HAL
open science

Estimation et contrôle pour le pilotage automatique de véhicule

Sungwoo Choi

To cite this version:

Sungwoo Choi. Estimation et contrôle pour le pilotage automatique de véhicule. Sciences de l'ingénieur [physics]. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2010. Français. NNT : 2010ENMP0025 . tel-03224911

HAL Id: tel-03224911

https://pastel.hal.science/tel-03224911v1

Submitted on 12 May 2021

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.

160. 330 CCL TH 1275

ParisTech
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY

MINES ParisTech

École doctorale n°431 :
Information, communication, modélisation et simulation

2010ENMP0025

Doctorat ParisTech

MINES ParisTech
Bibliothèque

THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité « Informatique temps-réel, Robotique et Automatique »

présentée et soutenue publiquement par

Sungwoo CHOI

le 27 septembre 2010

Estimation et contrôle pour le pilotage automatique de véhicule : Stop&Go et parking automatique

CONFIDENTIEL VALEO
jusqu'au 27 septembre 2011

Directeur de thèse : **Brigitte d'ANDRÉA-NOVEL**
Co-encadrants de thèse : **Clément BOUSSARD et Hugues MOUNIER**

THÈSE

Jury

M. Jean-Pierre RICHARD, Professeur, LAGIS, Ecole Centrale de Lille	Président
M. Florent LAMIRAUX, Directeur de recherche CNRS, CNRS-LAAS	Rapporteur
M. Saïd MAMMAR, Professeur, IBISC, Université d'Evry Val-d'Essonne	Rapporteur
Mme. Brigitte d'ANDRÉA-NOVEL, Professeur, CAOR, Mines ParisTech	Examinateur
M. Clément BOUSSARD, Ingénieur, IMARA, INRIA	Examinateur
M. Philippe GOUGEON, Program Director, Driving Assistance Domain, VALEO	Examinateur
M. Hugues MOUNIER, Professeur, LSS Université Paris Sud 11, Supélec, CNRS	Examinateur

MINES ParisTech
Centre de Robotique
60, Boulevard Saint-Michel 75272 PARIS cedex 06

ParisTech
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY

MINES ParisTech

École doctorale n°431 :
Information, communication, modélisation et simulation

Doctorat ParisTech

THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité « Informatique temps-réel, Robotique et Automatique »

présentée et soutenue publiquement par

Sungwoo CHOI

le 27 septembre 2010

Estimation et contrôle pour le pilotage automatique de véhicule : Stop&Go et parking automatique

CONFIDENTIEL VALEO

Directeur de thèse : **Brigitte d'ANDRÉA-NOVEL**
Co-encadrants de thèse : **Clément BOUSSARD et Hugues MOUNIER**

Jury

M. Jean-Pierre RICHARD, Professeur, LAGIS, Ecole Centrale de Lille	Président
M. Florent LAMIRAUX, Directeur de recherche CNRS, CNRS-LAAS	Rapporteur
M. Saïd MAMMAR, Professeur, IBISC, Université d'Evry Val-d'Essonne	Rapporteur
Mme. Brigitte d'ANDRÉA-NOVEL, Professeur, CAOR, Mines ParisTech	Examinateur
M. Clément BOUSSARD, Ingénieur, IMARA, INRIA	Examinateur
M. Philippe GOUGEON, Program Director, Driving Assistance Domain, VALEO	Examinateur
M. Hugues MOUNIER, Professeur, LSS Université Paris Sud 11, Supélec, CNRS	Examinateur

THÈSE

MINES ParisTech
Centre de Robotique
60, Boulevard Saint-Michel 75272 PARIS cedex 06

Remerciements

Quand je suis arrivé en France il y a 5 ans, je n'osais même pas à rêver de ce moment où il faudrait remplir cette page, signe de l'accomplissement de plusieurs années de travail en France. Tout était très difficile, y compris la langue française bien sûr. Je me remémore celles et ceux qui ont rendu ce défi possible, pour les remercier.

Je souhaite tout d'abord remercier M. Claude Laurgeau, ancien directeur du CAOR, pour m'avoir accueilli sans hésitation dans son laboratoire et M. Arnaud de La Fortelle, directeur du CAOR, pour m'avoir permis de poursuivre mes travaux de thèse dans de très bonnes conditions.

Je souhaite exprimer une immense reconnaissance à Mme. Brigitte d'Andréa-Novel, ma directrice de thèse, pour avoir accepté de diriger mes travaux de thèse malgré mes difficultés sur la langue française. Grâce à elle, mes travaux ont pu être menés à leur terme. Je la remercie de m'avoir guidé et orienté dans mes recherches.

Je voudrais aussi remercier tout particulièrement M. Clément Boussard et Hugues Mounier pour m'avoir encadré durant ma thèse avec leurs conseils toujours pertinents, aussi bien au niveau théorique que pratique. Nos discussions et séances de travail ont toujours été très enrichissantes.

Je tiens également à exprimer toute ma reconnaissance à Michel Fliess et Jorge Villagra, de toutes les aides, conseils et idées qu'ils ont su m'apporter à propos des estimateurs algébriques et de la commande sans modèle.

Je remercie l'ensemble des membres de mon jury et plus particulièrement M. Saïd Mammar (Professeur à l'Université d'Évry) et M. Florent Lamiraux (Directeur de recherche au LAAS CNRS) pour avoir accepté d'être rapporteurs de ma thèse.

Mes travaux de thèse n'auraient pas pu aboutir sans les principales collaborations extérieures que j'ai eues avec la société Valeo, le laboratoire LIVIC et l'équipe IMARA de l'INRIA. M. Philippe Gougeon, M. Eric Dubois et M. Xavier Groult de Valeo m'ont été d'une aide précieuse et ont su m'apporter un regard pragmatique. M. Dominique Gruyer du LIVIC m'a quant à lui permis d'introduire toute une nouvelle conception de simulation et de test grâce à son simulateur SiVIC. Je remercie également tous mes collègues de l'équipe IMARA pour tout leur support lors de mes expérimentations sur Cycabs.

J'aimerais aussi remercier Jacky Lech, Shenle Pan, Omar Hamdoun, Taha Ridene, Hyun-Jae Yoo, ..., tous mes collègues du CAOR pour leur humour, soutien et tous ces conseils avisés dont ils me faisaient part lors de nos pauses café et déjeuner, et également tout le personnel administratif et technique du CAOR pour leur constante disponibilité et leur professionnalisme.

Finalement je voudrais adresser un remerciement tout particulier à toute ma famille pour m'avoir encouragé et pour leur soutien durant toutes mes années d'études.

Table des matières

I Introduction générale **15**

1 Introduction générale **17**
1.1 Contexte et motivation 17
1.2 Organisation de la thèse 19

2 Cadre algébrique **21**
2.1 Dérivateur et filtre algébrique 21
2.1.1 Dérivateur algébrique 22
2.1.2 Filtre algébrique 24
2.2 Commande sans modèle 24

II Stop & Go **27**

3 Stop&Go : Commande de haut niveau **29**
3.1 Introduction 29
3.2 Portée opérationnelle 29
3.3 État de l'art 30
3.4 Schéma de contrôle 32
3.5 Commande de haut niveau 34
3.5.1 Dynamique longitudinale du véhicule 34
3.5.2 Modèle dynamique de l'inter-distance de référence 35
3.5.3 Traitement de l'inter-distance mesurée 37
3.5.4 Commande en boucle fermée 40
3.5.5 Génération du couple désiré 41
3.5.6 Compensation des perturbations externes non-modélisées 42
3.6 Expérimentation sur véhicules électriques de test 46
3.6.1 Description de l'équipement 46
3.6.2 Logiciel de développement 46
3.6.3 Commande implémentée 48
3.6.4 Résultats de l'expérimentation 49

4 Stop&Go : Commande de bas niveau **53**
4.1 État de l'art 53
4.2 Modèle numérique pour le moteur thermique à essence 53
4.3 Modèle numérique pour le frein 56
4.4 Commande sans modèle avec couple mesuré 59
4.5 Commande sans modèle avec accélération mesurée 63
4.6 Étude de la robustesse relativement à des incertitudes paramétriques . . 66
4.6.1 Commande à l'aide des modèles inversés 66
4.6.2 Influence des incertitudes paramétriques 69

5 Stop&Go : Extension vers le monde réel **71**
5.1 Choix de la cible principale et inter-distance associée 71
5.2 Ajustement du modèle de référence en cas général 73
5.3 Gestion des "cut-ins" 74
5.4 Régulateur de vitesse 76
5.5 Conditions d'application 76
5.6 Résultats d'une situation complexe simulée 76

6 Stop&Go : Conclusions et perspectives **81**

III Parking automatique **83**

7 Parking automatique : Planification **85**
7.1 Introduction 85
7.2 État de l'art 86
7.2.1 Méthodes par stabilisation 86
7.2.2 Méthodes basées sur la planification de trajectoire 87
7.3 Notions fondamentales 94
7.3.1 Modèle cinématique du véhicule 94
7.3.2 Rayons de braquage du véhicule 95
7.3.3 Déplacement sur l'arc de cercle et variation du lacet 97
7.4 Parking en créneau en un coup 98
7.4.1 Stratégie par sortie du véhicule 98
7.4.2 Longueur minimale de la place de parking 100
7.4.3 Déplacement latéral minimal Δy_{min} 100
7.4.4 Calcul du déplacement longitudinal x_s et du point de contrebraquage P_t en fonction du déplacement latéral initial y_i 102
7.4.5 Procédure du parking en créneau en un coup 104
7.4.6 Résultats de simulation 105
7.5 Généralisation du parking en créneau 107
7.5.1 Parking en créneau en deux coups 107
7.5.2 Parking en créneau en n coups 114
7.5.3 Algorithme général de parking en créneau 117

7.6 Approche globale par fusion d'une méthode de type discrétisation de l'espace de recherche 120

8 Parking automatique : Complexité **123**
8.1 Cas du parking en créneau avec la méthode proposée par Laumond et al. 123
8.1.1 Présentation de la méthode 123
8.1.2 Calcul de la complexité 123
8.2 Cas du parking en créneau avec notre méthode 126
8.2.1 Outils géométriques pour le calcul de changement d'orientation . 126
8.2.2 Calcul de la complexité 128
8.3 Comparaisons et résultats 130
8.3.1 Calculs et comparaison de la complexité théorique et empirique avec notre méthode 130
8.3.2 Comparaison des complexités C_{x_1} et C_{x_2} 131

9 Parking automatique : Commande **135**
9.1 Génération des trajectoires de référence 135
9.2 Commande avec une compensation sans modèle 140
9.2.1 Génération du couple désiré 140
9.2.2 Compensation sans modèle 140
9.2.3 Simulation sous SiVIC 141

10 Parking automatique : Conclusions et perspectives **145**

Conclusion générale **147**

Bibliographie **149**

Annexes **155**

A Implémentation du dérivateur et du filtre algébriques **157**

B Traitement des signaux du radar **159**
B.1 Méthode 2 159
B.2 Résultats expérimentaux 160

C Intégration du module ACC et Stop&Go **165**
C.1 Module *fTarget_interdistance_decision* 166
C.1.1 Entrées-sorties et paramètres du module 166
C.1.2 Calcul du *Target_flag* et *Flag_init* 169
C.2 Module Stop and Go 169
C.2.1 Entrées-sorties et paramètres du module 169

C.2.2 Structure de la commande *Stop_and_Go* 171
C.2.3 Bloc fSNG_Estimators ALIEN 171
C.2.4 Bloc fSNG_Control 172
C.2.5 Blocs References et Torque generation 173
C.2.6 Compensation de perturbations externes 174
C.2.7 Régulateur de vitesse *fCruise_Control* 174
C.2.8 Conditions d'application du *Flag_on* 175

D Intersection de deux cercles **177**

E Test du Park4U II **181**
E.1 Contexte 181
E.2 Véhicule de test : Volkswagen Touran 181
E.3 Expérimentation 182
E.4 Remarques 182
E.5 Conclusion et perspective 183

F Parking en épi **185**
F.1 Étape 1 de la sortie de la place de parking en épi 185
F.2 Étape 2 de la sortie de la place de parking en épi 186
F.3 Zone morte du parking en épi 187
F.4 Planification de trajectoire pour le parking en épi 188

Table des figures

3.1 Portée opérationnelle de l'*ACC* et du *Stop&Go* 30
3.2 Structure du contrôle pour le *Stop&Go* 33
3.3 Dynamique longitudinale du véhicule 34
3.4 Modèle de l'inter-distance de référence 35
3.5 Précision du radar 37
3.6 Comparaison entre la distance mesurée et la distance filtrée par la formule (2.11) 39
3.7 Comparaison entre la vitesse mesurée et la dérivée de la distance par la formule (2.7) 40
3.8 Évolution de l'inter-distance et du jerk avec 3 correcteurs différents. En haut, un PD discret avec un filtre passe-bas où la fréquence de coupure est de 100 Hz, au milieu un autre avec une fréquence de coupure de 5 Hz, et en bas un PD algébrique. Les paramètres $k_p = 0.7$ et $k_d = 0.4$ sont identiques pour les 3 cas. 41
3.9 Comparaison d'inter-distances entre une génération du couple faite avec l'hypothèse de roulement sans glissement, et une autre calculée avec l'expression (3.22). 43
3.10 Résultats de la commande de haut niveau avec les perturbations externes. (a) Perturbations externes ajoutées, (b) somme des perturbations estimées F, (c) accélération et (d) inter-distance. 45
3.11 Vue éclatée du Cycab 47
3.12 Couplage SiVIC/RT-Maps 48
3.13 Cycabs et trajectoire parcourue 50
3.14 Comparaison entre la vitesse du leader réelle et la vitesse estimée 51
3.15 Comparaison entre la vitesse de référence et la vitesse réelle 51
3.16 Comparaison entre l'inter-distance de référence et l'inter-distance réelle 52

4.1 Schéma d'un cylindre de moteur 54
4.2 Simulation du modèle moteur en réponse à un signal carré 57
4.3 Système de freinage 58
4.4 Comparaison des réponses du frein réel, du modèle non-linéaire et linéaire 58
4.5 Schéma de la commande de bas niveau avec couple mesuré 60

4.6 Résultats par commande sans modèle : le couple, l'inter-distance et la vitesse dans un scénario typique du Stop&Go 61
4.7 Résultats par commande sans modèle avec perturbations externes ajoutées : le couple et l'inter-distance 62
4.8 Schéma de la commande de bas niveau avec accélération mesurée 64
4.9 Résultat de la commande sans modèle avec l'accélération mesurée . . . 65
4.10 Résultat de la Commande de bas niveau à l'aide des modèles inversés : le couple, l'inter-distance et la vitesse 68
4.11 Influence des incertitudes paramétriques sur les modèles inversés (haut) et robustesse de la commande sans modèle contre des incertitudes paramétriques (bas) 69

5.1 Test de l'existence de cible sur la voie et calcul de la distance effective . . 72
5.2 Une insertion sur la voie d'un nouveau véhicule précédent 75
5.3 Simulation d'un scénario complexe de *Stop&Go* 78
5.4 Simulation d'un scénario complexe de *Stop&Go* sous SiVIC/RT-Maps . . 79

7.1 Méthode par des fonctions de Lyapunov 86
7.2 Exemple d'une trajectoire de Reeds&Shepp 88
7.3 Propriété topologique 90
7.4 Approche géométrique 93
7.5 Modèle du véhicule 94
7.6 Géométrie du véhicule et rayons de braquage 95
7.7 Rayons de braquage 96
7.8 Variation sur le lacet lors d'un déplacement sur l'arc de cercle 97
7.9 Stratégie lors d'un parking en un coup 99
7.10 Trajectoires de sortie avec plusieurs points de contrebraquage 100
7.11 Longueur minimale de la place de parking 101
7.12 $\triangle y_{min}$ et θ_{min} 102
7.13 Calcul de X_{dm} et θ 104
7.14 Simulation sous SiVIC, longueur du véhicule = 3.62 m, longueur de la place = 5.8 m 105
7.15 Simulations sous Matlab, longueur du véhicule = 3.62 m, longueur de la place = 5.44 m 106
7.16 Parking en créneau en deux coups : l'étape 1 108
7.17 Parking en créneau en deux coups : l'étape 2 110
7.18 Rayons de braquage R_{rg} 111
7.19 Parking en créneau en deux coups : l'étape 3 112
7.20 Etapes impaires généralisées 115
7.21 Etapes paires généralisées 116
7.22 Étape finale 118
7.23 Étapes pour construire le graphe 121
7.24 Résultat obtenu par la méthode de type discrétisation de l'espace de recherche 122

8.1 Exemple de trajectoire non-holonome permettant à un véhicule de se déplacer latéralement 124
8.2 Trajectoire proposée dans [36] pour réaliser une manœuvre de parking en créneau 124
8.3 Déplacement latéral réalisé lors d'un braquage - contre braquage 125
8.4 Première étape 127
8.5 Deuxième étape 128
8.6 Figure géométrique 129
8.7 Figure géométrique simplifiée d'un déplacement du véhicule avec notre méthode 129
8.8 La taille de la boule est dimensionnée par la longueur de la diagonale du véhicule. 130
8.9 Complexité C_{x_2} théorique et empirique en fonction de l'espace disponible entre le véhicule et la place de parking 131
8.10 Différence géométrique entre l'espace supplémentaire nécessaire pour chacune des deux méthodes. 132
8.11 Comparaison entre C_{x_1} et C_{x_2} 133
8.12 Comparaison entre C_{x_1} et C_{x_2} (zoom) 133

9.1 Chemin géométrique planifié pour le parking en créneau 136
9.2 Trajectoires de référence de la vitesse $v_{ref}(t)$, de l'angle de braquage $\beta_{ref}(t)$ et de l'accélération $a_{ref}(t)$ 138
9.3 Trajectoires de référence de $x_{ref}(t)$ et de $y_{ref}(t)$ 139
9.4 Résultats du parking en créneau avec une compensation sans modèle de la pente de la place de parking 142
9.5 Résultats du parking en créneau sans compensation sans modèle de la pente de la place de parking 143

B.1 Comparaison entre la vitesse mesurée et la vitesse filtrée par (2.11) . . . 160
B.2 Comparaison entre la distance mesurée et la distance filtrée par (2.11) . . 161
B.3 Comparaison entre la vitesse mesurée et la dérivée de la distance par (2.7) 162
B.4 Comparaison entre la vitesse mesurée par radar et la vitesse de la voiture 162
B.5 Comparaison des κ estimés 163

C.1 Module global ACC et Stop and Go 165
C.2 Sous-module *fTarget_interdistance_decision* 167
C.3 fTarget_flag_calculation 167
C.4 fCurvilinear_distance 168
C.5 flag_adjustment 168
C.6 Sous-module *fStop_and_Go* 170
C.7 fStop_and_Go 171
C.8 fSNG_Estimators ALIEN 172
C.9 fSNG_Control 173
C.10 References 173

C.11 Torque generation 174
C.12 fCruise_control 175
C.13 fFlag_on 176

D.1 Intersection de deux cercles 177
D.2 Intersection de deux cercles 179

E.1 Véhicule de test 182
E.2 Roue arrière 183
E.3 Rapprochement avant et arrière 184

F.1 Étape 1 de la sortie de la place de parking en épi 186
F.2 Étape 2 de la sortie de la place de parking en épi 187
F.3 Planification pour le parking en épi 189

Liste des tableaux

3.1 Paramètres utilisés pour l'expérimentation 49

4.1 Notions relatives à la modélisation du moteur 55

7.1 Familles de trajectoires les plus courtes de Reeds&Shepp 89
7.2 Récapitulation des calculs géométriques pour plusieurs modèles de véhicules 103

E.1 Paramètres géométrique du véhicule de test (m) 181
E.2 Récapitulation du test 182

Première partie

Introduction générale

Chapitre 1

Introduction générale

1.1 Contexte et motivation

L'utilisation croissante de l'automobile a motivé la nécessité de développer des véhicules qui optimisent l'utilisation des autoroutes et des ressources combustibles, d'offrir des déplacements sûrs et confortables et en même temps d'avoir des impacts minimaux sur l'environnement. Développer les véhicules qui pourront répondre à ces diverses exigences représente un défi majeur. Pour qu'il soit relevé, les automobiles intègrent un nombre de plus en plus important de sous-systèmes électromécaniques qui emploient des capteurs, des actionneurs et du contrôle de type "feedback". Les progrès dans l'électronique, les capteurs, l'informatique et les systèmes de contrôle au cours des deux dernières décennies ont également permis de répondre aux enjeux ainsi définis.

L'objet de ma thèse s'inscrit dans ce contexte. Il s'agit de développer des systèmes d'aide à la conduite pour accroître la sécurité et le confort à bord des véhicules. Cette thèse se situe dans le cadre du projet CALK (Collision Avoidance and Lane Keeping), réalisé en collaboration avec l'industriel VALEO et mené au Centre de Robotique de Mines ParisTech.

Pour résumer, il s'agit d'élaborer des algorithmes de contrôle longitudinal de type *Adaptive cruise control (ACC)* permettant de suivre en temps réel avec sécurité un véhicule *leader* et plus généralement d'élaborer des stratégies de suivi à basse vitesse (Stop&Go) pour l'évolution du véhicule dans des environnements contraints. Sur le plan du contrôle latéral, des algorithmes de direction (Lane keeping) seront développés pour garder le véhicule dans sa voie. À basse vitesse, il faut également étudier le problème de l'aide au parking (standard ou en épi) en tenant compte des contraintes d'espace. Selon l'ordre de priorité de VALEO, cette thèse ne traite que le contrôle longitudinal (ACC et Stop&Go) et l'aide au parking.

Dans un premier temps, ont été considérés les algorithmes de contrôle longitudinal

(ACC et Stop&Go). L'ACC accélère ou décélère automatiquement dans le but de garder une vitesse quasi-constante et une distance de sécurité, alors que le Stop&Go cherche à placer le véhicule à des distances sécurisantes dans des environnements urbains, où les freinages et accélérations sont beaucoup plus brusques.

Étant donné que ce projet a pour le but de commercialiser ce type de système, il est nécessaire à la fois d'augmenter la sûreté et de réduire le coût autant que possible. Des systèmes d'aide à la conduite nécessitent de nombreux capteurs. En général, plus les capteurs sont nombreux et chers, plus la précision et la sûreté des systèmes s'améliorent mais cela les rend plus chers. Autrement dit, la sûreté des systèmes est proportionnelle au nombre et à la précision des capteurs.

Dans les systèmes d'aide à la conduite, on utilise non seulement des signaux mesurés mais aussi leurs dérivées temporelles. Quand les mesures proviennent de capteurs de bas de gamme, les signaux mesurés et surtout leurs dérivées temporelles sont très bruitées. De plus le véhicule est un système complexe sujet à de nombreuses incertitudes sur la masse, le rayon et l'inertie des roues par exemple, et soumis aux diverses perturbations externes tels que le vent, l'inclinaison de la route, la résistance au roulement etc. mais il n'est pas possible d'installer autant de capteurs pour les rejeter.

En ce qui concerne la réponse du moteur et du frein, il est nécessaire de fournir des actions répondant aux accélérations souhaitées le plus rapidement possible pour traiter les dynamiques brusques. Les contrôleurs classiques sont souvent basés sur des modèles moteur et frein. Ils nécessitent toujours un certain temps avant d'atteindre la réponse souhaitée car ces modèles ne sont jamais parfaits et les paramètres peuvent varier au cours de la vie des organes.

L'objectif étant d'élaborer une loi de commande robuste qui permet d'assister le conducteur dans ses manœuvres, l'usage des correcteurs classiques de type PID à gain fixe ne suffit pas. La conception d'un système d'assistance au contrôle longitudinal apparaît donc comme un problème de robustesse face aux incertitudes et aux perturbations. Pour accroître la robustesse du système, le filtrage du bruit et l'estimation numérique des dérivées s'avèrent indispensables. En outre, à cause des incertitudes environnementales et des complexités des organes, nous avons privilégié une approche de type commande sans modèle. Pour répondre à toutes ces questions, un cadre algébrique commun sera proposé et utilisé. Cette nouvelle approche algébrique permettra à la fois d'accroître la robustesse et la sûreté du système et de réduire le coût du système.

Quant à l'aide au parking, la même stratégie peut être adoptée pour la boucle fermée dans le même objectif d'accroître la robustesse du système. Cela permettra de garer facilement le véhicule sur une pente par exemple. En ce qui concerne la partie planification de trajectoire, elle sera réalisée par une méthode géométrique.

1.2 Organisation de la thèse

Ce mémoire de thèse est articulé autour de trois grandes parties.

Première partie : Introduction générale Au chapitre 1, nous avons déjà exposé le contexte et la motivation pour ces travaux de thèse. Le chapitre 2 est dédié à la présentation du cadre algébrique retenu pour le filtrage, l'estimation numérique des dérivées, et la commande sans modèle. C'est l'outil principal sur lequel nous nous appuyons pour résoudre les problématiques liées à la robustesse de la commande du véhicule présentées dans la section 1.1.

Deuxième partie : Stop & Go La deuxième partie de thèse concerne le système d'aide à la conduite de type *Adaptive cruise control* (ACC) et *Stop&Go*. Au chapitre 3, nous présenterons un état de l'art ainsi que la structure du système et la commande de haut niveau. Nous allons utiliser un modèle dynamique de l'inter-distance de référence proposé par [40] comme un terme "feedforward" dans la loi de commande de haut niveau. Pour accroître la robustesse du système, le filtre et le dérivateur algébriques seront appliqués. Enfin, nous allons appliquer la technique de la commande sans modèle dans le but de réduire au maximum les pertes liées aux dynamiques négligées externes.

Le chapitre 4 sera consacré à la commande de bas niveau déterminant l'angle papillon du moteur ou la pression du maître cylindre du frein nécessaire pour suivre le couple désiré déterminé par la commande de haut niveau. Un modèle numérique du moteur et un modèle numérique du frein seront présentés. Afin de se libérer des incertitudes paramétriques, nous allons appliquer la technique de commande sans modèle.

Au chapitre 5, nous allons étendre la portée de notre système vers le monde réel. Les routes ne sont pas toujours droites et plusieurs véhicules se trouvent souvent dans un voisinage du véhicule *suiveur*. De plus des insertions sur la voie d'un nouveau véhicule précédent devant le véhicule *suiveur* se produisent fréquemment lorsque les véhicules roulent sur des routes à voies multiples. Dans ce contexte, il est donc nécessaire d'envisager des stratégies pour faire face aux situations de conduite plus réalistes.

Nous allons conclure la première partie au chapitre 6.

Troisième partie : Parking automatique Dans la troisième partie de thèse, nous allons étudier le problème de l'aide au parking. Le chapitre 7 est consacré à la planification du chemin géométrique à suivre. Notre planificateur est un planificateur géométrique et local basé sur les arcs de cercle minimaux (braquage à fond) visant à minimiser le nombre de manœuvres. Par l'étude de "la sortie du véhicule", nous allons d'abord attaquer un problème de parking en créneau en un coup (cas le plus simple où la place de parking est suffisamment grande). Puis nous allons le généraliser pour le cas d'un

parking en n coups. Un algorithme qui résout le problème de parking en créneau en fonction de la longueur de la place de parking sera développé.

Notre méthode de planification pour le parking en créneau sera analysée par une étude théorique de la complexité au chapitre 8. Par une comparaison avec une méthode classique [35], nous allons montrer que notre méthode est plus efficace en terme de nombre de manœuvres qu'une approche plus classique dans les cas pratiques.

Dans le chapitre 9, nous nous intéressons à la phase de commande du parking automatique en créneau. Afin de permettre au véhicule de suivre le chemin géométrique planifié au chapitre précédent, nous allons d'abord générer des trajectoires de référence en fonction du temps t à partir des trajectoires géométriques. Ensuite, nous allons élaborer une loi de commande robuste permettant de suivre les trajectoires de référence générées sans pertes liées aux dynamiques négligées externes, comme la pente de la place de parking. Pour ce faire, nous appliquerons la technique de commande sans modèle.

Nous allons conclure la deuxième partie au chapitre 10 et terminer cette thèse par une conclusion générale au dernier chapitre.

Chapitre 2

Cadre algébrique

Dans ce chapitre, un cadre algébrique sera proposé pour le filtrage, l'estimation numérique des dérivées et des variables, l'identification paramétrique, et enfin, la commande sans modèle. Il est important de souligner d'une part, que ces filtres dérivateurs et estimateurs ne sont pas de nature asymptotique, et d'autre part, qu'ils ne requièrent pas une connaissance statistique des bruits. Une approche de commande sans modèle sera également proposée dans le but de réduire au maximum les pertes liées aux incertitudes et les dynamiques négligées du système.

Cette approche basée sur les travaux du projet ALIEN (algèbre pour identification et estimation numériques) de l'INRIA sous responsabilité de Michel Fliess, s'avère originale tant du point de vue de l'estimation que du contrôle (cf. [14]).

2.1 Dérivateur et filtre algébrique

D'après la définition donnée dans [10], un système non-linéaire d'entrée-sortie est observable si et seulement si toutes les variables d'état, sont une fonction différentielle des entrées (commandes) et des sorties, i.e., une fonction de ces variables et de leurs dérivées successives jusqu'à un ordre fini. Cette définition peut être généralisée facilement à l'identification paramétrique : un paramètre est identifiable si et seulement si c'est une fonction différentielle des entrées et des sorties. L'estimation non linéaire et l'identification reposent donc sur la même problématique : l'estimation rapide et robuste des dérivées successives des signaux temporels bruités.

Commençons par une fonction temporelle polynomiale $x_N(t) = \sum_{\nu=0}^{N} x^{(\nu)}(0)\frac{t^\nu}{\nu!} \in \mathbb{R}[t]$, $t \geq 0$, de degré N. Les notations habituelles du calcul opérationnel (voir, e.g., [71]) nous permettent d'écrire :

$$X_N(s) = \sum_{\nu=0}^{N} \frac{x^{(\nu)}(0)}{s^{\nu+1}}.$$

Multiplions maintenant les deux côtés de cette expression par des puissances posi-

tives de $\frac{d}{ds}$. Les quantités $x^{(\nu)}(0)$, $\nu = 0, 1, \ldots, N$, qui sont linéairement identifiables (cf. [17]), satisfont le système triangulaire d'équations linéaires suivant :

$$\frac{d^\alpha s^{N+1} X_N}{ds^\alpha} = \frac{d^\alpha}{ds^\alpha}\left(\sum_{\nu=0}^{N} x^{(\nu)}(0) s^{N-\nu}\right) \qquad 0 \leq \alpha \leq N-1. \tag{2.1}$$

Si on multiplie les deux côtés de l'équation (2.1) par $s^{-\bar{N}}$, $\bar{N} > N$, on obtient des expressions des dérivées temporelles, toujours dans le domaine opérationnel, i.e., de $s^\mu \frac{d^\iota X_N}{ds^\iota}$, $\mu = 1, \ldots, N, 0 \leq \iota \leq N$.

Considérons maintenant une fonction temporelle analytique définie par la série $x(t) = \sum_{\nu=0}^{\infty} x^{(\nu)}(0)\frac{t^\nu}{\nu!}$, qui est supposée convergente autour de $t = 0$. En substituant $x(t)$ par le développement tronqué de Taylor $x_N(t) = \sum_{\nu=0}^{N} x^{(\nu)}(0)\frac{t^\nu}{\nu!}$ d'ordre N, nous pouvons noter alors que des bons estimateurs des dérivées sont obtenus suivant les calculs détaillés ci-dessus.

2.1.1 Dérivateur algébrique

Nous allons, ici, présenter un exemple d'estimation de la dérivée d'un signal. Dans un souci de clarté, nous allons seulement présenter un cas particulier de la méthode (celui que nous avons utilisé). Une description complète de cette méthode peut être trouvée dans [41].

Considérons le signal mesuré $y(t)$. On peut localement l'approximer par le développement de Taylor suivant :

$$y(t) = a_0 + a_1 t. \tag{2.2}$$

Estimer la dérivée revient à estimer le coefficient a_1 à tout instant. Pour obtenir la valeur de ce coefficient, nous allons faire quelques manipulations sur l'équation (2.2) à l'aide de la transformée de Laplace.

$$y(t) = a_0 + a_1 t \overset{Laplace}{\rightarrow} Y(s) = \frac{a_0}{s} + \frac{a_1}{s^2}. \tag{2.3}$$

Si nous effectuons une multiplication par s puis une dérivation par rapport à s, l'équation (2.3) devient :

$$\begin{aligned} sY(s) &= a_0 + \tfrac{a_1}{s} \\ \tfrac{d}{ds}(sY(s)) &= -\tfrac{a_1}{s^2}. \end{aligned} \tag{2.4}$$

Maintenant que nous avons éliminé le coefficient a_0, développons cette dernière équation :

$$Y(s) + s\frac{dY(s)}{ds} = -\frac{a_1}{s^2}. \tag{2.5}$$

L'idée maintenant est de pouvoir utiliser la transformation de Laplace inverse suivante :

$$\frac{Y(s)}{s} \xrightarrow{LaplaceInverse} \int y(t)dt$$
$$\frac{dY(s)}{ds} \xrightarrow{LaplaceInverse} -ty(t).$$

Pour des raisons numériques, il nous faut faire apparaître des puissances de s négatives, nous allons donc diviser l'équation (2.5) par s^2.

$$\frac{Y(s)}{s^2} + \frac{1}{s}\frac{dY(s)}{ds} = -\frac{a_1}{s^4}. \tag{2.6}$$

Nous pouvons alors transformer (2.6) dans le domaine temporel. On obtient :

$$\int^{(2)} y(t) + \int^{(1)} (-ty(t)) = -\int^{(4)} a_1$$

où $\int^{(n)} f(t)$ représente l'intégrale itérée $\int_0^T \int_0^{\sigma_2} \cdots \int_0^{\sigma_n} f(\sigma_n) d\sigma_n \cdots d\sigma_1$.

Par ailleurs, en utilisant l'égalité suivante :

$$\int_0^T \int_0^{\tau_{k-1}} \cdots \int_0^{\tau_1} t^i y(t) d\tau_k \cdots d\tau_1 dt = \frac{1}{(k-1)!} \int_0^T (T-t)^{k-1} t^i y(t) dt.$$

On peut donc écrire :

$$\int^{(2)} y(t) = \int_0^T (T-t) y(t) dt.$$

Finalement, on obtient :

$$\hat{y} = a_1 = -\frac{3!}{T^3} \int_0^T (T-2t) y(t) dt. \tag{2.7}$$

Cette dernière formule nous donne une estimation de la dérivée du signal à l'instant T. A l'instant suivant $(T+h)$, seules les bornes de l'intégrale changeront. L'intégrale se fera entre h et $T+h$. La taille de la fenêtre d'intégration $[0, T]$ est, en pratique, fort courte. On fait glisser cette fenêtre pour obtenir l'estimée à chaque instant. Les paramètres de réglage du filtre comme la taille de la fenêtre et la période d'échantillonnage sont directement reliés à sa fréquence de coupure et s'adaptent donc aisément à la dynamique du signal traité (voir [18]).

Le même raisonnement peut être fait à partir d'une approximation locale du signal à l'aide d'une formule de Taylor d'un ordre plus élevé.

Le grand intérêt de cette approche réside dans le fait qu'à aucun moment n'intervient de considération sur le bruit de mesure et qu'elle ne nécessite que le calcul de

l'intégrale du signal.

2.1.2 Filtre algébrique

D'une façon similaire, si nous effectuons une multiplication par s^2 puis une dérivation par rapport à s l'équation (2.3) devient :

$$\begin{aligned} s^2Y(s) &= sa_0 + a_1 \\ \tfrac{d}{ds}(s^2Y(s)) &= a_0. \end{aligned} \tag{2.8}$$

Maintenant que nous avons éliminé le coefficient a_1, développons cette dernière équation :

$$2sY(s) + s^2\frac{dY(s)}{ds} = a_0. \tag{2.9}$$

Il nous faut faire apparaître des puissances de s négatives, nous allons donc diviser l'équation (2.9) par s^3.

$$\frac{2Y(s)}{s^2} + \frac{1}{s}\frac{dY(s)}{ds} = \frac{a_0}{s^3}. \tag{2.10}$$

Nous pouvons alors transformer (2.10) dans le domaine temporel. On obtient :

$$2\int^{(2)} y(t) + \int^{(1)} (-ty(t)) = \int^{(3)} a_0.$$

On peut donc écrire :

$$2\int_0^T (T-t)y(t)dt + \int_0^T (-ty(t)) = \frac{T^2}{2!}a_0.$$

Finalement, on obtient :

$$\hat{y} = a_0 = \frac{2!}{T^2}\int_0^T (2T-3t)y(t)dt. \tag{2.11}$$

Les implémentations numériques du dérivateur et du filtre algébriques sont données dans l'annexe A.

2.2 Commande sans modèle

On propose une commande sans modèle, ou à modèle restreint, pour des systèmes complexes, de dimension finie. Cette commande peut être vue comme une contribution à des correcteurs PID « intelligents », dont le réglage devient facile, même avec des non-linéarités et/ou des instationnarités sévères. L'outil essentiel est le dérivateur numérique algébrique, présenté dans la section précédente.

La commande sans modèle repose sur une modélisation locale, sans cesse réactualisée, à partir de la seule connaissance du comportement entrée-sortie. Nous remplaçons les modèles mathématiques décrivant les machines dans une plage de fonctionnement aussi large que possible par une identification instantanée, valide sur un court laps de temps, et actualisée pas à pas.

Prenons un système SISO à dimension finie

$$E(t, y, \dot{y}, \ldots, y^{(\iota)}, u, \dot{u}, \ldots, u^{(\kappa)}) = 0$$

linéaire ou non-linéaire, où E est une fonction suffisamment régulière (*smooth*) de ses arguments. Supposons que pour un entier n, $0 < n \leq \iota$, $\frac{\partial E}{\partial y^{(n)}} \not\equiv 0$. Le théorème des fonctions implicites permet d'écrire localement

$$y^{(n)} = \mathfrak{E}(t, y, \dot{y}, \ldots, y^{(n-1)}, y^{(n+1)}, \ldots, y^{(\iota)}, u, \dot{u}, \ldots, u^{(\kappa)}).$$

Cette équation peut se réécrire, si on introduit $\mathfrak{E} = F + \alpha u$, comme suit :

$$y^{(n)} = F + \alpha u \tag{2.12}$$

où

- $\alpha \in \mathbb{R}$ est un paramètre constant, choisi par l'ingénieur de sorte que F et αu aient le même ordre de grandeur,
- F qui contient toute l'information inconnue *a priori* sur la structure du système, peut être déterminé grâce à la connaissance de u, α, et l'estimé de la dérivée d'ordre n de y.

Ainsi, si $n = 2$, le comportement souhaité est obtenu grâce à ce qu'on appelle un "*intelligent PID*" (i-PID, voir [13] pour plus de détails), qui a la forme suivante :

$$u = \frac{1}{\alpha}\left(\ddot{y}_* - F + K_P e + K_I \int e dt + K_D \frac{de}{dt}\right) \tag{2.13}$$

où

- y_* est une trajectoire de référence générée par exemple avec des techniques de platitude (voir, e.g. [15]),
- $e = y - y_*$ est l'erreur de suivi,
- K_P , K_I , $K_D \in \mathbb{R}$ sont des gains du contrôleur convenablement choisis.

Deuxième partie

Stop & Go

Chapitre 3

Stop&Go : Commande de haut niveau

3.1 Introduction

Les systèmes d'aide à la conduite de type *Adaptive cruise control* (ACC) et *Stop&Go* ont été l'objet de nombreuses études ces dernières années [62]. Rappelons que l'ACC accélère ou décélère automatiquement dans le but de garder une vitesse quasi-constante et une distance de sécurité. Les systèmes de type *ACC* sont principalement conçus pour les applications de l'autoroute caractérisée par un comportement de circulation assez homogène avec une contrainte importante de la géométrie et une dynamique assez faible de l'interaction entre conducteur et véhicule.

Par contre, le *Stop&Go* cherche à placer le véhicule à des distances sécurisantes dans des environnements urbains, où les freinages et les accélérations sont beaucoup plus brusques. Le *Stop&Go* peut être considéré comme une évolution typique du système actuel de l'*ACC* qui peut gérer des scénarios de trafic plus complexes et par conséquent peut être utilisé à des vitesses inférieures et sur les routes avec moins de contraintes géométriques. L'objectif principal est d'offrir au conducteur un soutien longitudinal à basse vitesse jusqu'à vitesse nulle. Ce soutien est offert pour alléger des tâches ardues et des phases ennuyeuses telles que l'accélération, la décélération et l'arrêt tout en maintenant un espacement adéquat avec les véhicules environnants dans un environnement caractérisé par une circulation encombrée.

3.2 Portée opérationnelle

Le *Stop&Go* est généralement utilisé dans les embouteillages sur les autoroutes et dans les zones urbaines. Sa zone d'opération peut être illustrée par la figure 3.1 souvent utilisé par les ingénieurs de la circulation (voir [63]). Le niveau de compatibilité ou de distinction entre *ACC* et *Stop&Go* doit être déterminé. Il y a une délimitation claire

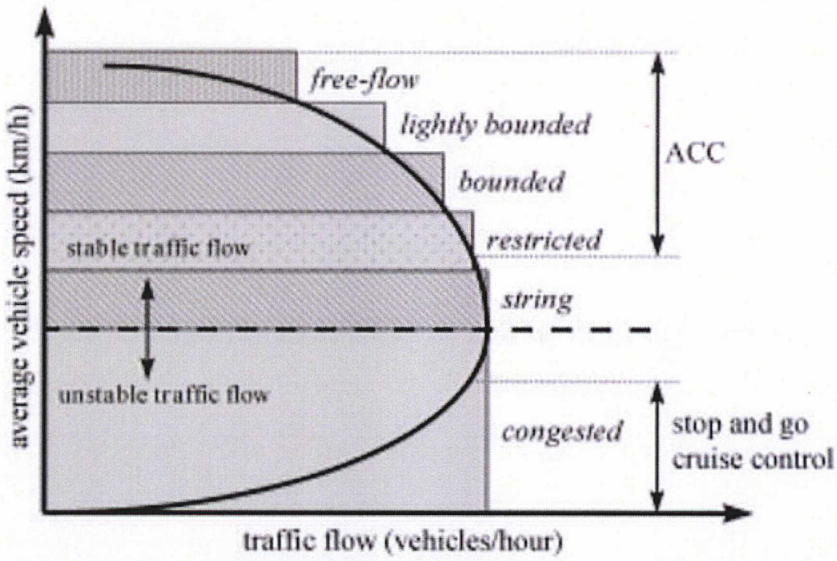


FIGURE 3.1 – Portée opérationnelle de l'*ACC* et du *Stop&Go*

entre les deux systèmes par rapport aux objectifs fixés. La philosophie d'un système *ACC* typique est qu'il sera exploité sur des routes bien structurées (principalement les autoroutes) avec un flux de trafic à une vitesse d'au moins 40 km/h. Les objets fixés ne sont, par conséquent, pas pris en compte. Le système *Stop&Go* doit bien être capable quant à lui de traiter des cibles fixes parce que dans sa zone d'opération le système rencontre ces objets assez fréquemment.

3.3 État de l'art

La nature de ces deux situations en terme de confort étant assez différente, elles ont été traitées souvent selon deux approches distinctes.

Des auteurs ([51], [70]) ont essayé de reproduire le comportement humain afin de synthétiser des lois de commande basées sur la recherche du confort. Malheureusement, ce type de stratégie ne garantit pas un comportement respectant les exigences de sécurité. En ce sens, les facteurs environnementaux (caractéristiques de la route ou conditions météorologiques) doivent aussi être pris en compte si l'on cherche à avoir une loi de commande robuste.

Par ailleurs, d'autres travaux (e.g. [1], [5], [28]) ont essayé de résoudre ce problème en modélisant l'inter-distance avec des polynômes temporels, dont les coefficients sont

obtenus avec les contraintes de confort (jerk) et de sécurité. Ces approches donnent des résultats acceptables dans des situations de type ACC. En revanche, si les sollicitations sont plus importantes et réitérées (scénario appelé accordéon), le véhicule présente un transitoire non négligeable en vitesse relative entre le véhicule propre et le véhicule précédent. Une modélisation statique n'est donc pas adaptée à ce type de situations, où un modèle dynamique de l'inter-distance semble incontournable.

Dans les applications industrielles, Bosch ([42], [26], [27], [67]) a présenté un système d'aide à la conduite de type *ACC* et *Stop&Go* avec deux différentes portées opérationnelles en fonction de la vitesse (à partir de V1 pour l'*ACC* et jusqu'à V2 pour le *Stop&Go*, portée commune V1-V2). Pour le *Stop&Go*, une fonction permettant de détecter le virage en comparant le rayon de courbure calculé avec un seuil existe et au virage, le *Stop&Go* se désactive. S'il n'y a pas de cible pendant un certain temps, le *Stop&Go* se désactive aussi. Leur méthode prend en compte les perturbations externes comme la pente de la route, le frottement et la résistance aérodynamique etc. mais ils ne les estiment que quand il n'y a pas de freinage. Lors d'une décélération brusque du véhicule précédent, la méthode entraîne que le véhicule *suiveur* temporairement se trouve dans la distance de consigne. Ce comportement pourrait provoquer des situations dangereuses dans le cas du *Stop&Go*. La transition entre *ACC* et *Stop&Go* s'effectue sans saccades notables pour le conducteur. Selon les auteurs ci-dessus, cependant il est important de bien gérer ces phases transitoires.

BMW ([63]) a proposé un système d'aide à la conduite de type *ACC* et *Stop&Go* avec deux approches distinctes aussi. L'accélération désirée pour le *Stop&Go* est déterminée de manière proportionnelle à l'erreur entre la vitesse du véhicule *leader* et la vitesse du véhicule *suiveur* et à l'erreur entre la distance désirée et la distance réelle. Elle prend en compte des perturbations externes et des incertitudes paramétriques. La distance désirée est proportionnelle à la vitesse du véhicule *suiveur*. Le contrôleur proposé est approprié pour la plupart des situations à basse vitesse. Mais son comportement contient un dépassement transitoire qui est très dangereux quand il y a un véhicule à l'arrêt. Dans ce cas, il est nécessaire de passer à d'autres contrôleurs qui permettent de s'arrêter derrière un véhicule à l'arrêt sans dépassement.

Dans [40], les auteurs proposent un modèle de référence non-linéaire prenant en compte les limitations en termes de confort et sécurité[1]. Contrairement aux autres méthodes similaires, leur méthode globalise les scénarios du *ACC* et du *Stop&Go*, en utilisant un seul modèle de référence et un seul contrôleur. Le modèle proposé satisfait les critères de sécurité et de confort pour toute la gamme de vitesses. Cet aspect est utile dans les autoroutes et les zones suburbaines, et en particulier, les scénarios du *Stop&Go*. Cette approche permet en outre l'introduction d'un terme de bouclage pour compenser les dynamiques négligées et les perturbations externes. Cependant, 2 hypothèses sont considérées, qui ne sont généralement pas satisfaites dans des situations réelles :

1. Il existe des approches alternatives traitant cette problématique, cf e.g. [38], [29] or [72].

- L'inter-distance et la vitesse du véhicule *leader* sont parfaitement mesurées par le radar (le dispositif de mesure le plus utilisé pour ce type de système).
- L'accélération de référence générée par le modèle dynamique d'inter-distance est appliquée instantanément au véhicule *suiveur*.

En général, la vitesse du véhicule *leader* peut être facilement estimée en utilisant la dérivée de l'inter-distance mesurée. Mais quand les mesures viennent uniquement d'un radar bas de gamme, l'inter-distance mesurée et sa dérivée temporelle sont très bruitées. Mais très peu de travaux prennent en compte ce problème. De plus le bouclage utilisé dans [40] n'est pas assez efficace pour rejeter toutes les dynamiques non-modélisées. En ce qui concerne la réponse du moteur et du frein, il est clair que ceux-ci ne peuvent pas fournir instantanément des actions répondant aux accélérations souhaitées à cause des incertitudes liées aux modèles utilisés.

Nous allons utiliser leur modèle de référence pour générer l'accélération de référence et nous proposons un contrôle en boucle fermée plus robuste. Notre contribution consiste en l'élaboration d'un couple d'accélération/freinage pour la commande de haut niveau et d'un angle papillon du moteur ou d'une pression du frein pour la commande de bas niveau nécessaires pour respecter l'accélération de référence dans un contexte réaliste, (i.e. avec des bruits de mesure et des dynamiques non-modélisées, comme l'inclinaison de la route, la résistance aux roulements ou les rafales de vent). La nouvelle approche algébrique unifiée d'estimation et de contrôle proposée au chapitre 2, sera utilisée dans le but de réduire au maximum les effets liés aux bruits et à l'incertitude des dynamiques négligées.

3.4 Schéma de contrôle

L'architecture du contrôle longitudinal du *Stop&Go* est conçue pour être hiérarchique, avec une commande de haut niveau et une commande de bas niveau. La commande de haut niveau détermine d'abord l'accélération désirée, puis le couple désiré pour le véhicule *suiveur*. La commande de bas niveau calcule en temps réel l'angle papillon ou la pression de maître cylindre du frein nécessaire pour suivre l'accélération désirée. L'objectif de la commande de haut niveau est de déterminer l'accélération désirée pour que le véhicule *suiveur* garde une distance désirée par rapport au véhicule précédent sur la route.

La figure 3.2 résume graphiquement l'ensemble du système de contrôle mis en œuvre. Notre système *Stop-and-Go* utilise l'information du radar et du système ESP (Electronic Stability Program) pour générer, au travers d'un modèle dynamique de l'inter-distance de référence et d'une estimation précise de la vitesse du véhicule *leader*, l'accélération désirée. Ce modèle fournit une inter-distance de référence confortable et sécurisante par rapport au véhicule précédent. L'accélération de référence est ainsi générée comme une commande de haut niveau d'anticipation. Comme les mesures

sont toujours bruitées et que le modèle n'est pas toujours basé sur des hypothèses très réalistes, un terme de *feedback* est introduit dans la structure globale de commande. Dans la génération du couple, nous avons appliqué la commande sans modèle afin de corriger les perturbations induites par les dynamiques négligées externes.

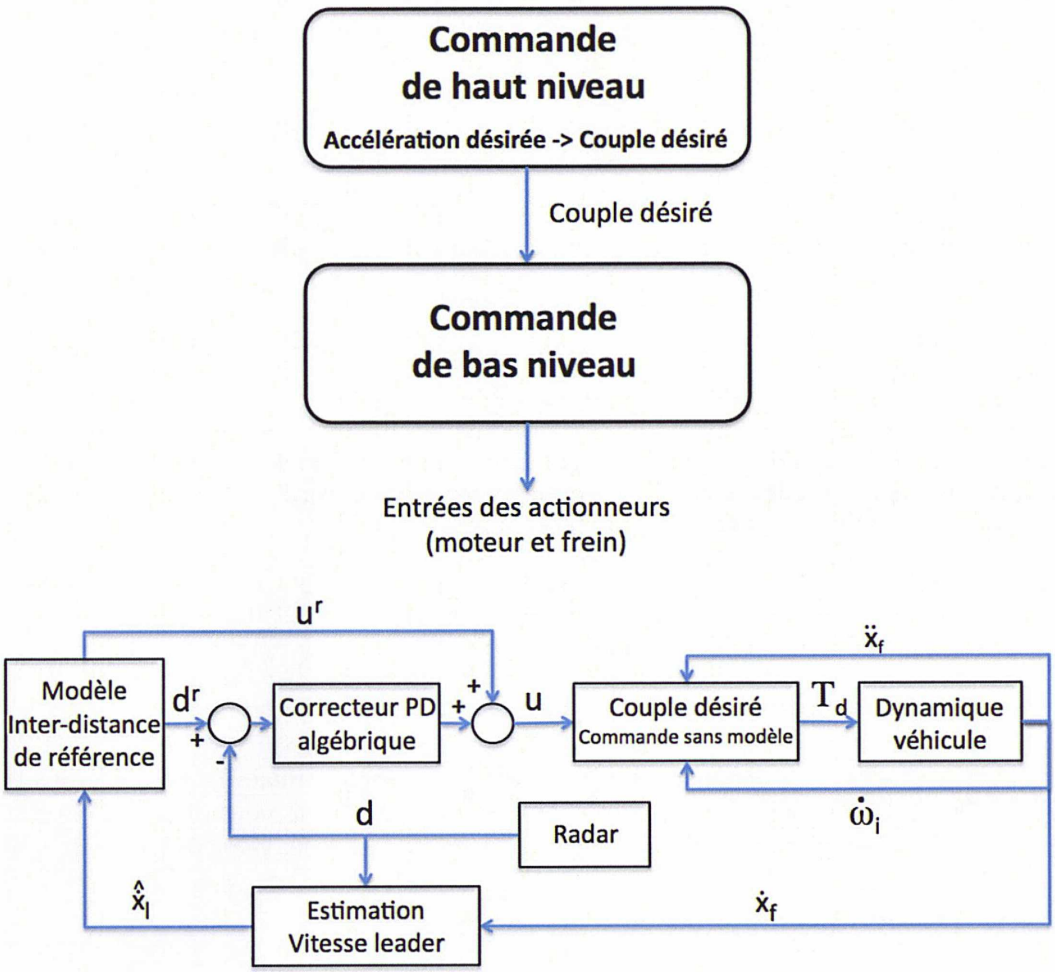


FIGURE 3.2 – Structure du contrôle pour le *Stop&Go*

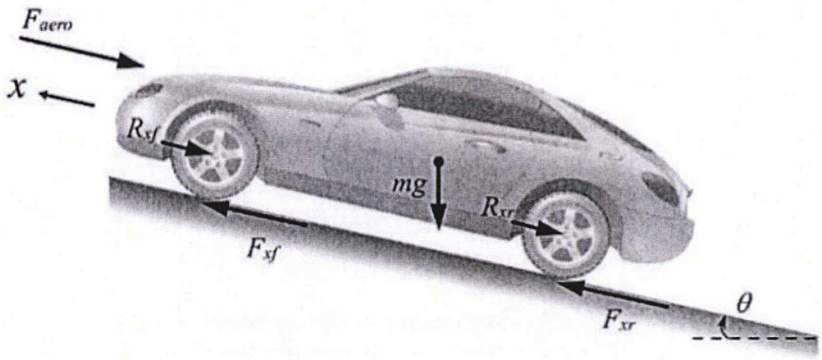


FIGURE 3.3 – Dynamique longitudinale du véhicule

3.5 Commande de haut niveau

Comme nous l'avons déjà signalé, la commande *feedforward* de haut niveau présentée par [40] possède certains avantages très intéressants, mais aussi des limites fondamentales (dont la résolution est le cœur de nos travaux) :

- la commande en boucle fermée n'est assez robuste aux bruits de mesure du radar, aux caractéristiques de la route et aux conditions météorologiques.
- Quand les consignes d'accélérations sont très exigeantes, les couples de freinage/accélération correspondants sont souvent difficiles à obtenir.

Après une brève introduction à la dynamique longitudinale du véhicule, les paragraphes suivants seront consacrés à l'explication du traitement donné à ces deux problèmes, toujours dans le cadre algébrique présenté dans le chapitre 2.

3.5.1 Dynamique longitudinale du véhicule

Considérons un véhicule en mouvement sur une route inclinée comme le montre la figure 3.3. Les forces longitudinales externes agissant sur le véhicule comprennent les forces aérodynamiques, les forces de gravitation, les forces longitudinales de pneumatique et les forces de résistance au roulement.

Sous l'hypothèse d'une vitesse de lacet négligeable, le bilan des forces longitudinales du véhicule (cf. [54]) s'écrit comme suit :

$$M\ddot{x} = F_{x_f} + F_{x_r} - F_{aero} - R_{x_f} - R_{x_r} - Mg\sin\theta \tag{3.1}$$

où

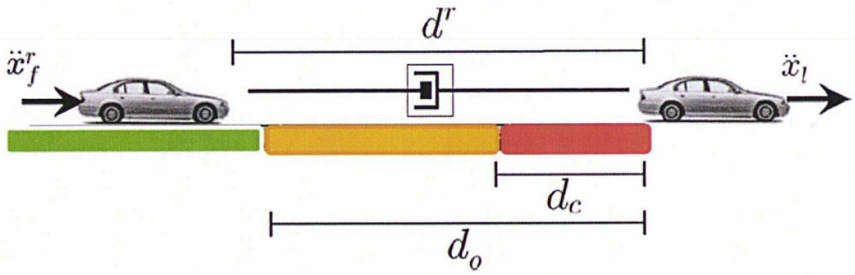


FIGURE 3.4 – Modèle de l'inter-distance de référence

F_{x_f} et F_{x_r} sont respectivement les forces pneumatiques avant et arrière,
F_{aero} est la force aérodynamique,
R_{x_f} et R_{x_r} sont les forces dues à la résistance au roulement avant et arrière,
M est la masse du véhicule,
g est l'accélération due à la gravité,
θ est l'angle d'inclinaison de la route,
$\ddot{x}$ est l'accélération longitudinale du véhicule.

3.5.2 Modèle dynamique de l'inter-distance de référence

Un modèle de référence proposé par [40] agira comme un terme "feedforward" dans la loi de commande de haut niveau. Le modèle de l'inter-distance de référence décrit une dynamique d'un véhicule virtuel qui est positionné à la distance d^r (la distance de référence) du véhicule précédent (voir la figure 3.4). L'équation dynamique du modèle de référence est donnée par :

$$\ddot{d}^r = \ddot{x}_l - \ddot{x}_f^r \tag{3.2}$$

où, $\ddot{x}_l$ est l'accélération du véhicule précédent, alors que l'accélération du véhicule *suiveur* est donnée par :

$$\ddot{x}_f^r = u^r(d^r, \dot{d}^r) \tag{3.3}$$

qui est une fonction de l'inter-distance de référence et sa dérivée temporelle.

Afin de caractériser différents niveaux de sécurité, trois zones sont définies comme suit :

- Zone verte : $d^r > d_0$, où l'inter-distance de sécurité d^r est plus grande que l'inter-distance nominale de sécurité d_0. C'est une zone de l'opération sûre.
- Zone orange : $d_0 > d^r > d_c$, où $d_0 - d_c$ est l'inter-distance nécessaire pour éviter la collision si un freinage brusque du véhicule précédent se produit. C'est une zone sans collision.

- Zone rouge : $d^r < d_c$, où d_c est l'inter-distance minimale constante de sécurité. C'est une zone où le véhicule *suiveur* ne doit pas se trouver.

En introduisant $\tilde{d} \triangleq d_0 - d^r$ dans (3.3), où d_0 représente l'inter-distance nominale de sécurité, le problème du contrôle est alors de trouver un contrôle adapté quand $\tilde{d} \geqslant 0$:

$$u^r = u^r(\tilde{d}, \dot{\tilde{d}}),\ \tilde{d} \geqslant 0$$

pour que toutes les solutions de la dynamique (3.2) satisfassent les contraintes de confort et de sécurité suivantes :

- $d^r \geqslant d_c$, avec l'inter-distance minimale de sécurité d_c, garantira d'éviter la collision.
- $\|\ddot{x}_f^r\| \leqslant \gamma_{max}$, où γ_{max} est l'accélération maximale dépendante du conducteur, du véhicule et de l'infrastructure, ce qui aura un effet sur la sécurité et le confort.
- $\|\dddot{x}_f^r\| \leqslant J_{max}$, avec une borne J_{max} sur le "jerk" désiré par le conducteur, qui affectera directement le confort.

Inspiré par la théorie de l'élasticité et de la mécanique de contact, [40] propose d'utiliser un modèle non linéaire d'amortisseur/ressort :

$$u^r = -c|\tilde{d}|^n \dot{\tilde{d}} - k\tilde{d}^n,\ \forall \tilde{d} \geqslant 0$$

qui, pour $k = 0$ (pas d'effet de ressort) et $n = 1$, peut être introduite dans l'équation dynamique (3.2) pour donner :

$$\ddot{\tilde{d}} = -c|\tilde{d}|\dot{\tilde{d}} - \ddot{x}_l.$$

L'équation précédente peut être intégrée analytiquement et la solution s'exprime comme suit :

$$\dot{d}^r = \frac{c}{2}(d_0 - d^r)^2 + \dot{x}_l(t) - \beta,\ \beta = \dot{x}_f^r(0) + \frac{c}{2}(d_0 - d^r(0))^2. \tag{3.4}$$

De l'équation (3.3), l'accélération de référence est obtenue en appliquant

$$u^r = \ddot{x}_f^r = c|d_0 - d^r|\dot{d}^r \tag{3.5}$$

où l'évolution de l'inter-distance de référence vient de l'intégration numérique de (3.4).

Notez que les paramètres c et d_0 de (3.5) sont des fonctions algébriques des paramètres de sécurité et de confort d_c, V_{max}, γ_{max} et J_{max} calculées pour que le système respecte les contraintes ci-dessus (cf. [40]) :

$$c = \frac{27\gamma_{max}}{8V_{max}^3},\quad d_0 = \sqrt{\frac{16}{27}\frac{V_{max}^2}{\gamma_{max}}} + d_c. \tag{3.6}$$

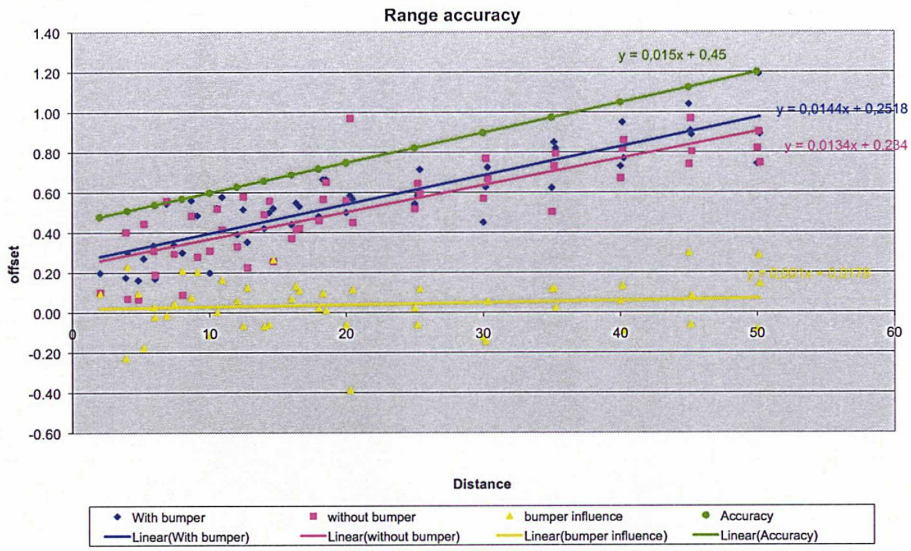


FIGURE 3.5 – Précision du radar

3.5.3 Traitement de l'inter-distance mesurée

Dans le calcul de l'équation (3.4), la vitesse du véhicule précédent est nécessaire. Celle-ci peut être facilement estimée en utilisant la dérivée de l'inter-distance mesurée. On mesure l'inter-distance entre deux véhicules au moyen d'un capteur de distance comme un radar, mais le signal mesuré est en général très bruité pour être utilisé directement dans la loi de commande. Selon une expérimentation réalisée par Valeo sur un radar, ces perturbations d_p sont généralement composées d'un biais constant μ, d'un paramètre multiplicatif κd_r qui peut varier pendant la vie du capteur et d'un bruit additif η_1 (cf. la figure 3.5) :

$$d_p = \mu + \kappa d_r + \eta_1(t) \tag{3.7}$$

où d_r est la distance réelle.

La distance mesurée peut donc s'exprimer par :

$$d_m = \mu + (\kappa + 1)d_r + \eta_1(t). \tag{3.8}$$

Les radars standard peuvent aussi fournir les vitesses relatives longitudinales entre les deux véhicules. Ces signaux mesurés peuvent être modélisés par :

$$v_{r_m} = v_r + \eta_2(t) \tag{3.9}$$

où v_r et v_{r_m} sont respectivement la vitesse relative réelle et la vitesse relative mesurée, et η_2 est un bruit.

Avec ces modèles de signaux, nous allons développer une méthode pour estimer κ en utilisant les techniques présentées dans la section 2.1, sachant que le biais constant μ peut être déterminé a priori. [2]

Si la distance réelle et la vitesse relative réelle sont considérées comme un polynôme linéaire dans une fenêtre glissante $d_r = d_0 + d_1 t$, $v_r = v_{r_0} + v_{r_1} t$, $t > 0$, les équations (3.8) et (3.9) sont écrites dans le domaine opérationnel de Laplace :

$$\hat{d}_m(s) = \frac{\mu}{s} + (\kappa + 1)\left(\frac{d_0}{s} + \frac{d_1}{s^2}\right) \tag{3.10}$$

$$\hat{v}_{r_m}(s) = \frac{v_{r_0}}{s} + \frac{v_{r_1}}{s^2}. \tag{3.11}$$

En dérivant ((3.10) $\times s^2$) par rapport à s, on obtient :

$$s^2 \frac{d}{ds}\hat{d}_m + 2s\hat{d}_m = \mu + (\kappa + 1)d_0. \tag{3.12}$$

Cette fois-ci, en dérivant ((3.10) $\times s$) par rapport à s, on obtient :

$$s\frac{d}{ds}\hat{d}_m + \hat{d}_m = -(\kappa + 1)\frac{d_1}{s^2}. \tag{3.13}$$

Notons que cette opération annule la perturbation structurée μ.

De la même manière, en dérivant ((3.11) $\times s^2$) par rapport à s et en remplaçant v_{r_0} par sa valeur équivalente d_1, on obtient :

$$s^2 \frac{d}{ds}\hat{v}_{r_m} + 2s\hat{v}_{r_m} = d_1. \tag{3.14}$$

Ainsi, μ étant supposé connu, avec (3.12), (3.13) et (3.14), nous avons un système à 3 équations et 3 inconnus (κ, d_0, d_1).

En ce qui concerne les bruits η_1 et η_2, leurs effets seront atténués en multipliant (3.12), (3.13) et (3.14) par $s^{-\nu}$, ce qui, dans le domaine temporel, correspond à un terme intégral, donc naturellement filtreur.

2. Cette étude a été présentée dans [6].

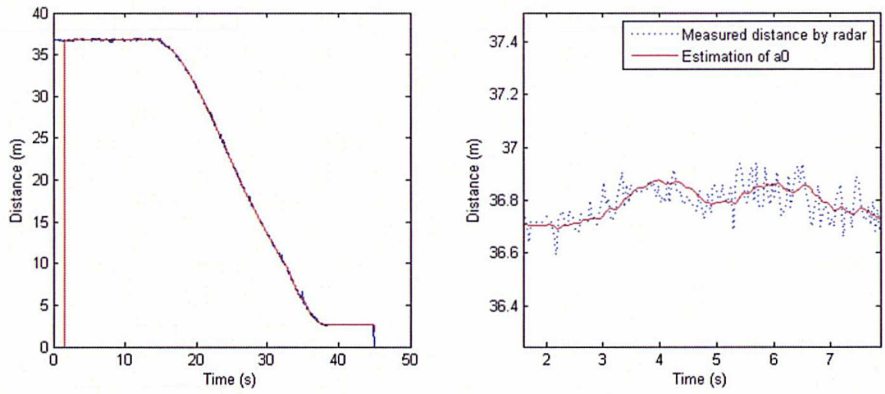


FIGURE 3.6 – Comparaison entre la distance mesurée et la distance filtrée par la formule (2.11)

Les formules des estimations peuvent s'exprimer en ramenant (3.12), (3.13) et (3.14) dans le domaine temporel :

$$\hat{d}_1 = \frac{2}{T^2}\int_0^T (2T - 3\tau)\, v_{r_m}(\tau) d\tau \tag{3.15}$$

$$(\hat{\kappa} + 1)\hat{d}_1 = \frac{-3!}{T^3}\int_0^T (T - 2\tau)\, d_m(\tau) d\tau \tag{3.16}$$

$$\mu + (\hat{\kappa} + 1)\hat{d}_0 = \frac{2}{T^2}\int_0^T (2T - 3\tau)\, d_m(\tau)\tau. \tag{3.17}$$

En conclusion, les paramètres (κ, d_0, d_1) sont donc identifiables linéairement, tout au moins en théorie. D'après quelques tests préliminaires (voir l'annexe B), une haute précision sur la mesure de la vitesse a été nécessaire pour avoir une bonne estimation de κ. Sinon κ peut être estimé de manière statistique comme dans la figure 3.5 et servir à une bonne estimation de l'inter-distance et sa dérivée réelles.

Si on n'a pas un intérêt particulier à estimer κ, la dérivée par l'expression (2.7) de la distance mesurée peut s'employer comme la vitesse relative et le terme a_0 de (2.11) peut être utilisé comme une donnée débruitée de l'inter-distance. On peut constater que la dérivée de l'inter-distance par (2.7) est plus propre que la vitesse fournie par le radar (voir la figure 3.7) et les bruits de mesure sont bien filtrés par (2.11) (voir la figure 3.6).

Finalement, on estime la vitesse du véhicule précédent par :

$$\hat{\dot{x}}_l(t) = \dot{d}_m + \dot{x}_f, \tag{3.18}$$

où $\dot{d}_m$ est calculé par (2.7) et $\dot{x}_f$ est la vitesse du véhicule *suiveur*.

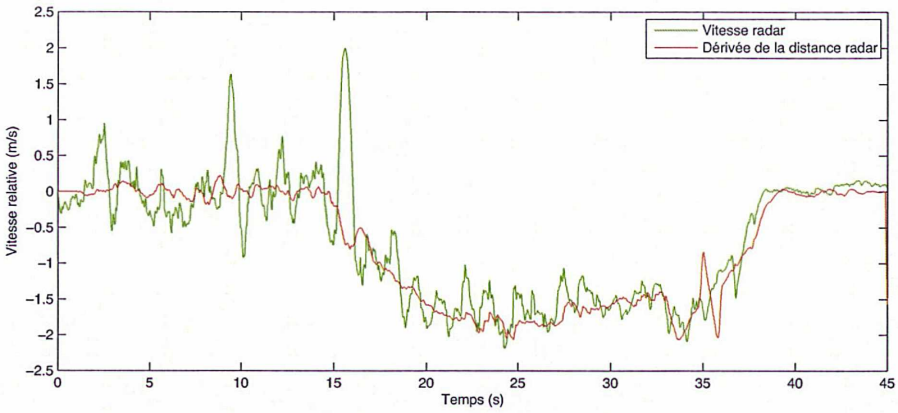


FIGURE 3.7 – Comparaison entre la vitesse mesurée et la dérivée de la distance par la formule (2.7)

3.5.4 Commande en boucle fermée

L'accélération de référence u^r donnée par (3.5) doit être corrigée avec un terme de rétroaction qui corrige, par exemple, les erreurs entre l'inter-distance de référence d^r et l'inter-distance réelle d induites par les bruits de mesure. Un correcteur PID standard a du mal à compenser ce type d'erreurs, car le terme dérivé ne fait qu'amplifier le bruit et conduit donc à des instabilités. Son absence, en revanche, se traduit par des erreurs importantes de suivi.

Afin d'éviter ce type de problème, nous avons utilisé un correcteur PD, où l'inter-distance et sa dérivée sont calculées en utilisant les techniques présentées dans le chapitre 2. On utilisera (2.11) pour filtrer les bruits sur les mesures de l'inter-distance, et (2.7) pour la dérivée. Ce correcteur sera appelé correcteur PD algébrique[3].

L'accélération désirée est donc donnée par :

$$u = u^r + k_p e + k_d \dot{e}, \tag{3.19}$$

où e représente l'erreur entre l'inter-distance de référence d^r et l'inter-distance réelle d, k_p est un gain proportionnel et k_d est un gain dérivée.

La figure 3.8 compare notre correcteur PD algébrique avec un correcteur PD classique avec différents filtres passe-bas. On peut constater que le correcteur algébrique est bien stable et plus performant que le correcteur PD classique.

3. Un cas particulier du correcteur proportionnel-intégral généralisé, cf. [16].

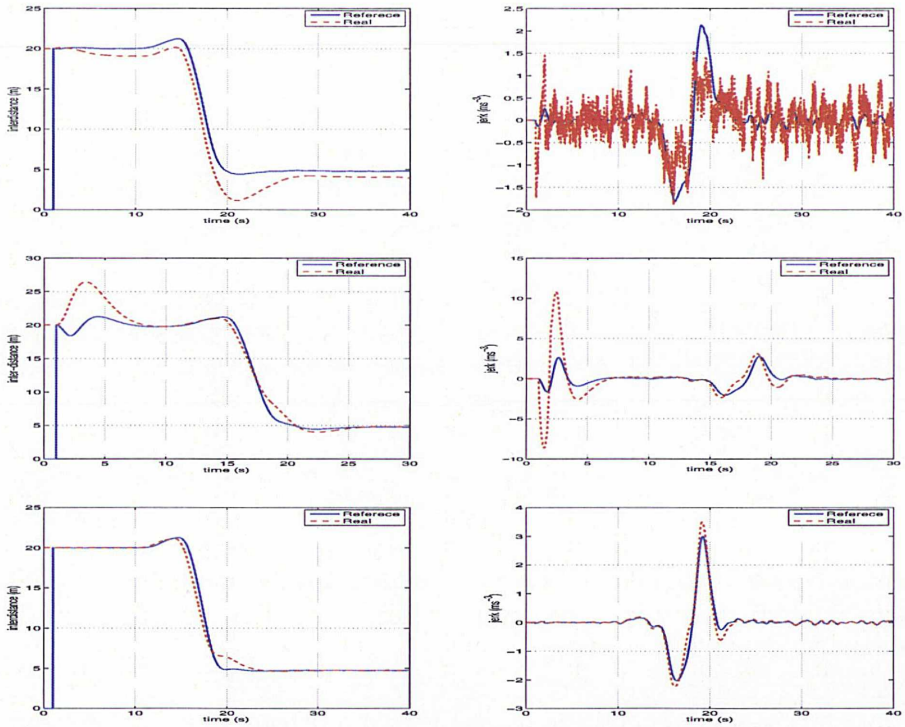


FIGURE 3.8 – Évolution de l'inter-distance et du jerk avec 3 correcteurs différents. En haut, un PD discret avec un filtre passe-bas où la fréquence de coupure est de 100 Hz, au milieu un autre avec une fréquence de coupure de 5 Hz, et en bas un PD algébrique. Les paramètres $k_p = 0.7$ et $k_d = 0.4$ sont identiques pour les 3 cas.

3.5.5 Génération du couple désiré

Comme les variables physiques de contrôle sont les couples délivrés par le moteur et le frein, il est nécessaire de calculer ce couple désiré à partir de l'accélération désirée u donnée par (3.19).

Tout d'abord, l'équation de rotation de la roue s'écrit :

$$I\dot{\omega} = -rF_x + T_m - T_b \tag{3.20}$$

où I est le moment d'inertie de rotation, ω la vitesse angulaire de rotation, r le rayon de la roue, F_x la force de contact longitudinale associée au pneu, T_m le couple du moteur, et T_b le couple frein, tous les deux supposés appliqués au centre de la roue.

Une hypothèse très utilisée ([25], [54],[47]) est que l'on roule sans glissement, i.e.

$V_x = R_g r\omega$, où R_g est le rapport de vitesses. Cependant, dans un contexte de *Stop-and-Go*, où l'on a besoin de réagir rapidement aux consignes d'accélérations subites, cette hypothèse est très éloignée de la réalité.

Si on considère un couple total $T_t = T_m - T_b$, il va dépendre des forces d'interaction pneu/route. Une estimation réaliste de ce couple généralisé à partir de l'équation (3.20) s'avère donc délicate car les effets F_x sont mal connus.

Par contre, la somme des 4 vitesses de rotation des roues et l'équation simplifiée de la dynamique longitudinale du véhicule (cf. eq. (3.1)) où on néglige les effets de pentes, de résistance aux roulements et les effets aérodynamiques, $M\ddot{x} = \sum_{i=1}^{4} F_{x_i}$, nous permet d'écrire, T_t étant le couple total appliqué au véhicule :

$$T_t = I \sum_{i=1}^{4} \dot{\omega}_i + rM\ddot{x}. \tag{3.21}$$

L'inconvénient fondamental d'un tel estimateur est qu'il faut disposer d'une bonne technique de dérivation numérique pour $\dot{\omega}_i$. Nous utiliserons à ce propos l'estimateur algébrique (2.7) afin d'obtenir $\hat{\dot{\omega}}_i$.

Le couple désiré T_d peut être donc calculé en remplaçant $\ddot{x}$ par l'accélération désirée u (3.19) :

$$T_d = I \sum_{i=1}^{4} \dot{\omega}_i + rMu. \tag{3.22}$$

Finalement, la figure 3.9 compare les inter-distances lorsqu'on se sert de l'hypothèse de roulement sans glissement, et lorsqu'on applique notre approche. Il faut souligner une amélioration remarquable du comportement du système dans des situations exigeantes [4].

3.5.6 Compensation des perturbations externes non-modélisées

Comme nous l'avons déjà signalé, le correcteur PD seul n'est assez robuste aux perturbations externes comme l'inclinaison de la route, la résistance au roulement ou les rafales de vent etc. Nous allons appliquer la commande sans modèle présentée dans la section 2.2 pour y faire face. [5]

Si on prend le modèle local entrée-sortie déduit de l'équation (2.12) et si on le compare avec les expressions du couple (3.21 et 3.22), on obtient :

4. La figure 3.9 est le résultat d'une simulation avec des accélérations longitudinales maximales de 5.5 ms^{-2}, rarement rencontrées dans un contexte ACC
5. Un premier résultat a été présenté dans [64].

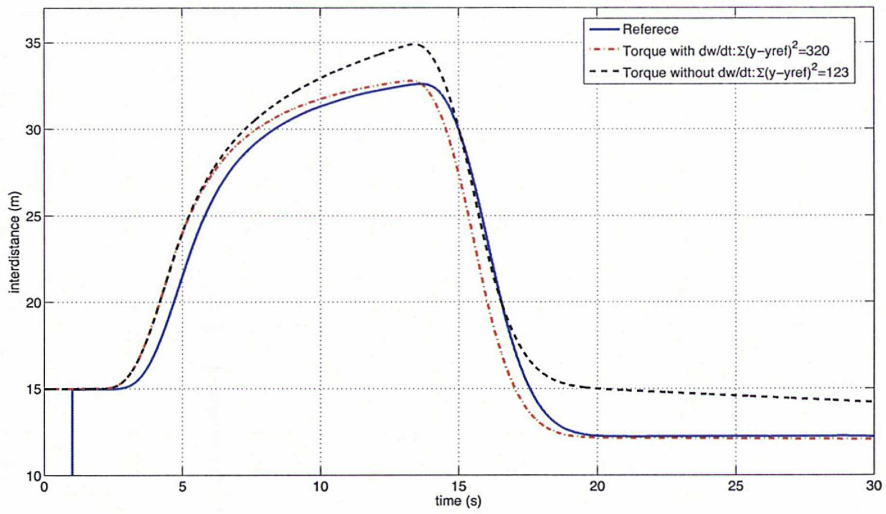


FIGURE 3.9 – Comparaison d'inter-distances entre une génération du couple faite avec l'hypothèse de roulement sans glissement, et une autre calculée avec l'expression (3.22).

$$\ddot{x} = \frac{1}{Mr}(T_d - I\sum_{i=1}^{4}\dot{\omega}_i) + F(t), \tag{3.23}$$

$$F(t) = \frac{1}{M}\left(F_a - R_{x_f} - R_{x_r} - Mg\sin\theta\right) \tag{3.24}$$

où F(t) contient toutes les dynamiques négligées lors de la simplification de (3.1), $M\ddot{x} = \sum_{i=1}^{4} F_{x_i}$.

Comme T_d est calculé par (3.22), on peut remplacer $\frac{1}{Mr}(T_d - I\sum_{i=1}^{4}\dot{\omega}_i)$ dans (3.23) par l'accélération désirée u :

$$\ddot{x} = u + F(t). \tag{3.25}$$

En comparant avec (2.12) de la section 2.2, le paramètre α devient une quantité bien connue (= 1) et F peut être estimé par

$$\hat{F}_k = \ddot{x}_k - u_{F_{k-1}} \tag{3.26}$$

où $u_{F_{k-1}}$ est la commande de l'instant $k-1$. À l'instant k, u_{F_k} peut s'exprimer comme suit :

$$u_{F_k} = u_k - \hat{F}_k. \tag{3.27}$$

Ainsi on peut corriger l'accélération désirée u pour compenser toutes les dynamiques externes négligées et enfin notre couple désiré final peut être obtenu par

$$T_{d_k} = I \sum_{i=1}^{4} \dot{\omega}_i + rMu_{F_k}. \tag{3.28}$$

On peut réécrire cette équation sous la forme d'un "i-PID" en remplaçant u par (3.19) :

$$T_d = I \sum_{i=1}^{4} \dot{\omega}_i + rM(u^r - \hat{F} + k_p e + k_d \dot{e}). \tag{3.29}$$

Cette commande a été testée lors d'un scénario très exigeant, et les résultats obtenus sont donnés dans la figure 3.10. On peut constater que les inter-distances sont très bien suivies tout en respectant les contraintes de sécurité et confort. De plus, le couple appliqué semble être très robuste aux bruits de mesure et aux variations des conditions environnementales. On peut ainsi apprécier que les biais qui ne peuvent pas être éliminés avec une commande PID standard sont très bien compensés avec notre compensation sans modèle "i-PID". En définitive, les variations de pente de la route, la résistance au roulement et les rafales de vent n'affectent pas la qualité du suivi de l'inter-distance.

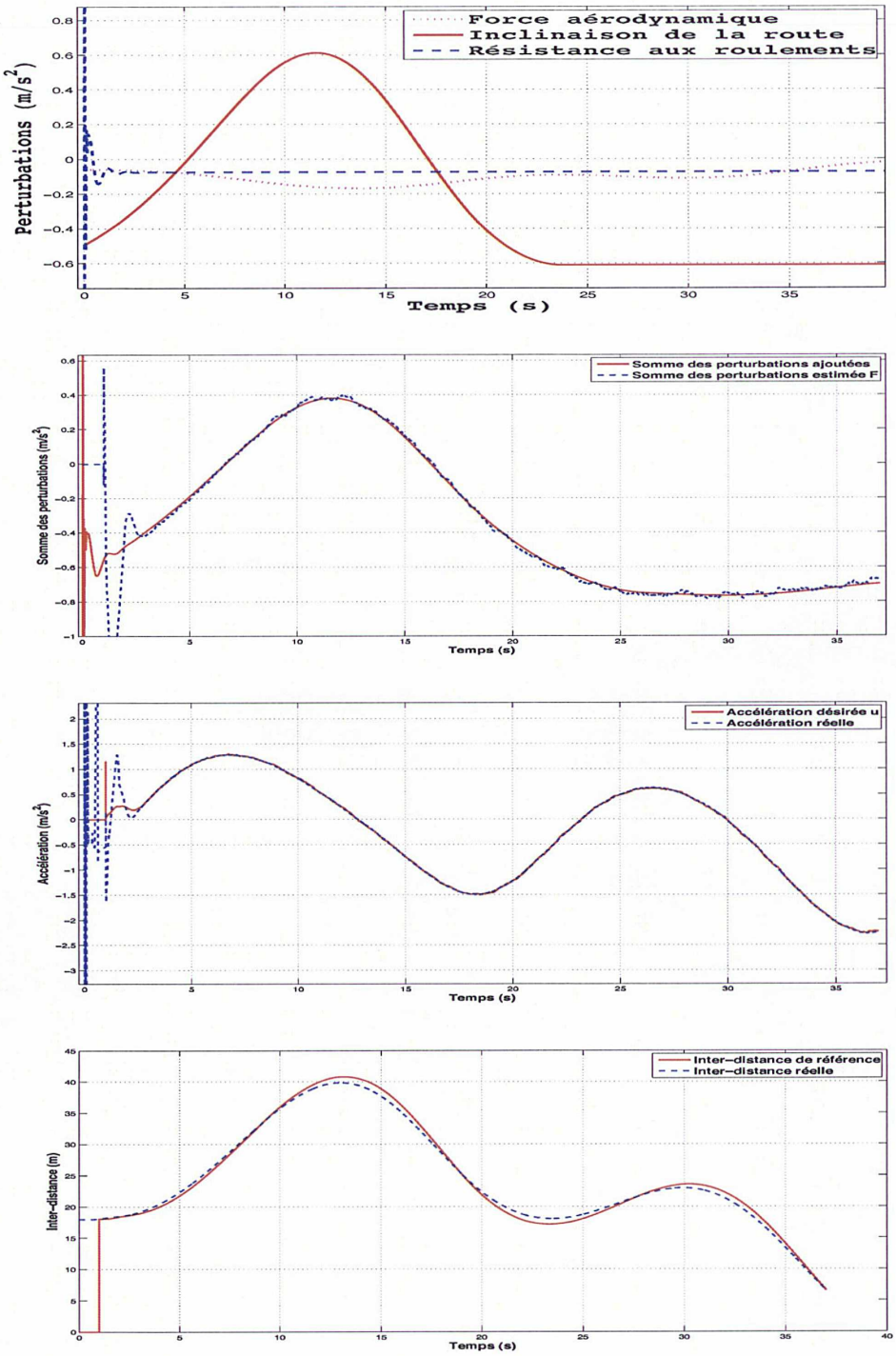


FIGURE 3.10 – Résultats de la commande de haut niveau avec les perturbations externes. (a) Perturbations externes ajoutées, (b) somme des perturbations estimées F, (c) accélération et (d) inter-distance.

3.6 Expérimentation sur véhicules électriques de test

Afin d'examiner le modèle de référence et sa loi de commande associée, nous avons fait une expérimentation en collaboration avec le laboratoire IMARA (INRIA) [6].

3.6.1 Description de l'équipement

L'algorithme a été intégré sur le véhicule électrique de test *Cycab* de l'équipe IMARA. Il s'agit d'un véhicule électrique à deux places conçu pour l'expérimentation et les démonstrations à petite échelle. Le véhicule dispose de quatre moteurs (un par roue) et deux actionneurs de direction (toutes les roues avant et arrière peuvent s'orienter). Le véhicule a été équipé de plusieurs capteurs, de matériel informatiques et de communication comme le montre la figure 3.11. La vitesse maximale du véhicule est autour de 5 [m/s] (20 [km/h]) mais dans la pratique elle est manipulée à des vitesses plus faibles autour de 1 [m/s] (comparable à un piéton en marche).

L'inter-distance entre le véhicule *leader* et le véhicule *suiveur* est mesurée par un télémètre laser installé à l'avant du véhicule *suiveur*. Ce capteur renvoie la mesure de l'inter-distance à partir du faisceau laser réfléchi par les objets qui se trouvent devant lui.

Un capteur GPS est disponible et ses signaux reçus peut s'associer avec la carte de *Google* pour avoir la trajectoire parcourue sur la carte comme le montre la figure 3.13. Et nous avons utilisé le contrôleur de bas niveau déjà intégré sur le véhicule qui prend la vitesse comme consigne d'entrée.

3.6.2 Logiciel de développement

RT-Maps

Le Cycab emploie le logiciel RT-Maps comme environnement temps réel. Le logiciel RT-Maps développé au CAOR [7] et commercialisé par INTEMPORA [8] permet de connecter facilement tout type de capteurs et actionneurs, d'acquérir, d'enregistrer, de traiter et de transmettre toute donnée, en temps réel.

Couplage SiVIC/RT-Maps

Avant de passer sur le véhicule réel, nous avons validé l'algorithme sur un environnement informatique de simulation couplant SiVIC et RT-Maps. Le logiciel SiVIC

6. L'équipe-projet IMARA est un projet "horizontal" à l'INRIA destiné à coordonner et à transférer les efforts de recherche de l'INRIA qui peuvent être appliqués au domaine de la "Route Automatisée". Le site d'internet : http ://imara.inria.fr/imara
7. CAOR est un laboratoire français en robotique de Mines ParisTech, voir http ://imara.inria.fr/caor
8. Pour plus de'informations sur le logiciel RT-Maps, voir http ://www.intempora.fr

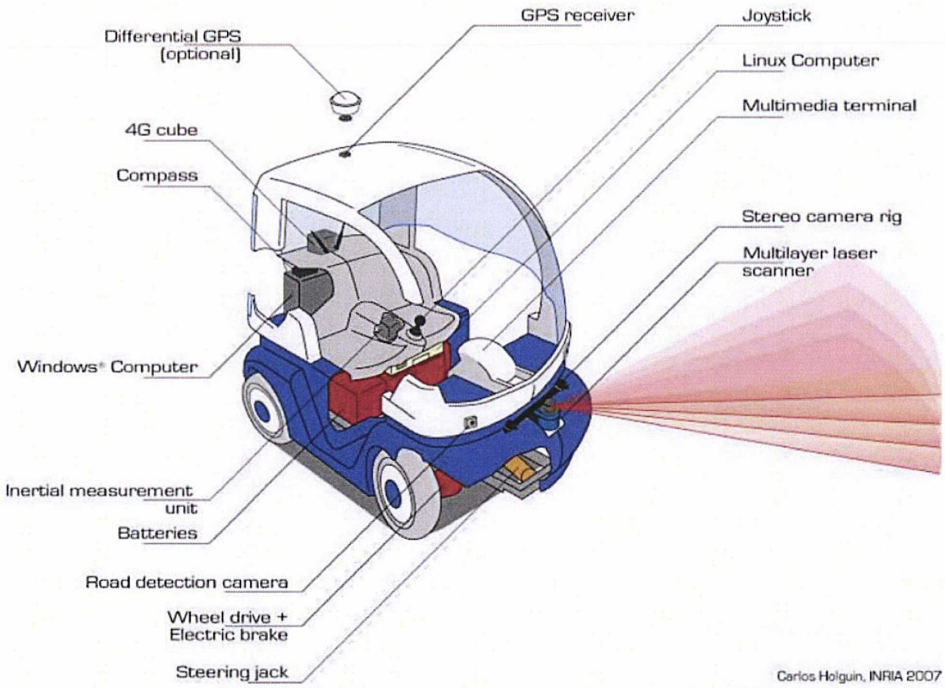


FIGURE 3.11 – Vue éclatée du Cycab

est un simulateur graphique 3D développé au laboratoire LIVIC[9] afin de réaliser la modélisation d'un environnement routier virtuel comprenant le véhicule, l'infrastructure et les capteurs. Ce simulateur utilise un modèle de véhicule complexe développé par S. Glaser dans le cadre de sa thèse [23] et permet, en l'absence de données réelles, ou dans le cas de scénarios trop dangereux ou trop difficiles à réaliser, de trouver des solutions de substitution pour tester et valider les algorithmes de perception et de contrôle/commande entrant dans la conception des différents systèmes d'aide à la conduite développés. La plate forme SiVIC peut être couplée avec RT-Maps afin de pouvoir générer des séquences de données virtuelles (caméras, télémétrie laser, odométrie, INS etc.) homogènes avec les données réelles traitées sur le véhicule (voir la figure 3.12, cf. [24]). En effet, avec cette architecture, les algorithmes utilisés sur le véhicule et avec SiVIC sont strictement les mêmes. Ceci est très intéressant dans les phases d'évaluation de fonction d'aide à la conduite dans des conditions particulières. De plus, le codage des algorithmes ainsi utilisés sur le simulateur pour traiter des données et générer des commandes est exactement le même que sur des véhicules réels. Ce qui diminue d'autant le passage du simulé à la mise en place sur le véhicule.

9. LIVIC est un laboratoire français s'intéressant à l'interaction entre le conducteur, le véhicule et l'infrastructure. Le site internet : www.inrets.fr/ur/livic

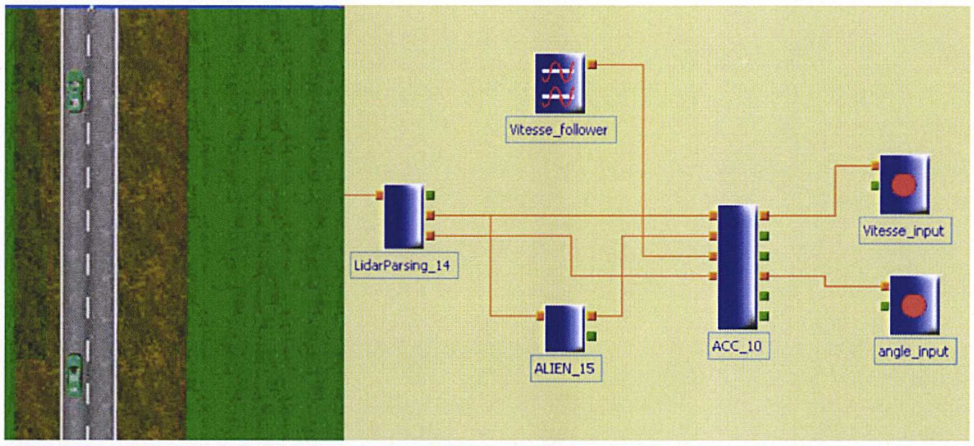


FIGURE 3.12 – Couplage SiVIC/RT-Maps

3.6.3 Commande implémentée

Nous avons mis en place la commande avec correcteur PD algébrique décrite dans la section 3.5.4, en utilisant l'équation (3.19). La commande implémentée est donc :

$$u = c|d_0 - d^r|\dot{d}^r + k_p e + k_d \dot{e}, \tag{3.30}$$

où l'évolution de l'inter-distance de référence d^r vient de l'intégration numérique de (3.4) et e représente l'erreur entre l'inter-distance de référence d^r et l'inter-distance réelle d.

Notons que la loi de commande dépend de deux entrées : la vitesse du véhicule *leader* estimée $\hat{x}_l$ et l'inter-distance estimée $\hat{d}$. L'inter-distance a été mesurée par le télémètre laser et sa dérivée ($\hat{\dot{d}}$) et son filtrage ($\hat{d}$) sont estimés par les estimateurs (2.7) et (2.11). Donc, la vitesse du véhicule *leader* a été estimée par

$$\hat{v}_l = v_f + \hat{\dot{d}} \tag{3.31}$$

où v_f est la vitesse du véhicule *suiveur* obtenue à partir du bus-CAN du Cycab.

La figure 3.12 illustre le bloc-diagramme des algorithmes mis en place sur l'interface temps réel RT-Maps. Nous avons employé les mêmes composants qui ont été déjà validés en simulation avec SiVIC/RT-Maps. La commande (3.30) a du être intégrée, parce que le contrôleur de bas niveau embarqué sous Cycab considère la vitesse comme variable d'entrée.

TABLE 3.1 – Paramètres utilisés pour l'expérimentation

Fréquence du laser	10 Hz
Taille de fenêtre du dérivateur algébrique	10 pas de temps
Distance de sécurité d_c	2 m
Accélération maximale γ_{max}	1 m/s^2
Vitesse maximale	5 m/s

Le test s'est déroulé sur une route presque droite et plate d'une centaine de mètres (voir la figure 3.13). Le véhicule *leader* a été contrôlé par un conducteur humain et le véhicule *suiveur* a été contrôlé par le système Stop&Go embarqué. Les paramètres utilisés pour ce test sont récapitulés dans la table 3.1.

3.6.4 Résultats de l'expérimentation

La figure 3.14 compare la vitesse du véhicule *leader* avec son estimation par (3.31). Comme il n'était pas possible d'avoir un temps commun pour les deux signaux, ils ont été synchronisés artificiellement. Le délai de l'estimateur algébrique étant négligeable, on constate que la vitesse du véhicule *leader* est bien estimée. Ainsi l'utilisation de l'estimateur (2.7) est validée dans un contexte réel.

La figure 3.15 compare la vitesse de référence et la vitesse réelle. Les deux sont bien superposées comme souhaité. La figure 3.16 compare l'inter-distance de référence et l'inter-distance réelle qui sont également très proches.

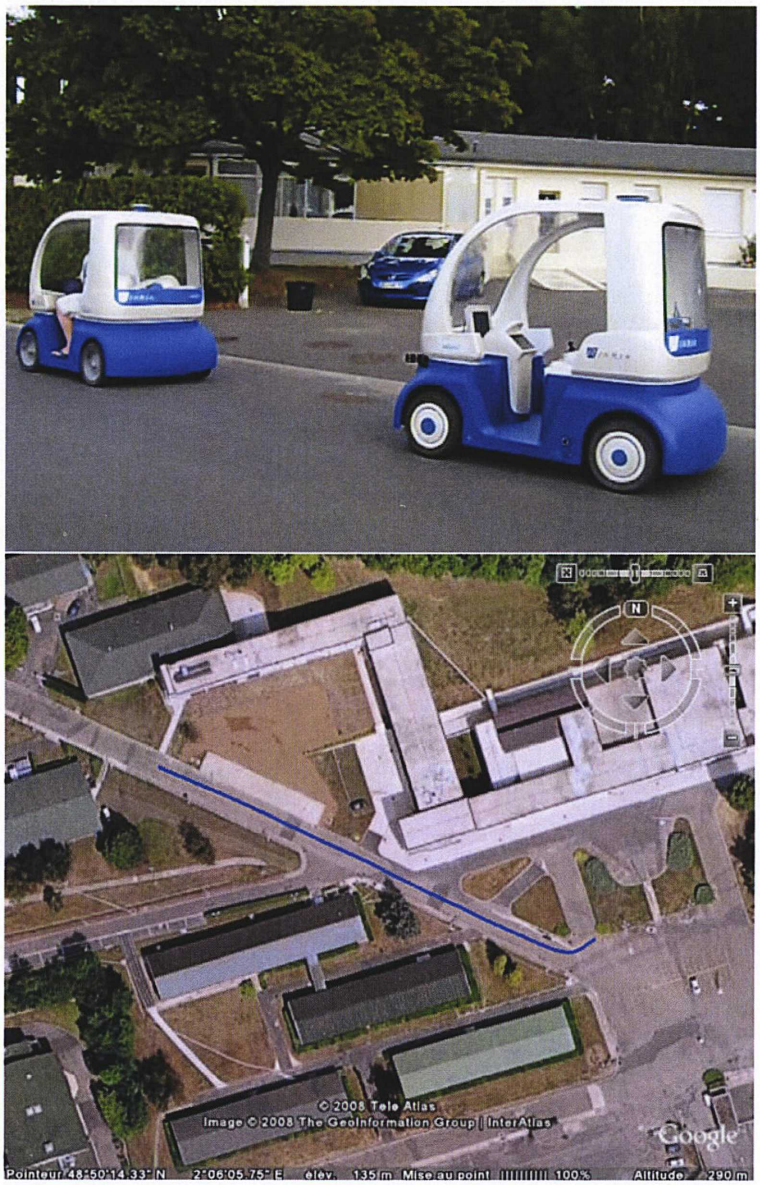


FIGURE 3.13 – Cycabs et trajectoire parcourue

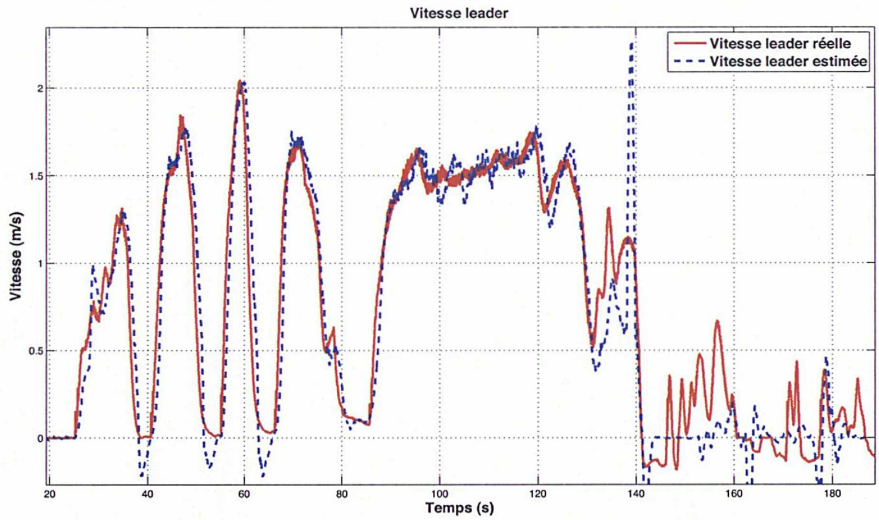


FIGURE 3.14 – Comparaison entre la vitesse du leader réelle et la vitesse estimée

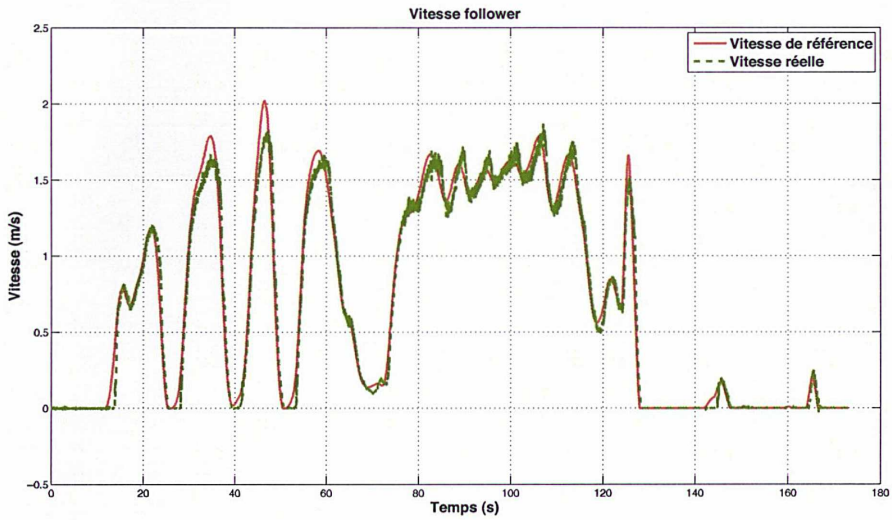


FIGURE 3.15 – Comparaison entre la vitesse de référence et la vitesse réelle

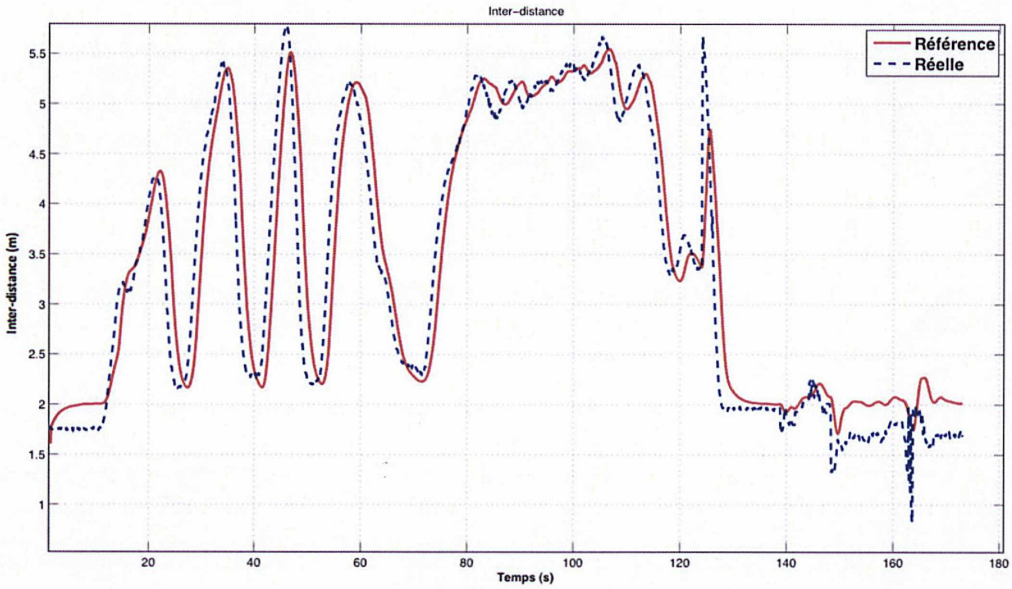


FIGURE 3.16 – Comparaison entre l'inter-distance de référence et l'inter-distance réelle

Chapitre 4

Stop&Go : Commande de bas niveau

La commande de bas niveau détermine l'angle papillon du moteur ou la pression du maître cylindre du frein nécessaire pour suivre le couple désiré déterminé par la commande de haut niveau. Dans le cas du *Stop&Go*, les consignes d'accélérations sont très exigeantes, mais les couples de freinage/accélération correspondants sont souvent difficiles à obtenir à cause des incertitudes liées aux modèles du moteur et du frein.

4.1 État de l'art

En ce qui concerne la réponse du moteur et du frein, il est nécessaire de fournir des actions répondant aux accélérations souhaitées le plus rapidement possible pour traiter les dynamiques brusques. Différentes approches ont été proposées pour faire face à la dynamique non-linéaire des actionneurs. La linéarisation entrée-sortie [61], la logique floue ([46], [21]), la commande par mode glissant ([20], [47]), ont été implémentées pour traiter le contrôle du moteur. La linéarisation par bouclage [55] et la commande par mode glissant [69] ont également été mises en œuvre pour contrôler un modèle non-linéaire de frein.

La plupart des approches mentionnées ci-dessus sont des contrôleurs à gains fixes qui nécessitent toujours un certain temps avant d'atteindre la réponse souhaitée car les modèles ne sont jamais parfaits à cause de la complexité du moteur et du frein. De plus, leurs modélisations sont très coûteuses et les paramètres peuvent varier au cours de la vie des organes. Pour répondre à ces questions, l'approche de la commande sans modèle présentée au chapitre 2 sera appliquée ici, dans le but de réduire au maximum les effets liés à l'incertitude du modèle moteur et du modèle frein.

4.2 Modèle numérique pour le moteur thermique à essence

Pour les simulations, nous avons utilisé un modèle du moteur proposé dans [53] et [48].

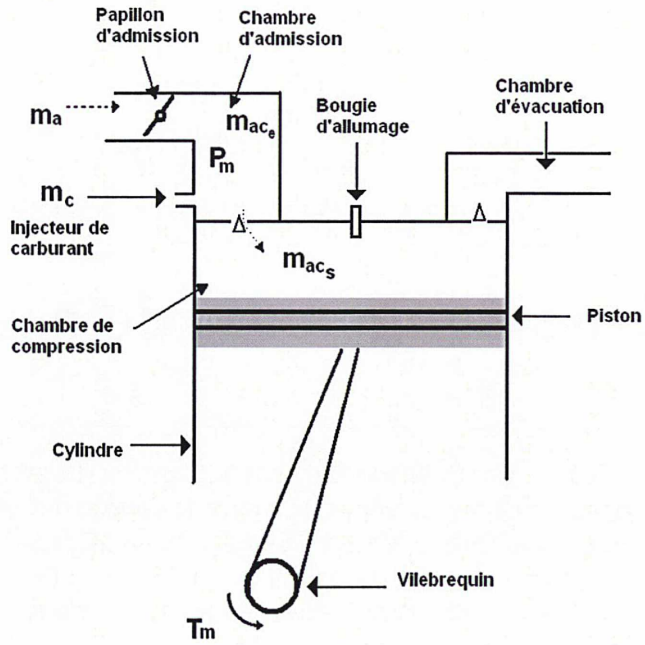


FIGURE 4.1 – Schéma d'un cylindre de moteur

Le groupe moteur étudié peut être scindé en plusieurs parties : le papillon d'admission des gaz, la chambre d'admission des gaz, la chambre de refoulement des gaz et le vilebrequin, comme l'indique la figure 4.1.

Le papillon est un élément important dans le fonctionnement d'un moteur thermique. Il permet la gestion de l'arrivée des gaz dans la chambre d'admission du moteur qui vont être dirigés vers la chambre de combustion. L'ouverture de ce papillon est commandée à l'aide d'un lien mécanique ou électronique par la position de la pédale d'accélération.

Les deux variables utilisées pour décrire de manière simple un moteur thermique sont la pression de la chambre d'admission et le régime moteur. L'influence de l'angle papillon sur le débit massique de l'air peut alors être décrite comme une fonction de la pression de la chambre d'admission et d'autres paramètres physiques.

La chambre d'admission est une cavité dans laquelle le mélange air et carburant se produit. De manière simplifiée, les entrées de cette chambre sont représentées par la valve papillon et l'injecteur de carburant, et sa sortie est une soupape qui a pour rôle de faire passer le mélange vers la chambre à combustion du moteur.

TABLE 4.1 – Notions relatives à la modélisation du moteur

$\dot{m}_{ac_e}$	Somme de tous les débits massiques entrant(kg/s)
$\dot{m}_{ac_s}$	Somme de tous les débits massiques sortant (kg/s)
P_{adm}	Pression de l'air dans la chambre d'admission (P_a)
α_p	Angle papillon (°)
w_m	Vitesse angulaire du moteur (tr/min)
T_m	Couple net généré par le moteur (Nm)
T_{ch}	Couple de charge sur l'arbre de sortie (Nm)
$T_{ch_{pert}}$	Couple de charge externe (Nm)
ϑ	l'angle d'avance à l'allumage (°)

Une fois que le mélange air et carburant est rentré dans la chambre à combustion, il est comprimé par le piston et le couple moteur est généré par l'explosion du mélange.

Pour les simulations, nous allons utiliser les résultats expérimentaux et les paramètres proposés dans [53] et [48]. Nous utilisons les valeurs relatives à un moteur essence de cylindrée 1.6 *l.*, 4 cylindres. Les variables utilisées sont expliquées dans la table 4.1. Les équations de la dynamique, pour les simulations effectuées, sont les suivantes :

- Première équation d'état :

$$\dot{P}_{adm} = f(\alpha_p, P_{adm}, w_m) = k_p(\dot{m}_{ac_e} - \dot{m}_{ac_s}) \quad k_p = 42.40 \tag{4.1}$$

- Deuxième équation d'état :

$$\dot{w}_m = g(P_{adm}, w_m) = k_n(T_m - T_{ch}) \quad k_n = 54.26 \tag{4.2}$$

- Débit d'air entrant dans la chambre d'admission :

$$\dot{m}_{ac_e} = (1 + 0.907\alpha_p + 0.0998{\alpha_p}^2).PRI(P_{adm}) \tag{4.3}$$

avec :

$$PRI(P_{adm}) = \begin{cases} 1, & P_{adm} \leq 50.6625 \\ 0.0197\sqrt{(101.325P_{adm} - P_{adm}^2)}, & P_{adm} \geq 50.6625 \end{cases}$$

- Débit d'air et carburant sortant de la chambre d'admission :

$$\dot{m}_{ac_s} = -0.0005968w_m - 0.1336P_{adm} + 0.0005341w_mP_{adm} + 0.000001757w_mP^2{}_{adm} \quad (4.4)$$

- Couple moteur :

$$T_m = -39.22 + 325024\widetilde{m}_{a_s} - 0.0112\vartheta^2 + 0.635\vartheta + (0.0216 + 0.000675\vartheta)(\frac{\pi}{30})w_m - 0.000102(\frac{\pi}{30})^2w_m^2 \quad (4.5)$$

avec :

$$\widetilde{m}_{a_s} = \frac{\dot{m}_{ac_s}(t - \frac{45}{w_m})}{120w_m} \quad (4.6)$$

- Couple de charge :

$$T_{ch} = (\frac{w_m}{263.17})^2 + T_{ch_{pert}}. \quad (4.7)$$

Afin de valider le modèle du moteur, nous avons mené un test avec un signal carré sur l'angle papillon (voir la figure 4.2). On peut constatet que le régime moteur et la pression ont des ordres de grandeur très convenables pour un angle papillon variant entre 20° et 40°. Le couple moteur résultant varie entre 30 et 120 Nm. Ce résultat est correct sachant que pour un tel gabarit de moteur, le couple moteur maximal est d'environ 150 Nm.

4.3 Modèle numérique pour le frein

Nous employons un modèle simple du deuxième ordre utilisé couramment (voir par exemple [69]) où la dynamique hydraulique non-linéaire du frein a été approximée par un système linéaire du second ordre, c'est ce système que nous retenons et dont la fonction de transfert est la suivante :

$$P_w = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}P_m \quad (4.8)$$

où
P_w est la pression appliquée à la roue
P_m est la pression de maître cylindre
ω_n =14.14
$\zeta = 0.88$.

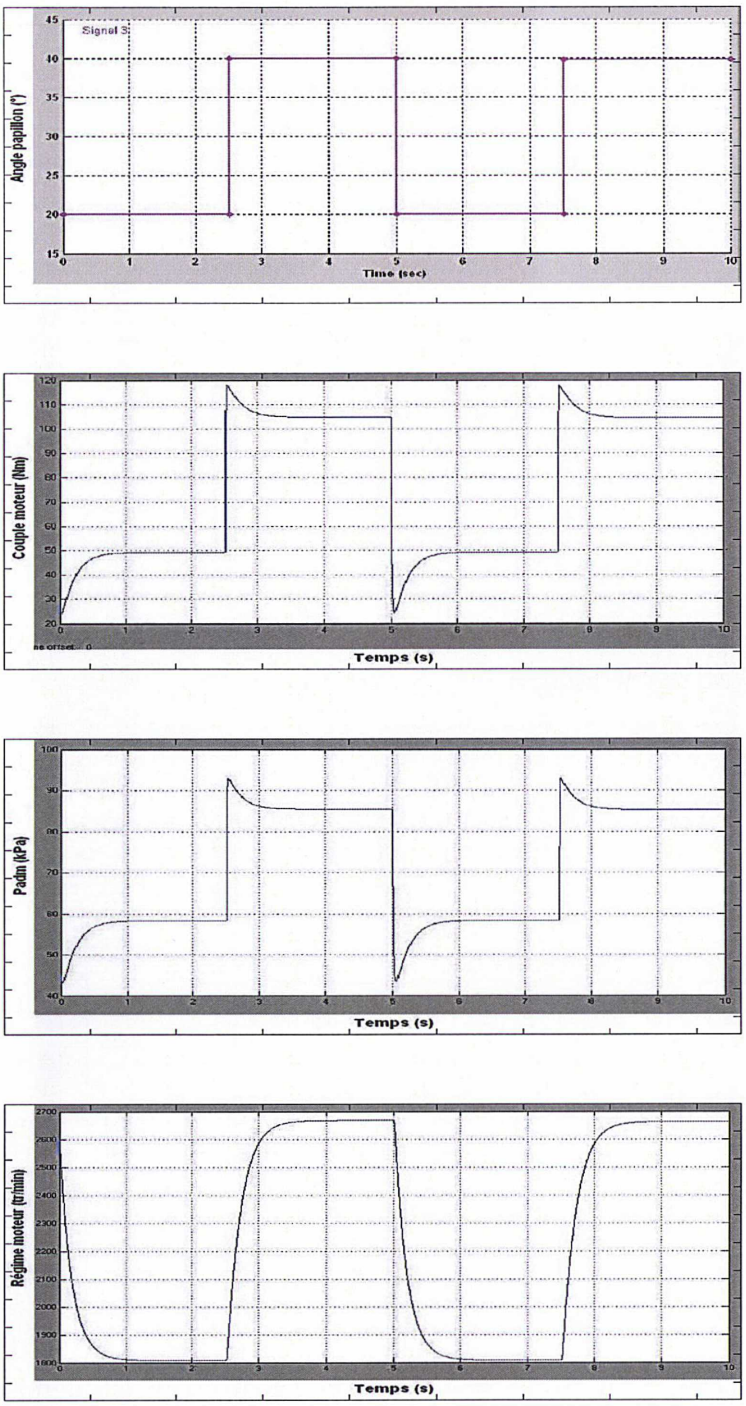


FIGURE 4.2 – Simulation du modèle moteur en réponse à un signal carré

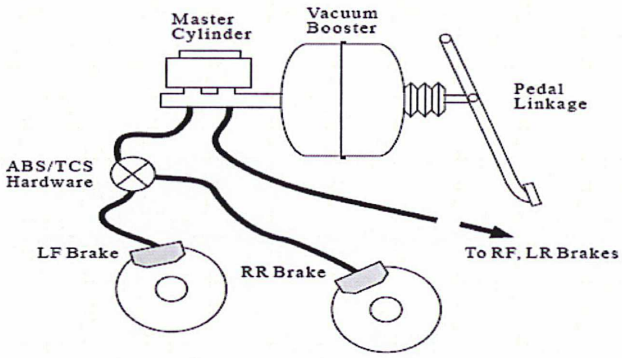


FIGURE 4.3 – Système de freinage

Le couple de freinage est proportionnel à la pression appliquée à la roue :

$$T_b = K_b P_w \tag{4.9}$$

où K_b = 9.0865e-004 (Nm/Pa) .

Les auteurs de [69] ont effectué une série de tests afin de valider le modèle. Les réponses du modèle frein et du frein réel ont été comparées dans la figure 4.4. Comme illustré, la pression du frein réel est très proche de la réponse du modèle. On peut constater que le modèle du frein représente la pression réelle avec une bonne précision.

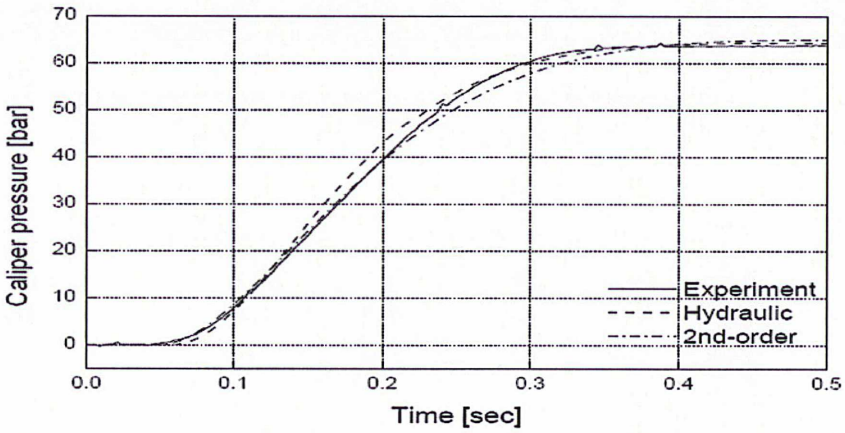


FIGURE 4.4 – Comparaison des réponses du frein réel, du modèle non-linéaire et linéaire

4.4 Commande sans modèle avec couple mesuré

Nous allons appliquer la commande sans modèle présentée au chapitre 2 afin de réduire au maximum les effets liés à l'incertitude du modèle moteur et du modèle frein. [1] On fait l'hypothèse qu'il existe une relation linéaire entre le couple moteur mesuré T_m [2] et l'angle papillon α_p :

$$T_m = k_a \alpha_p + G(t) \tag{4.10}$$

où k_a est une constante et $G(t)$ représente les dynamiques négligées du moteur.

Si on utilise comme angle papillon :

$$\alpha_p = \frac{1}{k_a}(a(\dot{T}_m - \dot{T}_d) + T_d - \hat{G}), \tag{4.11}$$

où $a \in \mathbb{R}^-$, T_d est le couple désiré donné par (3.29), et $\hat{G}$ est l'estimation de $G(t)$ qui peut être obtenue à partir de (4.10) en temps discret :

$$G_k = T_{mk} - k_a \alpha_{k-1},$$

cette loi de commande permet d'avoir une dynamique de l'erreur de couple suivante :

$$a(\dot{T}_m - \dot{T}_d) - (T_m - T_d) = 0.$$

Par conséquent T_m tend vers T_d de façon exponentielle.

Le couple frein mesuré T_b peut s'exprimer de la même façon avec la pression de maître cylindre P_m :

$$T_b = k_b P_m + D(t) \tag{4.12}$$

où k_b est une constante et $D(t)$ représente les dynamiques négligées du frein.

La même technique peut être appliquée pour la pression de maître cylindre :

$$P_m = \frac{1}{k_b}(b(\dot{T}_b - \dot{T}_d) + T_d - \hat{D}), \tag{4.13}$$

où $b \in \mathbb{R}^-$ et $\hat{D}$ est l'estimation de $D(t)$.

Par conséquent, nous pouvons calculer les entrées α_p et P_m comme suit :

$$\alpha_p = \begin{cases} \frac{1}{k_a}(a(\dot{T}_m - \dot{T}_d) + T_d - \hat{G}) & Si\ \ T_d \geq 0 \\ 0 & sinon \end{cases}$$

1. Un premier résultat a été présenté dans [7; 8].
2. La mesure du couple moteur sur les véhicules de série est possible. Pour plus d'information, voir *http : //www.ncte.de/ncte/cms/front$_c$ontent.php?idcat = 20*

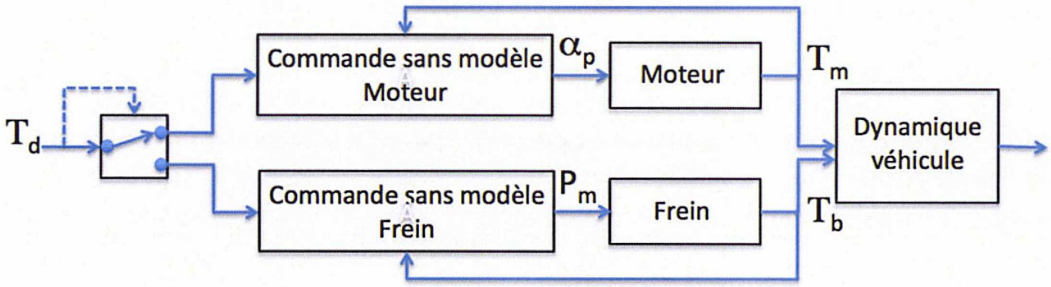


FIGURE 4.5 – Schéma de la commande de bas niveau avec couple mesuré

$$P_m = \begin{cases} 0 & Si\ \ T_d \geq 0 \\ \frac{1}{k_b}(b(\dot{T}_b - \dot{T}_d) + T_d - \hat{D}) & sinon \end{cases}$$

Nous avons donc développé les contrôleurs pour chacun des actionneurs (voir la figure 4.5).

Les résultats obtenus par cette approche sans modèle sont illustrées dans les figures 4.6 et 4.7. Les couples obtenus sont bien superposés aux couples désirés et l'inter-distance ainsi obtenue suit bien l'inter-distance de référence sans avoir utilisé les modèles précis. Les perturbations externes sont bien compensées par la compensation des dynamiques négligées dans la commande de haut niveau.

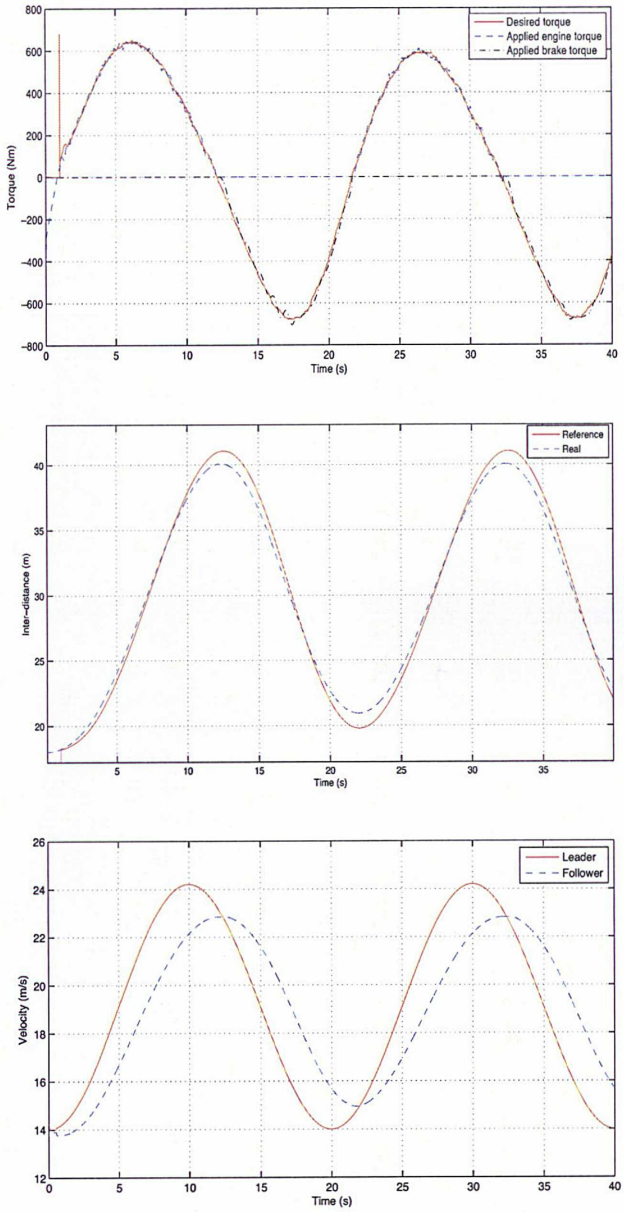


FIGURE 4.6 – Résultats par commande sans modèle : le couple, l'inter-distance et la vitesse dans un scénario typique du Stop&Go

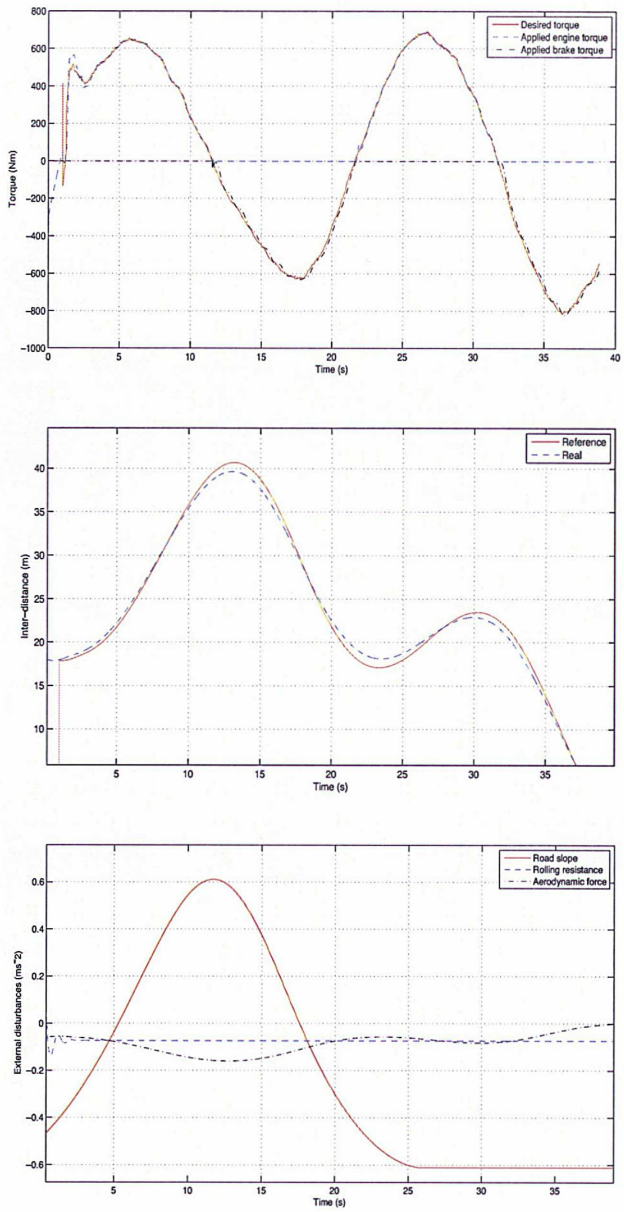


FIGURE 4.7 – Résultats par commande sans modèle avec perturbations externes ajoutées : le couple et l'inter-distance

4.5 Commande sans modèle avec accélération mesurée

Dans la section précédente, nous avons élaboré la loi de commande sans modèle pour le bas niveau en considérant les couples mesurés du moteur ou du frein. Mais d'un point de vue pratique, le couple n'est pas facile à mesurer et il faudrait disposer d'un capteur du couple en supplément.

Ici, une nouvelle méthode sans mesure de couple sera présentée. En remplaçant T_m de (4.10) par la formule du couple total (3.21), on obtient :

$$I\sum_{i=1}^{4}\dot{\omega}_i + rM\gamma_x = k_a\alpha_p + G(t) \tag{4.14}$$

où $\gamma_x = \ddot{x}$ est l'accélération mesurée du véhicule.

On peut réécrire cette équation comme suit :

$$\gamma_x = \bar{k_a}\alpha_p + J(t) \tag{4.15}$$

où $\bar{k_a} = k_a/(rM)$ et $J(t) = (G(t) - I\sum_{i=1}^{4}\dot{\omega}_i)/(rM)$ représentant des dynamiques négligées au niveau du moteur ainsi qu'au niveau du châssis.

Si on utilise comme angle papillon :

$$\alpha_p = \frac{1}{\bar{k_a}}(a(\dot{\gamma}_x - \dot{u}) + u - \hat{J}), \tag{4.16}$$

où $a \in \mathbb{R}^-$, u est l'accélération désirée donnée par (3.19) et $\hat{J}$ est l'estimation de $J(t)$ qui peut être obtenue par :

$$J_k = \gamma_{x_k} - \bar{k_a}\alpha_{k-1},$$

cette loi de commande produit une dynamique de l'erreur suivante :

$$a(\dot{\gamma}_x - \dot{u}) - (\gamma_x - u) = 0.$$

Ainsi γ_x tend vers u exponentiellement.

Pour le frein, la même hypothèse peut être considérée :

$$\gamma_x = \bar{k_b}P_m + D(t) \tag{4.17}$$

où $\bar{k_b}$ est une constante et $D(t)$ représente des dynamiques négligées au niveau du frein ainsi qu'au niveau du châssis.

La même technique peut être également appliquée pour le frein :

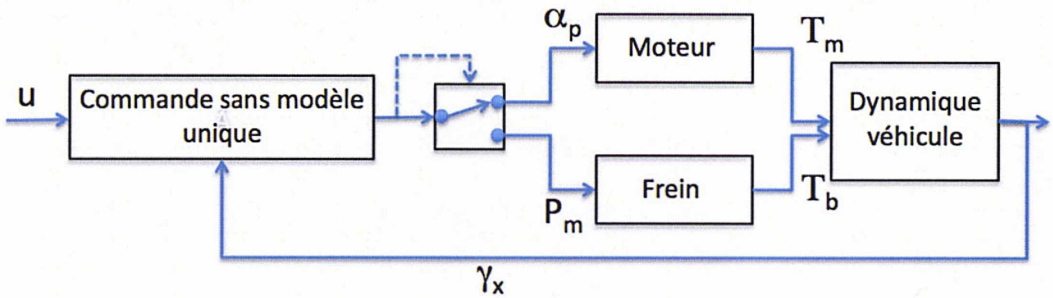


FIGURE 4.8 – Schéma de la commande de bas niveau avec accélération mesurée

$$P_m = \frac{1}{\bar{k}_b}(b(\dot{\gamma}_x - \dot{u}) + u - \hat{D}), \tag{4.18}$$

où $b \in \mathbb{R}^-$, et $\hat{D}$ est l'estimation de $D(t)$.

Dans la section précédente, quand on a utilisé le couple désiré pour la commande de bas niveau, on a pu choisir entre le moteur et le frein en fonction du signe du couple désiré. Cela n'est plus le cas si on utilise l'accélération désirée u (3.19). Comme les perturbations externes ne sont pas prises en compte, il n'est pas possible de déterminer l'un des deux actionneurs (moteur ou frein).

Nous avons donc choisi d'utiliser un seul contrôleur. En effet, les deux contrôleurs étant basés sur la même formule ((4.16),(4.18)), on peut employer un seul contrôleur avec le choix $\bar{k}_a = \bar{k}_b$ et $a = b$ (voir la figure 4.8). Etant donné que le contrôleur est conçu pour que l'accélération réelle γ_x tende vers l'accélération désirée u, ce contrôleur unique donne spontanément l'angle de papillon α_p (sortie positive) ou la pression de maître de cylindre du frein P_m (sortie négative) en fonction du besoin.

La figure 4.9 montre les résultats obtenus avec cette méthode. Les trackings sur le couple, l'accélération et l'inter-distance sont très satisfaisants. On peut constater que notre stratégie de la commande sans modèle compense bien non seulement les dynamiques négligées au niveau du moteur/frein mais aussi les dynamiques négligées au niveau du châssis.

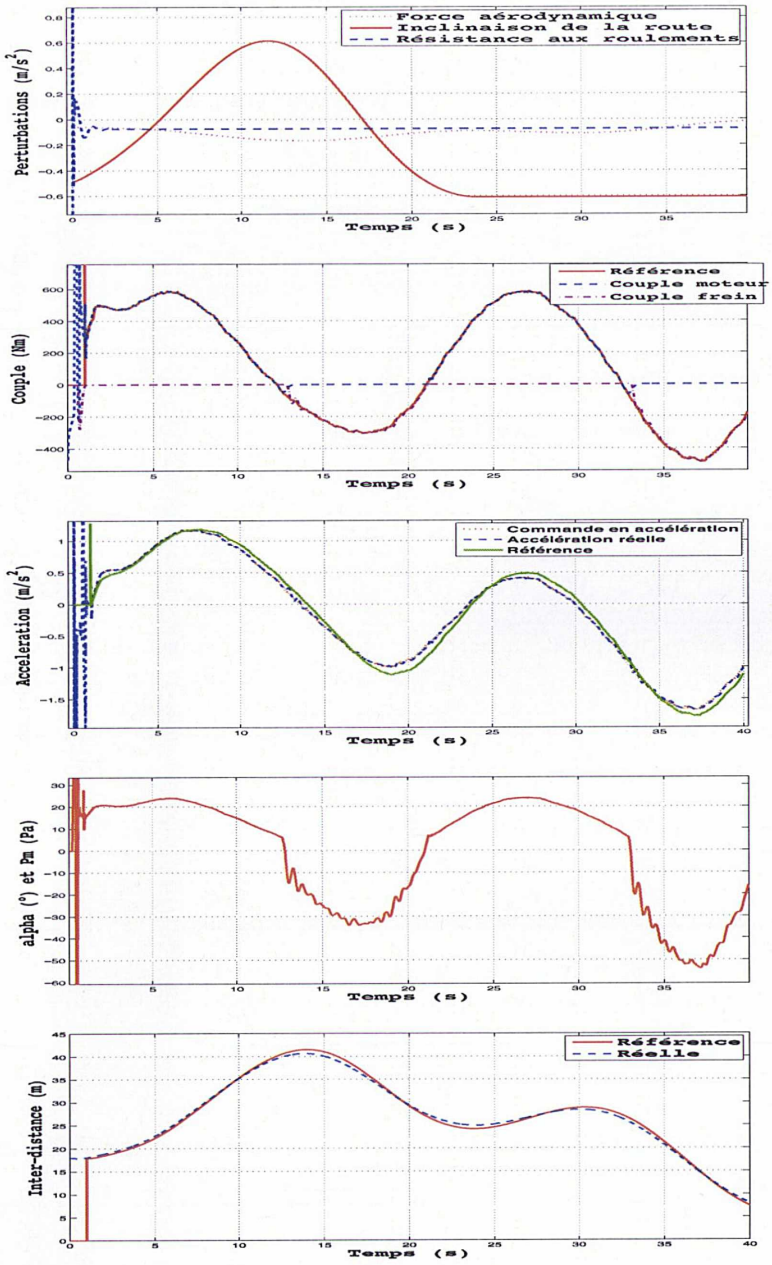


FIGURE 4.9 – Résultat de la commande sans modèle avec l'accélération mesurée

4.6 Étude de la robustesse relativement à des incertitudes paramétriques

À présent, pour étudier la robustesse de la commande sans modèle, nous allons comparer nos commandes sans modèle avec une commande élaborée à partir des modèles présentés dans les sections 4.2 et 4.3.

4.6.1 Commande à l'aide des modèles inversés

Ici, nous allons obtenir une solution analytique en inversant les modèles du moteur et du frein.

Modèle inversé du moteur

D'abord, remplaçons $\widetilde{m}_{a_s}$ dans (4.5) par (4.6) :

$$\begin{aligned} T_m &= \mathbf{A}\dot{m}_{ac_s} + \mathbf{B} \\ \mathbf{A} &= \tfrac{325024}{120 w_m} \\ \mathbf{B} &= -39.22 - 0.0112\vartheta^2 + 0.635\vartheta + (0.0216 + 0.000675\vartheta)(\tfrac{\pi}{30})w_m - 0.000102(\tfrac{\pi}{30})^2 w_m^2 \end{aligned} \tag{4.19}$$

Maintenant on exprime $\dot{m}_{ac_s}$ à partir de (4.1) et on remplace dans (4.19) :

$$T_m = \mathbf{A}(\dot{m}_{ac_e} - \frac{\dot{P}_{adm}}{k_p}) + \mathbf{B} \tag{4.20}$$

Et puis, on exprime $\dot{m}_{ac_e}$ à partir de (4.20) et on le compare avec (4.3) :

$$\dot{m}_{ac_e} = \frac{1}{\mathbf{A}}(T_m - \mathbf{B} + \mathbf{A}\frac{\dot{P}_{adm}}{k_p}) = (1 + 0.907\alpha_p + 0.0998{\alpha_p}^2).PRI(P_{adm}) \tag{4.21}$$

(4.21) peut s'écrire comme une équation du deuxième degré en α_p :

$$\begin{aligned} &\mathbf{a}{\alpha_p}^2 + \mathbf{b}\alpha_p + \mathbf{c} = 0 \\ &\mathbf{a} = 0.0998 \\ &\mathbf{b} = 0.907 \\ &\mathbf{c} = 1 - \frac{T_m - \mathbf{B} + \mathbf{A}\frac{\dot{P}_{adm}}{k_p}}{\mathbf{A}PRI(P_{adm})}. \end{aligned} \tag{4.22}$$

On obtient finalement l'angle papillon qui est une fonction du couple désiré T_d, de la pression de la chambre d'admission P_{adm} et de la vitesse de rotation du moteur w_m en résolvant (4.22) (on garde la racine positive car $\alpha_p \geq 0$) :

$$\alpha_p = f(T_d, P_{adm}, w_m) = \frac{-\mathbf{b} + \sqrt{\mathbf{b}^2 - 4\mathbf{ac}}}{2\mathbf{a}}. \tag{4.23}$$

En réalité, la pression de la chambre d'admission P_{adm} et la vitesse de rotation du moteur w_m seront mesurées et la dérivée de P_{adm} sera calculée par le dérivateur (2.7).

Modèle inversé du frein

En exprimant P_{mc} à partir de (4.8) dans le domaine temporel, on obtient la relation suivante :

$$P_{mc} = \frac{1}{\omega_n^2}(\ddot{P}_w + 2\zeta\omega_n\dot{P}_w + \omega_n^2 P_w) \tag{4.24}$$

En divisant le couple désiré T_d par K_p, on calcule la pression appliquée à la roue P_w et les termes dérivés seront calculés par le dérivateur (2.7).

Les résultats obtenus par les modèles inversés sont montrés à la figure 4.10. Les couples obtenus sont bien superposés aux couples désirés et l'inter-distance suit bien l'inter-distance de référence.

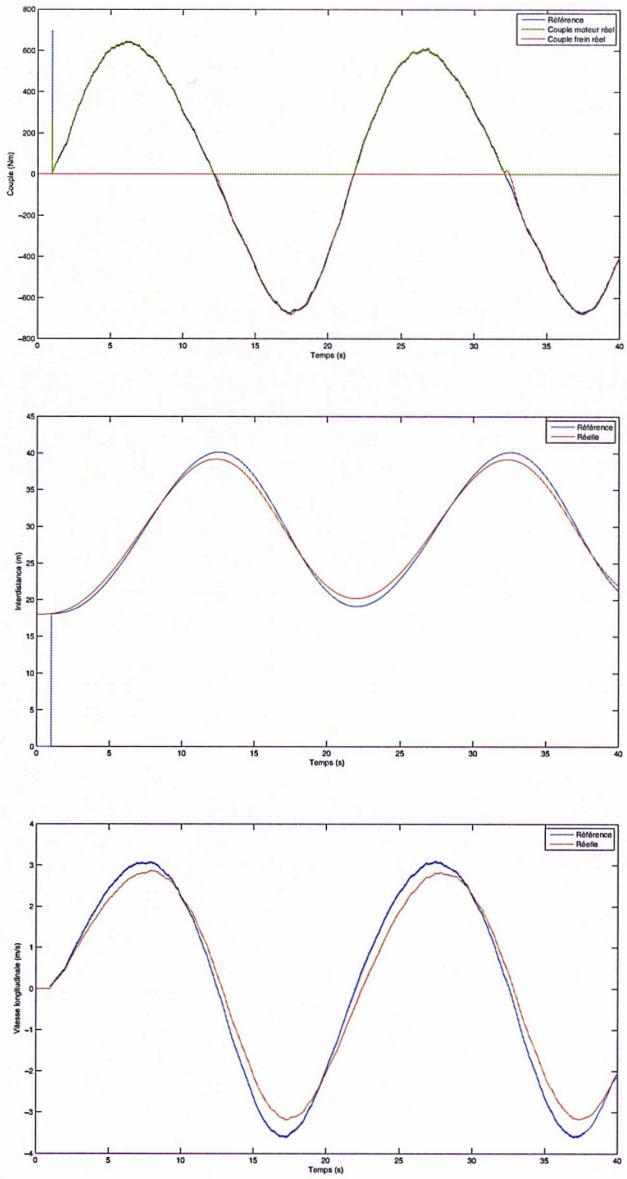


FIGURE 4.10 – Résultat de la Commande de bas niveau à l'aide des modèles inversés : le couple, l'inter-distance et la vitesse

4.6.2 Influence des incertitudes paramétriques

Pour étudier l'influence des incertitudes paramétriques, nous avons modifié quelques paramètres du modèle moteur et du modèle frein (les deux premiers coefficients de l'équation du couple moteur (4.5) et la fonction de transfert du frein (4.8) ont été multipliés par 1.2).

Comme prévu, le résultat obtenu par la méthode basée sur les modèles n'est pas satisfaisant parce que cette méthode est très dépendante des paramètres des modèles (voir la figure 4.11). Par contre notre méthode sans modèle donnent des résultats très satisfaisants malgré les incertitudes parce qu'elle est complètement indépendante des paramètres des modèles.

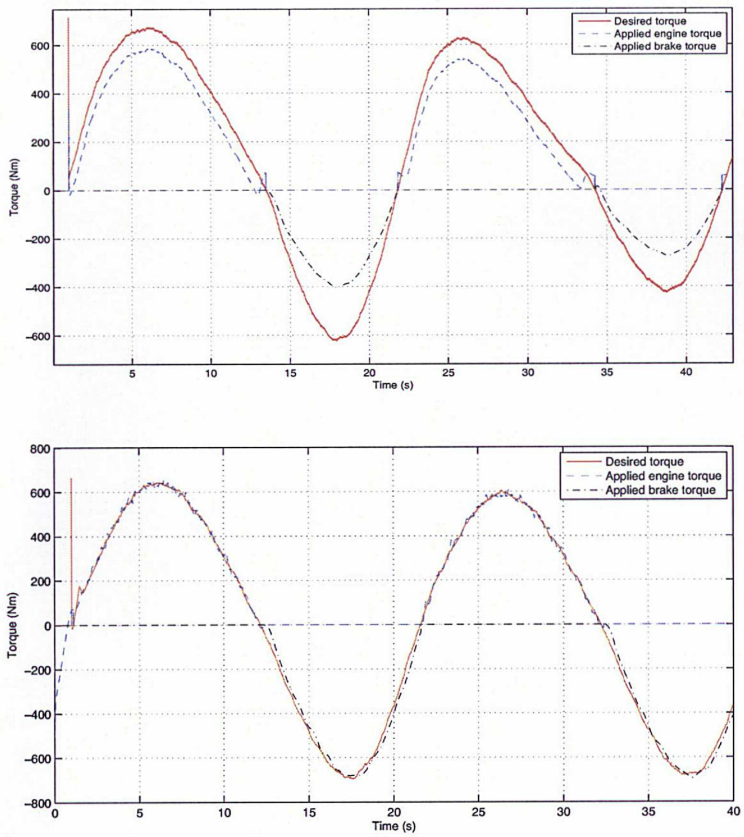


FIGURE 4.11 – Influence des incertitudes paramétriques sur les modèles inversés (haut) et robustesse de la commande sans modèle contre des incertitudes paramétriques (bas)

Chapitre 5

Stop&Go : Extension vers le monde réel

Dans les sections précédentes, les simulations de notre système de *Stop&Go* ont été faites dans un cas idéal où seuls les deux véhicules *leader* et *suiveur* roulent sur une route droite sans braquer. Mais dans le monde réel, cela n'est plus le cas. Les routes ne sont pas toujours droites et plusieurs véhicules se trouvent souvent dans un voisinage du véhicule *suiveur*. De plus des insertions sur la voie d'un nouveau véhicule précédent devant le véhicule *suiveur* se produisent fréquemment lorsque les véhicules roulent sur des routes à voies multiples. Dans ce contexte, il est donc nécessaire d'envisager des stratégies afin d'étendre vers le monde plus réaliste.

5.1 Choix de la cible principale et inter-distance associée

En situation réelle, le véhicule *suiveur* roule souvent sur une route courbée à voies multiples avec plusieurs véhicules qui se trouvent dans son voisinage. Dans ce contexte, il est donc nécessaire d'envisager une stratégie sans utilisation d'autres capteurs supplémentaires afin de choisir une cible correcte qui se trouve dans la même voie et juste devant le véhicule *suiveur*.

Une fois les cibles potentielles autour du véhicule suiveur détectées, un algorithme inspiré de ce que F. Nashashibi a proposé dans le projet ARCOS [1], permet d'identifier les cibles sur la voie du véhicule *suiveur*.

Pour chaque cible détectée i, nous disposons des positions x_i, y_i, et de la distance d_i dans le repère du capteur de l'inter-distance (la position du radar est l'origine du repère, par exemple. Voir la figure 5.1).

1. Le projet ARCOS, projet français, financé par le PREDIT(Programme de Recherche et d'Innovation dans les Transports terrestres), s'est déroulé sur 3 ans pour s'achever fin 2004 dans le but de l'amélioration de la sécurité routière, avec un objectif à terme de réduction des accidents de 30 %.

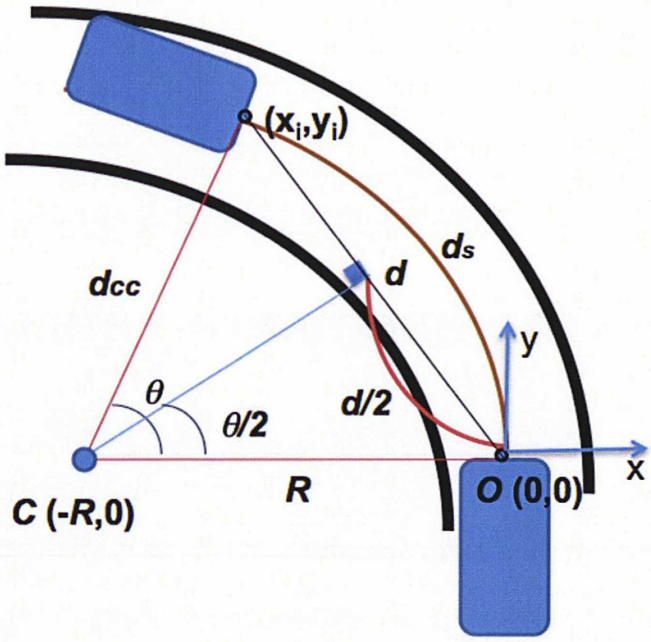


FIGURE 5.1 – Test de l'existence de cible sur la voie et calcul de la distance effective

Pour déterminer si une des cibles se trouve dans la voie de circulation du véhicule *suiveur*, nous considérons qu'il est sur une voie de courbure constante $1/R$. Ce rayon peut facilement être calculé à partir de la vitesse longitudinale V_x et la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ du véhicule *suiveur* comme suit :

$$R = V_x/\dot{\psi}.$$

Connaissant R, nous pouvons, pour chaque cible, déterminer si elle se trouve dans la même voie de circulation. Pour cela nous devons comparer la distance de la cible d_{cc} par rapport au centre de rotation instantané C avec le rayon R. La position du centre C sera $(-R, 0)$ ou $(R, 0)$ par rapport à l'origine du repère et la distance d_{cc} entre ce centre et la position d'une cible donnée (x_i, y_i) connue peut être calculée par : $\sqrt{(x_i + R)^2 + y_i^2}$ (quand C est au $(-R, 0)$). Puis, on calcule la différence entre cette distance et le rayon de courbure R. En comparant cette différence avec un seuil représentant une demi-largeur de la voie, on peut déterminer si la cible considérée est sur notre voie. Dans le cas où plusieurs cibles sont sur la voie, le véhicule retenu pour cible sera celui détecté sur notre voie à la distance minimale.

Pour une cible choisie, l'inter-distance effective dont on doit tenir compte est la

longueur de l'arc (distance curviligne) d_s qui peut être calculée par (voir la figure 5.1) :

$$d_s = R * \theta \tag{5.1}$$

où

$$\theta = 2 * \arcsin \frac{d}{2R}, \tag{5.2}$$

et d est la distance mesurée par le capteur.

Si la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ est en dessous d'un seuil représentant une valeur quasi nulle, la courbure est négligeable et on prend directement la distance d mesurée par le lidar.

5.2 Ajustement du modèle de référence en cas général

Afin d'étendre l'algorithme de Martinez et Canudas-de-wit [40] dans les cas généraux, il est nécessaire d'ajuster le modèle de référence développé au chapitre 3 avec l'inter-distance effective curviligne d_s.

Considérons deux véhicules *leader et suiveur* roulant sur un arc de cercle de rayon R avec un écartement curviligne d_s (voir la figure 5.1). Comme les deux véhicules roulent sur la même trajectoire, le meilleur moyen pour exprimer l'inter-distance effective sur une trajectoire donnée est d'utiliser la distance parcourue s. Pour une courbe régulière de classe C^r (r au moins 1) $r(t) : [a, b] \to R^n$, on peut définir la distance parcourue s par :

$$s(t) = \int_0^t \|\dot{r}(\tau)\| \, d\tau.$$

Soit s_l celle du véhicule *leader* et s_f celle du véhicule *suiveur*, l'inter-distance effective entre ces deux véhicules est donnée par :

$$d_s = s_l - s_f,$$

où d_s est obtenue à partir de la mesure radar d par (5.1) et (5.2).

Si on les considère comme deux véhicules roulant sur une route droite avec le même écartement d_s (mais rectiligne dans ce cas), le problème revient au même que celui de Martinez et Canudas-de-wit [40]. En partant de cette formulation, on s'aperçoit que le modèle de Martinez et Canudas-de-wit [40] peut être utilisé avec celle-ci.

L'équation dynamique du modèle de l'inter-distance de référence curviligne peut être donc donnée par :

$$\ddot{d}_s^r = \ddot{s}_l - \ddot{s}_f^r \tag{5.3}$$

où, $\ddot{s}_l$ est l'accélération du véhicule *leader*, alors que $\ddot{s}^r_f$ est l'accélération de référence du véhicule *suiveur*.

En suivant le même raisonnement que Martinez et Canudas-de-wit [40], on aura les mêmes équations avec la distance nominale curviligne d_{0_s} jouant le rôle de d_0 et la distance critique de sécurité curviligne d_{c_s} jouant le rôle de d_c.

On obtient donc comme accélération de référence :

$$u^r_s = \ddot{s}^r_f = c|d_{0_s} - d^r_s|\dot{d}^r_s \tag{5.4}$$

où l'évolution de l'inter-distance de référence vient de l'intégration numérique de l'équation suivante :

$$\dot{d}^r_s = \frac{c}{2}(d_{0_s} - d^r_s)^2 + \dot{s}_l(t) - \beta,\ \beta = \dot{s}^r_f(0) + \frac{c}{2}\left(d_{0_s} - d^r_s(0)\right)^2, \tag{5.5}$$

où $\dot{s}_l(t)$ est la vitesse du véhicule précédent qui peut être estimée par :

$$\hat{\dot{s}}_l(t) = \dot{d}_s + \dot{s}_f(t), \tag{5.6}$$

où d_s est l'inter-distance effective calculée par (5.1), sa dérivée $\dot{d}_s$ est estimée par (2.7) et $\dot{s}_f(t)$ est la vitesse du véhicule *suiveur*.

Remarque. *Ce contrôleur ne tient pas compte de la dynamique latérale. Quand on est dans une forte courbe, il faut diminuer la vitesse (au risque d'augmenter l'inter-distance). Il faudrait donc rajouter un terme conservatif en fonction de l'angle volant ou de la courbure.*

5.3 Gestion des "cut-ins"

Les cut-ins des véhicules, c'est-à-dire l'insertion sur la voie d'un nouveau véhicule précédent devant le véhicule *suiveur*, se produisent fréquemment lorsque les véhicules roulent sur des routes à voies multiples. Les cut-ins sont des situations opérationnelles généralement caractérisées par un véhicule qui change de voie en avant ou derrière un autre véhicule.

Le véhicule changeant de voie peut affecter le fonctionnement d'un système de régulateur de vitesse adaptatif d'un véhicule derrière lui ou, dans le cas où le véhicule changeant de voie est équipé d'un système de régulateur de vitesse adaptatif, ce dernier peut voir son fonctionnement affecté par le changement de voie. Cela est particulièrement vrai lorsque l'écartement inter-véhicule à la suite du changement de voie est relativement faible. Ces cut-ins peuvent entraîner une décélération agressive du véhicule suiveur basée sur la violation des objectifs de l'espacement inter-véhicule du système.

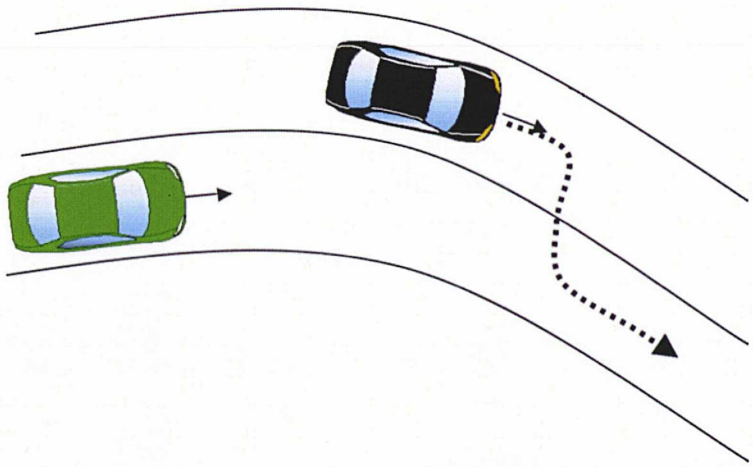


FIGURE 5.2 – Une insertion sur la voie d'un nouveau véhicule précédent

Toutefois, les cut-ins surviennent souvent dans le contexte de véhicules ayant une vitesse presque équivalente ou supérieure aux véhicules des voies adjacentes. Ainsi, la décélération active du véhicule suiveur peut s'avérer trop brutale pour les cut-ins caractérisée par un différentiel de vitesse relativement mineur entre les véhicules précèdent et suiveur à la suite d'une manœuvre du cut-in.

Le véhicule suiveur surveille l'inter-distance mesurée par rapport au véhicule précédent par un capteur conventionnel tel que le radar ou le lidar. L'introduction d'un nouveau véhicule précédent peut être déterminée à partir de changements excessifs dans les mesures de l'inter-distance. Par exemple, un changement de 5,0 mètres peut être utilisé pour indiquer l'apparition d'un nouveau véhicule précédent.

La différence entre l'interdistance à l'instant k et celle à l'instant $k-1$ est calculée à chaque instant, et si cette différence dépasse un seuil, cela indique une insertion d'un véchicule ou une sortie de la cible. S'il y a un changement brutal sur l'inter-distance mesurée, les sorties des estimateurs algébriques (2.7) et (2.11) contiennent des transitoires non-négligeables. Cela produit des décélérations brusques lors d'une insertion d'une nouvelle cible ou des accélérations brusques lors d'une sortie d'une cible. De plus le système nécessite un certain temps de passage afin de suivre correctement les références et parfois ce comportement s'avère très dangereux. Dans ce cas là, une réinitialisation rapide du système est nécessaire pour éviter les transitoires.

5.4 Régulateur de vitesse

Nous avons développé un fonctionnement du régulateur de vitesse ou 'cruise control' qui permet de stabiliser la vitesse du véhicule suiveur automatiquement autour d'une vitesse consigne lorsque le véhicule est en zone verte ($d > d_0$). La loi de commande en accélération est de type proportionnel à la différence entre la vitesse longitudinale mesurée V_x et la vitesse de consigne V_{cons} est donnée par :

$$u^r = -G_v(V_x - V_{cons}), \quad G_v > 0.$$

Ce régulateur de vitesse peut être également utilisé lorsqu'aucune cible en tant que véhicule à suivre n'existe.

5.5 Conditions d'application

Dans certaines situations, il est nécessaire de désactiver le système afin d'éviter des risques d'accidents. On décide de ne pas appliquer l'algorithme du *Stop&Go* si :

- 1. l'adhérence est trop faible : $\mu \simeq \frac{\gamma_x}{g} < \mu_{seuil}$.
- 2. la vitesse longitudinale du véhicule est trop faible : $V_x < V_{seuil}$. Cette condition n'est nécessaire que lors que le véhicule s'arrête aux intersections.
- 3. le clignotant est allumé donc on change de voie.
- 4. l'accélération latérale est trop forte $\gamma_y \geq \gamma_{y_{seuil}}$(typiquement $\gamma_{y_{seuil}} = 0.4g$). Le véhicule peut se trouver dans une situation de virage à risque.
- 5. Des pannes des capteurs sont détectées.

5.6 Résultats d'une situation complexe simulée

Un scénario *Stop&Go* où une cible accélère et décélère de façon sinusoïdale a été testé. Les perturbations composées de la pente de la route, de la résistance au roulement et de la force aérodynamique ont été ajoutées ainsi que des bruits de mesure. Pour le test du régulateur de vitesse, un seuil de l'inter-distance (32 m) a été utilisé et une insertion (à la 7ème seconde) et une sortie (à la 25ème seconde) ont été ajoutées.

La figure 5.3 montre les résultats en inter-distance et en vitesse longitudinale. À la 7ème seconde, l'inter-distance est réduite de 3 m à cause de l'insertion et elle augmente de 3 m à la 25ème seconde à cause de la sortie. À partir de la 11ème seconde, le véhicule suiveur dépasse le seuil de l'inter-distance et le régulateur de vitesse s'active. À la 18ème seconde le véhicule rentre dans la zone orange et le *Stop&Go* se réactive. On voit bien qu'il y a 3 réinitialisations (à la 7ème, 18ème et 25ème seconde). La vitesse mesurée se stabilise autour de la vitesse consigne (21 m/s) entre la 11ème et la 18ème seconde.

Les perturbations ajoutées sont bien estimées malgré les bruits de mesure par la commande sans modèle et cela permet d'avoir un bon suivi.

Le module implémenté sous matlab-simulink est donné dans l'annexe C.

Nous avons également implémenté l'algorithme sous l'environnement SiVIC/RT-Maps (voir la figure 5.4). Un scénario de *Stop&Go* sur un virage avec une insertion et une sortie du véhicule précédent a été testé.

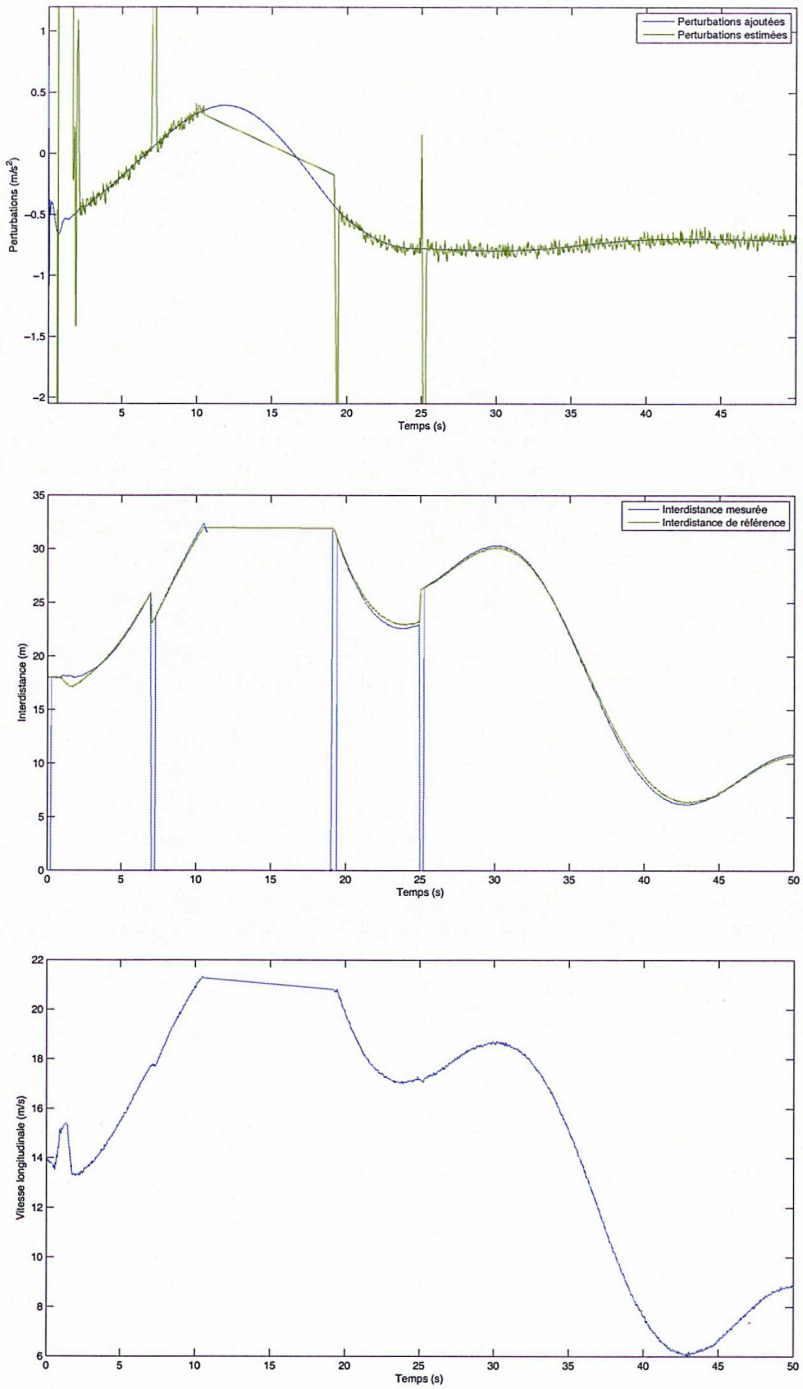


FIGURE 5.3 – Simulation d'un scénario complexe de *Stop&Go*

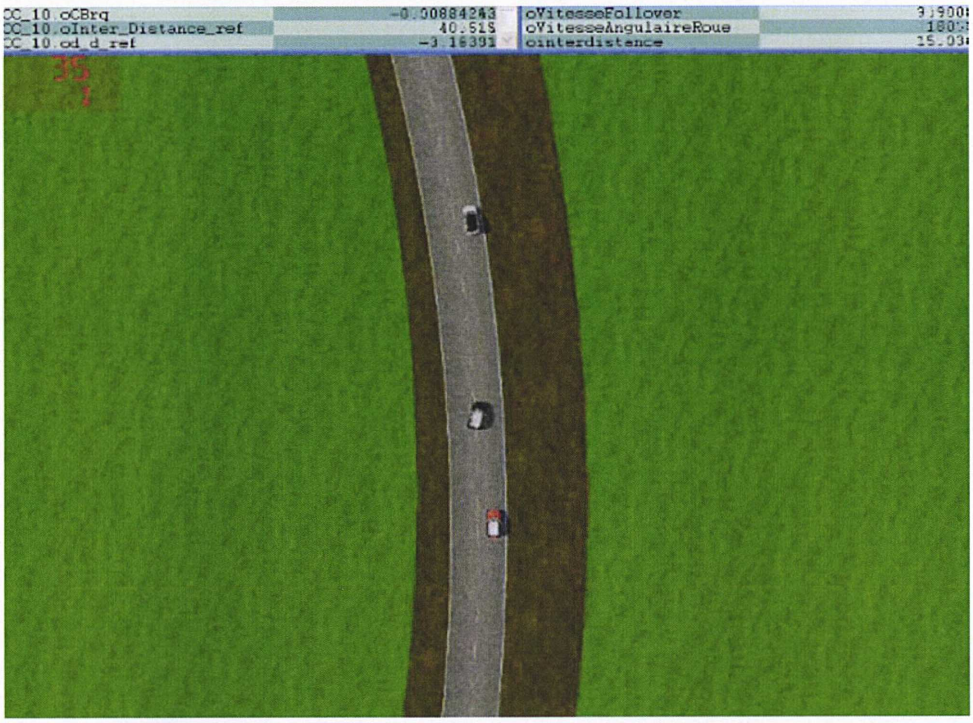


FIGURE 5.4 – Simulation d'un scénario complexe de *Stop&Go* sous SiVIC/RT-Maps

Chapitre 6

Stop&Go : Conclusions et perspectives

Une nouvelle approche pour un contrôle robuste dans le cadre de l'*ACC* et du *Stop-and-Go* a été proposée, reposant sur des techniques algébriques d'estimation et de commande sans modèle.

Pour la commande de haut niveau, nous avons appliqué le filtre et le dérivateur algébriques pour faire face aux bruits de mesure. La technique de la commande sans modèle a été également appliquée pour compenser toutes les dynamiques négligées externes. Les résultats ainsi obtenus mettent en évidence non seulement de bonnes performances, mais aussi une grande robustesse aux importants bruits de mesure et aux conditions météorologiques ainsi qu'aux caractéristiques de la route.

En ce qui concerne la réponse du moteur et du frein, il a été possible de fournir des actions répondant aux accélérations souhaitées le plus rapidement possible pour traiter les dynamiques brusques, grâce à la technique de la commande sans modèle. Nous avons démontré que notre approche ne nécessite pas de modèles du moteur/frein mais elle est capable de compenser les dynamiques négligées très rapidement. Elle est donc très robuste par rapport aux variations des paramètres du modèle.

Dans le but de se servir dans le monde réel, quelques stratégies ont été développées. Nous avons d'abord développé une méthode permettant de choisir la cible à suivre sur la voie du véhicule *suiveur* parmi les cibles détectées dans le voisinage et de calculer l'inter-distance effective à la cible choisie dans la loi de commande. Nous avons également considéré l'insertion ou la sortie du véhicule précédent ainsi que les conditions d'application afin d'éviter des risques d'accidents.

Pour rendre notre système encore plus robuste et sûr, il faudrait prendre en compte la dynamique latérale dans le modèle de l'inter-distance de référence. Si le modèle est développé pour que l'accélération latérale soit limitée par un certain seuil sûr, le

système se comportera mieux dans les situations réelles.

L'adhérence est également très importante pour anticiper l'accélération maximale que le véhicule peut atteindre sur la route donnée et que l'on devrait considérer comme γ_{max} dans les paramètres du système. Pour ce faire, une estimation robuste en temps réel de l'adhérence est nécessaire. Villagra et ses co-auteurs ([66]) présentent un estimateur de l'adhérence basé aussi sur une approche algébrique.

Pour mieux traiter l'insertion du véhicule précédent, il sera nécessaire d'anticiper le temps de croisement de voie des véhicules souhaitant s'insérer, mais pour cela il nous faudrait une estimation de la vitesse de lacet des cibles.

Troisième partie

Parking automatique

Chapitre 7

Parking automatique : Planification

7.1 Introduction

Le parking automatique est une manœuvre à réaliser à partir d'une zone de circulation (rue, entrée de parking, ...) vers une zone de stationnement. Si la zone de stationnement est parallèle à la voie de circulation, on parle de parking en créneau, si celle-ci est perpendiculaire, on parle de parking en bataille et si elle est oblique, de parking en épi. Ce type de système vise à améliorer le confort et la sécurité de la conduite dans des environnements contraints où beaucoup d'attention et d'expérience sont nécessaires pour piloter la voiture. La manœuvre de parking est réalisée au moyen d'un contrôle coordonné de l'angle de direction et de la vitesse. Cette manœuvre prend en compte la situation réelle dans l'environnement pour assurer le mouvement sans collision dans l'espace disponible.

Le parking automatique se compose de trois phases : la détection de l'emplacement de parking, la planification de trajectoire réalisable et l'asservissement sur la trajectoire. La planification de trajectoire d'un véhicule revient à résoudre le problème de trouver un chemin réalisable qui connecte la configuration initiale et la configuration finale en satisfaisant par exemple les contraintes non holonomes du véhicule sous l'hypothèse de roulement sans glissement [36]. Des contraintes additionnelles peuvent être imposées par des obstacles fixes ou mobiles.

Puisqu'il nécessite des manœuvres nombreuses dans un espace très limité, sa nature est différente de la conduite normale et de la planification globale de conduite dans un grand espace. Ce sera plutôt une planification spécifique et locale.

Dans cette étude, nous supposons que l'information de l'emplacement de parking est fournie par un système de détection. Nous nous concentrons sur la planification locale de trajectoires réalisables avec le minimum de manœuvres possible dans un environnement connu.

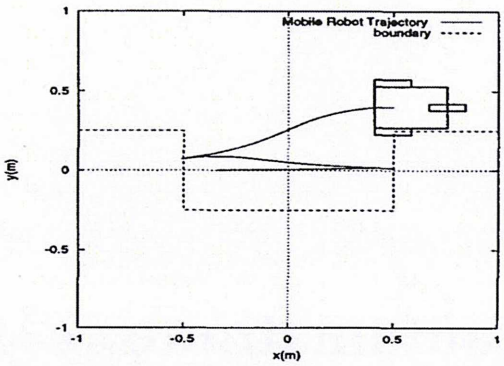


FIGURE 7.1 – Méthode par des fonctions de Lyapunov

7.2 État de l'art

Il existe différentes méthodes permettant de réaliser une navigation automatique (parking dans le cas particulier) du véhicule. On peut recenser deux grandes catégories : l'une utilisant des méthodes de stabilisation et l'autre se basant sur une planification de trajectoire.

7.2.1 Méthodes par stabilisation

Parmi les méthodes par stabilisation on peut trouver des approches par fonctions de Lyapunov ainsi que des méthodes par apprentissage.

Deux méthodes intéressantes existent pour le cas Lyapunov : Dans [37], les auteurs proposent une méthode qui permet de stabiliser le véhicule premièrement à la ligne désirée ($y = 0$, $\theta = 0$), et deuxièmement au point désiré ($x = x_c$) par marche avant ou arrière (voir la figure 7.1). Le comportement du véhicule commandé par cette méthode dépend des gains de la fonction de Lyapunov et il est nécessaire d'ajuster les gains selon l'environnement détecté (taille de l'emplacement de parking et obstacles). L'autre [59] utilise des fonctions potentielles avec lesquelles on élabore une fonction de Lyapunov : une fonction potentielle attractive pour la position finale et d'autres répulsives pour les obstacles. Cette méthode ne garantit pas de ne pas rentrer en collision avec les obstacles.

Les méthodes s'appuyant sur des techniques d'apprentissage utilisent la logique floue ([74], [68] et [73]) ou les réseaux de neurones ([30]) pour acquérir la technique d'un expert humain et pour la transférer au contrôleur du parking automatique. Il n'y a pas de trajectoire de référence à suivre et la commande est générée en considérant l'orientation et la position du véhicule relative à la place de parking. Cette méthode est

limitée par l'expérience d'un expert et n'est pas pertinente pour générer une solution générique.

7.2.2 Méthodes basées sur la planification de trajectoire

Pour les méthodes basées sur la planification de trajectoire, il existe plusieurs approches.

Méthode de Dubins et de Reeds&Shepp

Dubins [11] a étudié les chemins les plus courts joignant deux configurations arbitraires pour une voiture qui ne peut pas reculer. Les chemins se composent d'un enchaînement de segments de droite et d'arcs de cercles de rayon minimal correspondant à un braquage maximal du véhicule.

Reeds et Shepp [56] ont étendu les résultats de Dubins à une voiture qui peut inverser son mouvement. Dans ce cas, les trajectoires comprennent au plus deux aiguilles (changements de sens) et elles n'ont pas plus de 5 segments. En outre, ils ont montré que leurs trajectoires les plus courtes entre deux configurations arbitraires peuvent être classées dans les 48 familles, qui peuvent encore être divisées en 9 groupes. Ces groupes sont énumérés dans la table 7.1, où la notation C signifie un arc de cercle, S désigne un segment de droite, le séparateur | indique un changement dans la direction et les paramètres indexés déterminent la longueur d'arc de cercle.

Une autre notation plus explicite existe : l, r et s sont pour dire 'tourner à gauche à fond', 'tourner à droite à fond' et 'aller tout droit'. Les indices peuvent être utilisés pour indiquer l'angle central de l'arc de cercle pour les braquages ou la longueur du segment pour le déplacement sans braquage. Pour distinguer les marches avant et arrière, les signes '+' et '−' peuvent être utilisés. Pour un exemple, voir la figure 7.2 qui montre une trajectoire de Reeds&Shepp qui permet de changer la direction du véhicule sur sa place initiale. Nous allons utiliser cette notation explicite pour détailler notre approche dans la suite.

Cette méthode peut donner un chemin le plus court entre deux configurations quelconques mais elle n'est applicable que dans un environnement sans obstacle. Néanmoins cette méthode a ouvert beaucoup de pistes et largement influencé ce domaine de recherche.

Approche en deux étapes

Laumond et al. ([35][36]) ont présenté une méthode qui décompose la recherche de trajectoire en deux phases avec une justification théorique. Cette méthode, bien résumée dans [44], est brièvement rappelée ici.

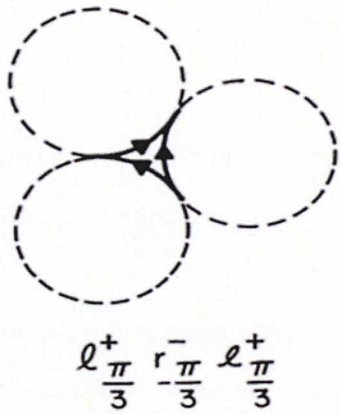


FIGURE 7.2 – Exemple d'une trajectoire de Reeds&Shepp

Système contrôlable en temps petit Le problème de planification étant posé, une question importante est de savoir si et à quelles conditions une solution existe. En utilisant la terminologie de Sussmann [60], un système est appelé **contrôlable localement** si l'ensemble des points accessibles depuis n'importe quelle configuration $q \in C$ (C étant l'espace des configurations), par une trajectoire admissible, contient un voisinage de q.

Il est **contrôlable en temps petit** (*small-time controllable*) si l'ensemble des points accessibles depuis $q \in C$ avant un temps quelconque donné T contient un voisinage de q. Une interprétation descriptive de cette définition est que sous l'hypothèse d'un espace compact des entrées admissibles, le système contrôlable en temps petit peut être dirigé à peu près le long de n'importe quelle courbe connectée dans l'espace de configuration C sans quitter le voisinage, peut-être très petit, autour de cette courbe.

Comme montré dans [35], le système dynamique décrivant les équations d'une voiture sous l'hypothèse de roulement sans glissement est contrôlable en temps petit. Par conséquent, s'il existe une connexion sans collision dans C de q_s à q_g, il existe également un contrôle admissible ramenant le véhicule de q_s à q_g le long d'une trajectoire sans collision. Donc, une solution pour le problème de parking peut être toujours trouvée tant que l'espace de stationnement est plus grand que la surface de la voiture.

Algorithme en 2 étapes Grâce à la propriété du système contrôlable en temps petit, il est possible de trouver une trajectoire admissible en 2 étapes :

- Étape 1 : chercher une trajectoire holonome τ sans tenir compte des contraintes non-holonomes du véhicule avec un planificateur géométrique. Si aucune trajectoire n'existe, l'algorithme s'arrête.

TABLE 7.1 – Familles de trajectoires les plus courtes de Reeds&Shepp

Groupe	Notation
I	$C_a\|C_b\|C_e$
II	$C_a\|C_bC_e$
III	$C_aC_b\|C_e$
IV	$C_aC_b\|C_bC_e$
V	$C_a\|C_bC_b\|C_e$
VI	$C_a\|C_{\frac{\pi}{2k_{max}}}S_lC_{\frac{\pi}{2k_{max}}}\|C_b$
VII	$C_a\|C_{\frac{\pi}{2k_{max}}}S_lC_b$
VIII	$C_bS_lC_{\frac{\pi}{2k_{max}}}\|C_a$
IX	$C_aS_lC_b$

- Étape 2 : diviser la trajectoire générée par la première phase en plusieurs segments et les approximer par des segments satisfaisant les contraintes non-holonomes jusqu'à ce que tous les points finaux soient reliés à leurs voisins par un chemin admissible. À cette étape un nombre pertinent de points d'échantillonnage est choisi. En ignorant les obstacles, chaque paire de configurations successives q_i et q_{i+1} est reliée par une trajectoire admissible vérifiant les contraintes non-holonomes. Pour cette tâche, un planificateur local de trajectoire *Steer* qui doit être capable de calculer une trajectoire reliant deux configurations quelconques est nécessaire, i.e. *Steer* peut être interprété comme une application :

$$Steer : C \times C \times [t_1, t_2] \rightarrow C$$

telle que $Steer(q_1, q_2, t_1) = q_1$, $Steer(q_1, q_2, t_2) = q_2$ et la courbe continue $Steer(q_1, q_2, t), t \in [t_1, t_2]$ représente une trajectoire admissible par rapport à des contraintes non-holonomes. Puis, on teste la sous-trajectoire résultante pour la collision avec des obstacles. Si elle rentre en collision, un point d'échantillonnage supplémentaire sera ajouté pour que la distance des configurations successives soit réduite.

On peut trouver différents planificateurs locaux dont on citera notamment :
- $Steer_{opt}$ qui calcule les chemins de Reeds&Shepp [56] pour un véhicule,
- $Steer_{sin}$ utilisant des entrées sinusoïdales proposé par Murray et Sastry [45] pour les systèmes chaînés,
- $Steer_{flat}$ utilisant la propriété de la platitude du système plat proposé par Rouchon et al [57] pour les systèmes chaînés.

Convergence et Complétude de l'algorithme L'idée sous-jacente pour ajouter plus de points d'échantillonnage dans le cas d'une collision est que la trajectoire reliant deux configurations plus proches reste plus proche de la trajectoire initiale τ. En fait, cette

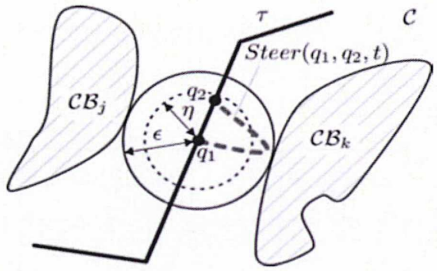


FIGURE 7.3 – Propriété topologique

attente est bien fondée si l'algorithme utilisé pour la production de trajectoire satisfait la propriété topologique :

$$\forall \epsilon > 0, \exists \eta > 0, \forall q_1, q_2 \in C$$
$$\| q_2 - q_1 \| < \eta \implies \| Steer(q_1, q_2, t) - q_1 \| < \epsilon, \forall t \in [t_1, t_2]$$

où $\| \cdot \|$ signifie toutes les normes définies sur C. La figure 7.3 montre la signification de la propriété topologique. Supposons qu'un voisinage de taille ϵ de tous les points sur τ est sans obstacle dans C. La trajecoire $Steer(q_1, q_2, t), t \in [t_1, t_2]$ entre deux configurations q_1 et q_2 qui ne sont pas séparées d'une distance $> \eta$, i.e. $\| q_2 - q_1 \| < \eta$, reste dans ce voisinage sans collision de taille ϵ.

Ainsi, la convergence de l'algorithme proposé, qui convertit un chemin holonome sans collision en une trajectoire admissible non-holonome est garantie si le planificateur local de trajectoire employé satisfait la propriété topologique. Grâce à la propriété du système d'être contrôlable en temps petit, la complétude de l'algorithme ne dépend que de la complétude du planificateur géométrique qui calcule le premier chemin sans collision.

Application au véhicule Laumond et al. ont appliqué cette approche dans [35]. Le véhicule est considéré comme un polygone et le planificateur géométrique est basé sur une représentation analytique de l'espace de configuration d'un polygone se déplaçant au milieu des obstacles polygonaux. Le planificateur local est $Steer_{opt}$. En raison de la complétude du planificateur géométrique, l'algorithme proposé est complet. Néanmoins, ils sont délicats à implémenter numériquement.

Latombe [34] a proposé une application où le planificateur géométrique a été remplacé par une approche de représentation distribuée. Un algorithme A* heuristiquement guidé par une fonction de potentiel permet d'explorer l'espace de configuration discrétisée. Il est alors complet en fonction de la résolution, et suffisamment efficace pour

être intégré sur un robot mobile réel. Latombe a présenté une approche similaire avec Barraquand [3]. La complétude de cette approche dépend de la résolution de l'espace de recherche, il ne garantit une solution que quand une solution existe à une résolution donnée lors de la modélisation de l'espace de recherche par une grille.

Mirtich et Canny [43] ont proposé une méthode astucieuse consistant à minimiser la longueur de la séquence de chemins les plus courts approximant un chemin géométrique. Cette méthode est basée sur le squelette (ou 'road map') collectant l'ensemble des points définissant un espace maximal à l'égard des obstacles. Cet espace est maximal quand il est impossible de se déplacer sans se rapprocher de l'un des plus proches obstacles et pour cela, la distance est calculée en utilisant la métrique de Reeds&Shepp. Ensuite, le planificateur géométrique travaille en liant la configuration initiale s_0 et la configuration finale g_0 sur le squelette. La séquence de chemins les plus courts obtenue, est plus courte que la séquence approximant un chemin géométrique qui se situe plus près des obstacles. Un point critique de l'approche est le calcul de la métrique : les auteurs utilisent une table stockant toutes les valeurs des distances sur une région compacte discrétisée autour de l'origine. Ce tableau est calculé hors-ligne une fois et utilisé pour calculer le squelette de différents environnements.

Limite globale Cette approche en 2 étapes permet la planification globale et générique mais la trajectoire générée est dominée par le chemin holonome généré par la première étape et parfois il n'est pas facile de rapprocher le chemin holonome du chemin non-holonome réalisable.

Laumond et al. [35] ont donné une application de leur méthode sur le problème de parking en créneau. Cette méthode peut donner une solution quelle que soit la taille de la place de parking mais la trajectoire générée n'est pas vraiment optimale en termes de la longueur de la trajectoire et du nombre de manœuvres pour une place étroite. Néanmoins, c'est le premier travail qui a calculé la complexité de l'algorithme (i.e. le nombre de manœuvres nécessaires en fonction de la taille de la place). Nous étudierons cet exemple plus en détail au chapitre 8.

Approche probabiliste

La technique de planification complètement basée sur un échantillonnage aléatoire est le planificateur probabiliste utilisant une carte de route (Probabilistic Roadmap Planner, PRM, [31] [49]) maintenant reconnue comme une technique majeure et efficace. La construction de l'espace libre est approximée par l'échantillonnage aléatoire. Il s'agit d'une approche probabiliste consistant en deux phases :

- Dans la première phase d'apprentissage, les configurations à proximité sont reliées par des chemins admissible à l'aide d'un planificateur local ($Steer_{opt}$ par exemple), afin de construire une carte de route, i.e. un graphe dans l'espace de configuration.

- Dans la phase de recherche, le problème de planification devient la recherche d'un graphe pour un chemin entre deux configurations initiale et finale. Le planificateur local est utilisé pour connecter les configurations à certains nœuds de la carte de route. Si cela réussit, une recherche de graphe est réalisée.

La complétude des planificateurs probabilistes a été démontrée dans un sens probabiliste, c'est à-dire que la probabilité de la réalisation d'un chemin tend vers 1 quand le nombre d'échantillons aléatoires augmente. Cette méthode est efficace pour une planification globale dans un grand espace mais ce n'est pas le cas pour le problème de parking qui nécessite des manœuvres sophistiquées dans un espace limité.

Approche utilisant des techniques d'optimisation

Une approche légèrement différente a été proposée par Bessière et al [4]. Son principe consiste à explorer l'espace libre de la configuration initiale le long des chemins admissibles par la propagation des repères, ceux-ci étant éloignés autant que possible les uns des autres. En parallèle, un planificateur local vérifie si la cible est accessible de chaque nouveau point de repère. Ces deux phases sont résolues en utilisant des techniques d'optimisation (par exemple, les algorithmes génétiques). Cette méthode a été originalement développée pour une navigation dans un environnement dynamique où l'information de l'espace de configuration n'est pas disponible à l'avance. L'objectif étant plus éloigné de notre application, cette méthode ne sera pas utilisée pour notre problème de parking.

Approche géométrique

Une approche géométrique se trouve dans [39]. L'idée principale de cette approche vient de la récupération (la sortie) du véhicule stationné à la place de parking en créneau. Quand la place de parking est suffisamment grande, le conducteur humain braque à gauche à fond pour avoir une marge permettant de sortir, puis le conducteur contrebraque à fond jusqu'à ce que le véhicule soit parallèle à la route. Cette procédure est réversible et donc applicable au problème de parking en créneau. En plus, cette procédure utilise l'angle de braquage maximal, qui détermine un rayon de braquage minimal.

Selon cette idée, les auteurs ont défini deux arcs de cercle identiques connectés par un point tangentiel entre les deux où on contrebraque (voir la figure 7.4). La trajectoire générée est celle de Reeds&Shepp de type 'CC'. Cette méthode est basée sur le calcul géométrique et sur une table de relations (*look-up table*) entre les positions initiales et les positions à contrebraquer qui sont calculées hors ligne par plusieurs essais. Seul le problème de parking en créneau en un coup a été traité et la longueur minimale nécessaire de la place de parking ainsi que le rayon de l'arc de cercle correspondant ne sont pas détaillés.

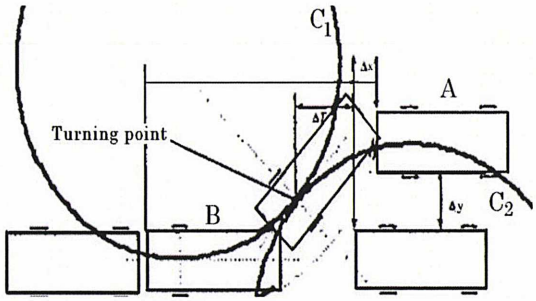


FIGURE 7.4 – Approche géométrique

L'approche que nous avons développée sera basée sur la même idée de [39]. Nous allons définir précisément les rayons de braquage ainsi que la longueur minimale nécessaire permettant de se garer en un coup. Nous proposons également, une méthode permettant de donner en temps réel la position où on démarre la manœuvre et la position de contrebraquage en fonction de la position initiale (sans utilisation de table de relations). Nous allons étendre cette approche au parking en créneau en plusieurs manœuvres, et finalement un algorithme permettant de généraliser le parking en créneau en fonction de la longueur de la place sera présenté.

7.3 Notions fondamentales

7.3.1 Modèle cinématique du véhicule

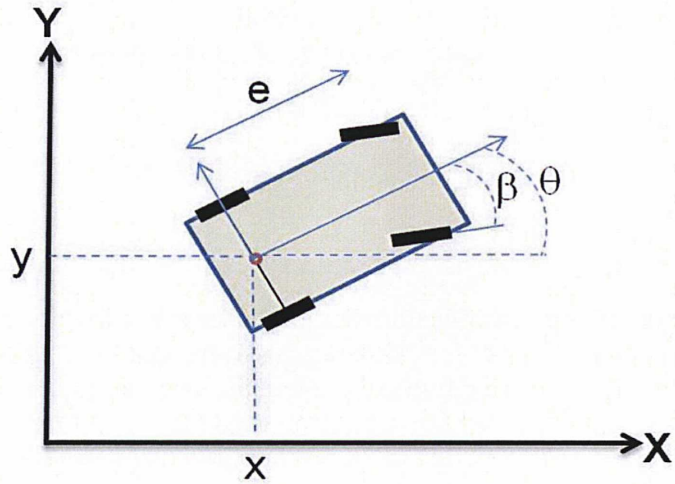


FIGURE 7.5 – Modèle du véhicule

Le modèle cinématique du véhicule sous l'hypothèse de roulement sans glissement dans la figure 7.5 est :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= v\cos\theta \\ \dot{y} &= v\sin\theta \\ \dot{\theta} &= \frac{v}{e}\tan\beta. \end{aligned} \tag{7.1}$$

x et y représentent la position du milieu de l'essieu arrière. θ est l'orientation du véhicule par rapport à l'abscisse x et β est l'angle de braquage. v est la vitesse longitudinale et e est l'empattement entre les roues avant et les roues arrière. L'équation (7.1) est validée pour le véhicule roulant sur une route plate à basse vitesse, sans glissement.

La non-holonomie du véhicule est caractérisée par les équations de contrainte signifiant que les vitesses des points de contact des roues avec le sol sont nulles. Ces contraintes ne sont pas intégrables et le vecteur $(\dot{x}, \dot{y}, \dot{\theta})$ ne peut se déplacer librement dans R^3. En conséquence, tout chemin d'accès dans l'espace de configuration ne correspond pas nécessairement à une voie admissible pour le système.

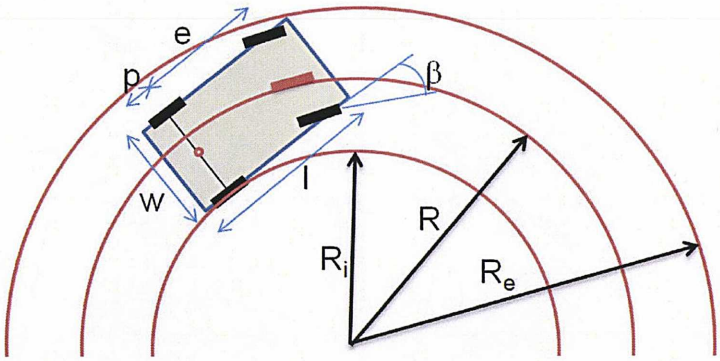


FIGURE 7.6 – Géométrie du véhicule et rayons de braquage

Le véhicule est soumis à la limite de l'angle de braquage : $-\beta_{max} < \beta < \beta_{max}$. Quand la vitesse est constante et l'angle de braquage est fixé, le mouvement du véhicule est presque un cercle. Le rayon de ce cercle dépend de l'angle de braquage. Ainsi l'angle de braquage influence le rayon minimal du cercle et cette caractéristique de la cinématique du véhicule aide à planifier une trajectoire simple.

7.3.2 Rayons de braquage du véhicule

Consistant à se garer avec le minimum de manœuvres possible, la trajectoire la plus courte peut se faire avec les cercles de rayon minimal. Le parking automatique nécessite donc l'étude des rayons de braquages et ils peuvent être déterminés par les paramètres géométriques du véhicule et l'angle de braquage.

On définit d'abord les paramètres concernant la taille du véhicule (voir la figure 7.6) :

- p : porte-à-faux avant et arrière
- e : empattement entre les roues avant et les roues arrière
- l : longueur du véhicule
- w : largeur du véhicule
- β : angle de braquage

Le rayon de braquage est le rayon du cercle créé par un véhicule lorsqu'il braque avec un angle de braquage fixe. Il est défini par le rayon de braquage qu'aurait une roue fictive se trouvant au milieu de l'essieu avant (voir la figure 7.6). Le rayon de braquage R peut être défini à l'aide de l'angle de braquage β et le porte-à-faux e :

$$R = \frac{e}{\sin\beta}. \tag{7.2}$$

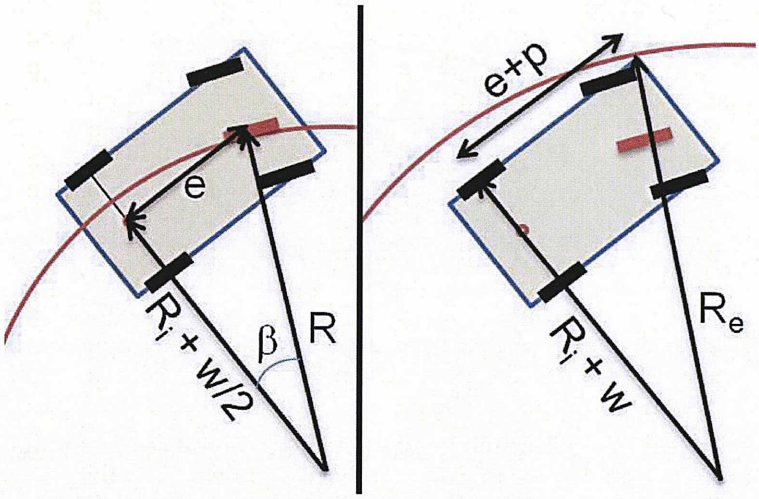


FIGURE 7.7 – Rayons de braquage

Deux autres rayons de braquage peuvent être définis : le rayon intérieur R_i qui est le rayon le plus petit correspondant à la roue arrière intérieure et le rayon extérieur R_e qui est le rayon le plus grand correspondant au coin avant extérieur.

Le rayon intérieur R_i peut être calculé à partir du rayon R (voir l'image à gauche de la figure 7.7) :

$$R_i = \sqrt{R^2 - e^2} - \frac{w}{2}. \tag{7.3}$$

On peut donc en remplaçant (7.2) dans (7.3), exprimer le rayon intérieur R_i en fonction de l'angle de braquage β et du porte-à-faux e :

$$R_i = \sqrt{\frac{e^2}{\sin^2\beta} - e^2} - \frac{w}{2} = \frac{e}{\tan\beta} - \frac{w}{2}. \tag{7.4}$$

De la même manière, le rayon extérieur R_e peut être calculé à partir de R en utilisant le théorème de Pythagore (voir l'image à droite de la figure 7.7) :

$$R_e = \sqrt{(R_i + w)^2 + (e + p)^2} = \sqrt{(\sqrt{R^2 - e^2} + \frac{w}{2})^2 + (e + p)^2} \tag{7.5}$$

Plus on braque à fond, plus les rayons de braquage évidemment sont petits. Dans la suite du document, lorsque l'angle de braquage β sera maximal, les rayons minimaux seront notés par $(R_{min}, R_{i_{min}}, R_{e_{min}})$.

7.3.3 Déplacement sur l'arc de cercle et variation du lacet

Lors d'un mouvement sur l'arc de cercle, la direction du mouvement est toujours tangente à l'arc. Le véhicule peut être simplifié par un segment droit (voir la figure 7.8). Dans cette figure, pour la position P_1, l'angle entre l'axe X et le rayon r est θ_1 et pour la position P_2, l'angle entre l'axe X et le rayon r est θ_2. Comme le véhicule se situe en position tangente à l'arc, pour un axe vertical, l'angle entre cet axe vertical et le véhicule est le même angle entre l'axe X et le rayon r. Quand on superpose les deux véhicules pour calculer la variation de lacet, il est facile de voir que cette différence est bien la différence entre θ_2 et θ_1.

- Ainsi, lors d'un mouvement circulaire, la variation de l'angle au centre du cercle engendre la même variation sur le lacet du véhicule.

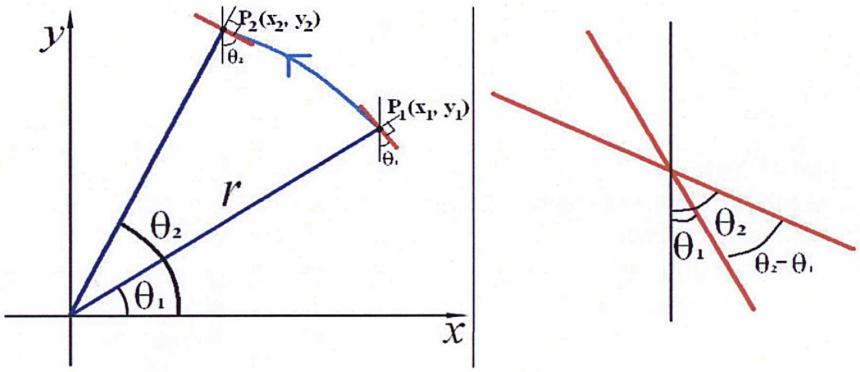


FIGURE 7.8 – Variation sur le lacet lors d'un déplacement sur l'arc de cercle

7.4 Parking en créneau en un coup

Le parking en créneau, autrement dit parking en parallèle, est le stationnement d'un véhicule, en ligne avec d'autres voitures en stationnement, parallèle à la bordure du trottoir, où le pare-chocs avant de la voiture est face à l'arrière du pare-chocs d'une autre voiture. Ce type de parking nécessite généralement de conduire la voiture en marche arrière dans l'espace de stationnement.

Le parking en créneau est considéré comme l'une des compétences les plus difficiles à apprendre aux nouveaux conducteurs. Généralement les nouveaux conducteurs apprennent à utiliser des points de référence reliés à la voiture en face de l'espace, afin de déterminer le bon angle pour la marche arrière, et le moment pour tourner le volant durant la marche arrière. Ils peuvent trouver plus facile de s'arrêter brièvement à chaque point de référence et de corriger leur manœuvre. Ces points de référence sont généralement donnés par la position des autres véhicules stationnés à proximité. Les conducteurs qualifiés peuvent effectuer ce type de parking avec succès en maintenant le volant tourné tout le temps à droite, puis à gauche.

Le nombre de manœuvres minimale est 4 quand la place de parking est suffisamment grande : 1. se positionner en parallèle à côté de la place de parking, 2. tourner à gauche en marche arrière, 3. tourner à droite en marche arrière et 4. se positionner au milieu de la place de parking. Nous allons appeler ce type de parking, parking en un coup.

Tout en s'inspirant de ces aspects, la planification locale du parking en créneau sera étudiée dans les sections suivantes.

7.4.1 Stratégie par sortie du véhicule

Pour le parking automatique, normalement les capteurs ultra-soniques ou infrarouges sont employés afin de mesurer la place de parking. Les capteurs ne peuvent mesurer la profondeur exacte de la place s'il n'y a pas de mur et généralement, on gare le véhicule en ligne avec les véhicules voisins. Donc, on suppose que la profondeur de la place est égale à la largeur du véhicule.

Nous allons aborder le problème de parking en créneau par la récupération du véhicule de la place de parking comme cela est proposé dans [39]. C'est à dire que l'on pourrait raisonner en sens inverse : si on est capable de se garer en un coup, on peut aussi sortir en un coup. Nous supposons que la place de parking est suffisamment grande. Pour sortir de la place de parking, d'abord on recule jusqu'au bout avant de toucher le véhicule de derrière. Puis on braque à gauche à fond pour avoir une marge permettant de sortir, et contrebraque à fond jusqu'à ce que le véhicule soit parallèle à la route. Cette procédure est réversible et donc applicable au problème de parking en créneau. En plus, cette procédure utilise l'angle de braquage maximal qui conduit à un rayon de braquage minimal.

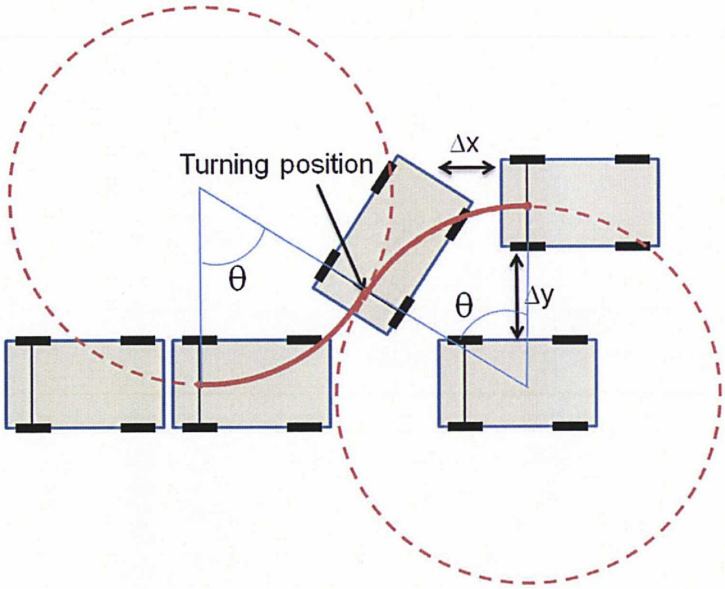


FIGURE 7.9 – Stratégie lors d'un parking en un coup

Effectivement, selon ce scénario de braquage, deux cercles identiques avec un point tangentiel peuvent être formés. Par exemple, le véhicule sortira de B à A en suivant la trajectoire formée par les deux arcs de cercle tangentiellement liés l'un à l'autre (voir la figure 7.9). On constate que les longueurs de ces deux arcs de cercle sont identiques quand le véhicule se positionne en parallèle après la sortie. C'est à dire que les angles centraux de ces arcs de cercle sont identiques.

Plus l'angle central est grand, plus le déplacement latéral $\triangle y$ et longitudinal $\triangle x$ à la fin de manœuvre seront grands (voir la figure 7.10). Autrement dit, pour différents angles, les positions finales de sortie seront différentes.

Pour effectuer le parking automatique en créneau, la procédure de sortie sera inversée. Dans ce cas, la position finale de sortie sera la position initiale du parking et il est nécessaire de connaître le déplacement longitudinal $\triangle x$ et le point de contrebraquage associé en fonction du déplacement latéral $\triangle y$. Pour ce faire, les auteurs de [39] ont utilisé une table de relation (*look-up table*) entre les positions initiales, les positions à contrebraquer, calculée hors ligne par plusieurs essais. Comme l'utilisation d'une table ne couvre pas tous les cas, nous allons développer une méthode analytique pour ces relations dans les sections suivantes.

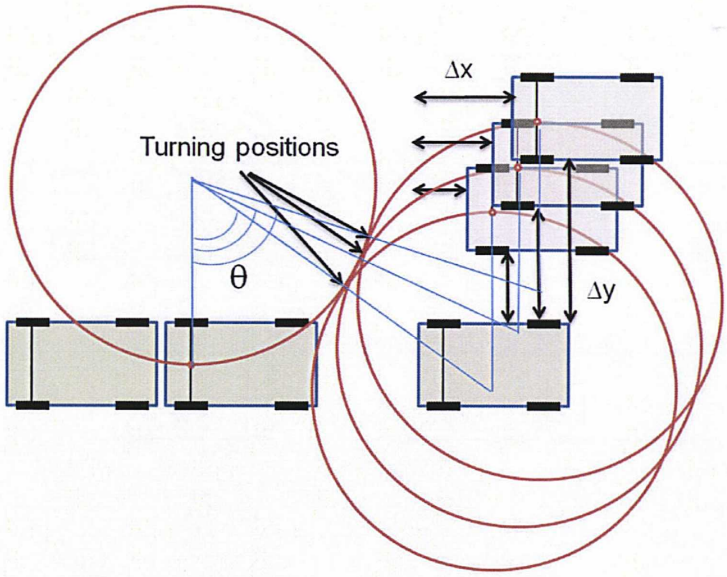


FIGURE 7.10 – Trajectoires de sortie avec plusieurs points de contrebraquage

7.4.2 Longueur minimale de la place de parking

Les auteurs de [39] ont indiqué que la longueur de la place de parking doit être plus grande que le rayon du cercle C_1 de la figure 7.9. Mais cette longueur minimale peut être formulée plus précisément. Lors de la sortie, c'est le rayon extérieur $R_{e_{min}}$ qui déterminera si le véhicule rentrera en collision (voir la figure 7.11). La longueur minimale L_{min} de l'emplacement permettant de se garer en un coup peut être calculée à l'aide du théorème de Pythagore appliqué au triangle C_1PA de la figure 7.11 :

$$L_{min} = p + \sqrt{R_{e_{min}}^2 - R_{i_{min}}^2}. \tag{7.6}$$

Donc, théoriquement si la longueur de la place est plus grande que L_{min}, on peut réussir à se garer en créneau en un coup.

7.4.3 Déplacement latéral minimal Δy_{min}

Dans la section 7.4.1, nous avons constaté que lors de la sortie, plus l'angle central est grand, plus le déplacement latéral Δy est grand. À partir de cette propriété, il est important de savoir s'il existe une zone morte dans laquelle le véhicule ne peut pas se trouver après la sortie. Cette zone morte est liée à l'angle central minimal θ_{min} de l'arc de cercle à prendre en compte dans notre stratégie. Quand le véhicule sort de la place de parking, si les deux arcs de cercle suivis sont trop courts, le véhicule rentrera en collision avec le véhicule avant. Il est donc nécessaire de savoir quel est l'arc de cercle

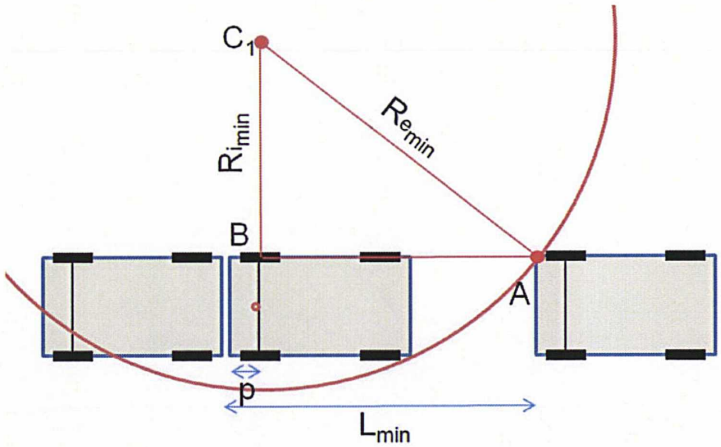


FIGURE 7.11 – Longueur minimale de la place de parking

minimal et de vérifier s'il y a une zone morte (*dead zone*) sur le déplacement latéral Δy. Dans ce cas, la roue arrière droite a une forte probabilité de collision, et donc le rayon $R_{i_{min}}$ associé à la roue arrière droite devra être pris en compte. Analytiquement, cet angle minimal est atteint lorsque la roue arrière droite passe par le point A en supposant que la longueur de la place est L_{min} (voir la figure 7.12). C'est à dire que l'angle minimal est l'angle pour que le rayon intérieur puisse passer par A sans collision. Cet angle peut être calculé de façon géométrique.

Lors de la sortie, la roue arrière droite crée un cercle de centre C_1 de rayon $R_{i_{min}} + w$ (w étant la largeur du véhicule) puis un cercle de centre C_2 de rayon $R_{i_{min}}$ (voir la figure 7.12). Si on imagine un autre cercle de centre A de rayon $R_{i_{min}}$, le centre C_2 appartient au point d'intersection entre le cercle de centre C_1 de rayon $2R_{i_{min}} + w$ et le cercle de centre A de rayon $R_{i_{min}}$. Dans ce cas, on peut calculer les points d'intersection de ces deux cercles et on prend le point correspondant à l'ordonnée y plus grande (dans la figure 7.12, ce serait le point C_2). Puis, on utilisera la fonction trigonométrique inversée *arctan* pour obtenir θ_{min}. La méthode utilisée pour obtenir les points d'intersection entre deux cercles et le calcul appliqué à notre cas sont développés dans l'annexe D.

Selon le calcul effectué, l'angle central minimal θ_{min} permet de mettre le véhicule en parallèle à la place de parking avec un déplacement latéral quasiment nul ($\Delta y \approx 0$, voir la figure 7.12). Cet angle minimal a été calculé analytiquement pour plusieurs modèles du véhicule et les résultats sont récapitulés dans la table 7.2.

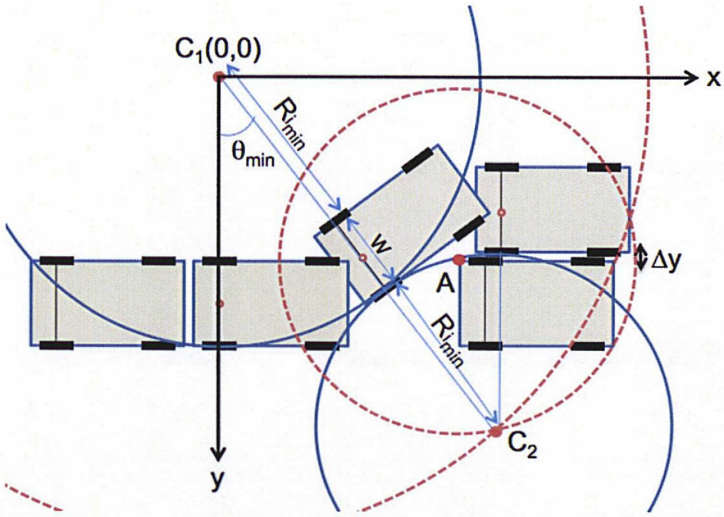


FIGURE 7.12 – Δy_{min} et θ_{min}

7.4.4 Calcul du déplacement longitudinal x_s et du point de contrebraquage P_t en fonction du déplacement latéral initial y_i

Pour effectuer le parking en créneau en un coup, il est nécessaire de connaître le déplacement longitudinal Δx et le point de contrebraquage associé en fonction du déplacement latéral initial Δy. Autrement dit, lorsque le véhicule arrive et se positionne dans un voisinage de la place de parking, le véhicule détectera la dimension de la place et sa position initiale latérale y_i. Ensuite, si on peut calculer directement la position longitudinale x_s où le véhicule commence à braquer et la position de contrebraquage P_t en fonction de y_i, on peut d'abord se déplacer en longitudinal jusqu'à x_s et commencer à braquer à droite en reculant jusqu'à P_t puis contrebraquer à gauche pour rentrer dans la place de parking. Dans cette section, nous allons développer un calcul analytique pour ces relations.

Une fois la taille du véhicule et l'angle de braquage maximal connus, les rayons minimaux ($R_{min}, R_{i_{min}}, R_{e_{min}}$) seront connus. Dans notre méthodologie, le véhicule est censé suivre les arcs de cercle tangentiellement liés l'un et l'autre. Le centre $C_1(x_{c_1}, y_{c_1})$ est donc toujours perpendiculaire verticalement à la position finale du parking avec un rayon de $R_{i_{min}} + w/2$ et on définit ce rayon par $\widetilde{R}_{min}$ (voir la figure 7.13). Une fois la géométrie de la place de parking connue, le centre C_1 donc sera facilement déterminé. De façon similaire le centre C_2 est aussi toujours perpendiculaire verticalement à la position de démarrage du parking (x_s, y_s) avec une distance de $\widetilde{R}_{min}$. Mais cette position de démarrage n'est pas la position initiale (x_i, y_i) du véhicule lorsqu'il se positionne en parallèle à côté du véhicule avant. De même, on peut constater que y_{c_2} du centre C_2 est

TABLE 7.2 – Récapitulation des calculs géométriques pour plusieurs modèles de véhicules

Modèle	MINI	AUDI A6	MEGANE	PICASSO	BOXER	SMART
p (m)	0.58	1.045	0.905	0.755	0.775	0.345
e (m)	2.46	2.84	2.68	2.76	3.2	1.81
l (m)	3.62	4.93	4.49	4.27	4.75	2.5
w (m)	1.68	2.03	2.02	1.75	2	1.51
β_{max} (°)	27.38	28.52	30.07	28.70	30.27	24.60
R_{min} (m)	5.35	5.95	5.35	5.75	6.35	4.35
$R_{i_{min}}$ (m)	3.91	4.21	3.62	4.17	4.48	3.20
$R_{e_{min}}$ (m)	6.36	7.35	6.68	6.88	7.60	5.18
θ_{min} (°)	34.83	36.35	38.62	34.32	35.19	36.87
Δy_{min} (m)	**0.021**	**0.0034**	**0.0035**	**0.0052**	**0.0034**	**0.071**
L_{min} (m)	**5.60**	**7.07**	**6.52**	**6.23**	**6.92**	**4.41**

toujours éloigné de y_i d'une distance de $\widetilde{R}_{min}$ quel que soit le déplacement longitudinal initial x_i. Donc :

$$y_{c_2} = y_i - \widetilde{R}_{min}. \tag{7.7}$$

On peut définir un point $P_t(x_t, y_t)$ où le véhicule contrebraque et y_t peut être calculé par la symétrie entre les deux centres C_1 et C_2 :

$$y_t = (y_{c_1} + y_{c_2})/2. \tag{7.8}$$

x_t peut être calculé par le théorème de Pythagore sur le triangle de la figure 7.13 :

$$x_t = x_{c_1} + \sqrt{\widetilde{R}^2_{min} - (y_t - y_{c_1})^2}. \tag{7.9}$$

On peut calculer l'angle θ par la fonction trigonométrique inversée :

$$\theta = \arctan((x_t - x_{c_1})/(y_{c_1} - y_t)). \tag{7.10}$$

Enfin, on peut calculer le déplacement longitudinal x_s par la symétrie :

$$x_s = x_{c_2} = 2x_t - x_{c_1}. \tag{7.11}$$

Ainsi, nous avons montré comment calculer le déplacement longitudinal x_s, le point de contrebraquage P_t et l'angle central θ en fonction du déplacement latéral initial y_i.

Maintenant, nous avons toutes les informations nécessaires pour planifier une trajectoire. Puisque l'on connaît les deux centres de rotation (C_1 et C_2) et le rayon $\widetilde{R}$, on

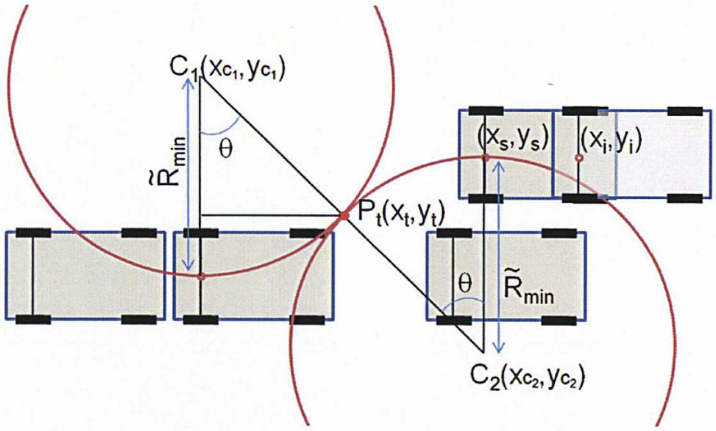


FIGURE 7.13 – Calcul de X_{dm} et θ

peut connecter (x_s, y_s), $P_t(x_t, y_t)$ et la position finale par les arcs de cercle associés. En connectant (x_s, y_s) avec la position initiale (x_i, y_i), une trajectoire à partir de la position initiale à la position finale peut être enfin planifiée.

7.4.5 Procédure du parking en créneau en un coup

Notre système du parking automatique en créneau en un coup fonctionnera en trois phases :

- 1. Le véhicule se positionne en parallèle dans un voisinage de la place de parking et mesure la dimension de la place de parking et le déplacement latéral initial y_i du véhicule.
- 2. Le déplacement longitudinal x_s, le point de contrebraquage P_t et l'angle central θ de l'arc de cercle sont calculés en fonction de y_i et la trajectoire à suivre sera planifiée.
- 3. Le véhicule se déplace jusqu'à la position de démarrage (x_s, y_s).
- 4. Le véhicule braque à fond à droite en reculant avec une basse vitesse constante jusqu'au point de contrebraquage $P_t(x_t, y_t)$ et contrebraque à fond à gauche pour rentrer dans la place de parking.

Avec la notation explicite de *Reeds&Shepp*, la trajectoire du parking en créneau en un coup est $s^{\pm}_{|x_i - x_s|} r^{-}_{\theta} l^{-}_{\theta}$.

Remarque. *Il faut noter que notre méthode de planification est quasi indépendante de la position initiale du véhicule, car la zone morte est pratiquement négligeable. La seule contrainte est que le véhicule doit être en parallèle à l'espace de stationnement quelle que soit sa position initiale.*

Cela correspond au type de manœuvre qu'un conducteur humain réalise habituellement pour effectuer un stationnement en parallèle.

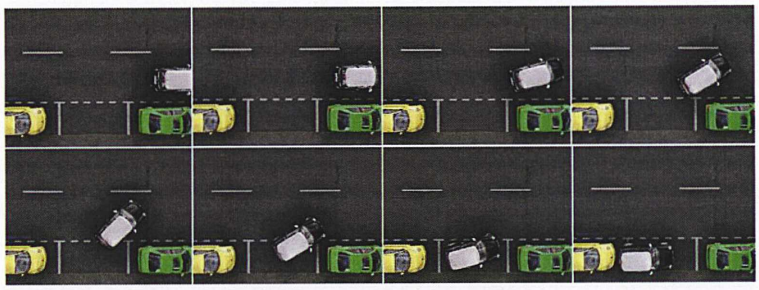


FIGURE 7.14 – Simulation sous SiVIC, longueur du véhicule = 3.62 m, longueur de la place = 5.8 m

7.4.6 Résultats de simulation

La stratégie complète pour la planification de trajectoire a été simulée sur notre environnement de simulation en Matlab et SiVIC. Pour la simulation, nous avons utilisé les informations géométriques de la MINI de la table 7.2. Comme nous pouvons le voir dans la figure 7.15, les trajectoires planifiées sont composées de 2 arcs de cercle identiques d'un rayon minimal et d'un segment de droite.

Cela montre aussi que notre méthode est totalement indépendante de la position initiale du véhicule, si le véhicule est parallèle à l'espace de stationnement. En conséquence, on peut retrouver le troisième schéma de la figure 7.15 qu'un conducteur humain ne saurait envisager.

Nous présentons également un autre résultat dans une situation décrite dans SiVIC (environnement de simulation réaliste dédié au prototypage et à l'évaluation ADAS, [24]). Une séquence de la procédure de stationnement parallèle est montré dans la figure 7.14.

Remarque. *Afin de suivre la trajectoire planifiée, nous n'avons pas de méthode de contrôle sophistiqué. Grâce à la simplicité de la trajectoire, une boucle fermée proportionnelle simple sur la position avec un angle de braquage fixe* $\pm\beta_{max}$ *a été suffisante pour obtenir le résultat sous SiVIC.*

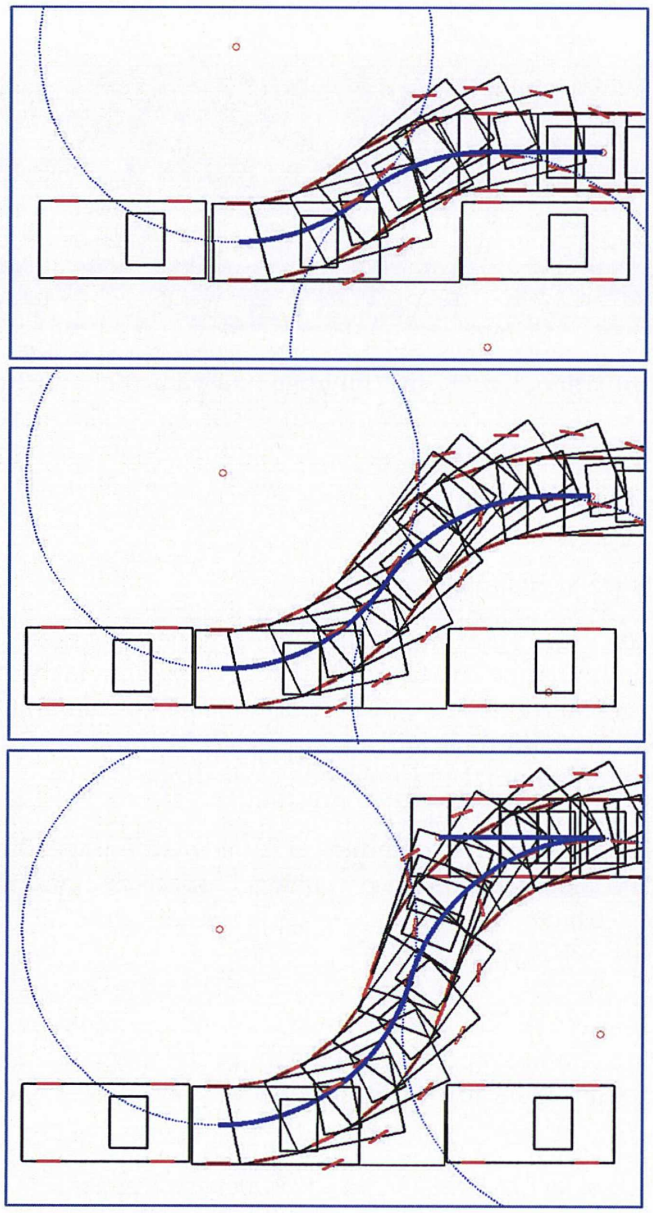


FIGURE 7.15 – Simulations sous Matlab, longueur du véhicule = 3.62 m, longueur de la place = 5.44 m

7.5 Généralisation du parking en créneau

Si la place de parking n'est pas suffisamment grande, on est obligé d'effectuer successivement des changements de manœuvres (marche avant et arrière) pour se déplacer latéralement. La généralisation sera basée toujours sur la sortie de la place de parking.

Il est intéressant de voir le comportement d'un expert humain. Pour récupérer le véhicule de la place très étroite, le conducteur humain braque à fond à gauche en avançant et à droite en reculant jusqu'à ce qu'il puisse sortir sans collision.

Tout en s'inspirant de ces aspects, nous allons d'abord faire une étude sur la sortie en N manœuvres. Sortir de la place le plus rapidement, c'est en fait changer son orientation le plus rapidement jusqu'à ce que l'orientation du véhicule permette de sortir sans collision. Pour se faire, le véhicule doit braquer à fond à gauche et à droite en changeant sa direction.

Dans ce cas là, à chaque manœuvre, le véhicule suivra un arc de cercle avec un centre de rotation et on peut calculer par la géométrie et la trigonométrie tous les centres de rotations et les angles des arcs de cercle à suivre et les positions du milieu de l'essieu arrière. Cette procédure est inversible et applicable pour le parking générique. Les détails seront présentés de façon incrémentale dans la suite.

Dans cette section, le cas particulier de deux coups sera d'abord étudié pour ensuite le généraliser à plusieurs manœuvres.

7.5.1 Parking en créneau en deux coups

Quand la place de parking est un peu moins longue que L_{min}, il est nécessaire d'ajouter 2 manœuvres : avancer en braquant à fond à droite et reculer en braquant à fond à gauche, avant de se mettre au milieu de la place de parking. Dans ce cas, on l'appellera parking en deux coups.

La sortie en deux changements de sens sera d'abord étudiée et on l'appliquera au parking en deux coups en sens inverse dans la suite. On suppose ici que la dimension de la place permet de sortir en deux changements de direction. Pour cette étude, on utilisera un repère dont l'origine se situe au milieu et au bas de la place de parking qui a une longueur L.

Étape 1

Dans un premier temps, le véhicule recule jusqu'au bout avant de toucher le véhicule arrière et la coordonnée de l'essieu milieu initial $E_{m_0}(x_{em_0}, y_{em_0})$ de la figure 7.16 sera :

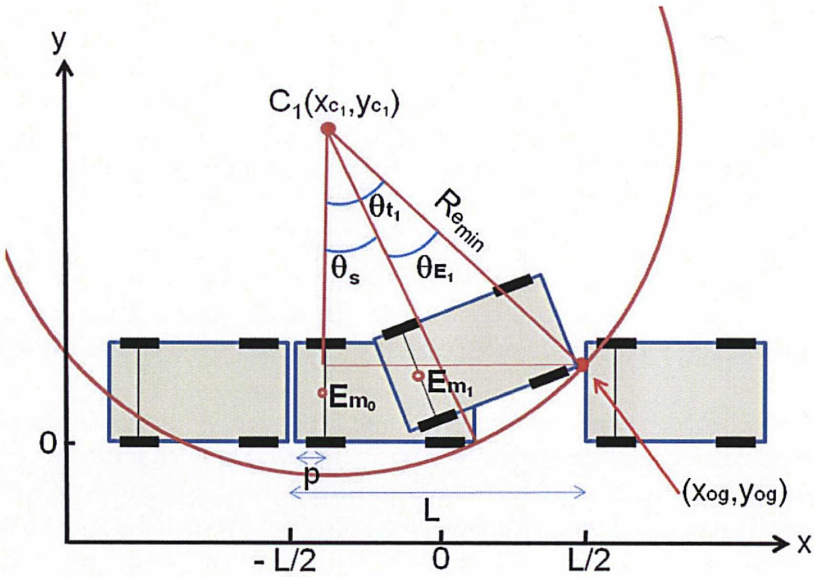


FIGURE 7.16 – Parking en créneau en deux coups : l'étape 1

$$
\begin{aligned}
x_{em_0} &= -\frac{L}{2} + p, \\
y_{em_0} &= \frac{l}{2}.
\end{aligned}
$$

Le centre de rotation $C_1(x_{c_1}, y_{c_1})$ est verticalement éloigné de E_{m_0} d'une distance $\widetilde{R}_{min}$. Sa coordonnée est donc :

$$
\begin{aligned}
x_{c_1} &= -\frac{L}{2} + p, \\
y_{c_1} &= \frac{l}{2} + \widetilde{R}_{min}.
\end{aligned}
$$

Puis le véhicule commence à braquer à gauche à fond en avançant. Si la place n'est pas plus longue que la longueur minimale L_{min}, le véhicule doit s'arrêter avant de toucher le véhicule se trouvant devant. Ce point de contact (x_{og}, y_{og}) peut être calculé en appliquant le théorème de Pythagore au triangle de la figure 7.16 :

$$\begin{aligned} x_{og} &= \tfrac{L}{2}, \\ y_{og} &= y_{c_1} - \sqrt{R_{e_{min}}^2 - (x_{c_1} - x_{og})^2}. \end{aligned} \tag{7.12}$$

Afin de calculer l'angle de l'arc de cercle parcouru θ_{E_1} de l'étape 1, on peut utiliser $\theta_{t_1} - \theta_s$:

$$\theta_{E_1} = \theta_{t_1} - \theta_s = \arcsin(\frac{\frac{L}{2} - x_{c_1}}{R_{e_{min}}}) - \arcsin(\frac{l-p}{R_{e_{min}}}),$$

Ici, on va définir une somme θ_{sum} des angles des arcs de cercle successifs. Cette somme représente la variation totale de lacet du véhicule après avoir effectué l'étape i. Pour l'étape 1, $\theta_{sum_1} = \theta_{E_1}$.

L'orientation du véhicule par rapport à C_1 après avoir effectué l'étape 1 est $\theta_{sum_1} + \frac{3\pi}{2}$. La position du milieu de l'essieu arrière $E_{m_1}(x_{em_1}, y_{em_1})$ après avoir suivi l'arc de cercle de θ_{E_1} peut donc être calculée à partir de son orientation par rapport au centre de rotation C_1 :

$$\begin{aligned} x_{em_1} &= x_{c_1} + \widetilde{R}_{min} \cos(\theta_{sum_1} + \frac{3\pi}{2}), \\ y_{em_1} &= y_{c_1} + \widetilde{R}_{min} \sin(\theta_{sum_1} + \frac{3\pi}{2}). \end{aligned}$$

Étape 2

Après s'être arrêté, le véhicule contrebraque à droite à fond en marche arrière avec un nouveau centre de rotation C_2 (voir la figure 7.17). Lors de la manœuvre en marche arrière, le milieu de l'essieu arrière tourne sur l'arc de cercle de centre C_2 et de rayon $\widetilde{R}_{min}$. Le centre du cercle C_2 est donc le symétrique du point C_1 par rapport à E_{m_1} :

$$\begin{aligned} x_{c_2} &= 2x_{em_1} - x_{c_1}, \\ y_{c_2} &= 2y_{em_1} - y_{c_1}. \end{aligned}$$

Le véhicule reculera en braquant à fond à droite et s'arrêtera avant de toucher le véhicule arrière en parcourant un arc de cercle d'un angle θ_{E_2} (voir la figure 7.17).

Pour calculer l'angle θ_{E_2}, nous avons besoin de définir un nouveau rayon de braquage, celui-ci correspond au cercle décrit par le point susceptible de rentrer en collision

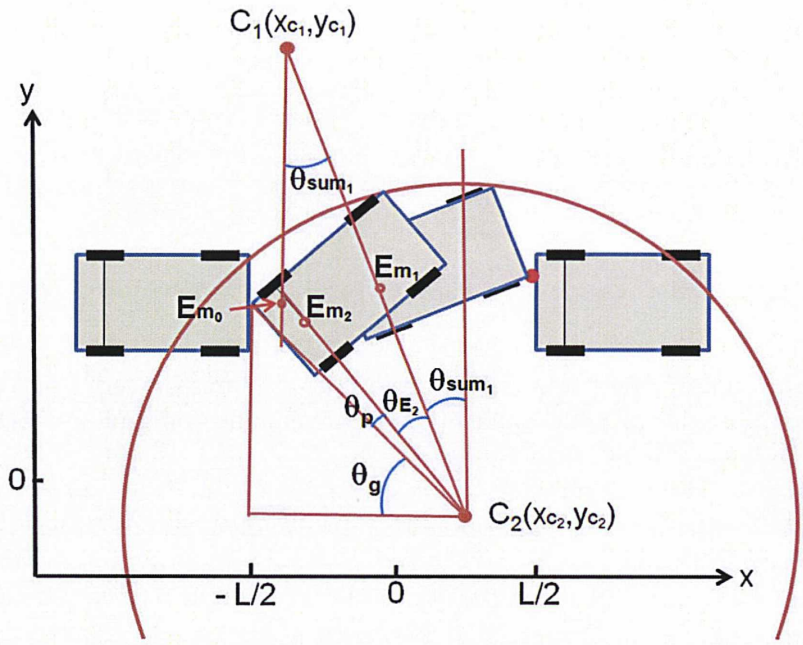


FIGURE 7.17 – Parking en créneau en deux coups : l'étape 2

avec le véhicule se trouvant derrière : le coin arrière gauche (voir la figure 7.18). Ce rayon R_{rg} est définit par :

$$R_{rg} = \sqrt{p^2 + (R_{i_{min}} + w)^2}.$$

On définit un angle θ_p entre le rayon R_{rg} et le rayon R_i qui peut être donné par :

$$\theta_p = \arccos \frac{R_{i_{min}} + w}{R_{rg}}.$$

D'après la figure 7.17, l'angle $\angle E_{m_0} C_1 E_{m_1}$ est égal à θ_{E_1} de l'étape 1 et c'est la variation totale de lacet après avoir effectué l'étape 1, i. e. égal à θ_{sum_1}. L'angle θ_{E_2} de l'arc de cercle à suivre à l'étape 2 peut être calculé par :

$$\theta_{E_2} = \frac{\pi}{2} - \theta_{sum_1} - \theta_p - \theta_g = \frac{\pi}{2} - \theta_{sum_1} - \arccos \frac{R_{i_{min}} + w}{R_{rg}} - \arccos \frac{x_{c_2} + \frac{L}{2}}{R_{rg}}.$$

On ajoute θ_{E_2} à θ_{sum}, donc :

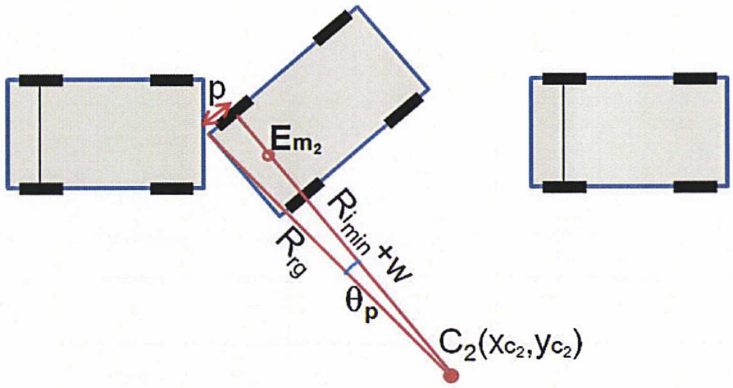


FIGURE 7.18 – Rayons de braquage R_{rg}

$$\theta_{sum_2} = \theta_{sum_1} + \theta_{E_2}.$$

L'orientation du véhicule par rapport à C_2 après avoir effectué l'étape 2 est égale à $\frac{\pi}{2}$+ *variation totale de lacet*, donc égal à $\frac{\pi}{2} + \theta_{sum_2}$. La nouvelle position du milieu de l'essieu arrière $E_{m_2}(x_{em_2}, y_{em_2})$ peut être donc calculée à partir de son orientation par rapport au centre de rotation C_2 (voir la figure 7.17) :

$$\begin{aligned} x_{em_2} &= x_{c_2} + \widetilde{R}_{min}\cos(\theta_{sum_2} + \frac{\pi}{2}), \\ y_{em_2} &= y_{c_2} + \widetilde{R}_{min}\sin(\theta_{sum_2} + \frac{\pi}{2}). \end{aligned}$$

Étape 3

Une fois l'étape précédente réalisée, on peut braquer à gauche à fond en avançant pour sortir. Lors de la manœuvre en marche avant, le milieu de l'essieu arrière tourne sur l'arc de cercle de centre C_3 et de rayon $\widetilde{R}_{min}$. Le centre du cercle C_3 est donc le symétrique du point C_2 par rapport à E_{m_2} :

$$\begin{aligned} x_{c_3} &= 2x_{em_2} - x_{c_2}, \\ y_{c_3} &= 2y_{em_2} - y_{c_2}. \end{aligned}$$

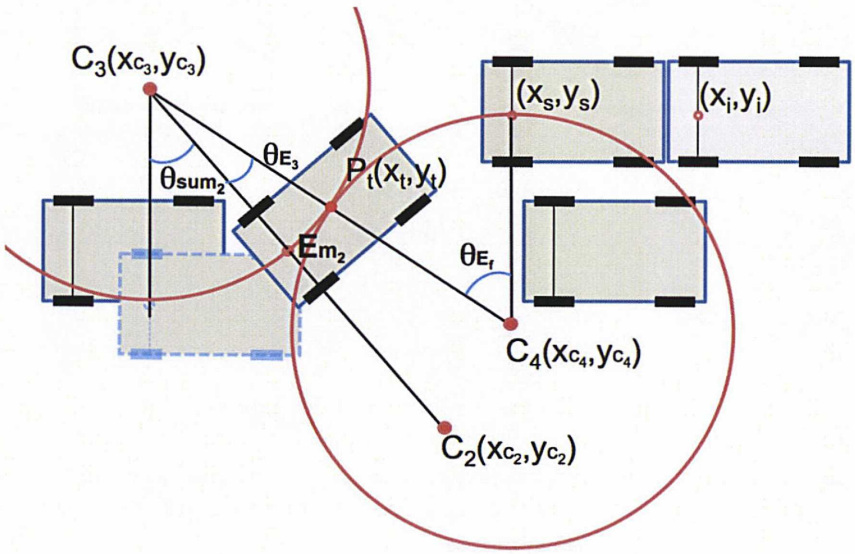


FIGURE 7.19 – Parking en créneau en deux coups : l'étape 3

Jusqu'à cette étape, les deux angles θ_{E_1} et θ_{E_2} ont été parcourus et la variation totale de lacet du véhicule est donc égale à la somme des deux, i. e. θ_{sum_2}. Maintenant on peut imaginer la position d'un véhicule virtuel correspondant à notre véhicule reculant en ignorant les collisions jusqu'à ce que son orientation devienne nulle. On peut alors considérer le véhicule de l'étape finale comme si c'était le véhicule virtuel du début. Grâce à ce véhicule virtuel le problème se ramène au problème de sortie en un coup. Donc l'angle entre le segment droit vertical passant par C_3 et le segment $\overline{C_3E_{m_2}}$ est la variation totale de lacet du véhicule, i. e. égal à θ_{sum_2} (voir la figure 7.19). Ensuite si on braque à gauche à fond en parcourant un arc de cercle d'un angle quelconque θ_{E_3}, le véhicule arrivera au point P_t où il contrebraque. Si le véhicule braque à fond à droite en parcourant un arc de cercle d'un angle θ_{E_f} qui est égal à la somme entre θ_{sum_2} et θ_{E_3}, le véhicule se trouvera parallèle au véhicule garé de droite (cf. Fig 7.19).

Stratégie finale du parking en deux coups

Pour se garer en deux coups, on calcule d'abord les deux premiers angles $\theta_{E_i}, i = 1, 2$, les milieux de l'essieu arrière $E_{m_i}, i = 0, ..., 2$ et les centres de rotations $C_i, i = 1, ..., 3$

par l'étude de la sortie du véhicule. Ensuite, grâce au concept du véhicule virtuel les équations (7.7) – (7.11) peuvent être appliquées pour calculer la position (x_s, y_s) où débute la manœuvre de parking, le point P_t où le véhicule contrebraque et les deux derniers angles θ_{E_3} et θ_{E_f} en fonction de la position initiale latérale y_i du véhicule comme suit (voir la figure 7.19) :

1. Calcul de y_{c_4} du centre C_4 :

$$y_{c_4} = y_i - \widetilde{R}_{min}. \tag{7.13}$$

2. Calcul de y_t du point de contrebraquage P_t :

$$y_t = (y_{c_3} + y_{c_4})/2. \tag{7.14}$$

3. Calcul de x_t du point de contrebraquage P_t :

$$x_t = x_{c_3} + \sqrt{\widetilde{R}_{min}^2 - (y_t - y_{c_3})^2}. \tag{7.15}$$

4. Calcul de θ_{E_f} :

$$\theta_{E_f} = \arctan((x_t - x_{c_3})/(y_{c_3} - y_t)). \tag{7.16}$$

5. Calcul de θ_{E_3} :

$$\theta_{E_3} = \theta_{E_f} - \theta_{sum_2}. \tag{7.17}$$

6. Calcul du déplacement longitudinal x_s :

$$x_s = x_{c_4} = 2x_t - x_{c_3}. \tag{7.18}$$

Ainsi, toutes les informations sont disponibles pour planifier une trajectoire. Il suffit de lier tous les milieux de l'essieu arrière $E_{m_i}, i = 0, ..., 2$, P_t et (x_s, y_s) par les arcs de cercle de rayon minimal. En liant (x_s, y_s) et (x_i, y_i) par un segment de droite, la planification de la trajectoire sera terminée.

Pour résumer, le parking en créneau en deux coups peut être réalisé par les processus suivants :

- 1. Le véhicule s'approche de la place de parking en mesurant la place et en se positionnant en parallèle.
- 2. Par la méthode de sortie du véhicule, $\theta_{E_i}, i = 1, 2$, les milieux de l'essieu arrière $E_{m_i}, i = 0, ..., 2$ et les centres de rotations $C_i, i = 1, ..., 3$ seront calculés.
- 3. A partir de (x_i, y_i) et C_3, on obtient C_4, (x_s, y_s), P_t, θ_{E_f} et θ_{E_3} en appliquant (7.13) – (7.18).
- 4. Une trajectoire composée des arcs de cercle de rayon minimal et d'un segment de droite sera planifiée.
- 5. Avec un contrôle de suivi, le véhicule réussira à se garer en deux coups.

Avec la notation explicite de *Reeds&Shepp*, la trajectoire du parking en créneau en deux coups est $s^{\pm}_{|x_i - x_s|} r^{-}_{\theta_{E_f}} l^{-}_{\theta_{E_3}} r^{+}_{\theta_{E_2}} l^{-}_{\theta_{E_1}}$.

7.5.2 Parking en créneau en n coups

Si le véhicule ne peut pas sortir de la place de parking en effectuant la dernière étape du parking en deux coups, il s'arrêtera avant de toucher le véhicule devant. Ensuite, il reculera en braquant à droite comme l'étape 2 précédente. Donc avant de pouvoir sortir, il faudra répéter l'étape 1 et l'étape 2. On peut catégoriser toutes les étapes en deux : les étapes semblables à l'étape 1 appelées étapes impaires et les étapes semblables à l'étape 2 appelées étapes paires.

Étapes impaires

Les étapes impaires sont celles où l'on braque à gauche à fond en avançant en marche avant et où l'on teste la possibilité de sortir (voir la figure 7.20). D'abord, le nouveau centre de rotation C_i est le symétrique du centre C_{i-1} par rapport au milieu de l'essieu arrière $E_{m_{i-1}}$:

$$\begin{aligned} x_{c_i} &= 2x_{em_{i-1}} - x_{c_{i-1}}, \\ y_{c_i} &= 2y_{em_{i-1}} - y_{c_{i-1}}. \end{aligned} \tag{7.19}$$

Pour le test de sortie, on généralise le point de contact (7.12). Ici on imagine un mur vertical positionné à $x = \frac{L}{2}$, donc :

$$\begin{aligned} x_{og_i} &= \frac{L}{2}, \\ y_{og_i} &= y_{c_i} - \sqrt{R_{e_{min}}^2 - (x_{c_i} - x_{og_i})^2}. \end{aligned} \tag{7.20}$$

Si y_{og_i} est plus grand que la largeur de la place de parking w, le véhicule peut sortir de la place.

On considère un véhicule imaginaire décrit par les lignes pointillées de la figure 7.20 correspondant à la position de notre véhicule reculant en ignorant les collisions jusqu'à ce que son orientation soit 0. Cette variation totale de lacet entre le véhicule imaginaire et le véhicule actuel est donc égal à $\theta_{sum_{i-1}}$ qui est la somme des angles des arcs de cercle suivis jusqu'à l'étape précédente.

Donc, l'angle à réaliser θ_{E_i} de cette étape peut être donné par :

$$\theta_{E_i} = \theta_{t_i} - \theta_{sum_{i-1}} - \theta_s = \arcsin(\frac{\frac{L}{2} - x_{c_i}}{R_{e_{min}}}) - \theta_{sum_{i-1}} - \arcsin(\frac{l-p}{R_{e_{min}}}) \tag{7.21}$$

Le nouveau θ_{sum} est :

$$\theta_{sum_i} = \theta_{sum_{i-1}} + \theta_{E_i}.$$

De plus, la nouvelle position du milieu de l'essieu arrière E_{m_i} peut être calculée à partir de son orientation par rapport au centre de rotation C_i :

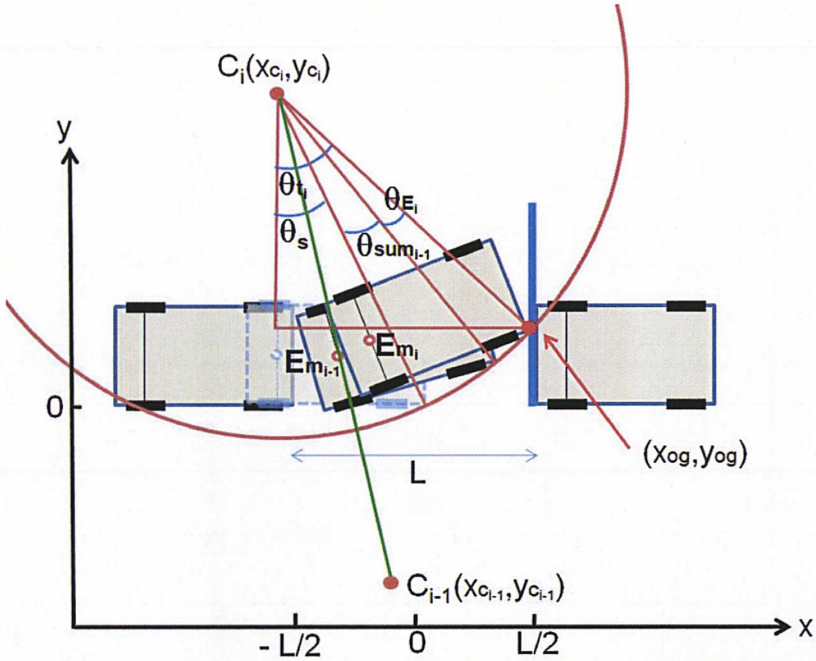


FIGURE 7.20 – Etapes impaires généralisées

$$\begin{aligned} x_{em_i} &= x_{c_i} + \widetilde{R}_{min}\cos(\theta_{sum_i} + \tfrac{3\pi}{2}), \\ y_{em_i} &= y_{c_i} + \widetilde{R}_{min}\sin(\theta_{sum_i} + \tfrac{3\pi}{2}). \end{aligned} \tag{7.22}$$

Étapes paires

Les étapes paires sont celles où l'on braque à droite à fond en reculant en marche arrière (voir la figure 7.21). D'abord, le nouveau centre de rotation C_i est le symétrique du centre C_{i-1} par rapport au milieu de l'essieu arrière $E_{m_{i-1}}$:

$$\begin{aligned} x_{c_i} &= 2x_{em_{i-1}} - x_{c_{i-1}}, \\ y_{c_i} &= 2y_{em_{i-1}} - y_{c_{i-1}}. \end{aligned} \tag{7.23}$$

On considère un véhicule imaginaire décrit par les lignes pointillées de la figure 7.21 correspondant à la position de notre véhicule reculant en ignorant les collisions jusqu'à ce que son orientation soit 0. Cette variation totale de lacet entre le véhicule imaginaire et le véhicule actuel est donc égal à $\theta_{sum_{i-1}}$ qui est la somme des angles des arcs de cercle

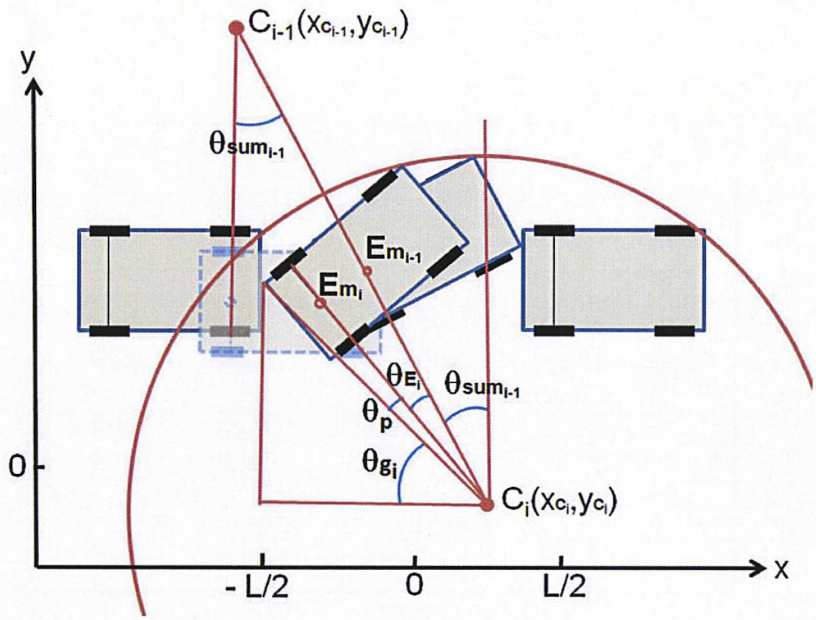


FIGURE 7.21 – Etapes paires généralisées

suivis jusqu'à l'étape précédente. L'angle θ_{E_i} autour duquel le véhicule tourne peut être donc calculé par :

$$\theta_{E_i} = \frac{\pi}{2} - \theta_{sum_{i-1}} - \theta_p - \theta_{g_i} = \frac{\pi}{2} - \theta_{sum_{i-1}} - \arccos\frac{R_{i_{min}}+w}{R_{rg}} - \arccos\frac{x_{c_i}+\frac{L}{2}}{R_{rg}}, \tag{7.24}$$

et le nouveau θ_{sum} est :

$$\theta_{sum_i} = \theta_{sum_{i-1}} + \theta_{E_i},$$

La nouvelle position du milieu de l'essieu arrière E_{m_i} peut être obtenue à partir de son orientation par rapport au centre de rotation C_i :

$$\begin{aligned} x_{em_i} &= x_{c_i} + \widetilde{R}_{min}\cos(\theta_{sum_i} + \tfrac{\pi}{2}), \\ y_{em_i} &= y_{c_i} + \widetilde{R}_{min}\sin(\theta_{sum_i} + \tfrac{\pi}{2}). \end{aligned} \tag{7.25}$$

Relations récursives entre les étapes impaires et paires

De cette procédure, on peut trouver les relations récursives entre les étapes. L'étape 1 et 2 sont une initialisation de la procédure. Et puis à chaque étape, pour le calcul du

centre de rotation, on utilise le centre de rotation et la position du milieu de l'essieu arrière de l'étape précédente et pour calculer l'angle de l'arc de cercle à suivre, on a besoin de $\theta_{sum_{i-1}}$ de l'étape précédente. Ces relations récursives sont bien récapitulées ci-dessous.

$$i = 1 \begin{cases} x_{c_1} = -\frac{L}{2} + p, \\ y_{c_1} = \frac{l}{2} + \widetilde{R}_{min}, \\ \theta_{E_1} = \theta_{t_1} - \theta_s, \\ \theta_{sum_1} = \theta_{E_1}, \\ x_{em_1} = x_{c_1} + \widetilde{R}_{min} \cos(\theta_{sum_1} + \frac{3\pi}{2}), \\ y_{em_1} = y_{c_1} + \widetilde{R}_{min} \sin(\theta_{sum_1} + \frac{3\pi}{2}). \end{cases}$$

$$i = 2k \begin{cases} x_{c_i} = 2x_{em_{i-1}} - x_{c_{i-1}}, \\ y_{c_i} = 2y_{em_{i-1}} - y_{c_{i-1}}, \\ \theta_{E_i} = \frac{\pi}{2} - \theta_{sum_{i-1}} - \theta_p - \theta_{g_i}, \\ \theta_{sum_i} = \theta_{sum_{i-1}} + \theta_{E_i}, \\ x_{em_i} = x_{c_i} + \widetilde{R}_{min} \cos(\theta_{sum_i} + \frac{\pi}{2}), \\ y_{em_i} = y_{c_i} + \widetilde{R}_{min} \sin(\theta_{sum_i} + \frac{\pi}{2}). \end{cases}$$

$$i = 2k+1 \begin{cases} x_{c_i} = 2x_{em_{i-1}} - x_{c_{i-1}}, \\ y_{c_i} = 2y_{em_{i-1}} - y_{c_{i-1}}, \\ \theta_{E_i} = \theta_{t_i} - \theta_{sum_{i-1}} - \theta_s, \\ \theta_{sum_i} = \theta_{sum_{i-1}} + \theta_{E_i}, \\ x_{em_i} = x_{c_i} + \widetilde{R}_{min} \cos(\theta_{sum_i} + \frac{3\pi}{2}), \\ y_{em_i} = y_{c_i} + \widetilde{R}_{min} \sin(\theta_{sum_i} + \frac{3\pi}{2}). \end{cases}$$

Étape finale

L'idée est, ici, de généraliser la dernière étape du parking en deux coups (voir la figure 7.22). Tout d'abord, on calcule y_{og_i} du point de contact et on teste si y_{og_i} est plus grand que la largeur de la place de parking w. Si c'est le cas, on est prêt pour effectuer la dernière manœuvre. L'angle $\theta_{sum_{i-1}}$ de la figure 7.22 est égal à la variation totale de lacet du véhicule à partir du véhicule imaginaire décrit par les lignes pointillées. C'est à dire que l'on peut considérer le véhicule de l'étape finale comme si c'était le véhicule virtuel du début. Grâce à ce véhicule virtuel le problème revient au problème de sortir en un coup. Cela veut dire que si le véhicule braque à gauche à fond en créant un angle θ_{E_i} quelconque et contrebraque à droite au point P_t en effectuant $\theta_{E_f} = \theta_{sum_{i-1}} + \theta_{E_i}$, le véhicule se trouvera parallèle à côté du véhicule devant.

7.5.3 Algorithme général de parking en créneau

Pour se garer en n manœuvres on calcule d'abord les angles θ_{E_j}, $j = 1, \ldots, i_{final}-1$, les milieux de l'essieu arrière E_{m_j}, $j = 0, ..., i_{final}-1$ et les centres de rotations C_j, $j = 1, ..., i_{final}$ par les relations récursives ci-dessus. Ensuite, grâce au concept du véhicule virtuel les

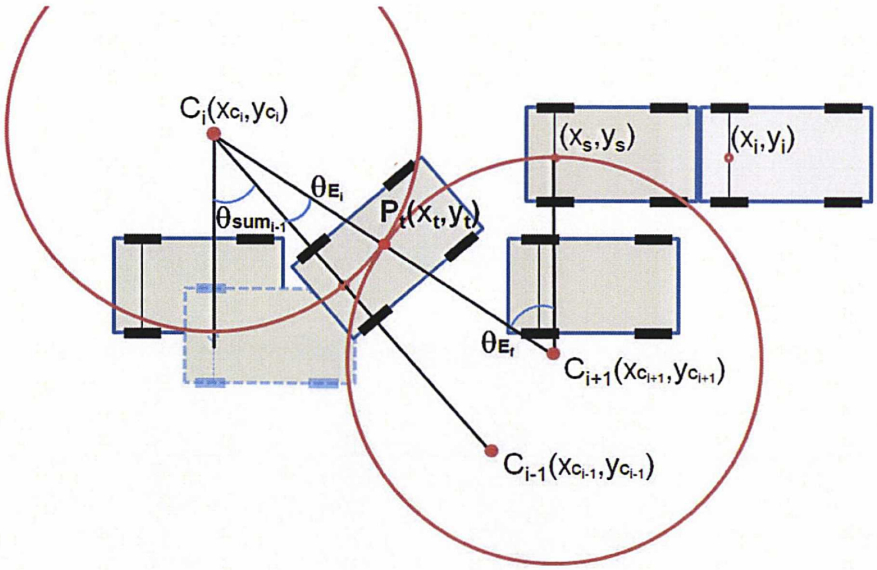


FIGURE 7.22 – Étape finale

équations (7.7) – (7.11) peuvent être appliquées pour calculer la position (x_s, y_s) où commence la manœuvre de parking, le point P_t où le véhicule contrebraque et les deux derniers angles θ_{E_i} et θ_{E_f} en fonction de la position initiale latérale y_i du véhicule comme suit :

1. Calcul de $y_{c_{i+1}}$ du centre C_{i+1} de l'étape finale :

$$y_{c_{i+1}} = y_i - \widetilde{R}_{min}. \tag{7.26}$$

2. Calcul de y_t du point de contrebraquage P_t :

$$y_t = (y_{c_i} + y_{c_{i+1}})/2. \tag{7.27}$$

3. Calcul de x_t du point de contrebraquage P_t :

$$x_t = x_{c_i} + \sqrt{\widetilde{R}^2_{min} - (y_t - y_{c_i})^2}. \tag{7.28}$$

4. Calcul de θ_{E_f} :

$$\theta_{E_f} = \arctan((x_t - x_{c_i})/(y_{c_i} - y_t)). \tag{7.29}$$

5. Calcul de θ_{E_i} :

$$\theta_{E_i} = \theta_{E_f} - \theta_{sum_{i-1}}. \tag{7.30}$$

6. Calcul du déplacement longitudinal x_s :

$$x_s = x_{c_{i+1}} = 2x_t - x_{c_i}. \tag{7.31}$$

Ainsi, toutes les informations sont disponibles pour planifier une trajectoire. Il suffit de lier tous les milieux de l'essieu arrière $E_{m_j}, j = 0, ..., i_{final} - 1$, P_t et (x_s, y_s) par les arcs de cercle de rayon minimal. En liant (x_s, y_s) et (x_i, y_i) par un segment de droite, la planification de la trajectoire sera terminée.

Un algorithme qui généralise le problème du parking en créneau en utilisant l'étape impaire et paire alternativement, ainsi que l'étape finale est donné par *Algorithm* 1 décrit ci-dessous. Grâce à cet algorithme, on obtient une figure intéressante (figure 8.9 du chapitre suivant) qui montre le nombre de manœuvres en fonction de la longueur de la place de parking pour un véhicule donné.

On peut écrire la trajectoire générée par la notation explicite de *Reeds&Shepp*. La trajectoire du parking en créneau en n manœuvres est donc :

$$s^{\pm}_{|x_i - x_x|} r^{-}_{\theta_{E_f}} l^{-}_{\theta_{E_i}} r^{+}_{\theta_{E_{i-1}}} l^{-}_{\theta_{E_{i-2}}} ... r^{+}_{\theta_{E_2}} l^{-}_{\theta_{E_1}}.$$

Algorithm 1 Parking en créneau générique

Require: Mesure de la place de parking et de la position initiale du véhicule (x_i, y_i),
while 1 **do**
  Entrer dans l'étape impaire
  Calculer le nouveau centre C_i par (7.19)
  Calculer y_{og_i} par (7.20),
  Calculer l'angle à effectuer θ_{Ei} par (7.21),
  if y_{og_i} < hauteur de la place w **then**
    Entrer dans l'étape paire
    Calculer le nouveau centre C_i par (7.23)
    Calculer l'angle à effectuer θ_{Ei} par (7.24),
  else
    Break
  end if
end while
Calculer (x_s, y_s) et les deux derniers angles θ_{Ei} et θ_{Ef} à partir de (x_i, y_i) et C_i par les équations (7.26) –(7.31),
Planifier une trajectoire composée des arcs de cercle et d'un segment de droite,
Lancer un contrôle de suivi pour se garer automatiquement.

7.6 Approche globale par fusion d'une méthode de type discrétisation de l'espace de recherche

La méthode présentée jusqu'à présent est une méthode de planification locale qui nécessite une condition initiale suivante :

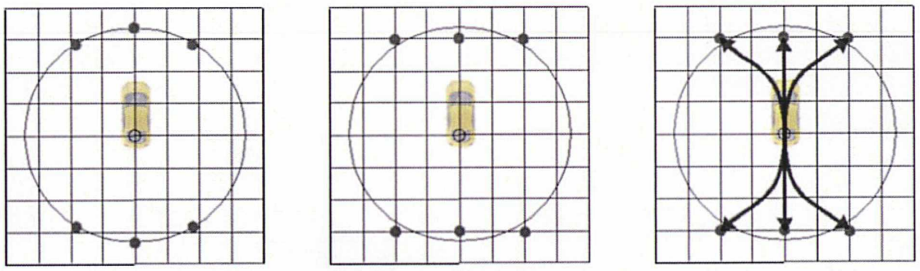
- Le véhicule doit se positionner en parallèle à la place de parking dans son voisinage.

Cette méthode peut être complétée par fusion d'une méthode de planification globale qui peut ramener le véhicule d'une position initiale à une position satisfaisant la condition ci-dessus. Nous présentons ici un planificateur global de type discrétisation de l'espace de recherche réalisé par Rodrigo Benenson dans le cadre du même projet 'CALK' [2], qui propose de procéder comme suit :

- Pour les manœuvres de moyenne et courte longueur, nous utiliserons le générateur de chemin de courbure continue proposé dans [58]. Cet algorithme trouve directement le plus court chemin entre deux configurations avec angle de braquage zéro. Cette voie sera validée pour être sans collision.
- Afin d'avoir une exploration rapide sur l'espace de manœuvres, l'espace d'état sera discrétisé et un algorithme appelé A* [12] sera appliqué. La recherche sera guidée à l'aide de la longueur du trajet de courbure continue et du plus court chemin holonome.
- Afin d'accélérer les calculs nous allons utiliser autant que possible des tables contenant les plus courts chemins de courbure continue entre deux états de l'espace discrétisé et leurs longueurs précalculées.
- Enfin, la trajectoire obtenue en utilisant l'espace d'état discrétisé et une séquence de manœuvres se terminant par l'angle de braquage nul sera optimisée (voir [2]).

Construction du graphe Le processus de création du graphe sur lequel la recherche du chemin s'applique peut être résumée comme suit :

1. Discrétiser l'espace d'états. En général, nous aurons une discrétisation x–y de 10 centimètres et une discrétisation d'orientation de 15 degrés, par exemple.
2. Pour un état donné, définir un ensemble d'états-enfants souhaitables, au moins 6, avec un cercle choisi de rayon 2m (voir la figure 7.23a).
3. Approximer les états-enfants aux états discrétisés les plus proches (voir la figure 7.23b).
4. Calculer le plus court chemin de courbure continue pour atteindre des états-enfants (voir la figure 7.23c).



(a) Un ensemble d'états-enfant autour de l'état actuel est défini.

(b) Les états-enfant sont approximés aux états discrétisés les plus proches.

(c) Les chemins de courbure continues sont calculés.

FIGURE 7.23 – Étapes pour construire le graphe

Algorithme A* Rappelons que l'algorithme A* est un algorithme de recherche de chemin dans un graphe entre un nœud initial et un nœud final. Il utilise une évaluation heuristique sur chaque nœud pour estimer le meilleur chemin y passant, et visite ensuite les nœuds par ordre de cette évaluation heuristique. Comme évaluation heuristique, nous utilisons pour chaque nœud $f(x)(=g(x) + h(x))$ où :

- g(x) : distance parcourue du nœud initial au nœud présent calculée par la longueur du trajet de courbure continue, compte tenu des contraintes mécaniques, et les obstacles.
- h(x) : distance du nœud présent au nœud final calculée par une métrique[1] H qui calcule le plus court chemin holonome sans tenir compte des contraintes du véhicule, mais compte tenu des obstacles en utilisant une méthode de propagation des ondes [52].

Vérification de collision Nous employons des polygones pour représenter l'espace pénétrable et la géométrie du véhicule. La vérification de collision revient alors à vérifier des intersections les segments de droite et si la forme globale du véhicule est à l'intérieur ou à l'extérieur de l'espace pénétrable.

Résultat Nous avons appliqué cette méthode comme planificateur global sur un scénario où le véhicule se déplace d'une position lointaine à une position proche de la place de parking avec une orientation parallèle (voir la figure 7.24). Ainsi, le véhicule peut se positionner près de la place de parking en satisfaisant la condition initiale de

1. Il existe plusieurs métriques alternatives : une métrique E qui calcule la distance simple euclidienne, une métrique RS qui calcule la longueur du chemin le plus court de type Reed&Shepp, une métrique RS+H qui donne la somme des deux etc. Dans cette méthode, la métrique H donne les meilleurs résultats.

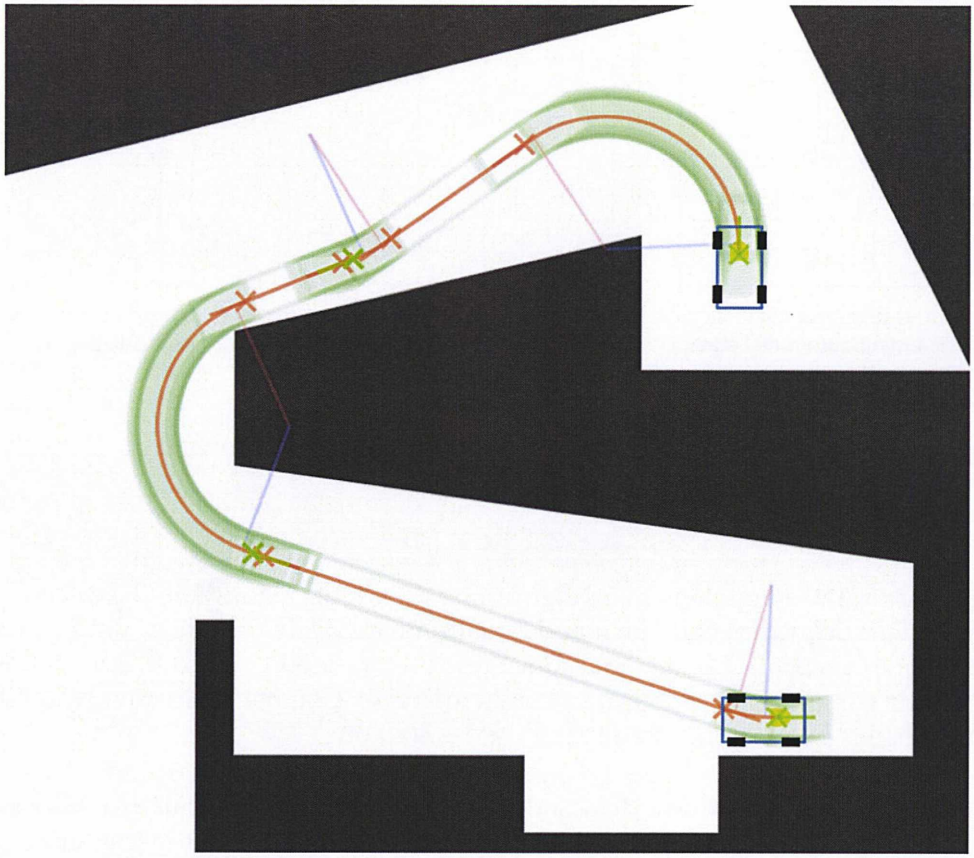


FIGURE 7.24 – Résultat obtenu par la méthode de type discrétisation de l'espace de recherche

notre planificateur local, et nous pouvons ensuite appliquer notre planificateur local pour terminer le problème de la planification de parking en créneau.

Chapitre 8

Parking automatique : Complexité

La complexité algorithmique d'une planification de trajectoire non-holonome n'est pas une notion évidente. Dans [36], les auteurs proposent comme définition de la complexité, la longueur de la séquence de trajectoires non-holonomes admissibles permettant de suivre la trajectoire désirée.

Etant donné que la trajectoire optimale la plus courte est composée d'arcs de cercle de rayon de courbure minimale et de segments de ligne droite (voir les travaux de Dubins [11] et Reeds&Sheep [56]), on peut donc ramener cette notion à un calcul de nombre de manœuvres.

8.1 Cas du parking en créneau avec la méthode proposée par Laumond et al.

8.1.1 Présentation de la méthode

Rappelons que dans les différents travaux sur la planification de trajectoires de robot mobile non-holonome, Laumond et al. [36] proposent comme méthode, d'abord de trouver une trajectoire sans collision ne vérifiant pas forcément les contraintes non-holonomes du robot mobile, puis de générer des trajectoires non-holonomes rejoignant différents points de la première trajectoire trouvée.

Dans le cas du parking en créneau, cette méthode propose donc de réaliser une succession de trajectoires permettant un déplacement latéral du véhicule (voir la figure 8.1) et de répéter cette opération jusqu'à la fin de la manœuvre de parking comme on peut le voir sur les figures 8.1 et 8.2.

8.1.2 Calcul de la complexité

Lorsqu'on réalise ce genre de déplacement, le calcul du nombre de manœuvres peut être facilement réalisé. En effet, comme on peut le voir sur la figure 8.3, le déplacement

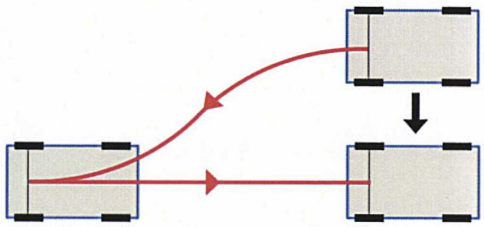


FIGURE 8.1 – Exemple de trajectoire non-holonome permettant à un véhicule de se déplacer latéralement

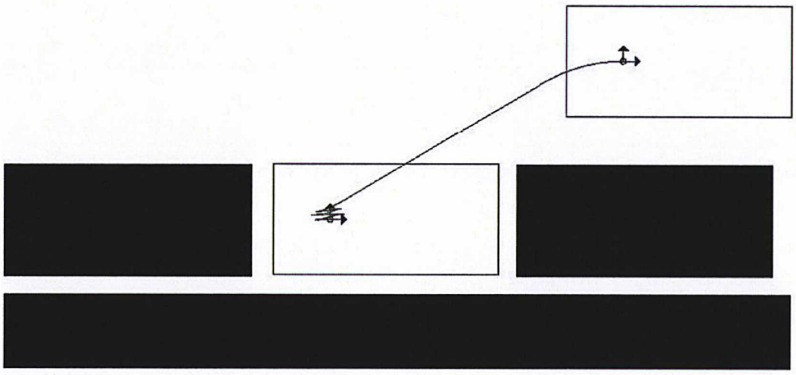


FIGURE 8.2 – Trajectoire proposée dans [36] pour réaliser une manœuvre de parking en créneau

latéral réalisé lors d'une de ces manœuvres peut être calculé à l'aide de la trigonométrie. Pour connaître le nombre de manœuvres il faudra donc calculer le nombre de fois qu'il faut réaliser ces déplacements latéraux permis par la longueur de la place pour que le véhicule soit complètement rentré dans la place.

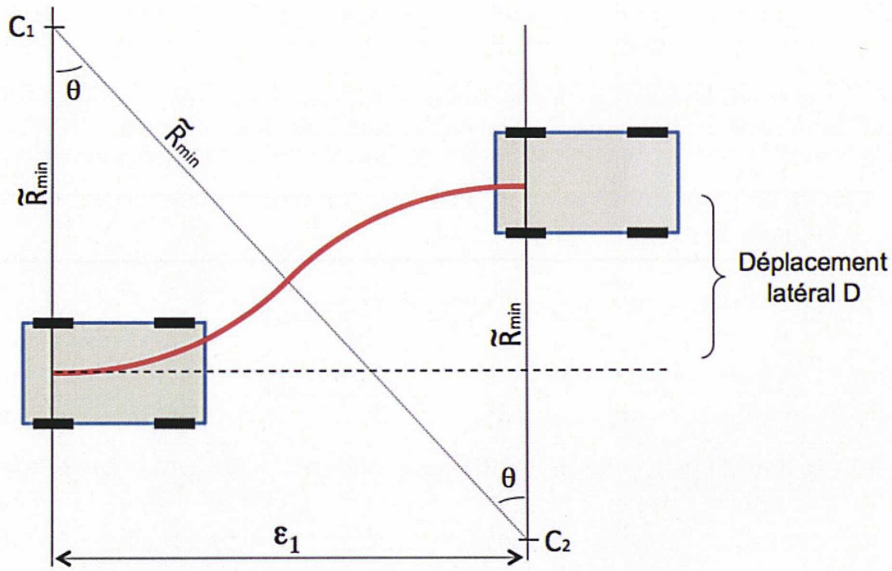


FIGURE 8.3 – Déplacement latéral réalisé lors d'un braquage - contre braquage

D'après la figure 8.3, on peut déduire les formules trigonométriques suivantes :

$$\begin{cases} \cos(\theta) = \frac{L_e}{2\tilde{R}_{min}} \\ \sin(\theta) = \frac{\epsilon_1}{2\tilde{R}_{min}} \end{cases} \tag{8.1}$$

où
D est le déplacement latéral,
θ est la fraction d'arc de cercle de rayon minimale sur laquelle le véhicule se déplace,
$\tilde{R}_{min}$ est le rayon de braquage au milieu de l'essieu arrière,
ϵ_1 est le déplacement longitudinal du véhicule (l'espace supplémentaire à la longueur de la voiture dont on dispose),
C_1 et C_2 sont les centres instantanés de rotation du véhicule,
L_e est la distance entre C_1 et la projection perpendiculaire de C_2 sur l'axe vertical.

On obtient donc :

$$\begin{cases} \theta = \arcsin(\frac{\epsilon_1}{2\tilde{R}_{min}}) \\ L_e = 2\tilde{R}_{min}\cos(\theta) \end{cases} \tag{8.2}$$

Le déplacement latéral D est donné par :

$$D = 2\tilde{R}_{min} - L_e \tag{8.3}$$

En remplaçant, on obtient :

$$D = 2\tilde{R}_{min}(1 - \cos(\arcsin(\frac{\epsilon_1}{2\tilde{R}_{min}})) \tag{8.4}$$

Le déplacement latéral lors d'une manœuvre peut donc être calculé en fonction du rayon de braquage du véhicule $\tilde{R}_{min}$ et de l'espace supplémentaire ϵ_1.

Le nombre de manœuvres et donc la complexité sera donnée en divisant la profondeur h de la place de parking par D.

On peut par ailleurs, remarquer d'après (8.4) que

$$D \sim \frac{\epsilon_1^2}{4\tilde{R}_{min}} \quad quand\ \epsilon_1 \to 0 \tag{8.5}$$

Quand ϵ_1 tend vers 0, la complexité C_{x_1} de cette méthode sera équivalente à

$$C_{x_1} \sim 3\frac{4\tilde{R}_{min}h}{\epsilon_1^2}. \tag{8.6}$$

Le facteur 3 provenant du fait que pour chacun de ces déplacements latéraux nécessitant un braquage et un contre braquage, il faut ensuite venir se replacer parallèlement à la position initiale, ce trajet revenant avec les notations de Reeds&Sheep à la séquence $r^-l^-s^+$. Ceci revient à multiplier le nombre de manœuvres par trois. On peut ainsi remarquer que ce résultat est cohérent avec [36] où les auteurs prouvent que le nombre de manœuvres est en ϵ^{-2} où ϵ joue le rôle de notre ϵ_1.

8.2 Cas du parking en créneau avec notre méthode

8.2.1 Outils géométriques pour le calcul de changement d'orientation

Pour la stratégie de planification de trajectoire pour un parking en créneau que nous avons proposée, nous allons tenter d'apporter dans cette partie une justification théorique de la complexité de notre méthode.

L'idée est d'estimer le nombre d'incréments angulaires successifs qu'il faut appliquer au véhicule pour que l'orientation finale θ_f permette une sortie sans collisions de la place par des manœuvres du type : avancement du véhicule dans une direction avec les roues braquées à fond dans un sens puis au recul en sens inverse du véhicule avec les roues braquées à fond de l'autre coté.

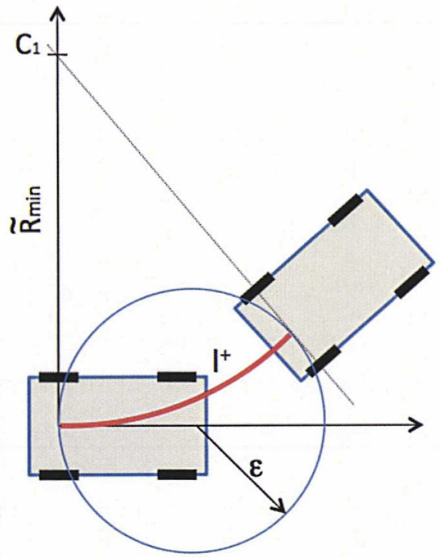


FIGURE 8.4 – Première étape

Ce calcul est difficile à réaliser dans un cadre tout à fait général, c'est pourquoi dans une première approche, nous avons considéré que le milieu de l'essieu arrière ne peut se trouver que dans une boule de rayon ϵ. Si le véhicule considéré a un rayon de braquage minimal $\tilde{R}_{min}$ déterminé en fonction des dimensions du véhicule, alors s'il se déplace en marche avant avec un braquage maximum, il décrira le déplacement représenté sur la figure 8.4.

Une fois la première étape réalisée, en suivant le type de manœuvres présenté dans notre méthode, le véhicule reculera et suivra le déplacement représenté sur la figure 8.5.

La synthèse géométrique de ces deux déplacements (l^+r^-) est représentée sur la figure 8.6.

Lors de la première manœuvre, le changement d'orientation du véhicule est θ_1. Or les points A et B étant tangents au cercle par construction, on a :

$$\theta_0 = \theta_1 \tag{8.7}$$

Par ailleurs, étant donné que le véhicule a tourné autour du point C_1, les segments C_1A et C_1B sont égaux à $\tilde{R}_{min}$ et on peut tracer la figure simplifiée Fig. 8.7.

On peut donc calculer facilement l'angle θ_0 :

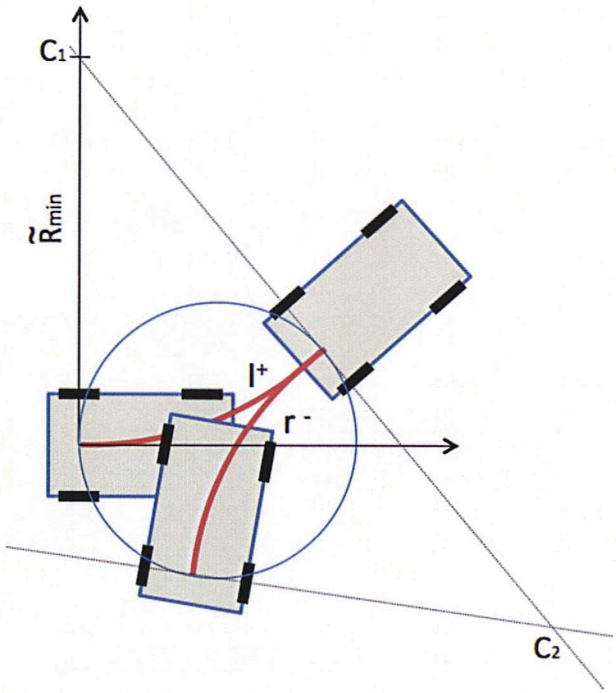


FIGURE 8.5 – Deuxième étape

$$\frac{\theta_0}{2} = \arctan(\frac{\epsilon}{\tilde{R}_{min}}) \tag{8.8}$$

Cet angle θ_0 correspond à la variation de lacet maximum que le véhicule peut avoir au sein d'une boule de rayon ϵ. De par la symétrie des opérations, cette variation angulaire sera la même pour toutes les manœuvres composant notre méthode de parking en créneau.

8.2.2 Calcul de la complexité

Le calcul de la complexité en fonction de l'angle final que l'on souhaite atteindre peut maintenant se déduire aisément, sachant que chacune des opérations fait varier le lacet du véhicule d'un angle θ_0.

En effet, sachant que l'on veut faire tourner son véhicule d'un angle θ_f en ne permettant que des déplacements pour le milieu de l'essieu arrière dans une boule de rayon ϵ et connaissant le rayon de braquage minimum $\tilde{R}_{min}$, le nombre de manœuvres que l'on assimilera à la complexité de la méthode, s'écrit :

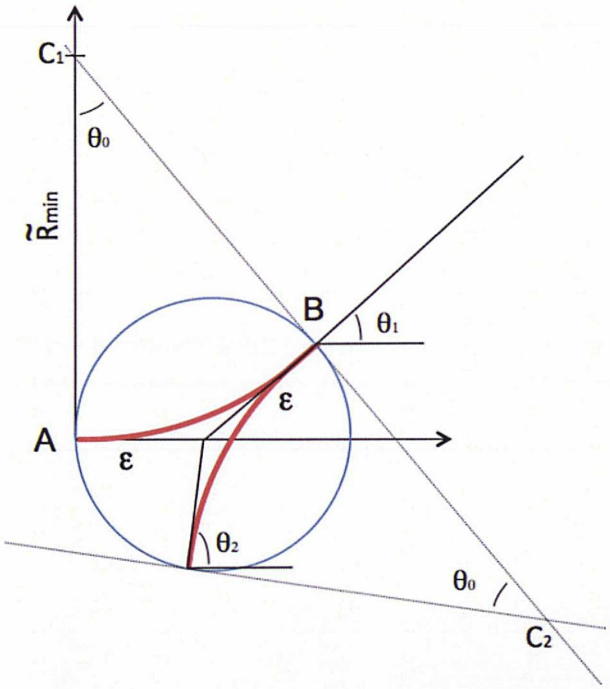


FIGURE 8.6 – Figure géométrique

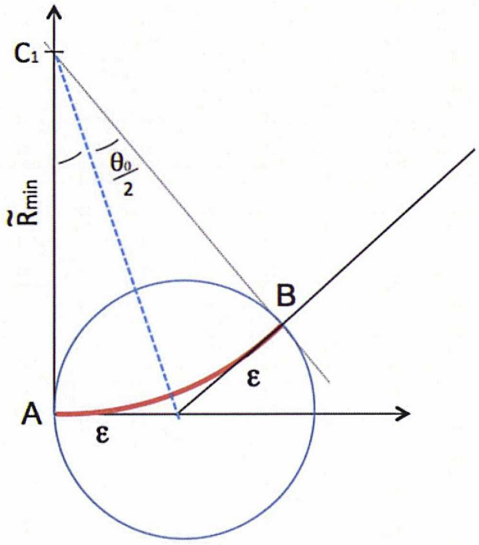


FIGURE 8.7 – Figure géométrique simplifiée d'un déplacement du véhicule avec notre méthode

$$C_{x_2} = \frac{\theta_f}{\theta_0} = \frac{\theta_f}{2\arctan(\frac{\epsilon}{\tilde{R}_{min}})}. \tag{8.9}$$

On peut par ailleurs, remarquer que

$$\theta_0 \sim \frac{2\epsilon}{\tilde{R}_{min}} \quad quand\ \epsilon \to 0. \tag{8.10}$$

Il est à noter que l'espace nécessaire au déplacement du véhicule est le diamètre de la boule $\epsilon_2 = 2\epsilon$ et quand cet espace tend vers 0, la complexité C_{x_2} de cette méthode sera équivalente à

$$C_{x_2} \sim \frac{\theta_f \tilde{R}_{min}}{\epsilon_2}. \tag{8.11}$$

8.3 Comparaisons et résultats

8.3.1 Calculs et comparaison de la complexité théorique et empirique avec notre méthode

Pour estimer plus précisément C_{x_2}, nous avons considéré un θ_f donné par l'orientation de la diagonale du véhicule. Cet angle constitue l'orientation limite minimale pour la sortie du véhicule, ce qui dimensionne la taille des boules minimales ϵ_2. Cette taille ϵ_2 peut être interprétée comme la distance minimale résiduelle entre la longueur disponible de la place de parking et celle occupée par le véhicule disposé en diagonale (voir la figure 8.8).

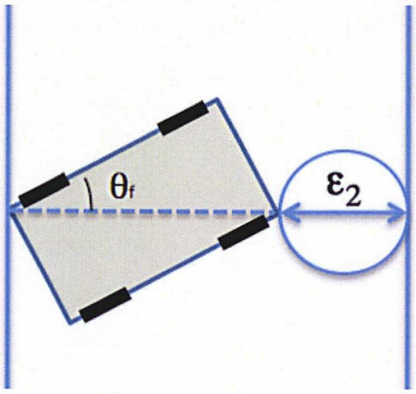


FIGURE 8.8 – La taille de la boule est dimensionnée par la longueur de la diagonale du véhicule.

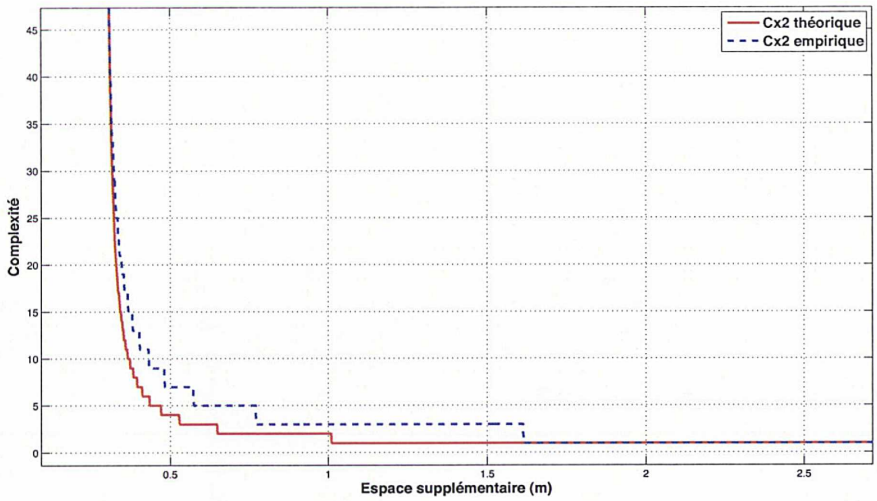


FIGURE 8.9 – Complexité C_{x_2} théorique et empirique en fonction de l'espace disponible entre le véhicule et la place de parking

8.3.2 Comparaison des complexités C_{x_1} et C_{x_2}

Dans le cas du parking en créneau avec la méthode proposée dans [36], la taille de la place de parking minimale dans laquelle le véhicule peut se garer n'est pas la même que pour notre méthode. En effet, dans notre cas la longueure de la place de parking doit être plus grande que la diagonale du véhicule.

Néanmoins, comme on peut le voir sur la figure 8.10, il existe une équivalence entre ϵ_1 et ϵ_2.

En notant L la longueur de la place, on a :

$$L = l + \epsilon_1 = d_a + \epsilon_2, \tag{8.12}$$

où l est la longueur du véhicule et d_a est la diagonale du véhicule qui peut être calculée comme suit :

$$d_a = \frac{l}{\cos\theta_f}. \tag{8.13}$$

Soit encore

$$\epsilon_2 = \epsilon_1 + l - d_a. \tag{8.14}$$

Maintenant d'après (8.11) et (8.14), on peut réécrire C_{x_2} en fonction de ϵ_1 comme suit :

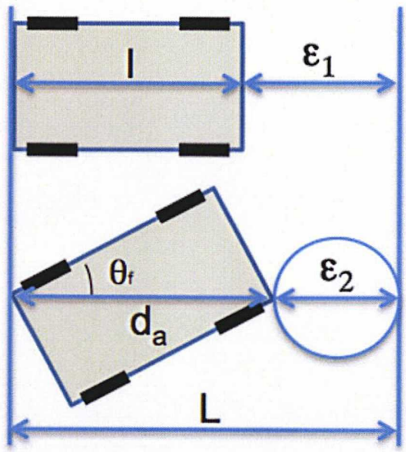


FIGURE 8.10 – Différence géométrique entre l'espace supplémentaire nécessaire pour chacune des deux méthodes.

$$C_{x_2} \sim \frac{\theta_f \tilde{R}_{min}}{\epsilon_1 + l - d_a} \quad quand\ \epsilon_1 \to d_a - l \tag{8.15}$$

à comparer à

$$C_{x_1} \sim 3\frac{4\tilde{R}_{min}h}{\epsilon_1^2} \quad quand\ \epsilon_1 \to 0. \tag{8.16}$$

Les deux méthodes ont été implémentées sous Matlab pour un véhicule ayant les caractéristiques suivantes :

- une largeur de 1.4 m
- une longueur totale de 3.2 m
- un empattement ou distance entre les deux roues de 2.4 m
- un angle de braquage maximum de 35°.

On peut voir sur les figures 8.11 et 8.12, que pour un nombre raisonnable de manœuvres (< 50) notre méthode apparaît meilleure en nombre de manœuvres que celle de Laumond et al. D'un point de vue pratique, VALEO considère comme acceptable un nombre de manœuvres inférieur à 7 (voir l'annexe E). Cependant, celle de Laumond et al. permet de se garer dans un espace à peine plus grand que la taille de la voiture (on pourra noter que la courbe rouge admet une asymptote en 0) tandis que notre méthode a pour limite la longueur de la diagonale du véhicule (la courbe bleue admet une asymptote verticale en 0.3).

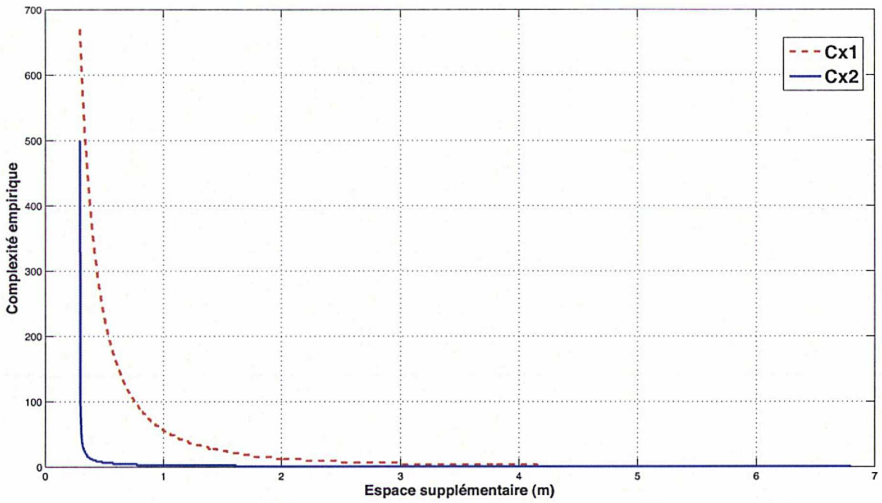


FIGURE 8.11 – Comparaison entre C_{x_1} et C_{x_2}

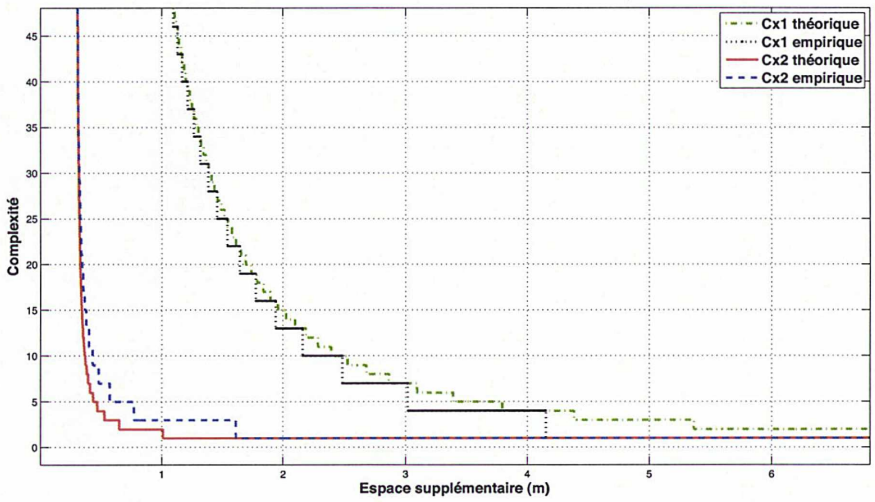


FIGURE 8.12 – Comparaison entre C_{x_1} et C_{x_2} (zoom)

Chapitre 9

Parking automatique : Commande

Dans ce chapitre, nous présentons une étude préliminaire d'une commande pour le parking automatique en créneau. Afin que le véhicule suive le chemin géométrique planifié par notre planificateur local, nous allons d'abord générer les trajectoires de référence en fonction du temps t. Ensuite, nous allons élaborer une loi de commande robuste permettant de suivre les trajectoires de référence générées sans pertes liées aux dynamiques négligées externes comme la pente de la place de parking.

9.1 Génération des trajectoires de référence

Nous pouvons planifier un chemin géométrique en utilisant notre planificateur de chemin pour le parking en créneau basé sur une approche géométrique. Le chemin géométrique généré se compose de 4 segments : 2 segments de droite et 2 arcs de cercle de rayon minimal, ce qui peut être exprimé en coordonnées cartésiennes (x, y) (voir la figure 9.1).

Notre objectif est de commander le véhicule pour qu'il suive bien les chemins générés. Pour ce faire, nous avons besoin de disposer des fonctions de temps $x_{ref}(t)$, $y_{ref}(t)$, les trajectoires de référence associées de la vitesse longitudinale $v_{ref}(t)$ et de l'angle de braquage $\beta_{ref}(t)$.

En général, le chemin géométrique est d'abord paramétrisé en fonction du temps. Ensuite les trajectoires de référence de la vitesse longitudinale $v_{ref}(t)$ et de l'angle de braquage $\beta_{ref}(t)$ sont calculées en utilisant la propriété de platitude [15] du modèle cinématique du véhicule donné par (7.1) comme suit :

$$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \tag{9.1}$$

$$\beta = \arctan(L\frac{\ddot{y}\dot{x} - \dot{y}\ddot{x}}{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^{3/2}}), \tag{9.2}$$

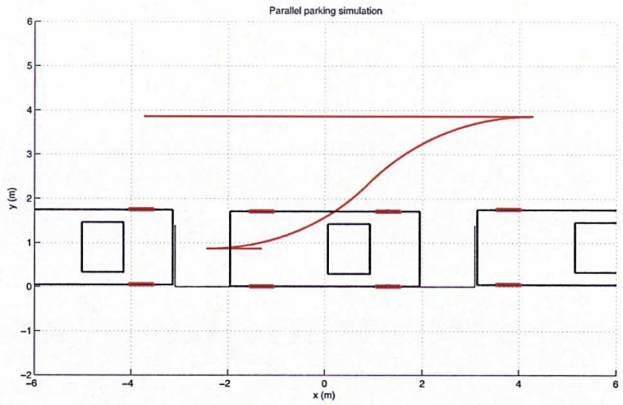


FIGURE 9.1 – Chemin géométrique planifié pour le parking en créneau

où L est l'empattement du véhicule.

La vitesse de référence donnée par l'équation (9.1) est supposée positive, le véhicule se déplace à cette vitesse en marche avant ou arrière pour exécuter le processus de stationnement. De plus, nous ne pouvons pas calculer $\beta_{ref}(t)$ lorsque $\dot{x} = \dot{y} = 0$, mais dans notre cas, lors des transitions, les roues sont braquées à l'arrêt pour atteindre la valeur maximale.

Si on utilise l'équation (9.1), le profil de la vitesse dépend des fonctions de $x_{ref}(t)$ et $y_{ref}(t)$. Si on veut que la vitesse de référence ait une certaine forme, la trajectoire de référence de vitesse $v_{ref}(t)$ sera considérée en premier. Un moyen simple de produire $v_{ref}(t)$ est d'appliquer un signal trapézoïdal. Dans notre processus de stationnement, la vitesse de référence aura une forme trapézoïdale à chaque manœuvre (cf. Fig. 9.2).

La longueur de chaque segment du chemin géométrique planifié peut être facilement calculée, puis si on connaît l'accélération constante désirée a_{des} pour atteindre la vitesse maximale constante v_{max}, la trajectoire de référence de la vitesse $v_{ref}(t)$ peut être facilement générée.

D'abord, le temps nécessaire pour atteindre v_{max} est donné par :

$$t_1 = \frac{v_{max}}{a_{des}}.$$

Ensuite, on peut calculer la distance parcourue pendant t_1 comme suit :

$$d_1 = \frac{a_{des} t_1^2}{2}.$$

Le temps pendant lequel on reste à la vitesse constante v_{max} peut être calculé par :

$$t_2 = \frac{d - 2d_1}{v_{max}},$$

où d est la distance d'un segment du chemin géométrique.

À chaque changement de manœuvre, on augmente l'angle de braquage linéairement jusqu'à sa valeur maximale, avec un temps t_3 nécessaire pour tourner de $-\beta_{max}$ à β_{max} pendant lequel le véhicule reste à l'arrêt. Pendant $2t_1 + t_2$, on garde sa valeur maximale $\pm\beta_{max}$.

Ainsi, avec les mêmes calculs pour chaque segment et t_3, on peut obtenir une trajectoire de référence de la vitesse d'une forme trapézoïdale. Par exemple, lorsque $a_{des} = 1m/s^2$, $v_{max} = 1m/s$ et $t_3 = 2s$, la trajectoire de référence obtenue de la vitesse $v_{ref}(t)$ pour le chemin géométrique de la figure 9.1 est illustrée à la figure 9.2. Comme vous pouvez le voir à la dernière partie de $v_{ref}(t)$, si la longueur du segment est trop courte, la forme de la vitesse devient un triangle isocèle. La trajectoire de référence générée de l'angle de braquage $\beta_{ref}(t)$ est illustrée à la figure 9.2.

Avec les temps t_1, t_2 et t_3, l'accélération de référence $a_{ref}(t)$ est également obtenu comme dans la figure 9.2, qui pourra servir comme terme 'feedforward'.

Une fois les trajectoires de référence de la vitesse et de l'angle de braquage sont générées, les fonctions temporelles de $x_{ref}(t)$ et $y_{ref}(t)$ peuvent être calculées numériquement, par exemple en intégrant le modèle cinématique du véhicule donné par (7.1), (voir la figure 9.3).

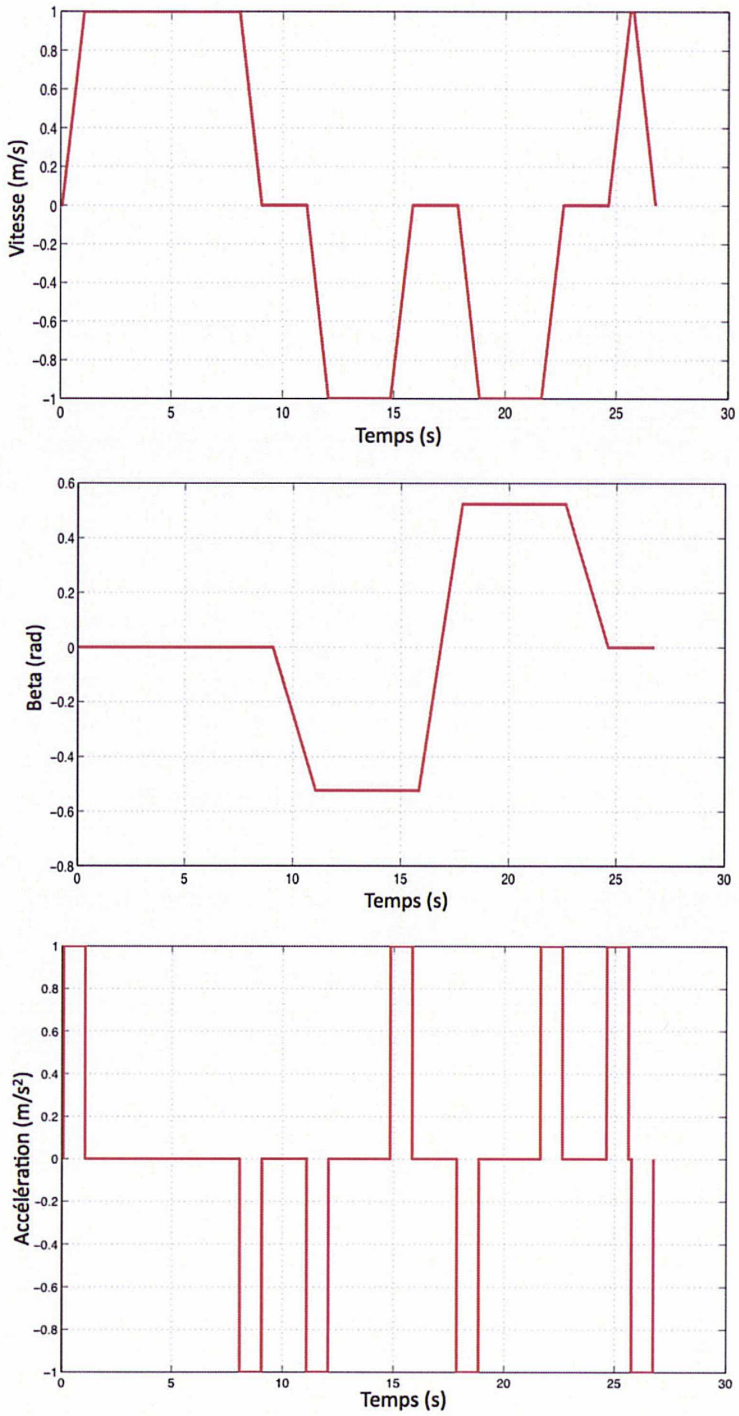


FIGURE 9.2 – Trajectoires de référence de la vitesse $v_{ref}(t)$, de l'angle de braquage $\beta_{ref}(t)$ et de l'accélération $a_{ref}(t)$

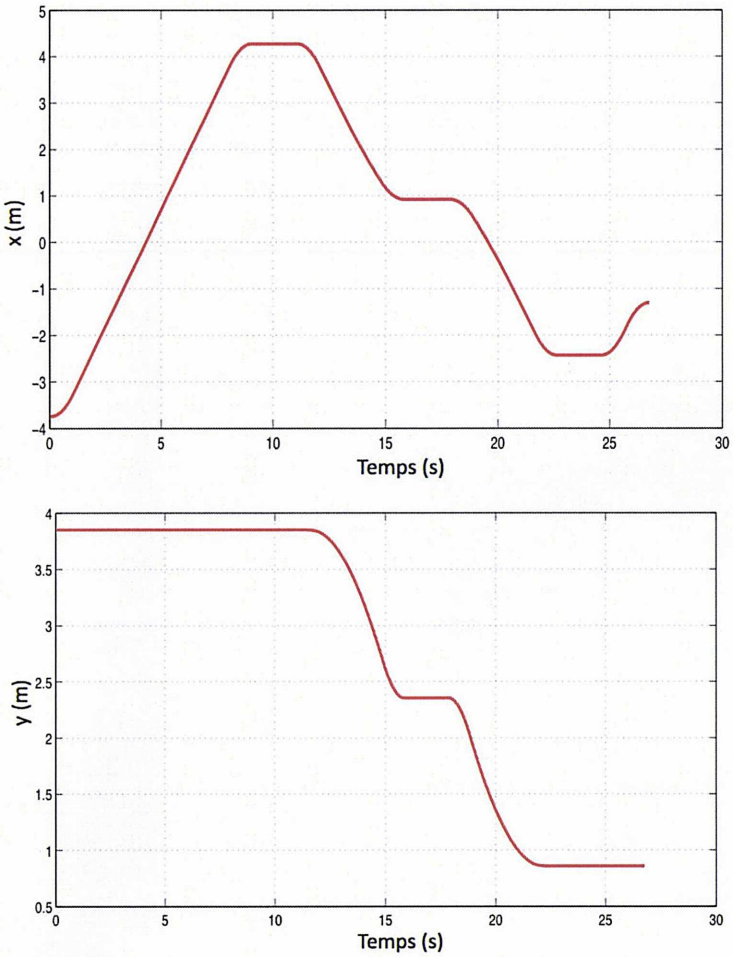


FIGURE 9.3 – Trajectoires de référence de $x_{ref}(t)$ et de $y_{ref}(t)$

9.2 Commande avec une compensation sans modèle

9.2.1 Génération du couple désiré

Afin de permettre au véhicule de suivre les trajectoires de référence, nous pouvons élaborer l'accélération désirée avec les termes 'feedback' comme suit :

$$u = a_{ref} - K_D(v - v_{ref}) - K_P(s - s_{ref}), \tag{9.3}$$

où K_D et K_P sont des gains dérivé et proportionnel, s est la distance parcourue réelle, et s_{ref} est la distance parcourue de référence qui est égale à l'aire totale du profil de la vitesse de référence.

Rappelons ici la formule du couple total appliqué au véhicule donné par (3.21) :

$$T_t = I \sum_{i=1}^{4} \dot{\omega}_i + rM\ddot{x},$$

où on néglige les effets de pentes, de résistance aux roulements et les effets aérodynamiques.

En remplaçant $\ddot{x}$ par l'accélération désirée u, on obtient le couple désiré T_d comme suit :

$$T_d = I \sum_{i=1}^{4} \dot{\omega}_i + rM(a_{ref} - K_D(v - v_{ref}) - K_P(s - s_{ref})).$$

9.2.2 Compensation sans modèle

Comme nous avons négligé les autres forces externes lors de l'élaboration du couple désiré, il est nécessaire de les compenser pour garantir la robustesse du système. Pour améliorer la robustesse aux perturbations externes comme l'inclinaison de la route, nous allons appliquer la technique de la commande sans modèle présentée au chapitre 2.

Nous pouvons suivre les mêmes raisonnements qu'à la section 3.5.6 et nous obtenons les mêmes expressions :

$$\begin{aligned} T_{d_k} &= I \sum_{i=1}^{4} \dot{\omega}_i + rMu_{F_k}, \\ u_{F_k} &= u_k - \hat{F}_k, \\ \hat{F}_k &= \ddot{x}_k - u_{F_{k-1}}, \end{aligned}$$

où $\hat{F}$ est l'estimation de F qui contient toutes les dynamiques négligées lors de la simplification de (3.1) par $M\ddot{x} = \sum_{i=1}^{4} F_{x_i}$.

On peut réécrire le contrôle sous la forme d'un "i-PID" en remplaçant u par (9.3) :

$$T_d = I \sum_{i=1}^{4} \dot{\omega}_i + rM(a_{ref} - \hat{F} - K_D(v - v_{ref}) - K_P(s - s_{ref})). \tag{9.4}$$

9.2.3 Simulation sous SiVIC

Le logiciel SiVIC a été utilisé pour tester notre stratégie de la compensation sans modèle et le scénario du parking en créneau. L'effet externe dominant lors d'un stationnement du véhicule est l'inclinaison de la place de parking. Comme l'effet de l'inclinaison de la place de parking n'est pas disponible dans SiVIC, les simulations ont été effectuées en incorporant à l'accélération désirée l'effet de la pente, ce qui donne le couple désiré suivant :

$$\tau_{d_k} = I \sum_{i=1}^{4} \dot{\omega}_i + rM(u_{F_k} - g \sin\theta). \tag{9.5}$$

où g est l'accélération due à la gravité, et θ est l'inclinaison de la place de parking.

Ainsi, l'effet de la pente peut être simulé comme si une pente existe dans l'environnement. Quelques résultats intéressants sont présentés dans 9.4 et 9.5. Comme on peut le voir dans la figure 9.4, l'effet de la pente de la place de parking est bien compensé dès le début par notre compensation sans modèle et les positions x et y sont bien superposées à leurs trajectoires de référence. Par contre, le correcteur PD seul n'est pas capable de corriger l'effet de la pente dès le début. La vitesse réelle prend du temps pour atteindre sa référence et l'erreur générée au début engendre un biais quasi-constant sur les positions x et y (voir la figure 9.5).

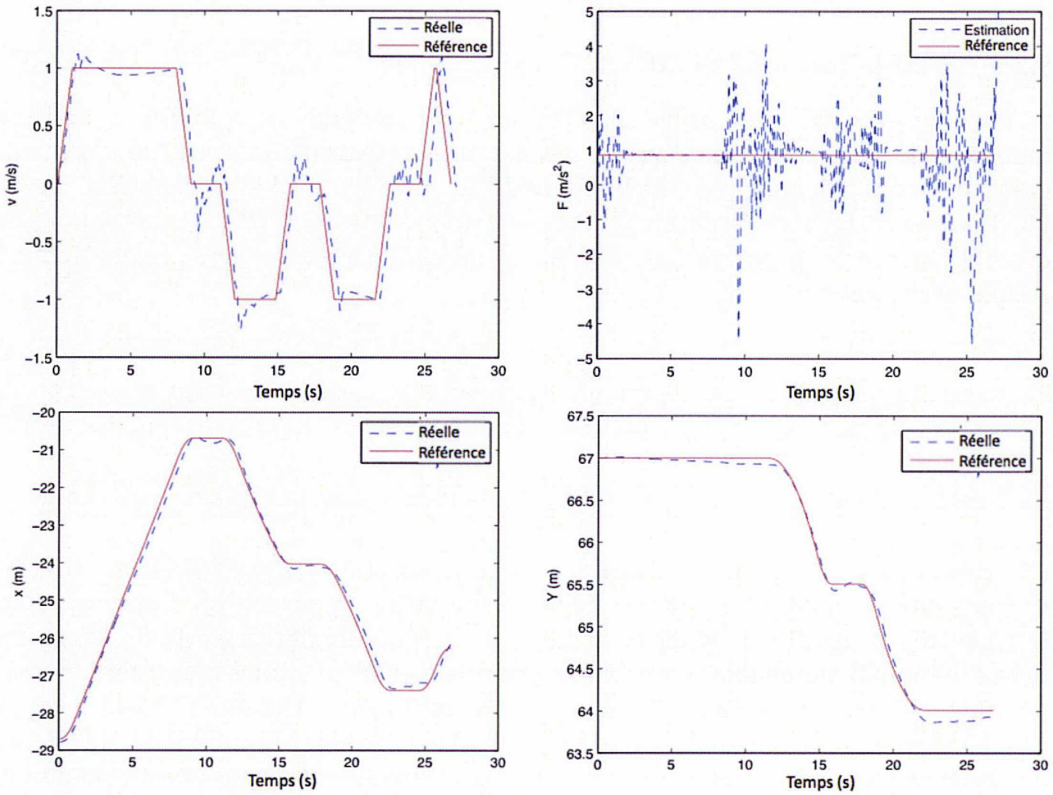


FIGURE 9.4 – Résultats du parking en créneau avec une compensation sans modèle de la pente de la place de parking

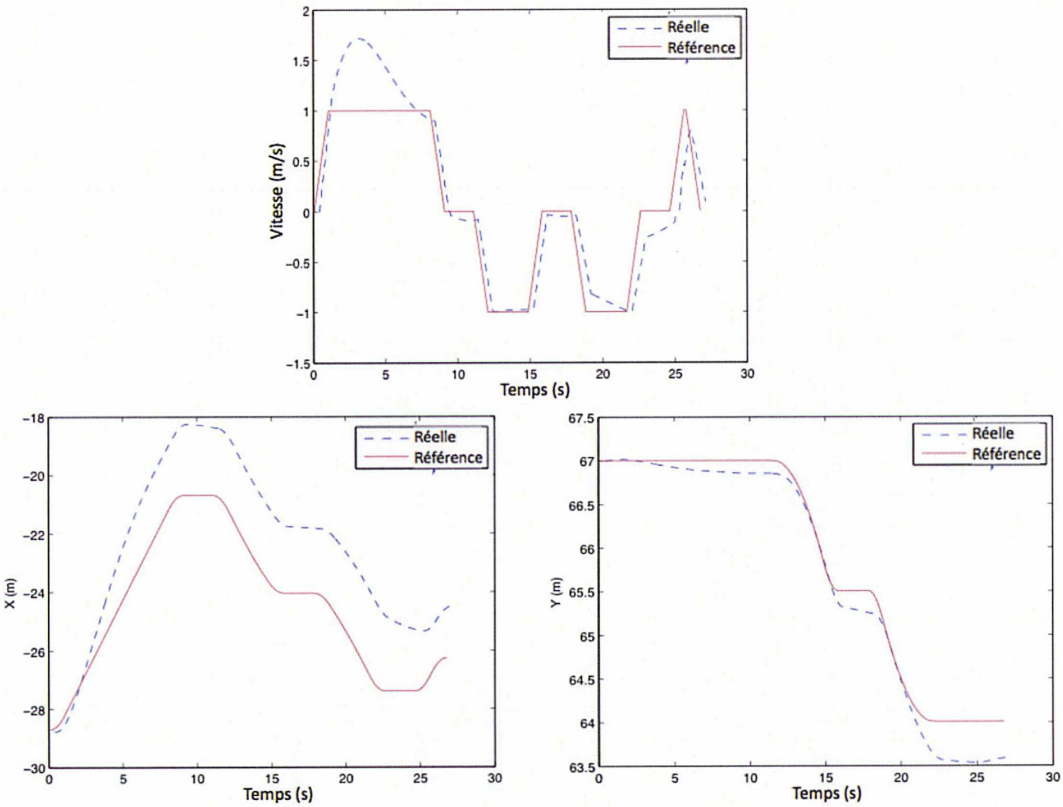


FIGURE 9.5 – Résultats du parking en créneau sans compensation sans modèle de la pente de la place de parking

Chapitre 10

Parking automatique : Conclusions et perspectives

Nous avons travaillé sur un problème d'automatisation à basse vitesse, où il s'agit de réaliser de manière automatique des manœuvres de type "parking en créneau" en milieu connu. Dans un premier temps, nous avons étudié les rayons de braquage du véhicule lors d'une manœuvre. Notre stratégie pour le parking basée sur la récupération du véhicule de la place de parking peut être appliquée pour la manœuvre de parking en sens inverse. Nous avons constaté que la zone morte sur le déplacement latéral est quasiment nulle, donc qu'il n'y a pas de contrainte sur la position latérale initiale du véhicule avant de rentrer dans la place de parking.

Pour le parking en un coup, nous avons développé un calcul analytique qui permet de calculer directement la position longitudinale x_s où le véhicule commence à braquer et la position de contrebraquage P_t en fonction du déplacement latéral initial y_i du véhicule. Ainsi la stratégie pour le parking en un coup a été proposée.

La même idée a été étendue au cas en deux coups, puis nous avons généralisé au cas d'un parking en n coups. Nous avons trouvé une relation récursive entre les étapes de la sortie du cas général. Un algorithme qui résout le problème de parking en créneau en fonction de la longueur de la place de parking a donc été développé. Avec cet algorithme, on peut estimer le nombre de manœuvres nécessaires avant d'effectuer la manœuvre de parking et on peut garer le véhicule sans contrainte sur la position latérale initiale du véhicule. Ces travaux font l'objet d'un dépôt de brevet en cours [9].

Afin de compléter notre planificateur local, nous l'avons fusionné avec un planificateur global de type discrétisation de l'espace de recherche permettant de ramener le véhicule d'une position quelconque à une position satisfaisant la condition initiale de notre planificateur.

La complexité de notre approche en nombre de manœuvres a été étudiée et comparée

avec la méthode développée par Laumond et al. Selon cette étude, nous avons constaté que notre approche est plus efficace en nombre de manœuvres que la méthode classique dans les cas pratiques. Notre méthode est également gagnante en nombre de manœuvres lorsque l'on la compare avec un système commercialisé (voir l'annexe E).

Pour la partie commande, nous avons d'abord généré les trajectoires de référence correspondant au chemin géométrique planifié par notre planificateur local. Ensuite nous avons élaboré une loi de commande robuste permettant de suivre les trajectoires de référence sans pertes liées aux dynamiques négligées externes comme la pente de la place de parking, grâce à la technique de la commande sans modèle.

Il sera intéressant d'étendre notre approche géométrique pour d'autre type de parking et d'autres types de véhicules. Les premiers résultats pour le parking en épi et en bataille sont présentés dans l'annexe F et sa généralisation est en cours d'investigation. Le parking en créneau du véhicule avec une remorque selon la même approche est également en cours d'étude. La sortie du véhicule de la place de parking n'est pas directement applicable en sens inverse car la marche arrière n'est pas stable pour un véhicule avec remorque.

Conclusion générale

Dans le cadre du projet CALK (Collision Avoidance and Lane Keeping), réalisé en collaboration avec l'industriel VALEO, nous avons développé deux systèmes d'aide à la conduite, l'*ACC/Stop&Go* et le parking automatique, dans le but d'accroître la sécurité et le confort à bord des véhicules.

Dans un premier lieu, ont été considérés les algorithmes de contrôle longitudinal de type *ACC/Stop&Go*. Nous avons utilisé un modèle de l'inter-distance de référence non-linéaire, prenant en compte les limitations en termes de confort et sécurité, proposé par Martinez et Canudas-de-wit [40]. Ce modèle, contrairement aux autres méthodes similaires, globalise les scénarios du *ACC* et du *Stop&Go* en satisfaisant des critères de sécurité et de confort pour toute la gamme de vitesses, ce qui est un avantage dans le but de la commercialisation.

Afin d'accroître la robustesse du système contre les bruits de mesure, les dynamiques négligées externes comme la pente de la route, la résistance aux roulements et la force aérodynamique etc., ainsi que les incertitudes liées au modèle moteur/frein, nous avons appliqué les techniques de l'estimation algébrique et de la commande sans modèle.

Ces approches permettent à la fois d'augmenter la sûreté, la précision ainsi que de réduire le coût du système grâce à ces capteurs virtuels numériques, ce qui est très intéressant pour l'industriel dans un but de commercialisation.

En ce qui concerne l'automatisation à basse vitesse de type 'parking en créneau', nous avons proposé une solution générale basée sur une approche géométrique et inspirée du comportement humain. Notre planificateur local permet de générer un chemin géométrique composé d'arcs de cercles de rayon minimal et de segments de droite pour une place de parking dont la longueur est plus grande que la diagonale du véhicule. Il faut remarquer que notre méthode est indépendante de la position initiale du véhicule si sa posture initiale est parallèle à la place de parking.

Une étude théorique de la complexité de notre méthode en termes du nombre de manœuvres et une comparaison avec un système commercialisé fait la preuve que notre méthode nécessite moins de manœuvres.

Une étude préliminaire de l'asservissement sur le chemin généré par notre planificateur local a été présentée. Pour faciliter la manœuvre pour parking en pente, nous avons appliqué la technique de la commande sans modèle et le résultat obtenu montre que la pente n'affecte pas la performance du système.

Notre stratégie du parking en créneau peut servir également à la sortie de la place en sens inverse et cela pourrait être appliqué pour une nouvelle conception de station de recharge pour véhicules électriques, où il s'agit de partager une même borne par plusieurs véhicules, afin d'augmenter le rendement (voir le projet AMARE [75]).

Bibliographie

[1] M. Brackstone and M. McDonald, 'Car-following : A historical review', *Transportation Research F*, Vol. 2, pp. 181-196, 2000

[2] R. Benenson, 'Parking planning', rapport interne du post-doctorat, CAOR, Mines ParisTech, 2009.

[3] J. Barraquand and J.C. Latombe, 'Robot motion planning : a distributed representation approach,' International Journal of Robotics Research, 1991.

[4] P. Bessière, J.M. Ahuactzin, E. Talbi and E. Mazer, 'The Ariadne's clew algorithm : global planning with local methods,' *Proc. of IROS'93.*. Yokohama 1993.

[5] C. Chien and P. Ioannou, 'Automatic vehicle-following' *Proc. Amer. Contr. Conf.* pp. 1748-1752, 1992

[6] S. Choi, B. d'Andréa-Novel, J. Villagra, 'Robust Algebraic Approach for Radar Signal Processing', Proc. of the EU-Korea Conference on Science and Technology, Vol. 124, p.297-305, 2008, Heidelberg, Germany.

[7] S. Choi, 'Approche de type Boîte Grise pour un contrôle Stop-and-Go de véhicule', JDMACS 2009, ANGERS.

[8] S. Choi, B. d'Andréa-Novel, M. Fliess, H. Mounier, J. Villagra, 'Model-free control of automotive engine and brake for Stop-and-Go scenarios', Proc. of European control conference 2009, Budapest, Hungary.

[9] S. Choi, C. Boussard, B. d'Andréa-Novel, P. Gougeon, Eric Dubois, 'Interface fournissant le nombre et la durée de manœuvres de parking automatiques', Brevet VALEO en cours de dépôt.

[10] S. Diop, and M. Fliess, 'Nonlinear observability, identifiability and persistent trajectories', *Proc.* 36th *IEEE Conf. Decision Control*, pp. 714-719, Brighton, 1991b.

[11] L. E. Dubins, 'On curves of minimal length with a constraint on average curvature and with prescribed initial and terminal positions and tangents', *Amer. J. Math.*, 79(1957), 497-516.

[12] D. Dolgov, S. Thrun, M. Montemerlo, and J. Diebel. 'Practical search techniques in path planning for autonomous driving.' In Proceedings of the First International Symposium on Search Techniques in Artificial Intel ligence and Robotics (STAIR-08), Chicago, USA, June 2008. AAAI.

[13] M. Fliess, C. Join, 'Intelligent PID controllers', *Proc.* 16th *Medit. Conf. Control Automat.*, Ajaccio, 2008.

[14] M. Fliess, C. Join, and H. Sira-Ramírez, 'Non-linear estimation is easy', *Internat J. Modelling Identification Control*, Vol. 3, 2008 (available at `http://hal.inria.fr/inria-00158855/en/`).

[15] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin and P. Rouchon, 'Flatness and defect of non-linear systems : introductory theory and examples', *Int. J. Control*, Vol. 61, pp. 1327-1361, 1995.

[16] M. Fliess, R. Marquez, E. Delaleau, and H. Sira-Ramírez, 'Correcteurs proportionnels-intégraux géenéralisés' *ESAIM Control Optim. Calc. Variat.*, Vol. 7, pp. 23-41, 2002

[17] M. Fliess and H. Sira-Ramírez, 'Closed-loop parametric identification for continuous-time linear systems via new algebraic techniques', in H. Garnier & L. Wang (Eds.) : *Continuous-Time Model Identification from Sampled Data*, Springer, 2008 (available at http ://hal.inria.fr/inria-00114958/en/).

[18] F. A. Garcia Collado, B. d'Andréa-Novel, M. Fliess and H. Mounier, 'Analyse fréquentielle des dérivateurs algébriques', XXIIe Coll. GRETSI, Dijon, 2009.

[19] G. Genta, 'Motor vehicle dynamics : modeling and simulation', World Scientific, 1997.

[20] J.C. Gerdes and J.K. Hedriek, 'Vehicle speed and spacing control via coordinated throttle and brake actuation', *Control Eng. Practice*, Vol. 5 No. 11, pp. 1607-1614, 1997.

[21] S. Germann and R. Isermann, 'Nonlinear distance and cruise control for passenger cars', *Proc. Amer. Control Conf.*, Seattle, 1995.

[22] T. D. Gillespie, 'Fundamentals of Vehicle Dynamics', SAE International, 1992.

[23] S. Glaser, 'Modélisation et analyse d'un véhicule en trajectoires limites. Application au développement de systèmes d'aide à la conduite', Thèse de doctorat de l'Université d'Evry, janvier 2004.

[24] D. Gruyer, C. Royere, N.du Lac, G. Michel, J.M. Blosseville, "SiVIC and RTMaps, interconnected platforms for the conception and the evaluation of driving assistance systems", ITSC'06, London, UK, October 2006.

[25] J. K. Hedrick, D. McMahon, V. Narendran, D. Swaroop, 'Longitudinal Vehicle Controller Design for IVHS Systems', *Proc. Amer. Control Conf.*, pp. 3107-3112, Boston, 1991

[26] M. Hellmann, H. Winner, R. Lauxmann, 'Method and device for adaptive control of separation distance and/or driving speed of a motor vehicle', *United States Patent*, US 6,615,127 B2, Sep. 2, 2003.

[27] M. Hellmann, H. Winner, R. Lauxmann, A. Irion, 'Method for adaptive distance and/or driving speed adjustment in a motor vehicle', *United States Patent*, US 6,772,059 B2, Aug. 3, 2004.

[28] T. Hiraoka, T. Kunimatsu, O. Nishihara and H. Kumamoto, 'Modeling of driver following behavior based on minimum-jerk theory', *Proc.* 12th *World Congress ITS*, paper 3416, San Francisco, 2005.

[29] P. Ioannou and Z. Xu, 'Throttle and Brake Control Systems for Automatic Vehicle Following' *IVHS Journal*, Vol.1 No. 4, pp.345-377, 1994.

[30] R. E. Jenkins and H. P. Yuhas, 'A Simplified Neural Network Solution Thriugh Problem Decomposition : The Case of the Truck Backer-Upper.' IEEE Transactions on Neural Network. Vol. 4.,No.4. July 1993

[31] L. Kavraki, P. Svestka, J-C. Latombe, and M.H. Overmars, 'Probabilistic road-maps for path planning in high-dimensional conguration spaces,' IEEE Trans. on Robotics and Automation, 12 :566 - 580, 1996.

[32] U. Kiencke and L. Nielsen, *Automotive Control Systems*, Springer, 2005.

[33] I. Kolmanovsky and N. Harris McClamroch, 'Developments in Nonholonomic Control Problems', *Control Systems Magazine, IEEE*, Vol. 15, pp. 20-36, Dec, 1995.

[34] J.C. Latombe, 'A Fast Path Planner for a Car-Like Indoor Mobile Robot,' Ninth National Conference on Artificial Intel ligence, AAAI, pp. 659-665, Anaheim, 1991.

[35] J.-P. Laumond, P. E. Jacobs, M. Taix and R. M. Murray, 'A motion planner for nonholonomic mobile robots', *IEEE Trans. Robotics and Automation*, Vol. 10 (5), October, 1994.

[36] J. Laumond, S. Sekhavat, and F. Lamiraux, 'Guidelines in nonholo- nomic motion planning for mobile robots' in Robot Motion Planning and Control, New York : Springer, 1998.

[37] S. Lee, M. Kim, Y. Youm, and W. Chung, 'Control of a car-like mobile robot for parking problem', *Proc. IEEE Internat. Conf. Robotics and Automation*, 1999.

[38] M. Liubakka, D. Rhode, J. Winkelman, and P. Kokotovic, 'Adaptive automotive speed control', *IEEE Trans. Automat. Control*, Vol. 38, pp. 146-156, 1993.

[39] Y. K. Lo, A. B. Rad, C. W. Wong and M. L. Ho, 'Automatic parallel parking', *IEEE Conf. Intelligent Transportation Systems*, October, 2003.

[40] J. Martinez and C. Canudas-de-Wit, 'A Safe Longitudinal Control for Adaptive Cruise Control and Stop-and-Go Scenarios', *IEEE Trans. Control Systems Technology*, Vol. 15, pp. 246-258, 2007

[41] M. Mboup, C. Join and M. Fliess, 'A revised look at numerical differentiation with an application to nonlinear feedback control', *Proc. 15th Mediterrean Conf. Control Automation*, Athens, 2006 (available on `http ://hal.inria.fr/inria-00142588`)

[42] H. Michi, H. Winner, M. Weilkes and W. Uhler, 'Cruise control system having a stop and go function', *United States Patent*, US 7,321,818 B2, Jan. 22, 2008.

[43] B. Mirtich and J. Canny, 'Using skeletons for nonholonomic path planning among obstacles,' IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, Nice, 1992.

[44] B. Muller, J. Deutscher, and S. Grodde, 'Continuous Curvature Trajectory Design and Feedforward Control for Parking a Car', *IEEE Trans. Control system technology*, Vol. 15, No. 3, May, 2007.

[45] R. M. Murray and S. Sastry, 'Steering nonholonomic systems using sinusoids', IEE Int. Conf. on Decision and Control, pp. 2097-2101, 1990.

[46] J. E. Naranjo, C. González, R. García and T. de Pedro, 'ACC+Stop&Go Maneuvers With Throttle and Brake Fuzzy Control', *IEEE Trans. Intelligent Transportation Systems*, Vol. 7, No. 2, pp 213-225, 2006.

[47] L. Nouvelière and S. Mammar, 'Experimental vehicle longitudinal control using a second order sliding mode technique', *Control Eng. Practice*, Vol. 15, pp. 943-953, 2007.

[48] L. Nouvelière, 'Commandes robustes appliquées au contrôle assisté d'un véhicule à basse vitesse', *Thèse*, Université de Versailles-Saint Quentin en Yvelines, 2002.

[49] M.H. Overmars and P. Svestka. 'The probabilistic path planner : A general approach to robot motion planning,' In Domek S. Banka, S. and Z. Emir- sa jlow, editors, Methods and Models in Automation and Robotics, pages 909-916, Miedzyzdro je, Poland., 1996.

[50] H. Pacejka, E. Baker, 'The magic formula tyre model', *Proc. 1st Internat. Coll. Tyre Models Vehicle System Analysis*, pp. 1-18, 1991.

[51] M. Persson, F. Botling, E. Hesslow and R. Johansson, 'Stop & Go Controller for Adaptive Cruise Control', *Proc. of the IEEE International Conference on Control Applications*, pp 1692-1697, Hawaii, 1999

[52] R. Philippsen, S. Kolski, K. Macek, and R. Siegwart. 'Path planning, re-planning, and execution for autonomous driving in urban and offroad environments.' In Proceedings of the Workshop on Planning, Perception and Navigation for Intel ligent Vehicles at the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Rome, Italy, April 2007.

[53] B.K. Powel and D. Hrovat, 'Optimal idle speed control of an automotive engine', *American Control Conference*, Chicago, June 2000.

[54] R. Rajamani, 'Vehicle Dynamics And Control', Springer, Mechanical Engineering Series, 2005.

[55] H. Raza, Z. Xu, B. Yang, and P. Ioannou, 'Modeling and control design for a computer-controlled brake system', *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, Vol. 5, pp. 279-296, 1997.

[56] J. A. Reeds and R. A. Shepp, 'Optimal paths for a car that goes both forward and backwards', *Pacific Journal of Mathematics*, Vol. 145 (2), pp. 367-393, 1990.

[57] P. Rouchon, M. Fliess, J. Lévine and P. Martin, 'Flatness and motion planning : the car with n trailers', European Control Conference. pp. 1518-1522, 1993.

[58] A. Scheuer, T. Fraichard, 'From reeds and shepp's to continuous-curvature paths.' IEEE Transactions on Robotics, 20(6) :1025-1035, 2004.

[59] B. Sharma and J. Vanualailai, 'Lyapunov stability of a nonholonomic car-like robotic system', *Nonlinear Studies*, 14(2) :143-160, 2007.

[60] H. Sussmann, 'Lie brackets, real analyticity and geometric control', Differential Geometric Control Theory (R. Brockett, R. Millman and H. Sussmann, eds.), Vol. 27 of Progress in Mathematics, pp. 1-116, Michigan Technological University, Birkhauser, 1982.

[61] D. Swaroop, K. Hedrick, C. Chien, and P. Ioannou, 'Comparison of spacing and headway control laws for automatically controlled vehicles', *Vehicle Syst. Dyn.*, Vol. 23, pp. 597-625, 1994.

[62] A. Vahidi and A. Eskandarian, 'Research Advances in Intelligent Collision Avoidance and Adaptive Cruise Control', *IEEE Trans. Intelligent Transportation Systems*, Vol. 4, pp 143-153, 2003.

[63] P. Venhovens, K. Naab and B. Adiprasito, 'Stop and go cruise control', *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 1. No. 2, pp. 61-69, 2000.

[64] J. Villagra, B. d'Andréa-Novel, S. Choi, M. Fliess and H. Mounier, (2009) 'Robust stop-and-go control strategy : an algebraic approach for non-linear estimation and control', Int. J. Vehicle Autonomous Systems, Vol. 7, Nos. 3/4, pp.270-291.

[65] J. Villagra, B. d'Andréa-Novel, M. Fliess and H. Mounier, 'Robust grey-box closed-loop stop-and-go control', Proc. Control and Decision Conference, Cancun, 2008.

[66] J. Villagra, B. d'Andréa-Novel, M. Fliess and H. Mounier. (2010) 'A diagnosis-based approach for tire-road forces and maximum friction estimation', submitted to Control Engineering Practice.

[67] H. Winner, A. Irion, 'Method and device for controlling the distance from a vehicle to a preceding vehicle', *United States Patent*, US 6,618,000 B2, Sep. 9, 2003.

[68] S. Yasunobu and Y. Murai. 'Parking Control Based on Predictive Furry ControP' Proc. Of IEEE Int. Conf. on Fuzzy system, Jun 1994, pp 1338-1341

[69] K. Yi and J. Chung, 'Nonlinear Brake Control for Vehicle CW/CA Systems', *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 6, No. 1, pp. 17-25, 2001

[70] K. Yi and I. Moon, 'A Driver-Adaptive Stop-and-Go Cruise Control Strategy', *Proc. of IEEE Int. Conf. on Networking. Sensing & Control*, pp. 601-601, Taipei, 2004.

[71] K. Yosida, *Operational Calculus : A Theory of Hyperfunctions*, Springer, New York, 1984 (translated from the Japanese).

[72] K. Youcef-Toumi, Y. Sasage, Y. Ardini, and S. Huang, 'Application of time delay control to an intelligent cruise control system' *Proc. American Control Conf.*, pp. 1743-1747, Chicago, 1992

[73] Z. Zalila and G. Gueydan, 'Methode and device for managing slot parking of motor vehicles', *United States Patent*, US 6,948,729 B2, Sep. 27, 2005.

[74] Y. Zhao and E. G. Collins Jr, 'Robust automatic parallel parking in tight spaces via fuzzy logic', *Robotics and Autonomous Systems*, 51 (2005) 111-127.

[75] http ://modulowatt.org

Annexes

Annexe A

Implémentation du dérivateur et du filtre algébriques

1) Code matlab permettant de calculer la dérivée première :

```
function y = fcn(u)

Te          = u(1);             %taux d'échantillonnage
fen         = u(2);             %taille de la fenêtre
Sb          = u(3:end);         %signal

x  = Sb';
x = fliplr(x);
T  = fen;
tt = 0;
sum = 0;
Tw=length(x);

integrant=x;

for i = 1:Tw                    %intégration numérique
       coe = (-6*tt+4*T)/(T*T);
       temp = coe*x(i);
       integrant(i) = temp;
       sum = sum + integrant(i);
       tt=tt+Te;
end

sum = sum*Te - (Te/2)*(integrant(end) + integrant(1) );

y = sum;
```

2) Code matlab permettant de filtrer les bruits de mesure :

```
function y = fcn(u)

Te          = u(1);             %taux d'échantillonnage
fen         = u(2);             %taille de la fenêtre
Sb          = u(3:end);         %signal

x  = Sb';
x = fliplr(x);
T  = fen;
tt = 0;
sum = 0;
Tw=length(x);

integrant=x;

for i = 1:Tw                    %intégration numérique
       coe = -6*(T - 2*tt)/(T*T*T);
       temp = coe*x(i);
       integrant(i) = temp;
       sum = sum + integrant(i);
       tt=tt+Te;
end

sum = sum*Te - (Te/2)*(integrant(end) + integrant(1) );

y = -sum;
```

Annexe B

Traitement des signaux du radar

Dans cette annexe nous présentons une deuxième méthode permettant d'estimer κ de (3.8) et les résultats expérimentaux.

B.1 Méthode 2

Cette fois, au lieu de considérer la distance réelle d_r de (3.8) comme un polynôme linéaire, on peut la considérer comme suit :

$$d_r = F + C \tag{B.1}$$

où,

$$F = \int v_r(\tau) d\tau. \tag{B.2}$$

En remplaçant d_r de (3.8) par (B.1), (3.8) peut s'écrire dans le domaine opérationnel comme suit :

$$\hat{d}_m(s) = \frac{\mu}{s} + (\kappa + 1)\left(\hat{F} + \frac{C}{s}\right) \tag{B.3}$$

En dérivant ((B.3) $\times$ s) par rapport à s, on obtient :

$$\hat{d}_m(s) + s\frac{d}{ds}\hat{d}_m(s) = (\kappa + 1)\left(\hat{F} + s\frac{d}{ds}\hat{F}\right) \tag{B.4}$$

Divisons (B.4) par s^2 :

$$\frac{\hat{d}_m(s)}{s^2} + \frac{1}{s}\frac{d}{ds}\hat{d}_m(s) = (\kappa + 1)\left(\frac{\hat{F}}{s^2} + \frac{1}{s}\frac{d}{ds}\hat{F}\right) \tag{B.5}$$

On peut exprimer (B.5) dans le domaine temporel comme suit :

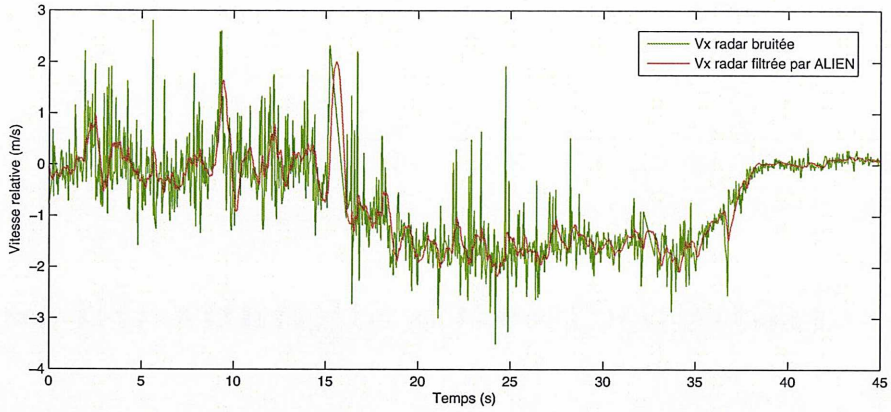


FIGURE B.1 – Comparaison entre la vitesse mesurée et la vitesse filtrée par (2.11)

$$\int_0^T (T-2\tau)\, d_m(\tau)d\tau \quad = \quad (\kappa+1)\int_0^T (T-2\tau)\, F(\tau)d\tau$$

Finalement on obtient une autre formule pour estimer κ comme suit :

$$(\kappa+1) \quad = \quad \frac{\int_0^T (T-2\tau)\, d_m(\tau)d\tau}{\int_0^T (T-2\tau)\, F(\tau)d\tau}. \tag{B.6}$$

B.2 Résultats expérimentaux

Avec les données mesurées fournies par Valeo, un premier test a été réalisé. Le scénario pour cette expérience était une voiture équipée d'un radar avançant vers un poteau fixe.

D'abord, dans la figure B.1 on trouve que la vitesse mesurée est très bruitée, et les bruits ne sont pas négligeables parce que la grandeur du bruit est aussi grande que celle des signaux. Même si on les filtre par (2.11), les signaux filtrés ne sont pas très propres.

Pour voir la précision de la vitesse mesurée par radar, on peut faire une comparaison entre la vitesse mesurée et la dérivée de la distance par (2.7). Comme on le voit dans la figure B.3 les deux données ne sont pas très cohérentes et donc l'estimation de κ ne sera pas bonne.

Comme l'expérience a été faite avec un poteau fixe, on peut considérer la vitesse du véhicule elle-même comme la vitesse relative. Pour voir la précision de la vitesse

mesurée par radar, on peut également faire une comparaison entre la vitesse mesurée par radar et la vitesse du véhicule. Comme on le voit dans la figure B.4 les données sur la vitesse du véhicule sont beaucoup plus propres et précises que celles du radar. On peut donc employer la vitesse du véhicule comme la vitesse relative mesurée idéale et on peut comparer κ obtenu avec la vitesse du radar et κ obtenu avec la vitesse du véhicule.

Selon la figure B.5 la méthode 2 est meilleure que la méthode 1 (méthode présentée dans la section 3.5.3), et κ calculé avec la vitesse du véhicule est plus pertinent que κ calculé avec la vitesse du radar.

En conclusion, pour avoir une bonne estimation de κ, une haute précision sur la mesure de la vitesse est nécessaire et si on n'a pas un intérêt particulier à estimer κ, la dérivée par (2.7) de la distance peut s'employer comme la vitesse relative et le terme a_0 de (2.11) peut être utilisé comme une donnée débruitée de l'inter-distance.

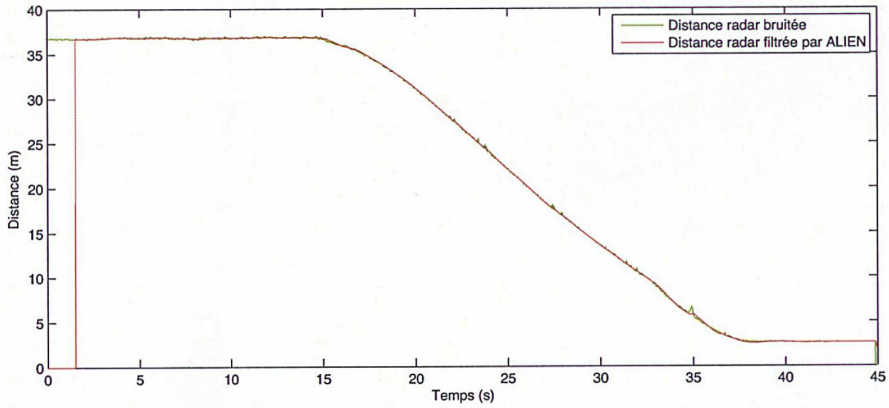


FIGURE B.2 – Comparaison entre la distance mesurée et la distance filtrée par (2.11)

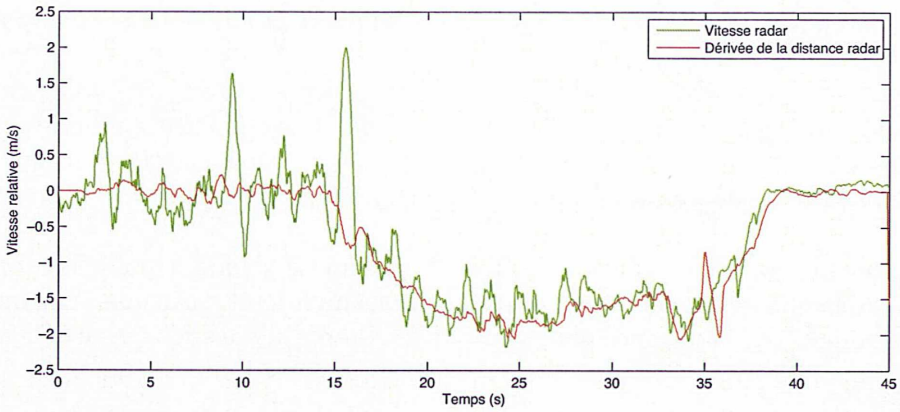


FIGURE B.3 – Comparaison entre la vitesse mesurée et la dérivée de la distance par (2.7)

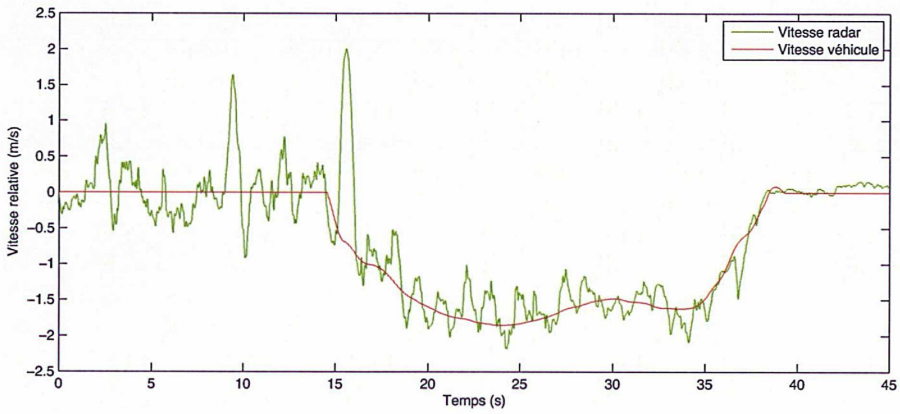


FIGURE B.4 – Comparaison entre la vitesse mesurée par radar et la vitesse de la voiture

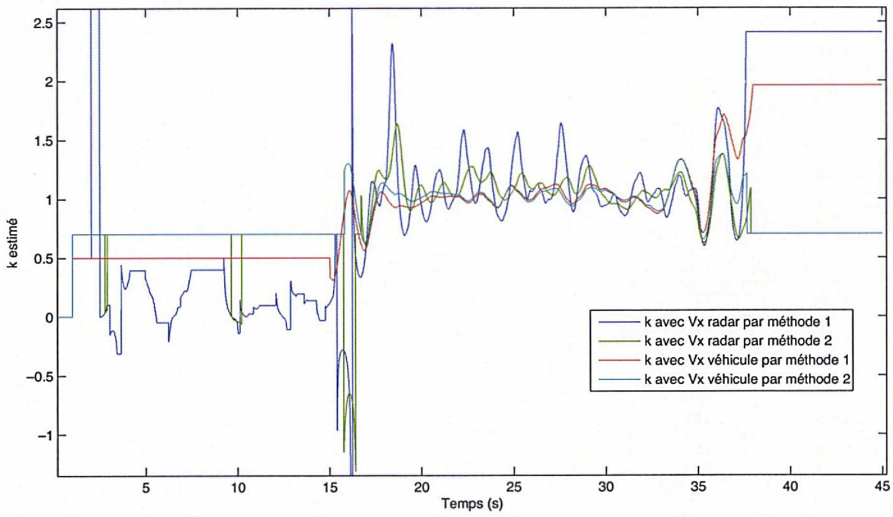


FIGURE B.5 – Comparaison des κ estimés

Annexe C

Intégration du module ACC et Stop&Go

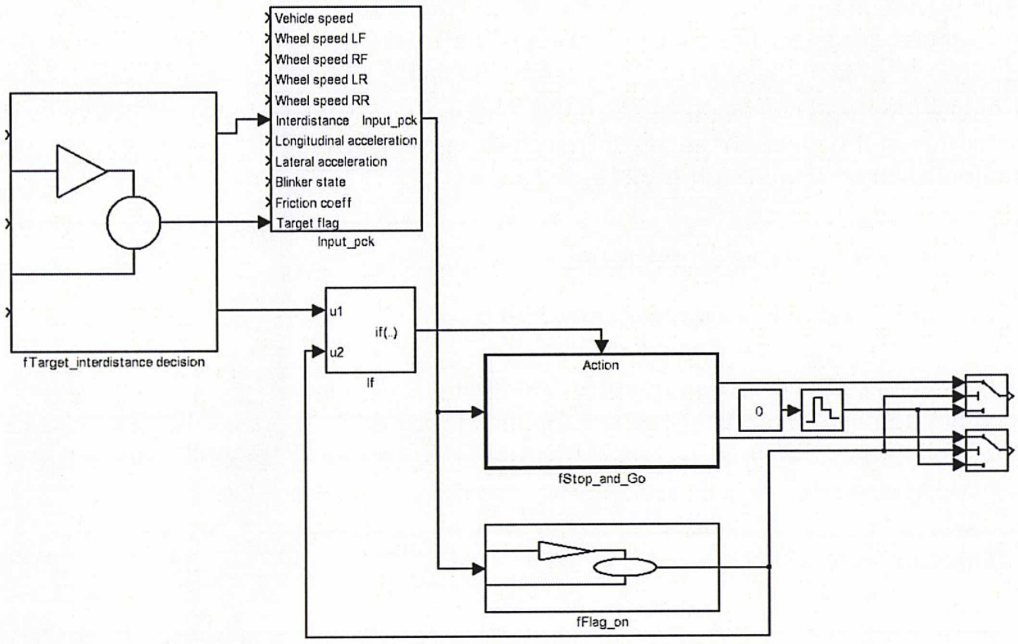


FIGURE C.1 – Module global ACC et Stop and Go

Ce module sera appelé conformément au choix de VALEO, *f1210_SNG*. Le module écrit en Simulink a été sauvegardé sous un format compatible avec la version utilisée par VALEO, à savoir Simulink 6.5.

Ce module se compose de 3 sous-modules, *fTarget_interdistance_decision*, *fStop_and_Go* et *fFlag_on* (voir la figure C.1). Le module *fTarget_interdistance_decision* reçoit des cibles potentielles et choisit une cible principale à suivre. Ce module donne l'inter-distance entre le véhicule suiveur et la cible choisie, un flag *Target_flag* indiquant l'état de cible et de capteur et un flag *Flag_init* indiquant l'initialisation du module *fStop_and_Go*. Le module *fStop_and_Go* reçoit l'inter-distance de la cible choisie et calcule la loi de commande en couple qui permet de suivre la cible choisie tout en gardant la distance de sécurité et le critère de confort. Le module *fFlag_on* donne un flag indiquant la condition d'application de la commande. Le module *fStop_and_Go* ne sera activé que sous respect de *Flag_init* et *Flag_on*.

Les 3 sous-modules seront expliqués plus en détail dans les sections suivantes.

C.1 Module *fTarget_interdistance_decision*

Nous avons développé un module qui détermine une cible principale à suivre et l'inter-distance associée. Ce module possède en entrées des informations de position et de distance des véhicules se trouvant dans un voisinage de la voiture, détectés par le lidar (ou le radar). Connaissant la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ de notre voiture, nous pourrons estimer l'inter-distance au véhicule cible retenu. Cette inter-distance sera calculée quel que soit le rayon de courbure de la trajectoire suivie par la voiture et renvoyée comme paramètre d'entrée au module *fStop_and_Go*.

C.1.1 Entrées-sorties et paramètres du module

Ce module admet comme variables d'entrées :

- la vitesse du véhicule suiveur V_x (*Vehicle_speed*) ;
- la vitesse de lacet de véhicule suiveur $\dot{\psi}$ (*Yaw_rate*) ;
- un vecteur *Potential_targets* qui possède pour toutes les cibles détectées i, les positions x_i, y_i, et la distance d_i ;

ainsi qu'un ensemble de paramètres :

- un seuil *ksng_half_road_width* permettant de déterminer si la cible est sur la voie du suiveur.
- un seuil $\dot{\psi}_{seuil}$ (*ksng_min_yaw_rate*) en dessous duquel la courbure est négligeable et l'inter-distance est égale à l'inter-distance mesurée par le lidar.

Les variables de sorties sont :

- l'inter-distance du véhicule suiveur à la cible retenue d ;
- un flag d'état de la cible, *Target_flag* ;

- un flag d'initialisation, *Flag_init* ;

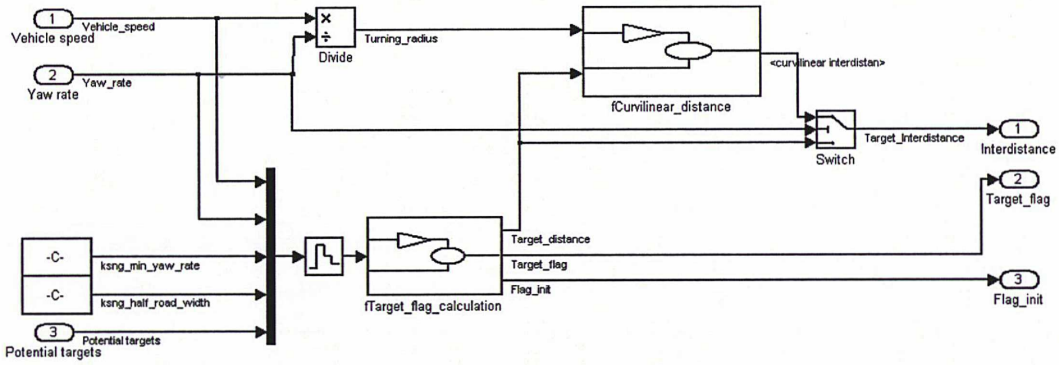


FIGURE C.2 – Sous-module *fTarget_interdistance_decision*

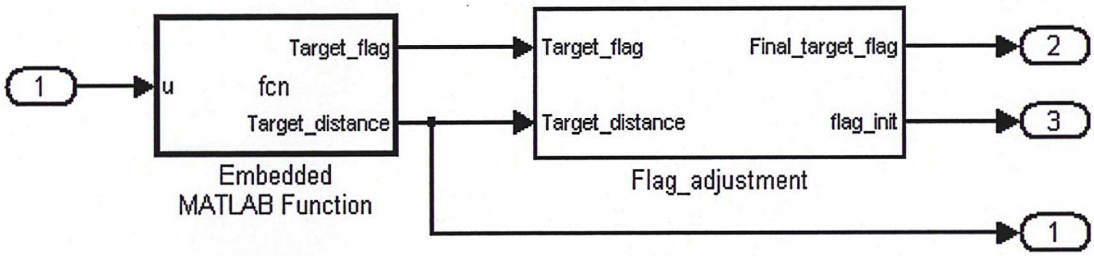


FIGURE C.3 – fTarget_flag_calculation

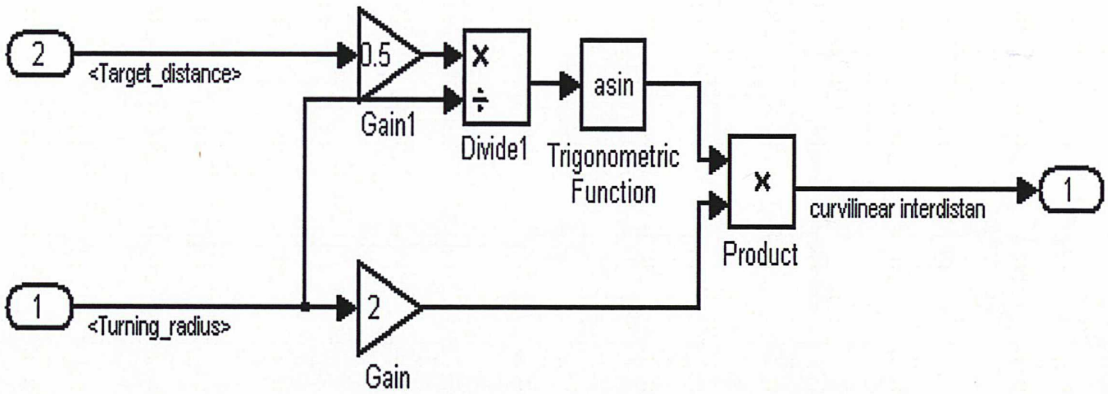


FIGURE C.4 – fCurvilinear_distance

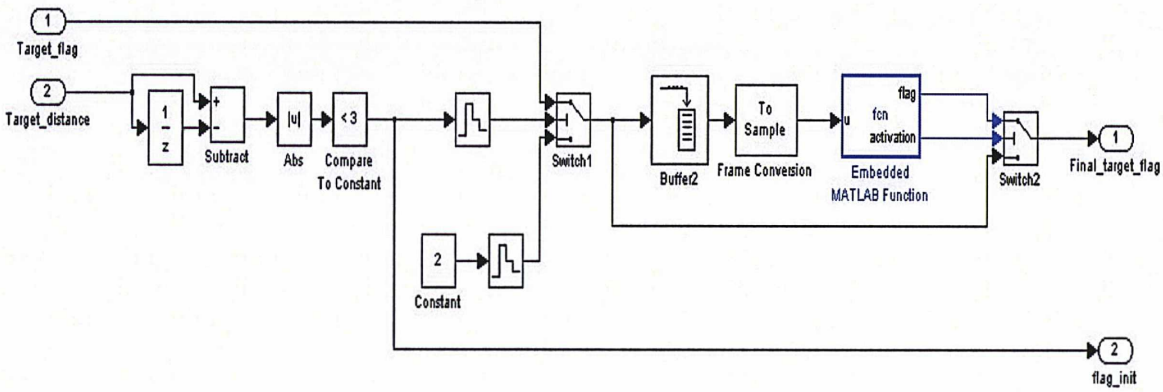


FIGURE C.5 – flag_adjustment

C.1.2 Calcul du *Target_flag* et *Flag_init*

Le flag d'état de la cible, *Target_flag* vaut 0 si aucune cible n'est détectée auquel cas le module renverra une valeur maximale d'inter-distance (la distance nominale d_0 par exemple), 1 pour une cible standard sur la voie, 2 si une cible est en insertion sur notre voie ou en sortie de voie, 3 si une donnée lidar est momentanément aberrante auquel cas le module renverra une valeur conservative d'inter-distance (la distance critique d_c par exemple) et 4 si une panne capteur est détectée. La seule information pour détecter une valeur aberrante du lidar est la variation de l'inter-distance. La différence entre l'inter-distance à l'instant k et celle à l'instant $k-1$ est calculée à chaque instant, et si cette différence dépasse un seuil, cela indique une insertion d'un véhicule ou une sortie de la cible. Dans ce cas là, le flag indique 2 et *Flag_init* indique 1 (la réinitialisation est nécessaire pour chaque insertion et sortie). On suppose que le temps nécessaire entre deux insertions est au moins 2 secondes. Une fenêtre glissante de taille 2s sert à déterminer une situation aberrante : s'il y a deux flags indiquant 2 sur la fenêtre, cela veut dire qu'il y a deux insertions pendant 2 secondes et on conclut à un mauvais fonctionnement momentané du lidar. Dans ce cas, le flag indiquera 3. S'il y a plus de deux insertions, c'est la panne de capteur et le flag indiquera 4.

C.2 Module Stop and Go

Nous avons complété le module *fStop_and_Go* en ajoutant la compensation de perturbations externes (la pente de la route, la résistance aux roulements et les rafales de vent etc) et le régulateur de vitesse *Cruise_Control*. Ce module se subordonne à un bloc

if (voir la figure C.1) dont la condition est donnée par :

$$if\ Flag_init == 0\ et\ Flag_on == 1.$$

Ce module ne sera activé que sous respect de cette condition d'activation. L'intérêt de l'utilisation d'un bloc *if* est l'initialisation automatique à chaque activation du module. Pour ce faire, il suffit de mettre le paramètre *reset* du bloc *Action Port* de la figure C.6. Ce module se compose de 2 blocs : *fStop_and_Go* et *fCruise_Control*, qui se subordonnent à un bloc *if* dont la condition est donnée par :

$$if\ Interdistance\ d < ksng_nominal_distance.$$

Si cette condition est satisfaite, le bloc *fStop_and_Go* sera activé, sinon l'autre *fCruise_Control* sera activé. Le même intérêt de l'initialisation automatique à chaque transition entre les deux blocs est toujours valable.

C.2.1 Entrées-sorties et paramètres du module

Ce module comporte en entrées un ensemble de variables dynamiques :

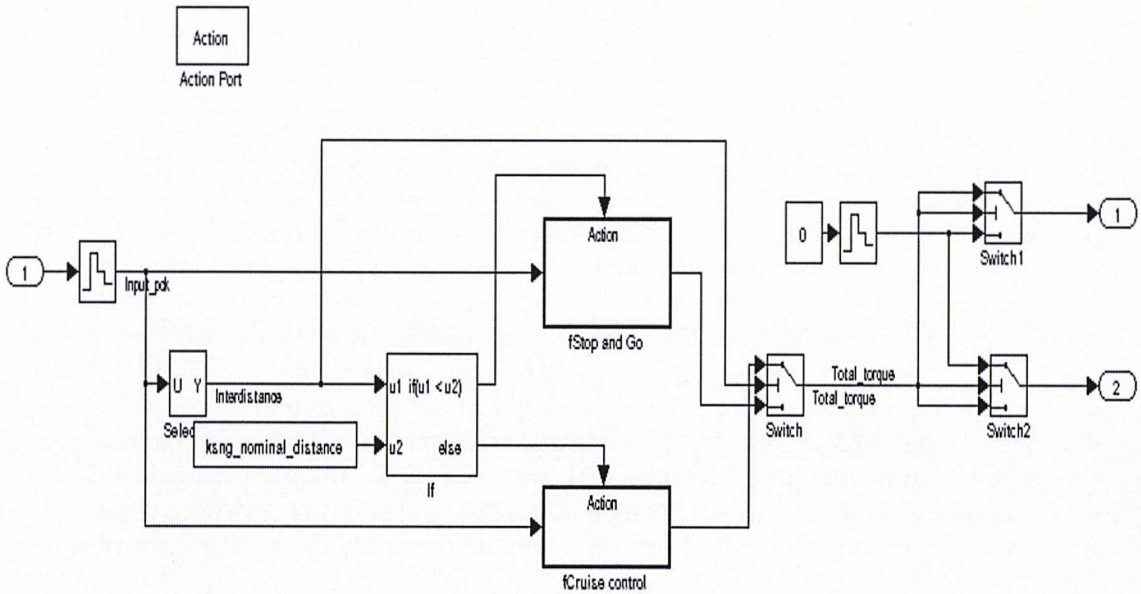


FIGURE C.6 – Sous-module *fStop_and_Go*

- les accélérations longitudinale γ_x (Longitudinal_acceleration) du véhicule suiveur ;
- les vitesses angulaires des roues ω_i (Wheel_Speed_LF, _RF, _LR, _RR) ;
- la vitesse du véhicule suiveur V_x (Vehicle_Speed) ;
- la distance d du véhicule suiveur au véhicule leader cible (FLS_Range)

ainsi qu'un ensemble de paramètres destinés au calcul des gains du contrôleur :

- la vitesse maximale autorisée délivrable par le véhicule V_{max} (ksng_max_velocity) ;
- l'accélération (ou le freinage) maximale autorisée γ_{max} (ksng_max_acceleration) ;
- la distance nominale de sécurité d_0 (ksng_nominal_distance) ; lorsque $d > d_0$ on est en zone verte ;
- la distance critique inter-véhicule d_c (ksng_critical_distance) ; lorsque $d_c < d < d_0$ on est en zone orange et il faut appliquer l'algorithme Stop and Go qui doit garantir en tout temps, $d_c \leq d$, $V \leq V_{max}$ et $|\gamma_x| \leq \gamma_{max}$;
- la vitesse consigne V_{cons} (ksng_regulator_velocity) lorsqu'on est en zone verte ($d > d_0$ ou $Target_flag = 0$), et qu'on applique seulement un régulateur de vitesse *Cruise_Control* ;
- le gain proportionnel pour la régulation de vitesse G_v (ksng_regulator_gain) lors-

qu'on est en zone verte.

Ces paramètres sont rangés dans un fichier de paramètres *parametre.m*.

Ce module calcule en tâche de fond les consignes de moteur T_m (*engine torque*) ou de frein T_b (*braking torque*) à appliquer au véhicule. Les paramètres de sortie sont donc :

- T_m ;
- T_b.

C.2.2 Structure de la commande *Stop_and_Go*

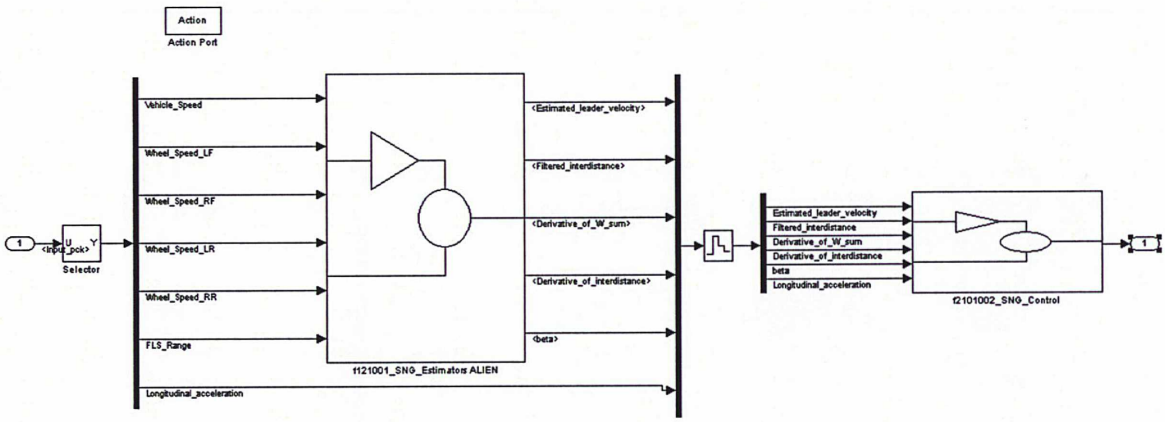


FIGURE C.7 – fStop_and_Go

Comme on le voir dans la figure C.7, schématiquement la commande est structurée en 2 parties :

- Un estimateur basé sur des techniques d'estimation algébriques (ALIEN) ;
- Une loi de commande Stop&Go basée sur un modèle d'amortissement.

C.2.3 Bloc fSNG_Estimators ALIEN

Ce modèle simulink se décompose en 4 étapes : 4 estimations algébriques (ALIEN) et un calcul du paramètre Beta.

Les 4 estimations ALIEN (filtrage du bruit et dérivée première) permettent de filtrer l'inter-distance et la vitesse longitudinale et de calculer la dérivée de l'inter-distance et la dérivée de la somme des vitesses angulaires des roues.

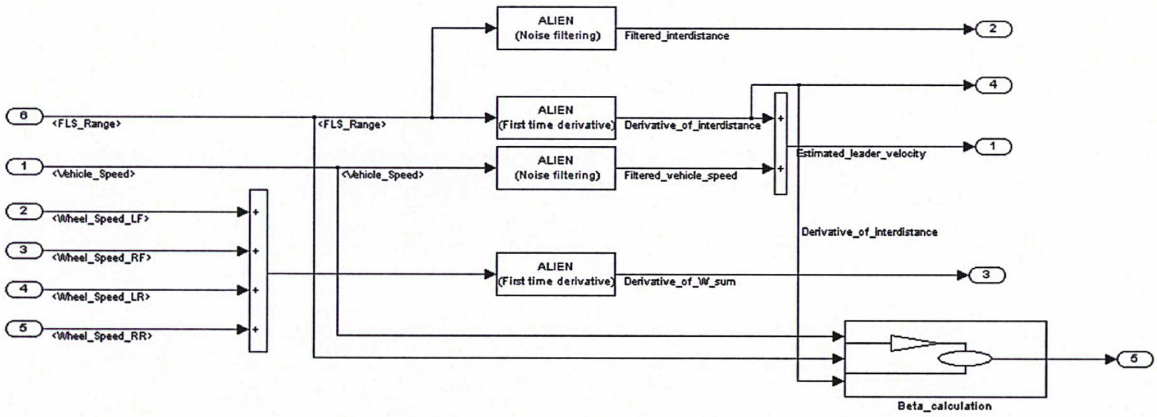


FIGURE C.8 – fSNG_Estimators ALIEN

L'inter-distance et sa dérivée serviront, dans le bloc de commande, à calculer une inter-distance de référence entre les deux véhicules, la dérivée des vitesses angulaires servira à calculer le couple total.

Le paramètre Beta, calculé ici, sert à l'initialisation de la loi de commande.

Pour ce qui est du bloc 'zero-order holder' (le bloc représentant un escalier), il permet d'échantillonner le signal avec taux d'échantillonnage Ts fixe (ici, celui donné par le radar : période du radar = 0.04 s). Si le signal est déjà échantillonné, on peut enlever ce bloc.

Les blocs ALIEN nécessitent de fixer une taille de fenêtre de calcul Tw (Tw est fixé à 20 pas de temps dans le fichier d'initialisation). Il peut être ajusté en fonction de la dynamique du signal : un signal variant rapidement nécessitera une taille de fenêtre plus petite pour que l'estimation soit plus réactive, un signal variant plus lentement pourra bénéficier d'une fenêtre plus grande permettant une meilleure estimation car filtrant mieux le bruit.

C.2.4 Bloc fSNG_Control

Ce bloc permet de calculer la loi de commande Stop&Go. Ce bloc se décompose en 3 étapes :

- Le calcul d'une commande de référence (accélération de référence) ;
- Le calcul d'une correction de l'erreur entre la distance de référence calculée et la distance réelle mesurée ;

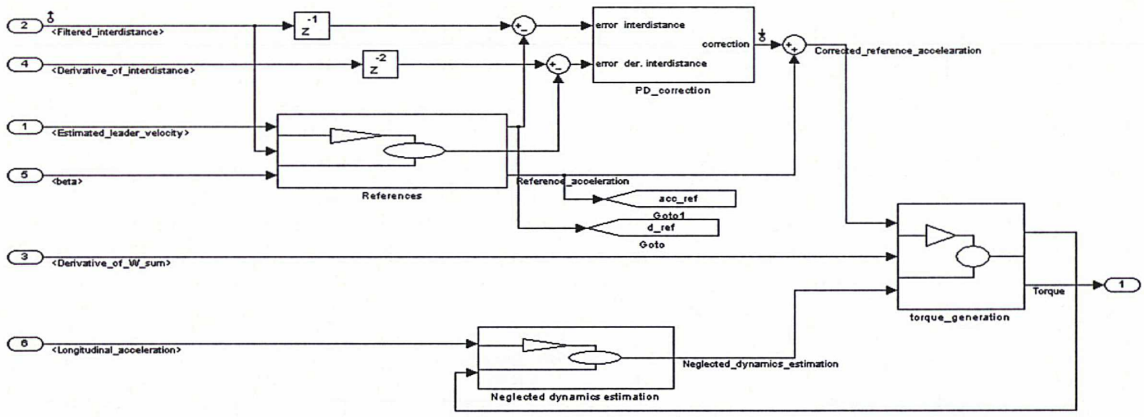


FIGURE C.9 – fSNG_Control

- L'estimation des dynamiques négligées externes ;
- Le calcul du couple à appliquer.

C.2.5 Blocs References et Torque generation

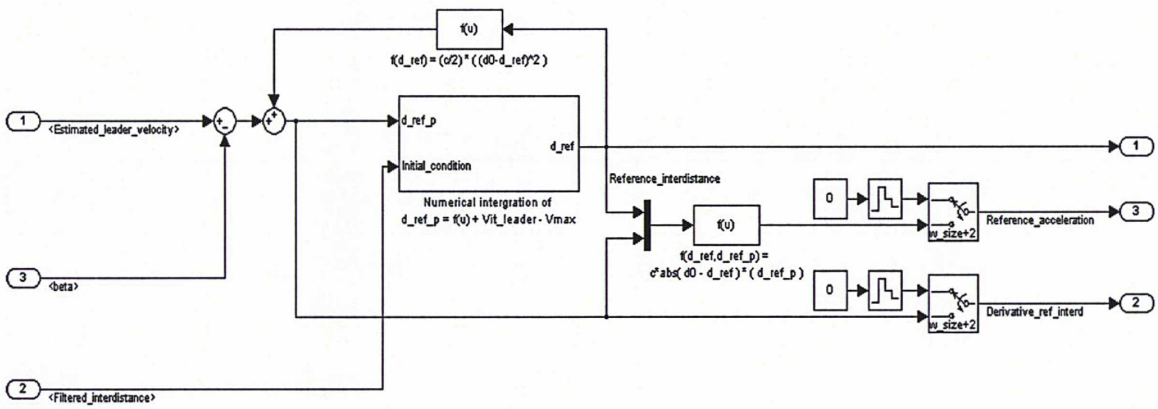


FIGURE C.10 – References

Le bloc *References* calcule l'accélération de référence et l'interdistance de référence à appliquer au véhicule suiveur (voir le schéma donné dans la figure C.10). Le bloc *Torque_generation* calcule le couple à appliquer à partir de l'accélération de référence,

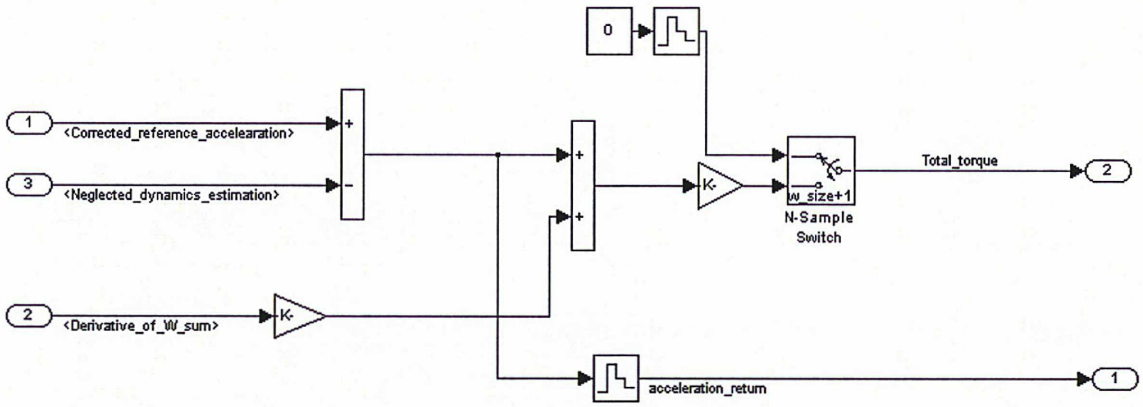


FIGURE C.11 – Torque generation

de la correction de l'erreur, de la compensation des dynamiques négligées externes et de la dérivée des vitesses angulaires des roues (voir le schéma donné dans la figure C.11).

C.2.6 Compensation de perturbations externes

Le sous-module *fStop_and_Go* est complété par un ajout de la compensation de perturbations externes F estimé par :

$$F = a_{m_k} - a_{r_{k-1}},$$

où a_{m_k} est l'accélération mesurée à l'instant k et $a_{r_{k-1}}$ est l'accélération de référence envoyée à l'instant $k-1$. Grâce à cela, les variations de pente de la route, la résistance aux roulements et les rafales de vent n'affectent pas la qualité du suivi de l'inter-distance.

C.2.7 Régulateur de vitesse *fCruise_Control*

Nous avons développé un bloc *fCruise_Control* qui permet de stabiliser la vitesse du véhicule automatiquement autour de la vitesse consigne V_{cons} (ksng_regulator_velocity) lorsqu'on est en zone verte ($d > d_0$). La loi de commande en accélération proportionnelle à la différence entre la vitesse longitudinale mesurée V_x et V_{cons} est donnée par :

$$u^r = -G_v(V_x - V_{cons}).$$

Le schéma correspondant est donné dans la figure C.12.

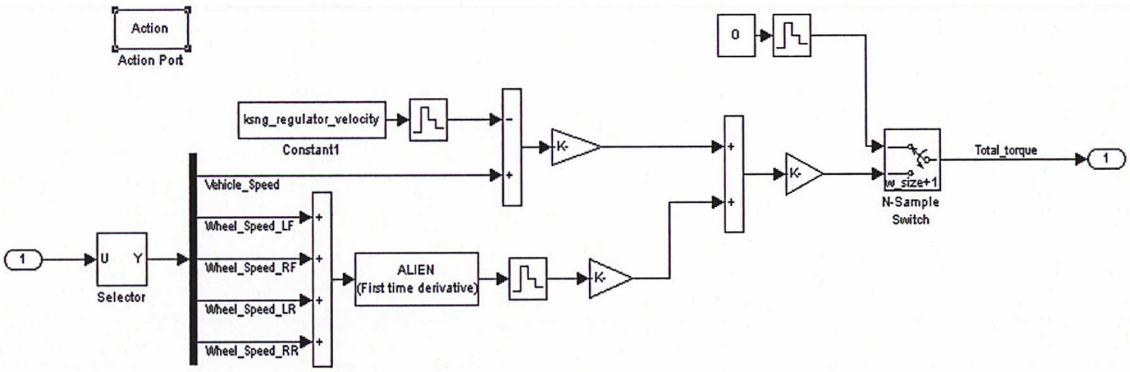


FIGURE C.12 – fCruise_control

C.2.8 Conditions d'application du *Flag_on*

Ce module gère l'application de la commande (1 pour l'application et 0 pour la non-application). On décide de ne pas appliquer l'algorithme *fStop_and_Go* si :

- l'adhérence est trop faible : $\mu \simeq \frac{\gamma_x}{g} < \mu_{seuil}$;
- l'accélération latérale est trop forte $\gamma_y \geq \gamma_{y_{seuil}}$, on peut se trouver dans une situation de virage à risque (typiquemen $\gamma_{y_{seuil}} = 0.4g$) ;
- la vitesse véhicule est trop faible : $V_x < V_{seuil}$;
- le clignotant est allumé donc on change de voie ;
- le flag d'état de la cible, $Target_flag = 4$.

Il apparaît dangereux d'appliquer un contrôle automatique lorsque l'adhérence est trop faible et on préfère redonner la main au conducteur. Idem si l'accélération latérale est supérieure à un seuil critique, si on change de voie, et s'il y un problème sur le capteur d'inter-distance.

Le schéma correspondant est donné dans la figure C.13.

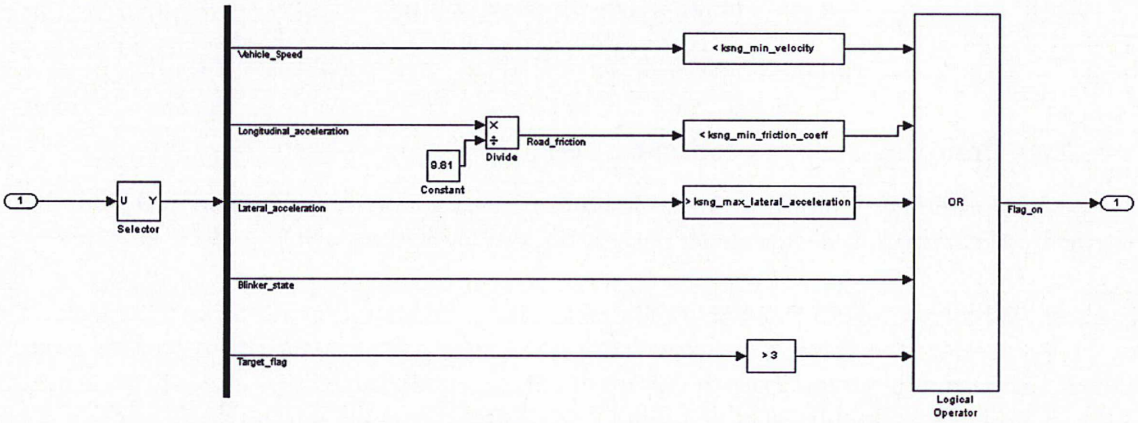


FIGURE C.13 – fFlag_on

Annexe D

Intersection de deux cercles

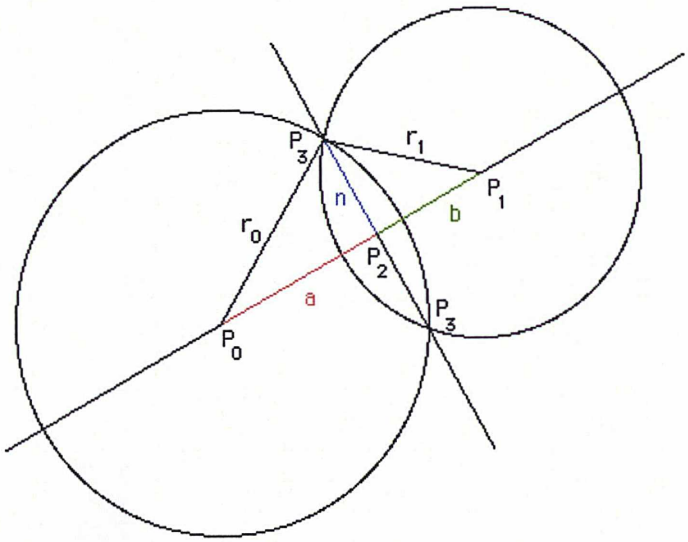


FIGURE D.1 – Intersection de deux cercles

Voir la figure D.1. En considérant deux triangles $P_0P_2P_3$ et $P_1P_2P_3$, on peut écrire

$$a^2 + n^2 = r_0^2 \tag{D.1}$$

$$b^2 + n^2 = r_1^2 \tag{D.2}$$

En utilisant d ($= a + b$, distance entre deux centres), on peut résoudre pour obtenir a :

$$a = \frac{r_0^2 - r_1^2 + d^2}{2d} \tag{D.3}$$

Maintenant, n peut être obtenu en remplaçant a de (D.1) par (D.3), $n^2 = r_0^2 - a^2$. Le point P_2 divise le segment P_0P_1 par proportion de $(a : b)$:

$$x_2 = \frac{ax_1 + bx_0}{a+b}, \tag{D.4}$$

$$y_2 = \frac{ay_1 + by_0}{a+b} \tag{D.5}$$

Maintenant pour les coordonnées de P_3, on peut utiliser le fait que le triangle rouge $P_1P_0P_4$ et le triangle bleu $P_2P_5P_3$ de la figure D.2 sont semblables (les angles internes de ces deux triangles sont égaux.). Finalement, $P_3 = (x_3, y_3)$, en terme de $P_0 = (x_0, y_0)$, $P_1 = (x_1, y_1)$, et $P_2 = (x_2, y_2)$, est :

$$x_3 = x_2 \pm n(y_1 - y_0)/d \tag{D.6}$$

$$y_3 = y_2 \mp n(x_1 - x_0)/d \tag{D.7}$$

Dans notre cas de la figure 7.12,

$$d = R_{e_{min}}, \tag{D.8}$$

$$a = \frac{(2R_{i_{min}} + l)^2 - R_{i_{min}}^2 + d^2}{2d}, \tag{D.9}$$

$$n = \sqrt{(2R_{i_{min}} + l)^2 - a^2}, \tag{D.10}$$

$$x_2 = x_{c_1} + \frac{a(x_a - x_{c_1})}{d} = \frac{a(L_{min} - p)}{d}, \tag{D.11}$$

$$y_2 = y_{c_1} + \frac{a(y_a - y_{c_1})}{d} = \frac{aR_{i_{min}}}{d}, \tag{D.12}$$

$$x_{c_2} = x_2 - \frac{n(y_a - y_{c_1})}{d} = \frac{a(L_{min} - p) - nR_{i_{min}}}{d}, \tag{D.13}$$

$$y_{c_2} = y_2 + \frac{n(x_a - x_{c_1})}{d} = \frac{aR_{i_{min}} + n(L_{min} - p)}{d}. \tag{D.14}$$

On peut donc calculer θ_{min} par $\arctan(x_{c_2}/y_{c_2})$ ainsi que Δy (déplacement latéral par rapport au point A) :

$$y_{c_2} = R_{i_{min}} - \Delta y + R_{i_{min}} \rightarrow \Delta y = 2R_{i_{min}} - y_{c_2}. \tag{D.15}$$

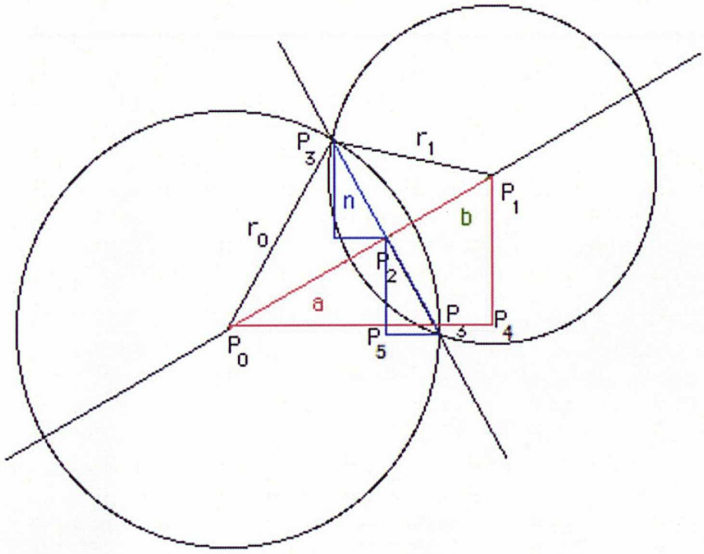


FIGURE D.2 – Intersection de deux cercles

Annexe E

Test du Park4U II

E.1 Contexte

Park4U II est la deuxième génération du Park4U (système d'aide au parking en créneau commercialisé par Valeo). Il permet de se garer en créneau ainsi qu'en bataille avec multi-mouvements (en n coups). Il nécessite comme espace supplémentaire au moins 80 cm (40 cm avant et 40 cm arrière) et pour la détection de la place, il ne faut pas dépasser 30 km/h.

E.2 Véhicule de test : Volkswagen Touran

Le système est embarqué dans un véhicule de test (Volkswagen Touran, voir la figure E.1) chez Valeo. Nous avons calculé les paramètres géométriques comme suit :

Porte à f.	Empat.	Long.	Larg.	Beta max	Lmin	dy min
0.8605	2.67	4.391	1.79	28.49	6.34	0.004

TABLE E.1 – Paramètres géométrique du véhicule de test (m)

FIGURE E.1 – Véhicule de test

E.3 Expérimentation

Nous avons testé le parking en créneau avec deux véhicules voisins. Nous avons commencé par une place de 6.45 m, puis nous l'avons réduite un peu à chaque test jusqu'à 5,17 m (la limite du système). L'objectif à atteindre du système Park4U II est de s'aligner par rapport au véhicule se trouvant devant (le côté gauche est la référence). Nous avons donc compté le nombre de changements de sens (CS) effectués jusqu'à ce que le véhicule soit aligné par rapport au véhicule de devant. Les résultats obtenus sont récapitulés dans la table E.2.

Longueur de la place (m)	6.45	5.8	5.55	5.3	5.17
Nombre de CS par Park4U	1	3	4	5	6
Nombre de CS par notre méthode	0	2	2	4	4

TABLE E.2 – Récapitulation du test

E.4 Remarques

1. Braquage à fond à l'arrêt : à partir de 5.8 m, quand la place est étroite, le Park4U a braqué à fond à l'arrêt comme notre méthode.
2. Quand le véhicule recule, le véhicule s'arrête avant de monter sur le trottoir comme on le voit sur la figure E.2. S'il y avait eu un mur et si le véhicule avait été considéré comme un rectangle, il y aurait eu certainement une collision comme dans notre méthode.
3. Pour la place de 5.17 m, le véhicule s'est rapproché des véhicules voisins jusqu'à 10 cm (voir la figure E.3).

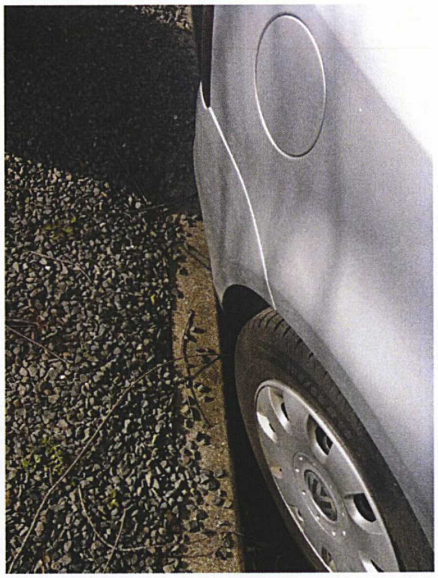


FIGURE E.2 – Roue arrière

4. Le déplacement latéral initial minimal nécessaire est quasiment nul. Il faut juste un écart pour que les rétroviseurs ne se croisent pas.

E.5 Conclusion et perspective

Le Park4U II permet de se garer en créneau avec multi-mouvements. Selon les tests effectués, nous avons constaté que notre méthode nécessite moins de changements de sens.

On pourrait envisager quelques tests prochainement :

1. Parking en créneau avec une place étroite sans trottoir pour voir le dépassement latéral du véhicule au-dessous de la place de parking.
2. Parking en créneau avec un mur pour voir si le véhicule rentre en collision avec le mur.
3. Parking en bataille avec une place très contrainte. Cela pourrait nous donner une idée de la généralisation de notre méthode.

FIGURE E.3 – Rapprochement avant et arrière

Annexe F

Parking en épi

Dans cette annexe, nous aborderons le problème de la planification pour le parking en épi en utilisant la même approche géométrique que nous avons utilisée pour le parking en créneau. Le parking en épi est le stationnement du véhicule à un angle avec la direction d'approche. Tout d'abord, la sortie de la place de parking en épi, composée de 2 étapes avec l'angle de braquage fixe sera étudiée. Cette procédure est inversible et applicable au parking en épi.

F.1 Étape 1 de la sortie de la place de parking en épi

Notre stratégie pour sortir de la place de parking en épi est de braquer autant que possible pour que la roue arrière droite passe le coin avant gauche du véhicule voisin garée à droite (voir la figure F.1). Dans ce cas, la roue arrière droite suivra un arc de cercle d'un certain rayon R_{in_1} et d'un angle central θ_{in_1}.

Nous supposons que toutes les informations géométriques décrites sur la figure F.1 sont connues à l'avance par un système de perception où :

- θ_p est l'angle de la place de stationnement,
- P_1 and P_2 sont les milieux des essieux arrière,
- d est la distance la plus courte entre les véhicules,
- d_v est la distance entre les milieux des essieux arrière.

Notre objectif est de calculer R_{in_1}, θ_{in_1} et l'angle de braquage associés β_{in_1}. Afin de calculer R_{in_1}, le théorème de Pythagore peut être appliqué sur le triangle $T_1T_2C_1$. La longueur du segment T_1C_1 est égale au rayon R_{in_1} et la longueur du segment T_2C_1 est égale à $R_{in_1} - d$. Comme la dimension du véhicule est connue et la longueur de P_2P_3 peut être facilement calculée par la trigonométrie, nous pouvons obtenir la longueur de T_1T_2, qui est égale à $l + d_v cos\theta_p - p$, où l est la longueur du véhicule et p est le porte-à-faux. Maintenant, nous avons toutes les informations nécessaires pour appliquer le théorème de Pythagore et le rayon R_{in_1} obtenu est donné par :

$$R_{in_1} = \frac{(l + d_v cos\theta_p - p)^2 + d^2}{2d}. \tag{F.1}$$

Par la trigonométrie, θ_{in_1} peut être facilement calculé comme suit :

$$\theta_{in_1} = \arcsin \frac{l + d_v cos\theta_p - p}{R_{in_1}}. \tag{F.2}$$

Nous pouvons à présent calculer l'angle de braquage associé β_{in_1} en utilisant (7.4) :

$$\beta_{in_1} = \arctan \frac{e}{R_{in_1} + \frac{l}{2}}. \tag{F.3}$$

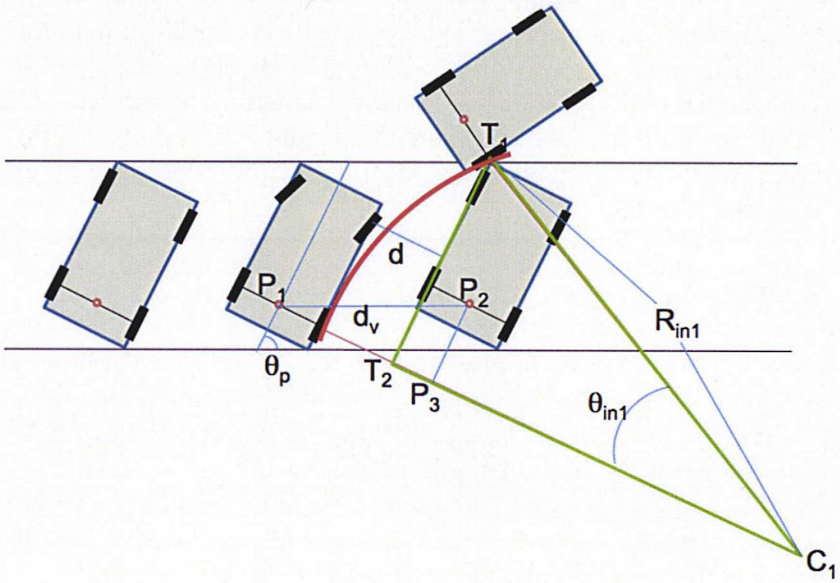


FIGURE F.1 – Étape 1 de la sortie de la place de parking en épi

F.2 Étape 2 de la sortie de la place de parking en épi

Dans l'étape 2, le véhicule suivra un autre arc de cercle d'un certain rayon R_{in_2} et d'un certain angle central θ_{in_2} afin de se positionner en parallèle à la route (voir la figure F.2).

θ_f est l'orientation du véhicule lorsque l'étape 1 est terminée. Afin de se positionner en parallèle à la route, l'angle central θ_{in_2} de l'arc de cercle doit être le même que θ_f.

Dans l'étape 1, comme le véhicule a suivi un arc de cercle de l'angle central θ_{in_1}, la variation sur le lacet du véhicule est égale à θ_{in_1}. Donc :

$$\theta_{in_2} = \theta_f = \theta_p - \theta_{in_1}. \tag{F.4}$$

Par la trigonométrie sur le triangle $T_1T_3C_2$, on peut obtenir une formule pour R_{in_2} comme suit :

$$R_{in_2} = \frac{d_l}{1 - \cos\theta_{in_2}}. \tag{F.5}$$

Puis, l'angle de braquage associé peut être calculé par :

$$\beta_{in_2} = \arctan\frac{e}{R_{in_2} + \frac{l}{2}}. \tag{F.6}$$

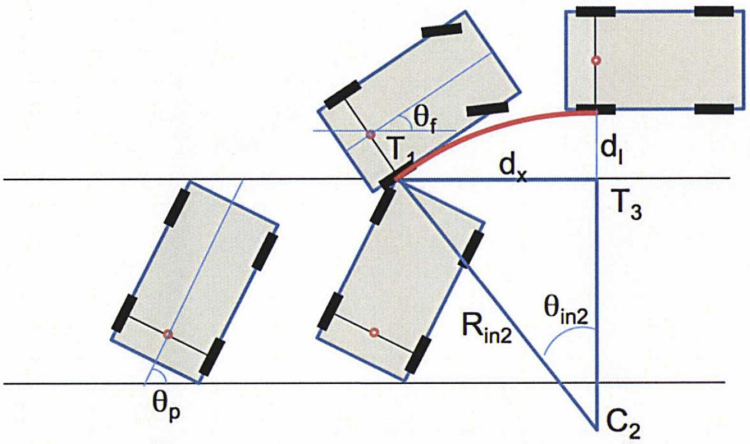


FIGURE F.2 – Étape 2 de la sortie de la place de parking en épi

F.3 Zone morte du parking en épi

Étant donné que l'ange de braquage β est limité à β_{max}, le rayon de l'arc de cercle ne peut pas être plus petit que $R_{i_{min}}$. Dans ce cas, il existe une zone morte où le véhicule ne peut jamais se trouver après avoir terminé l'étape 2. Cette zone morte $d_{l_{min}}$ peut être calculée en remplaçant R_{in_2} de (F.5) par $R_{i_{min}}$ comme suit :

$$d_{l_{min}} = (1 - \cos\theta_{in_2})R_{i_{min}}. \tag{F.7}$$

Cette zone morte donne une information importante sur la possibilité pour le véhicule de se garer en un coup si son déplacement latéral initial est plus petit que $d_{l_{min}}$.

F.4 Planification de trajectoire pour le parking en épi

Dans cette section, nous allons voir comment planifier une trajectoire réalisable à partir de la position initiale du véhicule. Tout d'abord, le déplacement latéral initial doit être supérieur à $d_{l_{min}}$. Si c'est le cas, on est prêt à planifier une trajectoire simple basée sur notre étude de la sortie en 2 étapes.

Nous allons voir comment calculer la position (x_{dm}, y_{dm}) en fonction de sa position latérale initiale y_{init} où le véhicule commence à braquer (voir la figure F.3). Une fois la géométrie de la place de parking connue, R_{in_1}, θ_{in_1}, β_{in_1} et θ_f peuvent être calculés à l'avance par l'étude de la sortie en 2 étapes. Supposons que la coordonnée du coin avant gauche (x_c, y_c) du véhicule quand il est garé est connue, et d_l peut être calculé par :

$$d_l = Y_{init} - \frac{w}{2} - y_c. \tag{F.8}$$

où w est la largeur du véhicule.

Maintenant on peut obtenir R_{in_2} par (F.5) et β_{in_2} par (F.6). Puis d_x peut être calculé par la trigonométrie sur le triangle $T_1T_3C_2$:

$$d_x = R_{in_2} \sin(\theta_{in_2}). \tag{F.9}$$

Comme le véhicule se déplace en longitudinal jusqu'à x_{dm}, $y_{dm} = y_{init}$ et x_{dm} peut être donné par :

$$x_{dm} = x_c + d_v + d_x. \tag{F.10}$$

Enfin, nous avons toutes les informations nécessaires pour planifier une trajectoire réalisable à partir de la position initiale du véhicule. Afin de planifier une trajectoire pour le milieu de l'essieu arrière, il suffit d'ajouter $\frac{w}{2}$ sur R_{in_1} et R_{in_2}.

Comme le parking en bataille est un cas particulier du parking en épi où l'angle de la place de parking est $\theta_p = \frac{\pi}{2}$, notre méthode peut être appliquée au parking en bataille sans modification.

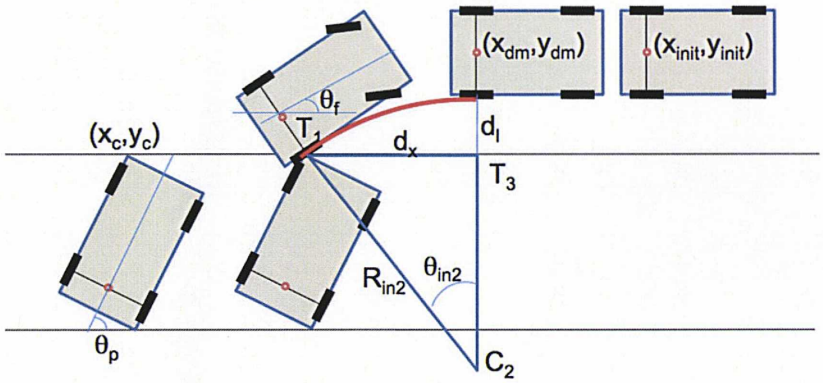


FIGURE F.3 – Planification pour le parking en épi

Estimation et contrôle pour le pilotage automatique de véhicule : Stop&Go et parking automatique

Résumé : L'objet de ma thèse, réalisée en collaboration avec l'industriel VALEO, est de développer des systèmes d'aide à la conduite pour accroître la sécurité et le confort à bord des véhicules. Pour résumer, il s'agit d'élaborer des algorithmes de contrôle longitudinal de type Adaptive Cruise Control (ACC) permettant de suivre en temps réel avec sécurité un véhicule leader et plus généralement d'élaborer des stratégies à basse vitesse (Stop&Go) pour l'évolution du véhicule dans des environnements urbains. À basse vitesse, le problème de l'aide au parking de type 'créneau' a été également considéré.

Dans un premier temps, les algorithmes de contrôle longitudinal (ACC et Stop&Go) ont été étudiés. Afin d'accroître la robustesse du système contre les bruits de mesure, les dynamiques négligées externes comme la pente de la route, la résistance aux roulements et la force aérodynamique etc., ainsi que les incertitudes liées au modèle moteur/frein, les techniques d'estimation algébrique et de commande sans modèle ont été appliquées.

En ce qui concerne l'automatisation à basse vitesse de type 'parking en créneau', nous avons proposé une solution générale basée sur une approche géométrique. Notre planificateur local permet de générer un chemin géométrique composé d'arcs de cercles de rayon minimal et de segments de droite pour une place de parking dont la longueur est plus grande que la diagonale du véhicule. Il faut remarquer que notre méthode est indépendante de la position initiale du véhicule si sa position initiale est parallèle à la place de parking. Un algorithme planifiant un chemin géométrique pour le problème de parking en créneau en fonction de la longueur de la place de parking a été également développé. Une étude théorique de la complexité de notre méthode en terme de nombre de manœuvres montre qu'elle nécessite moins de manœuvres que des méthodes classiques dans les cas pratiques.

Mots clés : Adaptive cruise control, stop&go, commande sans modèle, commande non-linéaire, PID intelligent, parking automatique, planification, robustesse

Estimation and automatic control for vehicle: Stop&Go and automatic parking

Abstract: The purpose of my thesis, realized in collaboration with VALEO, is to develop advanced driver assistance systems to increase safety and comfort in vehicles. To summarize, it is to develop algorithms of a longitudinal control such as Adaptive Cruise Control (ACC) allowing to follow in real time with a safety a leading vehicle and more generally strategies to lower Speed (Stop&Go) for the evolution of vehicle in urban environments. At low speed, it should also consider the problem of parallel parking assistance.

First of all, the longitudinal control algorithms (ACC and Stop &Go) were studied. In order to increase system robustness against measurement noise, neglected external dynamics such as the slope of the road, rolling resistance and aerodynamic forces, etc., as well as uncertainties related to the engine/brake model, an unified algebraic approach for estimation and model-free control is applied.

Regarding the low-speed automation of parallel parking, we proposed a general solution based on a geometric approach. Our local planner can generate a geometric path consisting of circular arcs of minimum radius and straight lines for a parking space whose length is greater than the diagonal of the vehicle. It should be noted that our method is independent of the initial position of the vehicle if its initial position is parallel to the parking slot. An algorithm for geometric path planning of the parallel parking problem according to the length of the parking space was also developed. A theoretical study of the complexity of our method in terms of the number of maneuvers shows that it requires less maneuvers than classical methods in practical cases.

Keywords: Adaptive cruise control, stop&go, model-free control, non-linear control, intelligent PID, automatic parking, path planning, robustness

MINES ParisTech

ParisTech
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY

MINES ParisTech Bib
00000052

Estimation et contrôle pour le pilotage automatique de véhicule : Stop&Go et parking automatique

Résumé : L'objet de ma thèse, réalisée en collaboration avec l'industriel VALEO, est de développer des systèmes d'aide à la conduite pour accroître la sécurité et le confort à bord des véhicules. Pour résumer, il s'agit d'élaborer des algorithmes de contrôle longitudinal de type Adaptive Cruise Control (ACC) permettant de suivre en temps réel avec sécurité un véhicule leader et plus généralement d'élaborer des stratégies à basse vitesse (Stop&Go) pour l'évolution du véhicule dans des environnements urbains. À basse vitesse, le problème de l'aide au parking de type 'créneau' a été également considéré.

Dans un premier temps, les algorithmes de contrôle longitudinal (ACC et Stop&Go) ont été étudiés. Afin d'accroître la robustesse du système contre les bruits de mesure, les dynamiques négligées externes comme la pente de la route, la résistance aux roulements et la force aérodynamique etc., ainsi que les incertitudes liées au modèle moteur/frein, les techniques d'estimation algébrique et de commande sans modèle ont été appliquées.

En ce qui concerne l'automatisation à basse vitesse de type 'parking en créneau', nous avons proposé une solution générale basée sur une approche géométrique. Notre planificateur local permet de générer un chemin géométrique composé d'arcs de cercles de rayon minimal et de segments de droite pour une place de parking dont la longueur est plus grande que la diagonale du véhicule. Il faut remarquer que notre méthode est indépendante de la position initiale du véhicule si sa position initiale est parallèle à la place de parking. Un algorithme planifiant un chemin géométrique pour le problème de parking en créneau en fonction de la longueur de la place de parking a été également développé. Une étude théorique de la complexité de notre méthode en terme de nombre de manœuvres montre qu'elle nécessite moins de manœuvres que des méthodes classiques dans les cas pratiques.

Mots clés : Adaptive cruise control, stop&go, commande sans modèle, commande non-linéaire, PID intelligent, parking automatique, planification, robustesse

Estimation and automatic control for vehicle: Stop&Go and automatic parking

Abstract: The purpose of my thesis, realized in collaboration with VALEO, is to develop advanced driver assistance systems to increase safety and comfort in vehicles. To summarize, it is to develop algorithms of a longitudinal control such as Adaptive Cruise Control (ACC) allowing to follow in real time with a safety a leading vehicle and more generally strategies to lower Speed (Stop&Go) for the evolution of vehicle in urban environments. At low speed, it should also consider the problem of parallel parking assistance.

First of all, the longitudinal control algorithms (ACC and Stop &Go) were studied. In order to increase system robustness against measurement noise, neglected external dynamics such as the slope of the road, rolling resistance and aerodynamic forces, etc., as well as uncertainties related to the engine/brake model, an unified algebraic approach for estimation and model-free control is applied.

Regarding the low-speed automation of parallel parking, we proposed a general solution based on a geometric approach. Our local planner can generate a geometric path consisting of circular arcs of minimum radius and straight lines for a parking space whose length is greater than the diagonal of the vehicle. It should be noted that our method is independent of the initial position of the vehicle if its initial position is parallel to the parking slot. An algorithm for geometric path planning of the parallel parking problem according to the length of the parking space was also developed. A theoretical study of the complexity of our method in terms of the number of maneuvers shows that it requires less maneuvers than classical methods in practical cases.

Keywords: Adaptive cruise control, stop&go, model-free control, non-linear control, intelligent PID, automatic parking, path planning, robustness

MINES ParisTech

ParisTech
INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES
PARIS INSTITUTE OF TECHNOLOGY