takagi and M. Sugeno. *Fuzzy identification of systems and its application to modelling and control*. Transactions on Systems Man and Cybernetics, 1115 : 116-132, 1985.
- [96] L.X. Wang et J.M. Mendel. *Fuzzy basis functions, universal approximation and irthogonal least-squares*, IEEE T. on Neural Networks, Vol.3(5), pp807-814, 1992.
- [97] K. Gasso, G. Mourot, A. Boukhriss et J. Ragot. *Optimisation de la structure d'un modèle de Takagi-Sugeno*. Actes des rencontres francophones (LFA), Valenciennes, France, 1999.
- [98] K. Gasso. *Identification des systèmes dynamiques non-linéaires : approche multi-modèles*. Thèse de doctorat de l'INPL, Décembre, 2000.
- [99] K. Tanaka and H.O. Wang. *Fuzzy control systems design and analysis : a linear matrix inequality approach*. John Wiley Son Eds, New York, Wiley-Inter science ISBN 0-471-32324-190000, 2001.
- [100] X.J. Ma, Z.Q. Sun and Y.Y. He. *Analysis and design of fuzzy controller and fuzzy observer*. Transactions on Fuzzy Systems, 6(1) : 41-50, 1998.
- [101] Y. Morère. *Mise en œuvre de lois de commande pour les modèles flous de type Takagi-Sugeno*. Thèse de doctorat, LAMIH-SF, de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2001.
- [102] S. Kawamoto, K. Tada, A. Ishigame and T. Taniguchi. *An approach to stability analysis of second order fuzzy systems*. IEEE International Conference on Fuzzy Systems : 14271434, 1992.
- [103] A. Liapounoff. *Problème général de la stabilité du mouvement*. Annales de la faculté des sciences de Toulouse, (9) : 203474. (traduction en français du mémoire Russe), 1907.

-
- [104] K. Tanaka and M. Sugeno. *Stability analysis and design of fuzzy control systems*. Fuzzy Sets and Systems, 45(2) : 135-156, 1992.
- [105] P. Bergsten et R. Palm. *Thau-Luenberger observers for TS fuzzy systems*. In 9th IEEE International Conference on Fuzzy Systems, FUZZ IEEE, San Antonio, TX, USA, 2000.
- [106] P. Bergsten, R. Palm et D. Driankov, (2001). *Fuzzy observers*. In IEEE International Fuzzy Systems Conference, Melbourne, Australia.
- [107] F. Thau. *Observing the state of non-linear dynamic systems*. International Journal of Control, 18 : 471-479, 1973.
- [108] A.M. Lyapunov. *Problème général de la stabilité du mouvement*, Ann. Fac. Sci. Toulouse, Vol. 9, pp. 203-474, 1907 (traduction en français du mémoire Russe, Obshchaya Zadacha Ustoichivosti dvizheniya, Kharkov, 1892, et d'une note, Comm. Soc. Math Kharkov, Vol. 3, pp. 265-272), 1893.
- [109] P.C. Parks et V. Hahn. *Stabilitätstheorie*, Springer-Verlag, Berlin, 1981.
- [110] W. Hahn. *Stability of motion*, Springer-Verlag, Berlin, 1967.
- [111] J.J. Slotine and W. Li. *Applied nonlinear control*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, January 1991.
- [112] J. O'Reilly. *Observer for linear system, Richard Bellman, Mathematics in Science and Engineering*, Vol. 140, Academic Press, New York, 1983.
- [113] O. Föllinger. *Regelungstechnik - Einführung in die methoden und ihre anwendungen*, Dr. Alfred Hüthig Verlag, Heidelberg, 1985.
- [114] P. Borne, G. Dauphin-Tanguy, J. P. Richard, F. Rotella et I. Zambettakis, *Modélisation et identification des processus*, tome 1. Editions Technip, Paris, 1992.
- [115] R. Hermann and A.J. Krener. *Nonlinear controllability and observability*. IEEE Trans. on Automatic Control, vol. 22, pp. 728-740, 1977.
- [116] G. Bornard, F. Celle-Couenne and G. Gilles. *Observabilité et Observateurs*. Systèmes non linéaires, Proc. of the Colloque International en Automatique Non Linéaire, pp. 177-221, Mason, Paris, 1993.
- [117] B.L. Walcott, M.J. Corless and S. H. Zak. *Comparative study of nonlinear state observation techniques*. 45(6) : 2109-2132, 1987.
- [118] E.A. Misawa and J.K. Hedrick. *Nonlinear observers-a state of the art survey*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 111 : 344-352, 1989.
- [119] Y. Xiong et M. Saif. *Unknown disturbance inputs estimation based on a state functional observer design*, Automatica, Vol. 39, pp. 1389-1398, 2003.
- [120] M.E. Valcher. *State observers for discrete-time linear systems with unknown inputs*, IEEE, Trans. on Automatic Control, Vol. 44 (2), pp. 397-401, 1999.
- [121] S.K. Dassanake, G.L. Balas et J. Bokor. *Using unknown input observers to detect and isolate sensor faults in a turbofan engine*, Digital Avionics Systems Conferences, Vol. 7, pp. 6E51-6E57, 2000.
- [122] J.S. Meditch et G.H. Hostetter. *Observers for systems with unknown and inaccessible inputs*, International Journal of Control, Vol. 19, pp. 637-640, 1971.
- [123] J. Moreno. *Quasi-Unknown input observers for linear systems*, IEEE Conference on Decision and Control, pp. 732-737, 2001.

- [124] S.H. Wang, E.J. Davison et P. Dorato. *Observing the states of systems with unmeasurable disturbances*, IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 20, pp.716-717, 1975.
- [125] N. Kobayashi and T. Nakamizo. *An observer design for linear systems with unknown inputs*, International Journal of Control, Vol. 35, pp. 605-619, 1982.
- [126] L.M. Lyubchik et Y.T. Kostenko. *The output control of multivariable systems with unmeasurable arbitrary disturbances -The inverse model approach*, ECC'93, pp. 1160-1165, Groningen, The Netherlands, 1993.
- [127] C.S. Liu et H. Peng. *Inverse-dynamics based state and disturbance observers for linear time-invariant systems*, Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, Vol. 124, 375-381, 2002.
- [128] B. Wojciechowski. *Analysis and synthesis of proportional-integral observers for singleinput-single-output time-invariant continuous systems*, PhD thesis, Gliwice, Poland, 1978.
- [129] B. Shafai et R.L. Carroll. *Design of Proportional Integral Observer for Linear Time Varying Multivariable Systems*, Proc. of the 24th IEEE Conference on Decision and Control, pp. 597-599, 1985.
- [130] D. Koenig and S. Mammar. *Design of proportional-integral observer for unknown input descriptor systems*, IEEE Trans. Automat. Contr. vol 47, N 12, 2002.
- [131] D. Koenig and S. Mammar. *Fault tolerant in descriptor linear systems via generalized proportional-integral regulator/observer*, American Control Conference, 2003.
- [132] D. Koenig. *Unknown input proportional multiple-integral observer design for linear descriptor systems : Application for state and fault estimation*, IEEE Transactions on Automatic Control, vol 50, 2, pp 212-217, 2005.
- [133] B. Marx. *Contribution à la Commande et au Diagnostic des Systèmes Algébro-Différentiels Linéaires*, Thèse de l'école doctorale Électronique, Électrotechnique, Automatique, Télécommunications et Signal, France, 2003.
- [134] *Sur l'observation de l'état des systèmes dynamiques non linéaires*, Thèse, Université louis pasteur, Strasbourg, France, 2007.
- [135] H. Nijmeijer and A.J. Van der Schaft. *Nonlinear dynamical control systems*. Springer-Verlag, 1990.
- [136] H. Nijmeijer. *Observability of autonomous discret-time nonlinear systems : a geometric approach*, International Journal of Control, 1982.
- [137] O. Bernard and J.L. Gouzé. *State estimation for bioprocesses*, In lecture notes : Mathematical Control Theory, Trieste, ICTP, 2002.
- [138] C.D. Johnson. *Observers for linear systems with unknown and inaccessible inputs*, International Journal of Control, Vol. 21, pp. 825-831, 1975.
- [139] D. Pomerleau, T. Jochem, C. Thorpe, P. Batavia, D. Pape, J. Hadden, N. McMillan, N. Brown, and J. Everson. *Run-off-road collision avoidance using ivhs countermeasures*. In Technical Report DOT HS 809 170. U.S. Department of Transportation, NHTSA, 1999.
- [140] R.S. Sharp. *Vibrational modes of motorcycles and their design parameter sensitivities*. In : Vehicle NVH and Refinement, Proc Int Conf. Mech. Eng. Publications, London. Birmingham, 107121, 1994.

-
- [141] M. Da Lio. *Analisi delle manovrabilità dei veicoli. Un approccio basato sul controllo ottimo*; *Giornale dell'associazione tecnica dell'automobile*, Ingegneria Automotorista, vol 50, pp35-42; gennaio-febbraio 1997.
- [142] M. Da Lio, R. Lot. *Un modello matematico per l'analisi cinematica dei veicoli a due ruote, XIII congresso nazionale dell'associazione italiana di meccanica teorica ed applicata*, Ottobre 1997.
- [143] A. Zanten. *Measurement and simulation of transients in longitudinal and lateral tire forces*. SAE SAE Technical Paper Series, (900210), 1990.
- [144] R.S, Sharp, S. Evangelou and D.J.N. Limebeer. *Improvements in the modelling of motorcycle dynamics*. In : ECCOMAS Thematic Conference on Advances in Computational Multibody Dynamics (J.A.C. Ambrósio, Ed.). Lisbon. MB2003-029 (CD-ROM), 2003.
- [145] S. Mammar, S. Glaser, and M. Netto. *Time to line crossing for lane departure avoidance : a theoretical study and an experimental setting*. In IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2006.
- [146] S. Mammar, S. Glaser and M. Netto. *Unknown input proportional-integral observers for lateral vehicle dynamics estimation*. Vehicle System Dynamics, 2006.
- [147] M. Hiemer. *Model Based Detection and reconstruction of road traffic accidents*. Thèse, Université de Karlsruhe, Allemagne, 2004.
- [148] S. Mammar, S. Espié, C. Honvo. *Motorcycle modelling and roll motion stabilization by rider leaning and steering torque*. IEEE Conference on Control Applications. Article accepté, Toronto, Août 2005.
- [149] S. Mammar, S. Espié. *Static Hinf Rider for Motorcycle roll motion stabilization*. ASME, American Conference on Control, juin 2006.
- [150] R. Marino et P. Tomei. *Nonlinear control design*. London, New York, Prentice Hall, Information and system sciences, 1995.
- [151] P. Kudva, N. Viswanadham et A. Ramakrishna. *Observers for linear systems with unknown inputs*, IEEE Trans. on Automatic Control Vol. 25 (1), pp. 113-115, 1980.
- [152] Y. Guan, et M. Saif. *A novel approach to the design of unknown input observers*, IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 36 (5), pp. 632-635, 1991.
- [153] R. Patton, J. Chen et C. Lopez-Toribio. *Fuzzy observers for non-linear dynamic systems fault diagnosis*. In 37th IEEE Conference on Decision and Control, Tampa, Florida USA, 1998.
- [154] D.V. Singh, V.K. Goel and M. Bhattacharya. *Rolling characteristics of small size pneumatic tyres*. Proc. Inst. Mech. Engrs. 188(AD), 701713, 1974.
- [155] A. Sharma. *Stability Analysis of Bicycles Motorcycles Bhattacharya*. Thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy. Department of Electrical and Electronic Engineering Imperial College London, 2010.
- [156] W.D. Verstedden. *Improving a tyre model for motorcycle simulations*. Master's thesis. Eindhoven University of Technology., Department Mechanical Engineering., Dynamics and Control Group, 2005.
- [157] F.J.W. Whipple. *The stability of the motion of the bicycle*. Q. J. Math., Vol 30, P. 312-321, 1899.

- [158] H.B. Pacejka et E. Bakker. *The magic formula tyre model*. Vehicle System Dynamics, 21 : 118, 1991.
- [159] G. Gissinger. *Contrôle-commande de la voiture*. Ed. Lavoisier. ISBN 2-7462-0511-4, 2002.
- [160] H.B. Pacejka T. Takahashi. *Pure Slip Characteristics of Tyres on Flat and on Undulated Road Surfaces*. In AVEC'92, 1992.
- [161] S. Glaser. *Modélisation et analyse d'un véhicule en trajectoire limites Application au développement de systèmes d'aide à la conduite*. Thèse, Université d'Evry Val d'Essonne, France, 2004.
- [162] C. Peek-Asa, J.F. Kraus. *Injuries sustained by motorcycle riders in the approaching turn crash configuration*, Accident Analysis Prevention. 28(5), 561-569, 1996.
- [163] J.R. Carré, C. Filou. *Accidents risks for two-wheelers in France : Safety of two-wheelers is largely subject to the skill and vigilance of cars drivers*. E.S.V. conférence, 1994. Communications Françaises, 1994.
- [164] P.V. Elslande J.R. Carré, C. Filou. *Accidentologie, Usage et Représentations des Deux-Roues Motorisés*, Rapport de synthèse final du projet "2RM". INRETS. Aout 2008.
- [165] TranSafety. *Canadian Researchers Test Driver Response to Horizontal Curves*. Road Management Engineering Journal, September, 1998.
- [166] Direction de Circulation et de la Sécurité routière (DCSR). Site internet : www.mt.public.lu/ministere/servises/direction-circulation-routiere.
- [167] *Royal Society of the Prevention of Accidents*.
- [168] Site internet de BMW : www.bmwmotocycles.com.
- [169] F. Dufour, H. Maillard. *Projet "PROMOTO" Amélioration de la Protection des Motocyclistes par un gilet avec Airbag Intégré*. Rapport sur convention ANR/PREDIT/INRETS 88p, 2009.
- [170] Site internet. *Mechanical Simulation Corporation* : www.carsim.com/company/.