

**INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE
GRENOBLE**

N° attribué par la bibliothèque

| | | | | | | | | |

T H E S E

pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'INPG

Spécialité : Automatique-Productique

préparée au **Laboratoire d'Automatique de Grenoble**

dans le cadre de l'Ecole Doctorale **Electronique, Electrotechnique,
Automatique, Télécommunications, Signal**

présentée et soutenue publiquement

par

John Jairo MARTINEZ MOLINA

le 14 mars 2005

Titre :

COMMANDE DE L'INTER-DISTANCE ENTRE DEUX VÉHICULES

Directeur de Thèse :

M. Carlos CANUDAS-DE-WIT

JURY

M.	J.M. BLOSSEVILLE	Président
Mme.	B. D'ANDREA-NOVEL	Rapporteur
M.	S. MAMMAR	Rapporteur
M.	C. CANUDAS-DE-WIT	Directeur de thèse
M.	O. SENAME	Examinateur
M.	X. CLAEYS	Examinateur

*A mis padres Jairo y Yolanda
a mi amor Lina Judith*

Remerciements

Je tiens à remercier Monsieur Jean-Marc Blosserville (DR INRETS) pour avoir accepté la présidence de jury de ma thèse.

Je remercie Madame Brigitte D'Andréa-Novel (Professeur à l'École de Mines de Paris) et Monsieur Saïd Mammari (Professeur à l'Université d'Évry) pour avoir accepté d'être rapporteurs de ma thèse. Je remercie également Monsieur Olivier Senname (Maître de Conférence, HDR à l'INPG) et Monsieur Xavier Claeys (Renault) pour leurs commentaires et remarques pertinents. Je remercie Monsieur Carlos Canudas-de-Wit (DR CNRS) pour avoir dirigé mon travail de recherche, pour ses conseils et remarques.

J'adresse mes remerciements à Monsieur José M. Ramírez qui m'a permis de connaître ce métier de la recherche. Merci beaucoup à Madame Olga B. Arango et Monsieur German D. Zapata, ils m'ont bien soutenu dans mes démarches pour venir en France. Une grande bise à Madame Cécile Gilbert et Mademoiselle Sylvie Chenh qui m'ont prêté secours pendant l'écriture de ce mémoire. Ma gratitude à Madame Huguette Gouy qui a su partager sa sagesse et son amour, les habitudes et la cuisine française pendant ces trois ans. Mes remerciements à Claude, Jean-Marie, Christiane, Evelyne, Guillermo et Amelita pour avoir facilité notre vie en France.

Je remercie tout le personnel administratif et technique du LAG pour leur constante disponibilité et leur professionnalisme.

Et finalement un grand merci à tous mes collègues du LAG et à tous mes collègues d'équipe avec lesquels j'ai eu l'honneur de travailler : Juan Carlos, Claudio, Ayman, Jean-Matthieu, Emmanuel, Sid-Ahmed, Denis, Julien, Pietro, Riccardo et Yajun Pan.

Cette thèse est dédiée à mes parents qui m'ont encouragé durant toutes mes années d'études, ainsi qu'à Lina Judith, pour sa présence et son soutien précieux.

Résumé

Ce document rapporte le travail effectué dans le contexte d'une thèse de Doctorat en Automatique et Productique à l'Institut National Polytechnique de Grenoble INPG, préparée au Laboratoire d'Automatique de Grenoble LAG¹. Cette thèse a été partiellement soutenue par ARCOS².

Les contributions de ce travail concernent principalement le développement d'un nouveau modèle de référence de l'inter-distance, la conception d'un contrôleur longitudinal associé et son application aux systèmes d'aide à la conduite, comme les systèmes d'avertissement de l'inter-distance, les systèmes d'anti-collisions et les systèmes de mitigation des collisions. Le modèle de référence de l'inter-distance peut être employé dans des scénarios comme *l'Adaptive cruise control* et le *Stop&go*. Le modèle proposé est non-linéaire et fournit des solutions dynamiques qui *a priori* vérifient simultanément des critères de confort (accélérations et jerk bornés) et des critères de sécurité (c.-à-d. la prévention de collisions). Le modèle de référence de l'inter-distance est basé sur des lois physiques de contact mécanique. Une particularité de ce modèle est que ses solutions peuvent être décrites par des courbes intégrales explicites. Ceci permet de caractériser explicitement l'ensemble des états initiaux pour lequel les critères de sécurité et de confort sont vérifiés.

La commande longitudinale et le modèle de référence de l'inter-distance ont été testés tant en simulation qu'en expérimentation, ce qui permet d'évaluer la performance et la potentialité de cette approche.

mots-clés : commande longitudinale, distance de sécurité, modèle de référence.

¹LAG est une Unité mixte de recherche UMR 5528 de l'INPG, de l'université Joseph Fourier et du CNRS

²ARCOS est un programme français sur le véhicule et la sécurité routière. Pour des détails, voir la page web <http://www.arcos2004.com>

Abstract

This document reports the work done in the context of a Ph.D. Thesis in Automatic Control of the Institut National Polytechnique de Grenoble INPG, at the Laboratoire d'Automatique de Grenoble LAG³; This thesis was partially supported by the ARCOS⁴ French Program.

The contributions of this work concerns principally the development of a new safe inter-distance reference model, the design of the associated longitudinal controller, and its useful in different driver's assistance systems as a warning safe distance, collision avoidance system and collision mitigation system. The safe inter-distance reference model can be used in cruise control and in stop-and-go scenarios. The proposed model is nonlinear and provides dynamic solutions which *a priori* verify comfort (maximum values for accelerations and jerks) and safety criteria (i.e. avoidance of collisions) simultaneously. It is based on physical laws of compliant contact, and has a particularity that its solutions can be described by explicit integral curves. This allows to explicitly characterize the set of initial condition for which the safety and comfort specifications are met.

The longitudinal control and the inter-distance reference model have been tested as in simulation as in experimentation. This allows to evaluate the performance and the useful of this approach.

Keywords : longitudinal control, safe reference distance, Automotive control.

³LAG is a Mixed Unit of Research UMR 5528 of the INPG, the Joseph Fourier University and the CNRS

⁴ARCOS is a French program on safety vehicle and secure roads. For details, see <http://www.arcos2004.com>

Table de matières

Table de matières	ix
Glossaire	13
Avant propos	15
1 État de l'art	19
1.1 Systèmes d'aide à la conduite	19
1.2 Modèles de l'inter-distance	23
1.3 La commande longitudinale	30
1.3.1 Les critères de sécurité.	30
1.3.2 Les critères de Confort.	31
1.4 La gestion des inter-distances ARCOS	32
1.4.1 Pré-requis pour ARCOS	33
1.4.2 Modes de restitution	34

1.5	Conclusions	35
2	Modèle de référence de l'inter-distance	37
2.1	La structure générale proposée	37
2.2	Énoncé du problème	38
2.3	Modèle pour l'espace "contraint"	40
2.4	Ajustement du Modèle	42
2.5	Le Confort	46
2.6	Le paramètre n	48
2.7	Influence d'une erreur sur la vitesse du leader	52
2.8	Comparaison du modèle	57
2.9	Cas d'étude	59
2.10	Résultats expérimentaux	59
2.11	Conclusions	64
3	Système d'avertissement	69
3.1	Introduction	69
3.2	Structure du système	71
3.3	Le modèle dynamique d'un véhicule	72
3.4	Le prédicteur de l'inter-distance	75
3.5	Utilisation du modèle de référence	78

3.6	Simulations en utilisant des données réelles	83
3.6.1	Description du banc d'essais	83
3.6.2	Résultats	84
3.7	Comparaison et discussion	84
3.8	Conclusions	86
4	Contrôle de l'inter-distance	89
4.1	Modèle de Moteur et de Freins	89
4.2	La boucle de contrôle interne	93
4.3	La boucle de contrôle externe	95
4.4	Simulations	97
4.4.1	Le banc d'essais	97
4.4.2	Boucle interne	98
4.4.3	Boucle externe	101
4.5	Expérimentation	104
4.5.1	Description de l'équipement	105
4.5.2	Commande mise en place	108
4.5.3	Résultats test actionneurs	110
4.5.4	Résultats test commande externe	114
4.6	Conclusions	117

5	Conclusions	119
5.1	Bilan	119
5.2	Perspectives	121
A	Accélération et jerk maximaux	125
B	Modèle véhicule type bicyclette	129
B.1	Introduction	129
B.2	Le modèle véhicule	130
B.3	Modèle de contact pneu-chaussée	136
B.4	Cas d'étude	141
B.5	Conclusions	144
C	Développement des équations de Lagrange	145
D	Structure du modèle Lagrangien	149
E	Paramètres du modèle véhicule	153
F	Stabilité entrée-état	155

Glossaire

- ABS** Initiales allemandes de dispositif de frein anti-blocage (Anti Blockier System). L'ABS utilise des capteurs de vitesse des roues pour déterminer si une ou plusieurs roues tentent de se bloquer au cours du freinage. Si une roue tente de bloquer, des soupapes hydrauliques limitent ou réduisent le freinage sur cette roue. Ceci empêche le dérapage et permet de maintenir le contrôle de la direction.
- VDC** Vehicle Dynamic Control. Système qui intervient dès que la stabilité de la voiture risque d'être compromise en aidant le conducteur à maîtriser sa voiture. Le VDC laisse au pilote la liberté de maîtriser sa voiture dans des conditions normales, en intervenant juste avant que la situation ne devienne critique.
- ASR** Anti Slip Regulation. Ce dispositif anti-patinage optimise la traction à n'importe quelle vitesse par l'intermédiaire des freins et de la gestion du moteur. Ce dispositif est normalement intégré dans le VDC.
- ESP** Electronic Stability Program. Système aidant le véhicule à maintenir la trajectoire voulue par le conducteur. Il détecte la moindre tendance au dérapage et corrige en agissant sur une ou plusieurs roues par l'intermédiaire des freins ou du moteur. Ce dispositif est très similaire au VDC.
- ACC** Adaptive Cruise Control. Régulateur de vitesse contrôlant la distance avec la voiture qui précède. Un radar à ondes millimétriques mesure la distance et la vitesse relative entre les deux véhicules. Une régulation intervient par action sur l'accélérateur et les freins pour que l'écart séparant les deux véhicules reste constant.
- GPS** Global Positioning System. Le GPS est un système de navigation basé sur un ensemble de satellites militaires dont l'accès est autorisé aux civils. Le Département de la défense des États-Unis l'a développé et le département des Transports en est le propriétaire. On compte dans le système 24 satellites répartis sur 6 orbites à une altitude de 20000 km. Le système GPS donne la position et l'altitude chaque seconde, 24 heures sur 24, n'importe où dans le monde. Quatre satellites au moins doivent être captés pour obtenir une position en trois dimensions (coordonnées

et altitude). Trois satellites suffisent pour donner les coordonnées et la dernière altitude connue.

GSM Mobil Phone System. Il s'agit d'un système mobilophone adopté dans plus de 200 pays autour du monde qui communiquent la position du véhicule prise par le GPS.

4WS Véhicule avec 4 roues directrices (Four Wheel Steering). Système de direction agissant sur les 4 roues.

4WD Véhicule avec 4 roues motrices (Four Wheel Drive).

FDR Initiales allemandes de Système de Commande de Manipulation Dynamique (Fahrtdynamik Regelung). Ce dispositif est très similaire au VDC.

CBC Cornering Brake Control. Partie du système ABS. Il contrôle le freinage dans les virages pour éviter le décrochage du train arrière. Il se déclenche généralement avant l'action de l'ABS.

ASC Automatic Stability Control : il analyse les forces de contact longitudinales qui se produisent lors d'une opération en ligne droite.

DSC Dynamic Stability Control : il s'agit d'un système de commande de suspension qui surpasse les composants simples du dispositif de frein anti-blocage (ABS), la commande de frein (CBC) et la commande automatique de stabilité + la traction (ASC + ASR). Ce dispositif est très similaire au VDC.

Avant propos

Cette thèse a été préparée au laboratoire d'Automatique de Grenoble, dans le cadre de l'École Doctorale EEATS de l'Institut National Polytechnique de Grenoble. Cette thèse a été consacrée à la "sécurité routière", dans le cadre du projet ARCOS, qui comme d'autres projets nationaux et européens, a été motivé par le grand nombre de victimes d'accidents de la route enregistrés chaque année. Cette thèse a été initialement consacrée à la "gestion des inter-distances". Cependant, nous avons voulu aller beaucoup plus loin dans la recherche de solutions possibles, qui permettent non seulement de produire un système préventif (gestion inter-distance) mais aussi sécuritaire (anti-collisions). Nous avons voulu créer une loi de contrôle générique qui englobe toutes les situations possibles et qui a pour objectif de s'approcher d'une inter-distance idéale.

Avant d'entrer en matière, nous allons présenter brièvement quelques protagonistes. Nous espérons que les contributions de cette thèse apporteront une meilleure compréhension du problème et une mise en place de solutions techniques viables à court terme.

La loi : Le décret R412-12 du 23 novembre 2001 rappelle les principes généraux de circulation en terme de distance de sécurité dans les termes suivants : *"Lorsque deux véhicules se suivent, le conducteur du second doit maintenir une distance de sécurité suffisante pour pouvoir éviter une collision en cas de ralentissement brusque ou d'arrêt subit du véhicule qui le précède. Cette distance est d'autant plus grande que la vitesse est plus élevée. Elle correspond à la distance parcourue par le véhicule pendant un délai d'au moins deux secondes"*.

Les statistiques : Nous citons ici un document intitulé : SÉCURITÉ ROUTIÈRE - Les grandes données de l'accidentologie (Mai 2004). Ce document d'information est

conçu par l'Observatoire national interministériel de sécurité routière, et a pour but de présenter les principales données de l'accidentologie de l'année 2003. Les analyses portent sur les 90 220 accidents corporels survenus au cours de l'année 2003. On entend par accident corporel de la circulation routière, un accident qui fait au moins une victime, c'est-à-dire une personne blessée ou tuée, qui implique au moins un véhicule et qui se produit sur une voie ouverte à la circulation.

Dans ces accidents, on compte 115 929 personnes blessées, dont 19 207 gravement (plus de six jours d'hospitalisation) et 5 731 personnes décédées sur le coup ou dans les six jours suivant l'accident. 9 % sont des collisions frontales entre véhicules (plus de 8 000 accidents). 28 % des accidents résultent de collisions arrière ou en chaîne (plus de 25 000 accidents).

Tous réseaux et toutes conditions de circulation confondus, un conducteur sur quatre ne respecte pas la distance minimale de sécurité, soit deux secondes, avec le véhicule qui le précède. 5,7 % des conducteurs sont même en dessous d'une seconde (contre 7,1 % en 2002). En cas de circulation dense, ce sont 57,8 % des conducteurs qui ne respectent pas les deux secondes et 14,1 % qui sont en dessous de la seconde. Cette infraction est davantage commise sur les routes nationales et départementales que sur les autoroutes et à des vitesses comprises entre 80 et 120 km/h.

Le projet ARCOS : ARCOS s'inscrit dans le cadre des actions fédératives du PREDIT. Ce projet de recherche précompétitive concerne l'amélioration de la sécurité routière, en se fixant à terme un objectif de réduction des accidents estimé à 30%. Selon une approche globale du système "véhicule-infrastructure-conducteur", le projet consiste à sécuriser la conduite automobile sur la base des quatre fonctions techniques suivantes :

- 1) gérer les inter-distances entre véhicules ;
- 2) prévenir les collisions sur obstacles fixes, arrêtés ou lents ;
- 3) prévenir les sorties de route ;
- 4) alerter les véhicules en amont d'accidents / incidents.

Le pilotage de ces quatre fonctions en termes de spécifications techniques est au coeur du projet ARCOS et constitue son originalité. Géré de façon analogue aux pro-

jets industriels, ARCOS est organisé selon dix thèmes qui ont permis d'intégrer les apports des sciences de l'ingénieur, des sciences humaines et des sciences sociales. ARCOS représente un investissement de Recherche et Développement d'environ 15 millions d'euros sur trois ans. Le projet associe quelque soixante partenaires, laboratoires publics et entreprises privées, autour de grands constructeurs et équipementiers. Les résultats d'ARCOS sont décrits en tant que "livrables" ; trois catégories de "livrables" ont été prévues : des connaissances, des technologies et des prototypes d'expérimentation des fonctions techniques constituant l'objectif. Afin d'éprouver les résultats obtenus, ARCOS a mis en oeuvre une démarche de plateforme expérimentale. Celle-ci mobilise quatre véhicules instrumentés et parmi eux, nous avons choisi le véhicule LOLA du laboratoire LIVIC⁵ (LCPC-INRETS) pour tester expérimentalement les stratégies de contrôle proposé dans cette thèse. Trois campagnes expérimentales ont eu l'occasion, pour les partenaires d'ARCOS, de constater la pertinence des technologies développées. Les résultats obtenus sont valorisés et protégés.

Les contributions de cette thèse : Cette thèse a été centrée dans la fonction technique "gestion des inter-distances". Les contributions de ce travail concernent principalement le développement d'un nouveau modèle de référence de l'inter-distance, la conception d'un contrôleur longitudinal associé et son application dans des systèmes d'aide à la conduite, comme les systèmes d'avertissement de l'inter-distance, les systèmes d'anti-collisions et les systèmes de mitigation des collisions.

Le modèle de référence de l'inter-distance peut être employé dans des scénarios comme *l'Adaptive cruise control* et le *Stop&go*. Le modèle proposé est non-linéaire et fournit des solutions dynamiques qui *a priori* vérifient simultanément des critères de confort (accélérations et jerk bornés) et des critères de sécurité (c.-à-d. la prévention de collisions). Le modèle de référence de l'inter-distance est basé sur des lois physiques de contact mécanique. Une particularité de ce modèle est que ses solutions peuvent être décrites par des courbes intégrales explicites. Ceci permet de caractériser explicitement l'ensemble des états initiaux pour lequel les critères de sécurité et de confort sont vérifiés.

La commande longitudinale et le modèle de référence de l'inter-distance ont été testés tant en simulation (avec le simulateur Racer) qu'en expérimentation (avec le véhicule LOLA) ce qui a permis d'évaluer la performance et la potentialité de cette approche.

⁵LIVIC est un laboratoire français, dont le champ principal de recherches concerne les interactions Véhicule-Infrastructure-Conducteur. Voir <http://www.inrets.fr/ur/livic>

Organisation du mémoire : Ce document est organisé de la façon suivante :

Chapitre 1 - État de l'art : Dans ce chapitre, nous présentons brièvement la situation actuelle de la commande longitudinale et des modèles de *l'inter-distance*. Nous prêterons de l'importance aux stratégies de commande qui prennent en compte tant des critères de confort que des critères de sécurité.

Chapitre 2 - Modèle de référence de l'inter-distance : Nous présentons la structure de la commande proposée et nous développons un modèle de référence de l'inter-distance. Le modèle est conçu de telle façon qu'il permette d'inclure des spécifications de sécurité et de confort de façon simple, avec très peu de paramètres. Ce modèle est prévu pour être employé indépendamment de la conception de la commande et il devrait pouvoir utiliser l'information externe disponible. Ce modèle a été testé tant en simulation qu'en expérimentation.

Chapitre 3 - Système d'avertissement : Dans ce chapitre, nous proposons un système d'avertissement de l'inter-distance en utilisant un prédicteur (basé sur un modèle dynamique du véhicule à 5-DDL). La prédiction de l'inter-distance compense le temps de réaction du conducteur qui est averti en avance d'un danger inter-distance. Les critères d'avertissement sont obtenus avec l'aide du modèle de référence qui permet d'évaluer à chaque instant s'il existe encore des conditions pour initier une action de freinage sûre. Ce système d'avertissement a été testé avec des données réelles.

Chapitre 4 - Contrôle de l'inter-distance : Nous concevons une commande longitudinale qui utilise le modèle de référence proposé dans le chapitre 2. Quelques aspects concernant le contrôle de l'accélération et du freinage sont présentés. De résultats expérimentaux obtenus en collaboration avec le LIVIC sont également donnés.

Chapitre 5 - Conclusions : Finalement, dans ce chapitre nous présentons les conclusions générales et les perspectives de ce travail.

Chapitre 1

État de l'art

L'état de l'art est présenté en trois parties : nous présenterons tout d'abord quelques classifications des systèmes d'aide à la conduite ; ensuite, nous présenterons les principaux travaux au sujet de la modélisation de l'inter-distance entre deux véhicules, et en particulier les modèles de l'inter-distance de sécurité. Enfin, nous présenterons certains travaux au sujet de la commande longitudinale et nous prêterons une attention particulière aux stratégies de commande qui prennent en compte de critères de confort et de sécurité.

1.1 Systèmes d'aide à la conduite

Nous pouvons trouver une grande variété de systèmes d'aide à la conduite en cours de développement, décrits dans différents travaux, comme dans [9], [10], [49] et [24] ; Comme exemples de ce type de systèmes, nous avons le cas de véhicules en peloton pour améliorer la fluidité du trafic ; ainsi que les systèmes d'inter-distance intelligente et les systèmes de navigation transmettant l'information au véhicule au sujet des conditions du trafic et des données de route, entre autres.

Une classification spéciale de ces systèmes d'aide à la conduite est trouvée dans [9], où la classification est basée sur la provenance des signaux mesurés :

- Le premier groupe, par exemple, concerne tous les systèmes dont l'opération est seulement basée sur des *signaux mesurés au sein du véhicule*, et ceux-ci n'emploient ni l'information des mesures sur l'environnement, ni l'information reçue en dehors du véhicule. Nous pouvons trouver des systèmes où l'intervention du conducteur est nécessaire pour l'activer et le conducteur est maintenu dans la boucle de contrôle. C'est le cas des systèmes d'aide à la conduite déjà disponibles comme : les ABS/ASR, le 4WS 4WD passif ou dépendant de la vitesse, la commande de suspension et la gestion de la traction, entre autres ; C'est aussi le cas des systèmes d'identification de l'état du véhicule, des systèmes de détection de renversement (*roll-over*), et les systèmes d'avertissement au conducteur, qui sont tous à l'étude.

D'autre part, nous pouvons trouver des systèmes où l'intervention du conducteur n'est pas nécessaire pour l'activer (le système est activé de façon autonome), mais le conducteur reste dans la boucle de contrôle ; C'est le cas du freinage actif pour le perfectionnement de la stabilité DSC, ESP, et le FDR, tous déjà disponibles et le cas du 4WS actif, la direction additionnelle et la protection de renversement, ces dernières étant à l'étude.

- L'autre groupe concerne tous les systèmes dont *l'information au sujet de l'environnement et du trafic est employée*, mais toute l'information vient des capteurs qui sont installés dans le véhicule (c.-à-d. l'information des sources externes au véhicule ne sont pas reçues). Le même système avertit ou aide le conducteur, qui reste dans la boucle de contrôle ; C'est le cas de la commande *Adaptive cruise control* déjà disponible ; et du contrôle de tangage (*Heading control*), le système d'évaluation de tenue de route, tous étant étudiés. En outre, nous pouvons trouver des systèmes où le système de sécurité est activé de façon autonome, et le conducteur sera exclu de la boucle de contrôle temporairement ; C'est le cas du freinage basé sur le radar, de la commande d'inter-distance intelligente, du système de prévention de sortie de route, du système de prévention de collisions en utilisant le traitement des images ; tous sont encore à l'étude à l'heure actuelle (la figure 1.1 illustre un exemple).

- Le dernier groupe concerne les systèmes qui emploient en plus *l'information reçue des sources extérieures*, tels que des capteurs propres à l'infrastructure de la route, le satellite, etc. Nous pouvons trouver quelques systèmes qui signalent et informent le conducteur ; par exemple le système de navigation, déjà disponible. Les émetteurs latéraux de route avec la courbure, les données d'altitude, les marqueurs magnétiques transmettant des avertissements au véhicule au sujet du danger, le système de commande du trafic de véhicules utilitaires en utilisant GPS/GSM, dont certains sont

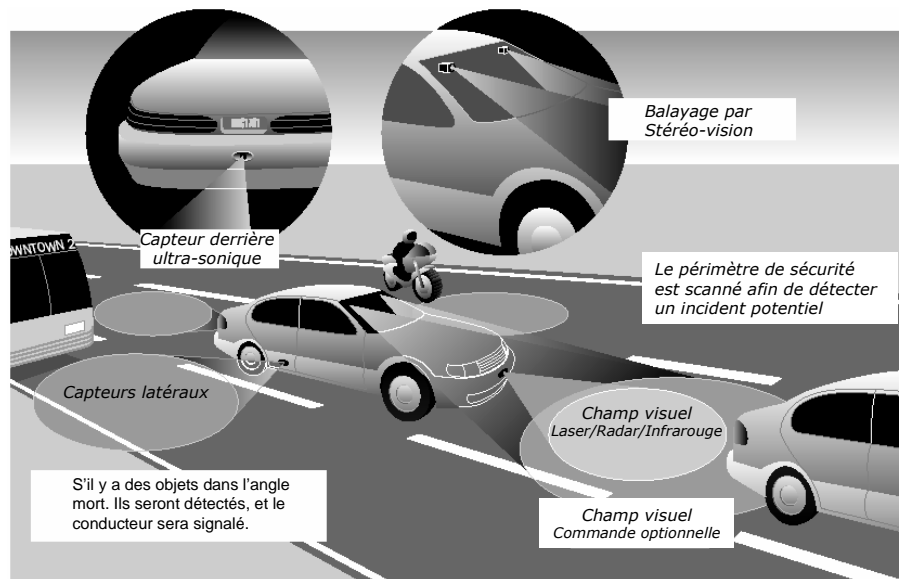


FIG. 1.1 – Système basé sur capteurs pour la prévention de collisions.

déjà disponibles; Le *cornering* électronique (CBC) et la commande de vitesse par l'intermédiaire du GPS, étant étudiés. En outre, à l'heure actuelle sont étudiés : les systèmes de prévention de sortie de route en utilisant des marqueurs réfléchissants, les systèmes entièrement automatisés en communication avec des marqueurs magnétiques au bord de la route, dont le système de sécurité s'active de façon autonome.

Du point de vue de l'autonomie du système, dans [9] et [10] sont regroupés les systèmes comme suit :

- Nous pouvons commencer par des systèmes qui sont *déclenchés par le conducteur* ; dans ce cas-ci le système exige la mise en action directe du conducteur et quand les variables d'état mesurées (vitesse de roue, glissade, taux de lacet) approchent des valeurs critiques, le système agira et modifiera ces variables afin d'augmenter la sécurité du véhicule ; un tel système est typiquement le 4WS passif, ou l'ABS (figure 1.2).

- D'autres systèmes envoient des *avertissements au conducteur* lorsque certaines variables du système ont changé, et indiquent ce que le conducteur devrait faire ; ce sont par exemple les systèmes d'observations des obstacles (*vehicle surround observing*

system) qui indiquent à l'oreille ou visuellement la présence d'un obstacle à proximité du véhicule.

Il y a des systèmes qui appartiennent à ce groupe, mais ils produisent un léger *effet de résistance* sur la pédale ou le volant de direction, indiquant la direction de l'action proposée qui pourrait être prise par le conducteur. Cependant, cette action est très petite et le conducteur peut surmonter facilement leur effet et reste par conséquent entièrement dans la boucle de contrôle.

- D'autre part, certains *systèmes réagissent de façon autonome* quand ils détectent que le comportement du véhicule est sensiblement différent d'un certain type de comportement nominal (calculé à partir d'un modèle de référence), et essaient d'aider le conducteur à améliorer la stabilité du véhicule. Ce système est la commande dynamique du véhicule VDC. Il est très important de noter ici que ces systèmes ne s'opposent pas à l'intention du conducteur, ce qui signifie que le conducteur reste dans la boucle de contrôle, même si le système intervient de façon autonome.

- Le dernier groupe concerne les systèmes où le *conducteur est exclu entièrement ou temporairement* de la boucle de contrôle, le système intelligent prend la décision et agit au lieu du conducteur ; c'est le cas du système de prévention de sortie de route, ou du système de contrôle automatique des véhicules en caravane (*platooning*).

L'Adaptive Cruise Control : Beaucoup de sociétés (voir [10]) développent une commande *cruise control* avancée qui peut automatiquement ajuster la vitesse du véhicule afin de maintenir une **distance de sécurité**. Cette nouvelle technologie, appelée la commande *Adaptive cruise control*, emploie un radar, installé derrière le pare-chocs d'un véhicule, pour détecter la vitesse et la distance du véhicule de devant. La commande *Adaptive cruise control* est semblable à la commande *cruise control* conventionnelle parce qu'elle maintient la vitesse pré-réglée par le véhicule. Cependant, à la différence de la commande *cruise control*, ce nouveau système peut automatiquement ajuster la vitesse afin de maintenir une distance appropriée entre les véhicules dans la même voie de circulation. Ceci est réalisé par un radar, un processeur de signal numérique et un **contrôleur longitudinal**. Si le véhicule "leader" ralentit, ou si un autre objet est détecté, le système envoie un signal au moteur ou au circuit de freinage pour ralentir. Puis, quand la route est dégagée, le système accélère le véhicule à nouveau jusqu'à la vitesse programmée.

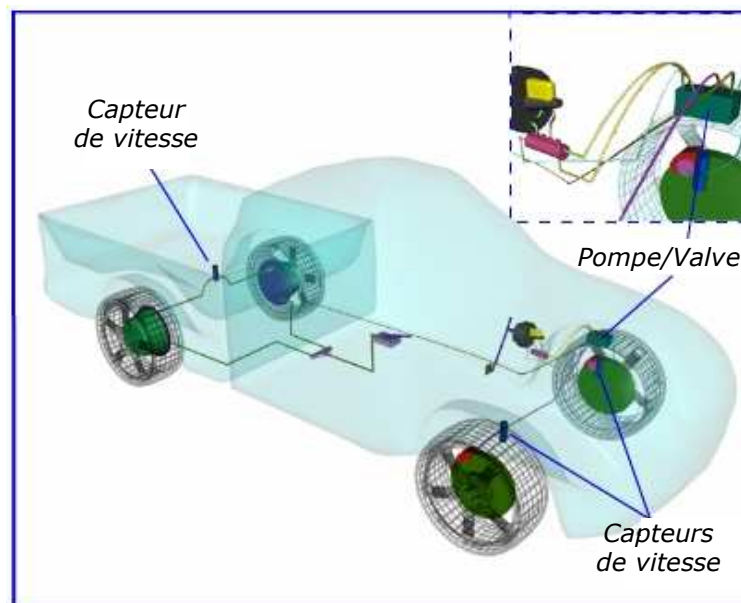


FIG. 1.2 – Le Système ABS.

La commande *Adaptive cruise control* est juste une prévision de la technologie développée par certaines sociétés. Ces systèmes sont améliorés pour inclure les possibilités d'avertissement de collision qui avertiront les conducteurs par des signaux visuels et/ou audio qu'une collision est imminente et que le *freinage* ou l'*action évasive* sont nécessaires.

Deux expressions importantes sont à prendre en compte : la première est "*la distance de sécurité*", et la deuxième "*la commande longitudinale*". Maintenant nous allons parler de quelques modèles de l'inter-distance, puis nous finirons ce chapitre en présentant quelques approches pour des commandes longitudinales.

1.2 Modèles de l'inter-distance

Les premiers travaux sur la modélisation de l'inter-distance ont été employés particulièrement pour analyser des problèmes reliés à la dynamique routière [16]. En général, nous trouvons des modèles qui décrivent les différents aspects d'opération de la circulation routière, c'est le cas des modèles qui prennent en compte le comportement spatio-temporel des conducteurs individuels sous l'influence des véhicules dans leur proxi-

mité (modèles *microscopiques*), d'autres modèles qui considèrent le comportement des conducteurs sans distinguer explicitement leur comportement spacio-temporal (modèles *mesoscopiques*), et des modèles véhiculaires qui considèrent la circulation routière du point de vue collectif (modèles *macroscopiques*). Dans ce document, nous parlerons seulement des modèles microscopiques ; nous commencerons par des modèles considérés en tant que modèles de *distances de sécurité*, puis nous parlerons au sujet des modèles basés sur le *Stimulus*, et à la fin du chapitre, nous discuterons des travaux plus récents concernant des modèles basés sur le *Psycho-espacement* et des modèles à *Réseaux de Neurones* et à *Logique Floue*.

Modèles de distance de sécurité La règle d'inter-distance de sécurité dictée par Pipes (1953) (voir [25]), décrit la dynamique d'un véhicule simple par rapport à son prédécesseur : “une bonne règle pour suivre un autre véhicule à une distance sûre est de permettre au moins la longueur d'une voiture entre vous et le véhicule de devant pour tous les dix miles par heure (16.1 km/h) de vitesse à laquelle vous êtes en train de rouler”, c-à-d :

$$d_s = L_f \left(1 + \frac{1}{16.1} v_f\right) \quad (1.1)$$

Où L_f dénote la longueur du véhicule suiveur. La distance de sécurité d_s augmente linéairement avec la vitesse du véhicule suiveur v_f . Cette politique de distance de sécurité prend en compte le temps de réaction du conducteur d'une façon plutôt conservatrice.

Kometani et Sasaki (1959)(voir [15]) proposent une distance de sécurité obtenue par la manipulation de l'équation newtonienne du mouvement dans laquelle une collision serait inévitable si le conducteur du véhicule de devant devait agir de façon “imprévisible”. Elle s'écrit comme suit :

$$d_s(t - \tau) = \alpha v_l^2(t - \tau) + \beta_2 v_f^2(t) + \beta_1 v_f(t) + \beta_0 \quad (1.2)$$

avec $\alpha, \beta_0, \beta_1, \beta_2$ constantes et avec v_l et v_f les vitesses du véhicule suivi et suiveur respectivement¹.

¹Dans ce chapitre nous utiliserons les subindexes l et f pour dénoter le véhicule suivi et suiveur respectivement.

Un important développement de ce modèle a été fait par Gipps (1981), et il est employé réellement dans la plupart des simulations de circulation routière. De même le modèle de Kometani et le modèle de Chien et Iannou (1992)(voir [1]) ont proposé une règle de distance de sécurité, comme suit :

$$d_s = \lambda_1(v_f^2 - v_l^2) + \lambda_2 v_f + \lambda_3 \quad (1.3)$$

λ_1 , λ_2 , λ_3 sont les constantes de conception. Notez que le terme $\lambda_2 v_f$ correspond à la règle de "Pipes". En utilisant l'automatisation et de bons capteurs on pourrait éliminer le temps de réaction du conducteur et en principe il serait possible d'avoir de plus petites inter-distances sans affecter la sécurité.

Yanakiev et Kanellakopoulos (1995)(voir [2]) proposent une autre politique d'espace dans laquelle les inter-distances changent linéairement avec la vitesse. Ce modèle réduit de manière significative l'espace entre les voitures, mais les critères de sécurité ne sont pas garantis.

Une partie de l'intérêt de ces modèles est qu'ils peuvent être calibrés en utilisant des hypothèses de sens commun au sujet du comportement du conducteur ayant besoin, dans la plupart des cas, seulement des taux de freinage maximaux qu'un conducteur souhaitera employer, et prévoyant des taux de freinage que d'autres conducteurs emploieront, pour lui permettre de fonctionner entièrement.

Bien que ce modèle produise des résultats acceptables, par exemple, si on examine le concept de "sécurité", nous voyons que ce n'est pas un point de départ totalement valide. Dans la pratique au cours d'un freinage d'urgence, les véhicules peuvent présenter des différences importantes de vitesse de façon transitoire. Pendant ce type de manoeuvres l'inter-distance tend à diminuer, contrairement au modèle (1.3) qui indique que la distance à respecter doit être augmentée. Dit d'une manière différente, la distance de sécurité calculée à partir de (1.3) est toujours violée pendant un freinage d'urgence.

Modèles basés sur Stimulus-response Quelques modèles de l'inter-distance ont été basés sur le principe suivant :

$$\text{réponse} = \text{sensibilité} \times \text{stimulus} \quad (1.4)$$

En général, la *réponse* concerne le freinage ou l'accélération du véhicule suiveur, retardé par un temps de réaction global τ . Tous les premiers travaux sur la modélisation du conducteur supposent que le conducteur peut percevoir l'espace et la vitesse relative entre sa voiture et la voiture de devant. Chandler et al. (1958) [25] ont développé un modèle d'inter-distance linéaire basé sur ce rapport général de stimulus-réponse, mathématiquement exprimé comme suit :

$$a_f(t) = \gamma[v_l(t - \tau) - v_f(t - \tau)] \quad (1.5)$$

où $a_f(t)$ correspond à l'accélération du véhicule suiveur, γ est un facteur de *sensibilité*, et v_l, v_f les vitesses du véhicule suivi et suiveur respectivement.

Gazis-Herman-Rothery (1961)(voir [26] et [27]) ont proposé un nouveau facteur non-linéaire de *sensibilité*, comme :

$$\gamma = \frac{cv_f^p(t)}{\Delta x^q(t - \tau)} \quad (1.6)$$

ainsi,

$$a_f(t) = \frac{cv_f^p(t)}{\Delta x^q(t - \tau)}[v_l(t - \tau) - v_f(t - \tau)] \quad (1.7)$$

où Δx représente l'espacement évalué à un temps $t - \tau$, où τ est le temps de réaction du conducteur, et p, q et c sont des constantes.

Plusieurs chercheurs ont travaillé sur la tentative de définir la "meilleure" combinaison des constantes p et q pour le terme de sensibilité. La formulation d'Edie (1961)(voir [28]) s'est avérée meilleure en cas de faible circulation routière grâce à sa capacité de prévoir une vitesse "finie" quand la densité s'approche de zéro. La combinaison la plus favorable était $p \in [0, 2]$. Cette recherche était la première à proposer que deux rapports séparés pouvaient être employés dans la description de la circulation : un pour le cas non-congestionné et l'autre pour le cas du trafic congestionné.

Selon [15], ces modèles sont maintenant employés moins fréquemment, en raison du grand nombre de résultats contradictoires quant aux valeurs correctes de p et q . Ceci

peut se produire pour deux raisons : d'abord, le comportement de l'inter-distance est susceptible de changer avec des états du trafic et les conditions de flux ; deuxièmement, plusieurs des investigations empiriques ont eu lieu à de basses vitesses ou en états extrêmes d'arrêt/démarrage, qui peuvent ne pas refléter le comportement plus général de l'inter-distance.

Helly (1959) a proposé un modèle qui a inclus des limites additionnelles pour l'adaptation de l'accélération selon que le véhicule de devant freinait. Le modèle simplifié est comme suit :

$$a_f(t) = C_1 \Delta v(t - \tau) + C_2 (\Delta x(t - \tau) - D_{des}(t)) \quad (1.8)$$

où $\Delta v(t - \tau) = v_l(t - \tau) - v_f(t - \tau)$ représente la vitesse relative, $D_{des}(t)$ est une distance désirée donnée par $D_{des}(t) = \alpha_1 + \alpha_2 v_f(t - \tau) + \alpha_3 a_f(t - \tau)$. Plus récemment, Xing (1985) a proposé un modèle plus complexe, partiellement lié aux modèles de Helly et de Gazis-Herman-Rothery, qui contient quatre termes principaux :

$$a_f(t) = \alpha \frac{\Delta v(t - \tau)}{\Delta x^q(t - \tau)} + \beta \frac{\Delta x(t - \tau_2) - D_{des}(v_f(t - \tau_2))}{\Delta x^q(t - \tau_2)} - \gamma \sin \theta + \lambda (v_{des} - v_f) \quad (1.9)$$

où le premier terme est incluse pour la conduite "standard", le deuxième pour l'accélération pendant un embouteillage (retardée par un temps de réaction τ_2 , généralement différent de τ), le troisième pour l'effet du gradient (qui peut être ignoré pour notre étude), et le quatrième pour l'usage dans un régime de circulation libre. v_{des} correspond à la vitesse désirée.

Modèles basés sur Psycho-espacement La première discussion des facteurs fondamentaux qui mèneraient par la suite à la construction de ces modèles a été donnée par Michaels (1963)(voir [15]), qui a soulevé l'idée que les conducteurs pourraient percevoir qu'ils s'approchent du véhicule de devant, grâce aux changements apparentes de la taille de celui-ci.

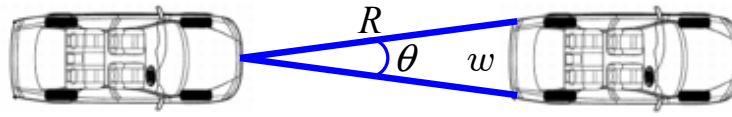


FIG. 1.3 – Angle visuel du conducteur suiveur.

Cette approche alternative est fondée sur l'hypothèse que le conducteur emploie l'angle visuel en s'approchant au véhicule leader (voir la figure 1.3). L'angle augmente quand le véhicule suiveur s'approche au véhicule leader. Pipes a développé un modèle où l'accélération du véhicule suiveur est proportionnelle à la perception du conducteur sur le taux de changement de l'angle visuel θ , c-à-d.

$$a_f(t) = \beta \dot{\theta} \quad (1.10)$$

À partir de la figure 1.3 sont clairement obtenus les relations suivantes :

$$\begin{aligned} w &= 2R \sin(\theta/2) \simeq R\theta \\ 0 &\simeq \dot{R}\theta + R\dot{\theta} \end{aligned} \quad (1.11)$$

puis, nous définissons le *Temps-à-impact* T_{ti} de la relation suivante :

$$T_{ti} \triangleq -\frac{R}{\dot{R}} = \frac{\theta}{\dot{\theta}} \quad (1.12)$$

ainsi, l'accélération du véhicule exprimée en (1.10), rapporte :

$$a_f(t) = -\kappa \frac{\dot{R}}{R^2} = -\kappa \frac{\Delta v}{(\Delta x)^2} \quad (1.13)$$

Cela correspond à un cas spécial du modèle de Gazis; ici le *Temps-à-impact* est employé et comparé à un certain niveau de *seuil* (cette théorie est bien connue dans la littérature de perception humaine) afin d'alerter le conducteur ou de commencer une manoeuvre de freinage. Une fois que ce *seuil* est dépassé, les conducteurs choisiront de ralentir jusqu'à ce qu'ils puissent percevoir qu'il n'existe plus une vitesse relative

importante, et si le *seuil* n'est pas alors re-dépassé, ils baseraient toutes leur actions selon la façon dont ils peuvent alors percevoir tous changements de l'espace. Le principal inconvénient de ce modèle, dans le système d'avertissement et de commande longitudinale, est que les différents conducteurs pourraient préférer différents niveaux de *seuils* [29].

Modèles basés sur Réseaux de Neurones et Logique Floue Selon [15], l'utilisation de la logique floue dans les modèles d'inter-distance est à noter comme la dernière "étape" de leur développement, car il représente le prochain pas logique, en essayant de décrire exactement le comportement d'un conducteur. De tels modèles divisent typiquement leur entrées en un certain nombre "d'ensembles flous", chacun décrivant comment en juste proportion une variable adapte la description d'un "terme". Une fois défini, il est possible de relier ces ensembles par l'intermédiaire des opérateurs logiques à des "ensembles de sortie floue" équivalents (par exemple, SI 'près'; ET 'en s'approchant'; PUIS 'freiner'), avec la ligne de conduite réelle évaluée à partir de la valeur modale de l'ensemble de sortie, calculée comme la somme de tous les résultats potentiels.

L'utilisation initiale de cette méthode par Kikuchi et Chakroborty, (1992) (voir [15]), a essayé de mettre en "logique floue" le traditionnel modèle de Gazis employant Δx , Δv et a_{n-1} , comme les entrées, groupant ces derniers dans plusieurs ensembles basés sur un langage naturel.

Germann et Isermann (1995) [18], puis McDonald et al.(1997) [17], ont proposé une commande *cruise control intelligente* (ICC) basée sur la *logique floue* et les *réseaux de neurones*. Germann utilise une structure en trois-couches. Dans la première couche, il propose une linéarisation du modèle non-linéaire des actionneurs du véhicule. La deuxième couche se compose d'un contrôleur linéaire d'accélération basé sur des techniques de contrôle classiques, et la troisième couche se compose d'un contrôleur "flou", basé sur la description linguistique des demandes de confort. Le contrôleur flou est basé sur des entrées "linguistiques" différentes, liées aux variables comme la distance, la vitesse, la vitesse relative et la vitesse désirée. En plus, ils remplacent les deux contrôleurs flous par un réseau de neurones artificiels, qu'ils ont formé par des données mesurées. L'ICC est mis en application et a été examiné dans le trafic routier et dans le scénario "Stop&go" pendant des congestions de route.

Bengtsson (2001) [14] a comparé les résultats de différentes méthodes pour obtenir des modèles longitudinaux du comportement du conducteur, c'est le cas de la régression linéaire, l'identification du modèle de comportement et les réseaux de neurones, avec

des taux différents de succès. Le meilleur résultat a été obtenu par la méthode du modèle comportemental, mais la décomposition du modèle en modèle du véhicule et modèle du conducteur est très difficile dans le sens pratique, alors que les réseaux de neurones montraient des problèmes de stabilité en boucle fermée, ce qui complique leur utilisation.

1.3 La commande longitudinale

La commande *Adaptive cruise control* ACC, et les scénarios "Stop&go" sont des exemples des problèmes reliés avec la commande longitudinale. Le premier correspond à la commande d'inter-distance dans des routes où la vitesse du véhicule reste principalement constante, quant au second, il s'agit d'un véhicule circulant dans des villes avec des arrêts et accélérations fréquents. Dans les deux situations les buts de la sécurité et du confort s'opposent. La sécurité impose une distance inter-véhiculaire minimale tout en s'assurant que l'accélération et la décélération sont compatibles avec le système de freinage du véhicule et les possibilités du moteur. Un bon confort implique des valeurs basses de "jerk"².

Dans la plupart des travaux rapportés, ces deux catégories de problèmes sont traitées séparément avec peu de respect pour les spécifications de confort. En effet, le comportement de la dynamique d'inter-distance résulte souvent d'une boucle de rétroaction particulière, qui rend difficile d'assurer *a priori* des limites calculables sur l'inter-distance, l'accélération et le jerk du véhicule. On demande également que des facteurs externes tels que les caractéristiques de route, les conditions atmosphériques, et la charge du trafic, entre autres, doivent être considérées toutes en termes des métriques de sécurité et de confort. Ce dernier point est naturellement renforcé par les nouveaux programmes de sécurité comprenant la communication entre les véhicules et l'infrastructure.

1.3.1 Les critères de sécurité.

La notion de la distance de sécurité dans la commande longitudinale a été souvent étudiée dans des configurations de rétroaction. Selon Alvarez et Horowitz (1997) [5],

²Le mot "jerk" est connu dans la littérature pour faire référence à la dérivée temporelle de l'accélération.

l'un des critères de sécurité de la commande longitudinale concerne le fait de maintenir une distance minimale pour prévenir les collisions, quand le véhicule leader s'arrête brutalement, ou dans le pire des cas quand le véhicule suiveur trouve un obstacle fixe à quelques mètres. Le concept du "bumpers virtuels" a été présenté par Hennessey et al. (1995) dans [6], où le véhicule se comporte comme s'il y avait des ressorts imaginaires et des amortisseurs agissant avec le véhicule leader. Cependant, les auteurs n'ont pas élaboré cette idée plus loin, ils l'ont seulement présentée au niveau conceptuel. Avec la même idée, Gerdes et al. dans [4] démontre comment un contrôleur basé sur une force potentielle peut produire des forces conservatrices obtenues à partir d'un amortisseur artificiel. Néanmoins, des limites sur les forces ne sont pas *a priori* garanties. Un résultat plus élaboré peut être trouvé dans [5], où les auteurs considèrent quelques limites sur l'accélération du véhicule et trouvent une région dans l'espace d'état dans lequel les conditions initiales peuvent être prises, ayant pour résultat une opération sûre.

1.3.2 Les critères de Confort.

Les études sur des critères de confort sont rares. Cependant, nous pouvons trouver quelques travaux qui essayent de garantir le confort pour l'imitation du comportement humain. Par exemple, dans [3] il est présenté un système d'ACC à vitesse réduite, où l'accélération désirée a été obtenue à partir d'un modèle estimé en utilisant des données réelles du comportement des conducteurs. D'autre part, dans [29] il est employé la théorie de perception humaine afin d'obtenir une référence acceptable d'inter-distance.

En général, le confort de passager dans le transport public est déterminé par les changements du mouvement ressenti dans toutes les directions, aussi bien que par d'autres effets sur l'environnement. Généralement, la grandeur d'accélération est prise comme une métrique de confort, toutefois dans [7] le confort dû au mouvement en une direction longitudinale du véhicule a été traité, c.-à-d. la dérivée du temps de l'accélération, le "jerk" (en français : "secousse") est vu comme la meilleure métrique pour refléter le confort.

Comme son nom le suggère, le "jerk" est important pour évaluer l'effet destructif du mouvement sur un mécanisme, ou le malaise causé aux passagers dans un véhicule. Le mouvement des instruments sensibles doit être gardé dans des limites indiquées de jerk aussi bien que l'accélération pour éviter des dommages. Quand ils conçoivent des trains et des ascenseurs, les ingénieurs seront requis de garder le jerk moins de $2m/s^3$ pour le confort de passager. D'ailleurs, dans l'industrie aérospatiale un jerk-mètre est fréquemment employé. Les critères admis sont que les accélérations et les jerks

longitudinaux limités peuvent garantir un certain degré de confort dans la commande longitudinale, particulièrement, en scénarios comme le “Stop&go”.

1.4 La gestion des inter-distances ARCOS

Dans le projet ARCOS, nous avons déterminé des objectifs en ce qui concerne la gestion des inter-distances. Nous pouvons classer ces objectifs en termes de la portée temporaire de ceux-ci : objectifs à court terme, objectifs à moyen terme et objectifs à long terme, appelés Cible 1, Cible 2 et Cible 3 respectivement.

L'objectif à court terme est de proposer au conducteur une connaissance de son environnement lui permettant de prendre les bonnes décisions et d'agir. Pour cela, il devra avoir accès aux informations relatives à la distance de sécurité versus la distance de suivi effective. En cas de non-respect répété ou dangereux, le conducteur sera alors averti.

A moyen terme, l'augmentation de la portée des capteurs et le développement des éléments de détection coopératifs entre les véhicules et l'infrastructure permettront la surveillance de plusieurs voies de circulation. Cette connaissance accrue de l'environnement, conjuguée à une identification fiable des manoeuvres du conducteur, aboutira au développement d'une assistance efficace pour la gestion de situation transitoire telle que les changements de file. Par ailleurs, une bonne connaissance de l'infrastructure via l'itinéraire sécurisé permettra d'adapter les consignes de distance entre véhicules à l'approche de points sensibles comme un tunnel, par exemple. Dans le même ordre d'idée, les consignes de distance inter-véhiculaires pourraient être modulées en fonction du véhicule et de son chargement. Aux informations concernant la distance de sécurité avec le véhicule précédent, le système permettra d'ajouter pour le conducteur des informations lors d'un changement de file rendu périlleux par la présence de véhicules plus rapides à l'arrière ou plus lents à l'aval. Là aussi, l'avertissement pourra se poursuivre par une limitation automatique de la manoeuvre de dépassement ou de rabattement en cas de danger élevé et imminent.

Le développement des communications, à plus long terme, aura pour objectif de caractériser le trafic à l'aval à partir, d'une part des données en temps réel et d'autres part des informations issues d'une base de données suite au passage d'un nombre significatif de véhicules. Ce système permettrait également une meilleure homogénéisation du trafic au moins de manière locale en terme de vitesse et de distance de suivi.

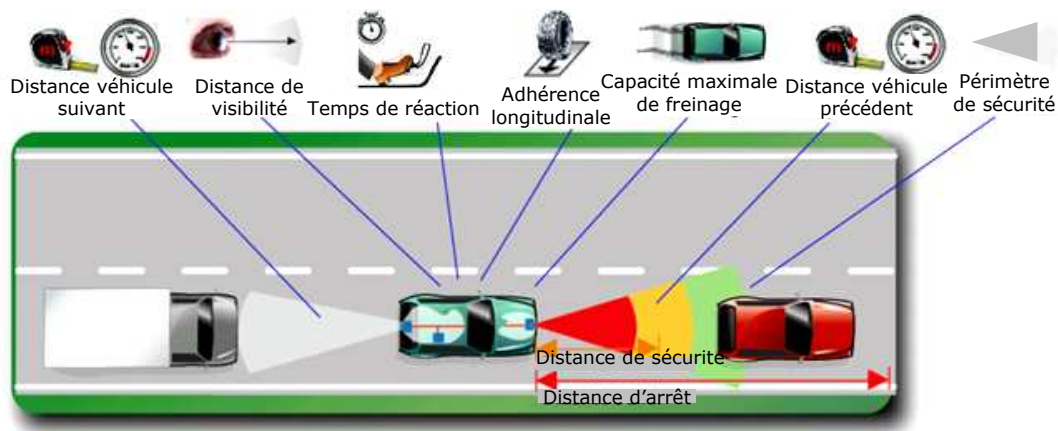


FIG. 1.4 – Les pré-requis de la gestion inter-distance à court terme.

1.4.1 Pré-requis pour ARCOS

Les pré-requis pour ARCOS à court terme, concernent les besoins techniques pour la fonction gestion des inter-distances dans le cas d'un système (véhicule équipé) dont l'opération est basée sur des signaux mesurés au sein du véhicule et des mesures sur l'environnement (détection de véhicules voisins). Celui-ci n'emploie pas l'information reçue en dehors du véhicule. Nous appellerons ce type de système comme des "systèmes autonomes". Les pré-requis de ce système sont :

- Savoir calculer un périmètre de sécurité dans la voie de circulation.
- Disposer des distances (et ses dérivées) par rapport au véhicule précédent dans ma voie de circulation sur des routes présentant des rayons de courbure élevés, dans le périmètre de sécurité.
- Disposer des distances (et ses dérivées) par rapport au véhicule suivant dans ma voie de circulation sur des routes présentant des rayons de courbure élevés, dans le périmètre de sécurité.
- Estimer la distance de visibilité.
- Estimer le temps de réaction du conducteur.
- Estimer l'adhérence longitudinale mobilisable.
- Estimer la capacité maximale de freinage du véhicule.
- Disposer d'une fonction de risque qui permet d'évaluer les distances de sécurité en tenant compte de : la distance de visibilité, la capacité maximale de freinage du véhicule, l'adhérence longitudinale mobilisable, le temps de réaction du conducteur, la distance au véhicule précédent, la présence et la distance au véhicule suivant.

- Établir une loi de contrôle des distances inter-véhiculaires en mode régulé par rapport au véhicule précédent.
- Disposer des actionneurs nécessaires pour l'exécution de la loi de contrôle des distances inter-véhiculaires.

Les pré-requis à moyen terme sont similaires aux précédents mais en plus nous devons prendre en compte la circulation et les voies adjacentes (mode coopératif). D'autre part, les pré-requis à plus long terme réunissent tous les pré-requis précédents mais en plus nous devons prendre en compte la communication inter-véhiculaires, et des conditions en aval (données par l'infra-structure). La figure 1.4 illustre les pré-requis de la gestion inter-distance à court terme.

1.4.2 Modes de restitution

Mode instrumenté

- Indiquer au conducteur l'inter-distance mesurée et les distances de sécurité (information temporelle) dans le périmètre de sécurité.
- Indiquer au conducteur le niveau de risque calculé par la fonction de risque en relation avec l'inter-distance mesurée et les distances de sécurité.

Mode avertissement

- Avertir le conducteur d'un niveau de risque excessif (inter-distance trop faible ou réduction brutale) ou d'une inter-distance non réglementaire.

Mode limite

- Limiter l'inter-distance (par pédale résistante par ex) en dessous d'un niveau de risque fixé et au-dessus de la distance réglementaire.

Mode régulé

- Maintenir une inter-distance qui respecte la distance réglementaire et un niveau de risque fixé par rapport à ma voie de circulation.

Dans cette thèse nous avons travaillé sur les objectifs à court terme. Nous cherchons une approche globale pour le contrôle des inter-distances, et nous voulons obtenir un

système de contrôle pour la gestion des inter-distances qui unifie la gestion préventive et la gestion sécuritaire (c.-à-d. aide à la prévention de collisions). Dans le chapitre suivant nous essaierons de concevoir une structure de commande qui peut être utilisée pour le mode préventif (prévention de collisions), le mode régulé (Gestion active : sûre et confortable) et en plus, qui puisse permettre d'intégrer plusieurs boucles de contrôle pour augmenter la sûreté de fonctionnement (redondance : multi-capteurs).

1.5 Conclusions

Plusieurs systèmes d'aide à la conduite ont une mission unique : garantir "la sécurité et le confort du conducteur". Quelques systèmes garantissent clairement ces deux éléments, mais il y en a d'autres dont la sécurité n'est pas encore bien obtenue ou bien définie, comme par exemple dans l'ACC ; son utilisation dans des états de danger est seulement limitée pour émettre un avertissement au conducteur.

Le comportement du conducteur n'est toujours pas bien connu, et plusieurs modèles ajustés sur des données expérimentales et empiriques ne sont pas considérés comme sûrs et confortables, ceci est dû au grand nombre d'ajustements contradictoires.

Beaucoup de stratégies longitudinales et de systèmes d'avertissement (par exemple : [22], [4] et [1]) sont basés sur la "distance de sécurité" obtenue à partir des équations Newtoniennes de mouvement, mais cette distance n'est pas totalement valide du point de vue pratique, principalement parce que ces distances correspondent à des distances de freinage attendues, sur des hypothèses très fortes, comme par exemple l'effet d'assumer une décélération constante et égale au véhicule leader. En plus, ces distances sont calculées à partir des solutions stationnaires non-exogènes, c.-à-d. qu'elles dépendent explicitement de la vitesse propre du véhicule suiveur.

D'autre part, plusieurs stratégies de contrôle longitudinal basées sur le comportement humain, prennent comme des critères de confort de limiter l'accélération et le freinage selon certaines valeurs arbitraires, mais le problème ici est que ce comportement est opposé aux actions de sécurité qui pourraient exiger toute la vraie capacité de freinage du véhicule afin d'éviter une collision.

Chapitre 2

Modèle de référence de l'inter-distance

Ce chapitre concerne la conception d'un modèle de référence de l'inter-distance véhiculaire ; le modèle sera conçu de telle façon qu'il permettra d'inclure des spécifications de sécurité et de confort de façon simple (avec très peu des paramètres). Ce modèle est prévu pour être employé indépendamment de la conception de la commande et il devrait pouvoir utiliser l'information externe disponible.

2.1 La structure générale proposée

Une commande longitudinale basée sur un modèle de référence est maintenant explorée. La figure 2.1 montre la structure de la commande avec laquelle on emploie le modèle de référence d'inter-distance. Celui-ci peut être compris comme un problème de poursuite de trajectoire du signal de référence de l'inter-distance $d^r(t)$. Avec cette structure, le contrôleur et le modèle de référence peuvent être définis indépendamment. De ce fait, le modèle de référence inclut des spécifications de confort et de sécurité, et il pourrait être vu comme un système exogène décrivant la dynamique d'un *véhicule de référence*. De cette façon, la boucle de contrôle peut être conçue pour rejeter de façon optimale les perturbations du système : des perturbations spécifiques aux caractéristiques des capteurs, des perturbations de couple à l'entrée, du vent latéral, et des pentes de route. Il est nécessaire aussi de compenser la dynamique interne non-

linéaire des actionneurs.

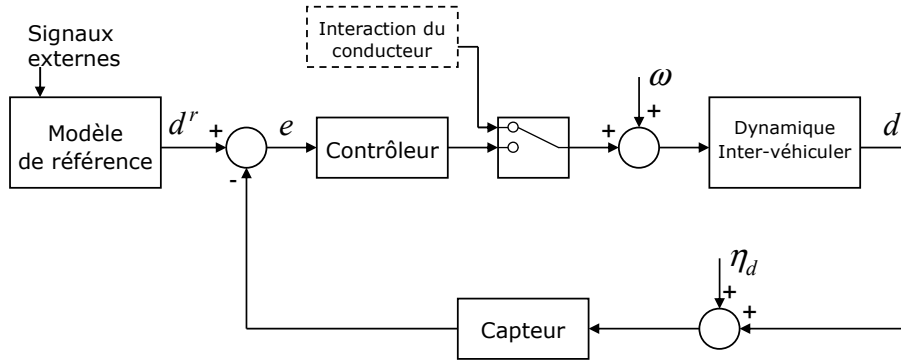


FIG. 2.1 – La commande inter-distance.

2.2 Énoncé du problème

La figure 2.2 décrit le système d'étude. Le *véhicule leader* est représenté comme un point sans masse avec la coordonnée longitudinale x_2 . Le *véhicule de référence* est situé à une distance d^r (la distance de référence) du véhicule leader, et il est représenté par la coordonnée x_1^r . L'accélération du véhicule de référence et l'accélération du véhicule leader sont dénotées par u et w respectivement.

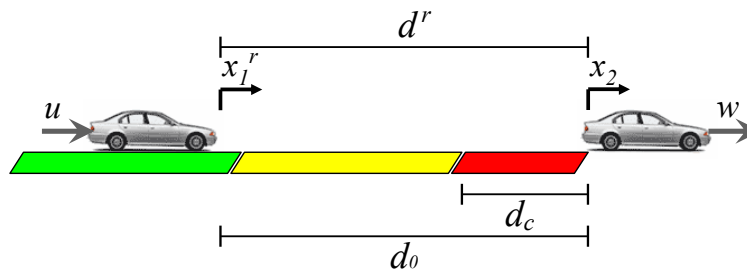


FIG. 2.2 – Le système inter-distance.

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

- La zone verte $d^r > d_0$. L'inter-distance d est plus grande que l'inter-distance nominale de sécurité d_0 (d_0 est un paramètre de conception "constante" à calculer). C'est une région d'opération sûre,

- *La zone orange* $d_o \geq d^r > d_c$. Où $d_o - d_c$ correspond à l'inter-distance nécessaire pour éviter une collision dans le cas d'un freinage infini de la part du véhicule leader.
- *La zone rouge* $d^r \leq d_c$. Où d_c correspond à l'inter-distance minimale à imposer. d_c constante.

On suppose que la vitesse et l'accélération du véhicule leader peuvent être estimées à partir des capteurs appropriés. Finalement, les contraintes de sécurité imposées peuvent être placées en tant que limites sur les états du véhicule de référence et ses dérivées du temps. Ces contraintes sont récapitulées dans le Tableau 2.1, où d_c , V_{max} , B_{max} sont des constantes positives. Les limites d_c et V_{max} pourraient être imposées par le conducteur ou par le gestionnaire de l'infrastructure, tandis que B_{max} est imposé par les caractéristiques dynamiques du véhicule. Néanmoins, ces limites peuvent aussi bien dépendre des autres facteurs externes de la route. Dans cette étude, nous supposons qu'elles sont constantes.

Action d'éviter des collisions	: $d^r \geq d_c$
Vitesse maximale	: $\dot{x}_1^r \leq V_{max}$
Capacité de freinage maximale	: $\ddot{x}_1^r \geq -B_{max}$

TAB. 2.1 – Contraintes de Sécurité

Supposons que la dynamique du véhicule de référence est du deuxième ordre, c.-à-d.

$$\ddot{x}_1^r = u \quad (2.1)$$

Ainsi, la dynamique de l'inter-distance $d^r = x_2 - x_1^r$ peut être écrite comme suit :

$$\ddot{d}^r = \ddot{x}_2 - u \quad (2.2)$$

Si nous définissons la coordonnée

$$\tilde{d} \triangleq d_0 - d^r \quad (2.3)$$

comme l'erreur de l'inter-distance par rapport à la grandeur nominale (constante) de l'inter-distance d_0 . La dynamique de cette coordonnée d'erreur est donnée par :

$$\ddot{\tilde{d}} = u - \ddot{x}_2 \quad (2.4)$$

Le problème est alors de trouver une structure appropriée de u telles que toutes les solutions de (2.4), pour un ensemble donné de conditions initiales (au moment où la zone orange est pénétrée), soient conformes aux contraintes indiquées dans le Tableau 2.1.

La structure proposée pour u permet à l'équation (2.4) d'être ré-interprétée comme une équation décrivant la physique du mouvement d'une masse dans une espace "libre" si $\tilde{d} < 0$, et "contraint" sur une surface *conforme* si $\tilde{d} \geq 0$. Ceci implique deux lois différentes pour u , c.-à-d.

$$u = \begin{cases} u_1(\tilde{d}, \dot{\tilde{d}}) & \tilde{d} < 0 \\ u_2(\tilde{d}, \dot{\tilde{d}}) & \tilde{d} \geq 0 \end{cases} \quad (2.5)$$

où nous supposons qu'il y a continuité entre ces deux structures, c.-à-d. $\frac{\partial u_1}{\partial \tilde{d}}|_{\tilde{d}=0} = \frac{\partial u_2}{\partial \tilde{d}}|_{\tilde{d}=0}$. Nous supposons également qu'en $\tilde{d} < 0$ (zone verte), les conditions initiales permettent au véhicule de référence d'entrer dans l'espace "contraint" (zone orange); Ainsi, notre intérêt ici est seulement de discuter des structures de commande pour la zone "orange".

Dans ce but, nous recherchons des fonctions non-linéaires d'accélération (ou force), ce qui sera étudié dans la section suivante.

2.3 Modèle pour l'espace "contraint"

Le modèle pour l'espace "contraint" peut être étudié en faisant un parallèle avec le problème des contacts "conformes". En particulier nous nous inspirons des modèles non-linéaires résultant de la théorie d'élasticité et de la mécanique des contacts proposés par Hertz en 1881. Il a proposé un modèle de la forme $u_2 = -k\tilde{d}^n$, $\forall \tilde{d} \geq 0$, où n exprime la topologie de la surface de contact. Cependant, le modèle présente un inconvénient, il est non-dissipatif, produisant un effet oscillant qui peut induire une vitesse négative, ce qui est physiquement irréalisable par le véhicule.

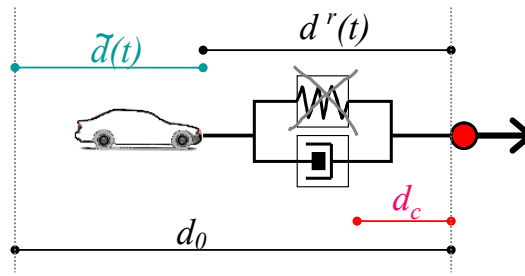


FIG. 2.3 – Modèle non-linéaire de contact.

Pour faire face à ce problème, Hunt and Crossley, dans [12], et puis Marhefka et d'Orin dans [13], ont présenté un modèle non linéaire "amortisseur-ressort" de la forme générale $u_2 = -c|\tilde{d}|^n\dot{\tilde{d}} - k\tilde{d}^n$, $\forall \tilde{d} \geq 0$. Ainsi, les forces sont proportionnelles à la pénétration de l'objet dans la surface. Un des avantages de ce modèle en liaison avec (2.4), est la possibilité de calculer des courbes intégrales associées à l'équation différentielle non-linéaire autonome.

Dans "le contact virtuel" (zone orange), nous voulons que la vitesse du véhicule se comporte de manière monotone dans direction vers l'avant. Pour ceci, nous pouvons enlever le terme associé au ressort dans le modèle précédent, et définir u_2 (avec $n = 1$), comme :

$$u_2 = -c|\tilde{d}|\dot{\tilde{d}}, \quad \forall \tilde{d} \geq 0 \quad (2.6)$$

ce qui mène à l'équation suivante :

$$\ddot{x}_1^r = -c|\tilde{d}|\dot{\tilde{d}} \quad (2.7)$$

c.-à-d. la dynamique de la coordonnée d'erreur suivante :

$$\ddot{\tilde{d}} = -c|\tilde{d}|\dot{\tilde{d}} - \ddot{x}_2 \quad (2.8)$$

En raison de la nécessité d'éliminer l'excès d'énergie cinétique du véhicule, une fois qu'il entre dans la zone orange, il est alors normal d'employer seulement un terme de dissipation pour éviter des collisions (La figure 2.3 illustre le modèle proposé). Notons

que le but de cette structure n'est pas de régler le véhicule de référence à $\tilde{d} = 0$, mais d'arrêter le véhicule avant qu'il n'atteigne la distance critique d_c , tout en respectant les contraintes imposées.

Considérons par simplicité $t = 0$ le temps quand la zone orange est atteinte. Laissons Ω_0^{orange} être défini comme :

$$\Omega_0^{orange} = \left\{ \dot{x}_1^r(0), \tilde{d}(0) : \dot{x}_1^r(0) \leq V_{max}, \tilde{d}(0) = 0 \right\}$$

l'ensemble de valeurs admissibles de l'état initial au point de croisement $\tilde{d} = 0$. Le problème est alors de trouver un gain c et la constante d_0 (les paramètres de conception de (2.8)), tels que les restrictions dans le Tableau 2.1 soient satisfaites pour toutes les solutions possibles (2.8) commençant dans Ω_0^{orange} .

2.4 Ajustement du Modèle

Notons que l'équation (2.8) peut être résolue analytiquement. Nous obtenons,

$$\dot{\tilde{d}}(t) = -\frac{c}{2}\tilde{d}(t)^2 - \dot{x}_2(t) + \beta \quad (2.9)$$

avec $\beta = \dot{\tilde{d}}(0) + \dot{x}_2(0) + \frac{c}{2}\tilde{d}(0)^2 = \dot{x}_1^r(0) + \frac{c}{2}\tilde{d}^2(0) = \dot{x}_1^r(0)$.

Après le calcul de l'intégrale de (2.7), on peut obtenir une relation explicite entre la vitesse du véhicule de référence et la distance de "pénétration", c.-à-d.

$$\dot{x}_1^r(t) = -\frac{c}{2}\tilde{d}(t)^2 + \dot{x}_1^r(0) \quad (2.10)$$

De cette expression, nous pouvons trouver un c tel que pour tout $\dot{x}_1^r(0) \leq V_{max}$, la distance critique d_c n'est pas atteinte. Ainsi :

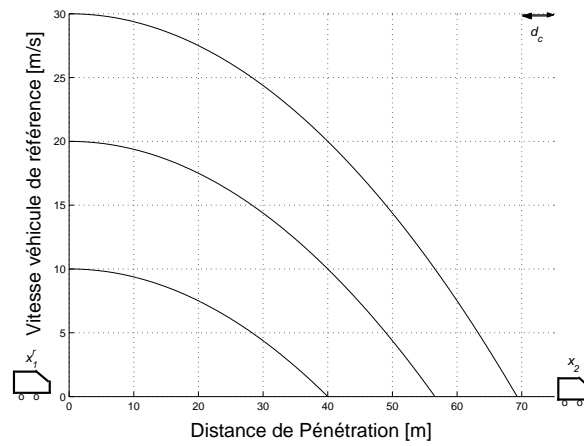


FIG. 2.4 – Vitesse vs. Distance de Pénétration pour différentes conditions initiales. ($c = 0.0125$, $d_o = 75m$ and $d_c = 5m$).

$$\tilde{d}(t) = \sqrt{\frac{2(\dot{x}_1^r(0) - \dot{x}_1^r(t))}{c}} \quad (2.11)$$

la distance maximale de pénétration \tilde{d}_{max} peut être calculée comme $\tilde{d}_{max} = \sqrt{\frac{2\bar{\beta}}{c}}$ avec $\bar{\beta} \triangleq \max_{\forall t} \{\dot{x}_1^r(0) - \dot{x}_1^r(t)\} = \dot{x}_1^r(0)$. En faisant $\tilde{d}_{max} \leq d_o - d_c$, ($d_o - d_c$ correspond au largeur de la zone orange), nous obtenons :

$$\tilde{d}(t) \leq \sqrt{\frac{2\dot{x}_1^r(0)}{c}} \leq d_o - d_c \quad (2.12)$$

ce qui fournit une première inégalité pour c , c.-à-d.

$$\mathcal{C}_1 : \quad c \geq \frac{2\dot{x}_1^r(0)}{(d_o - d_c)^2} \quad (2.13)$$

La figure 2.4 montre les courbes intégrales (2.10) pour différentes vitesses initiales du véhicule de référence. La constante c est calculée en assurant que l'inter-distance d^r du véhicule de référence est toujours plus grande que d_c pour tout $\dot{x}_1^r(0) \leq V_{max}$ et $\tilde{d}(0) = 0$.

En prenant l'équation (2.7) en fonction de \tilde{d} ,

$$\ddot{x}_1^r = -c|\tilde{d}|[-\frac{c}{2}\tilde{d}^2 + \beta - \dot{x}_2(t)] \quad (2.14)$$

et en procédant de la même manière (voir annexe A), et en imposant la contrainte associée, nous obtenons :

$$\ddot{x}_1^r(t) \geq -\frac{2}{3}\dot{x}_1^r(0)\sqrt{\frac{2\dot{x}_1^r(0)c}{3}} \geq -B_{max} \quad (2.15)$$

La figure 2.5 montre des solutions de (2.8) pour différentes valeurs de c . Notons par exemple que les valeurs élevées de c mènent à des valeurs élevées des grandeurs de freinage et de jerk. La relation (2.15) apporte une inégalité en plus, fournissant une limite supérieure pour c , c.-à-d.

$$\mathcal{C}_2 : c \leq \left(\frac{27}{8}\right)\frac{B_{max}^2}{\dot{x}_1^r(0)^3} \quad (2.16)$$

Le problème peut être formulé comme la recherche d'une valeur de c , sujet à l'ensemble de contraintes \mathcal{C}_1 et \mathcal{C}_2 . Par conséquent, une condition suffisante d'existence de c est que \mathcal{C}_1 et \mathcal{C}_2 soient vérifiées, c.-à-d :

$$\frac{2\dot{x}_1^r(0)}{(d_o - d_c)^2} \leq \left(\frac{27}{8}\right)\frac{B_{max}^2}{\dot{x}_1^r(0)^3} \quad (2.17)$$

Ainsi, (2.17) avec $\dot{x}_1^r(0) \leq V_{max}$, implique que le paramètre de conception d_o devrait au moins vérifier la relation suivante :

$$d_o \geq \sqrt{\left(\frac{16}{27}\right)\frac{V_{max}^2}{B_{max}}} + d_c \quad (2.18)$$

Si d_o est choisi selon (2.18), alors nous pouvons choisir c à partir de \mathcal{C}_2 , comme :

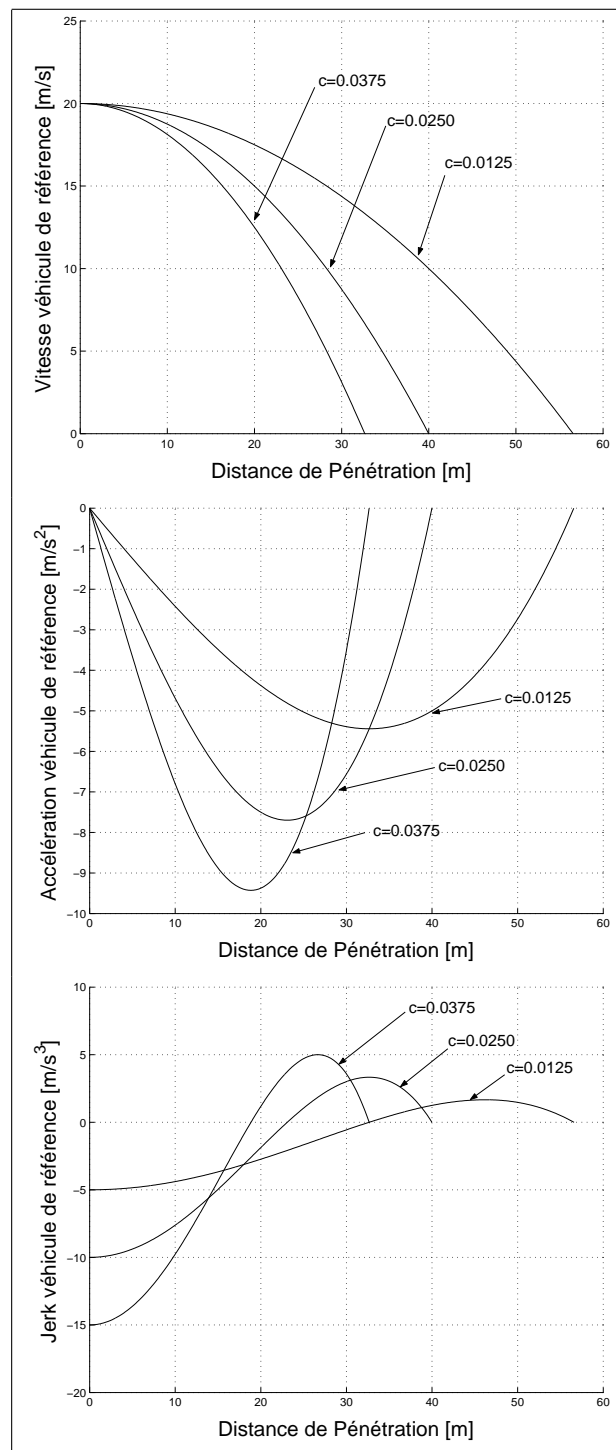


FIG. 2.5 – Vitesse, Accélération et Jerk vs. Distance de Pénétration pour les mêmes conditions initiales ($\dot{x}_1(0) = 20m/s; \tilde{d}(0) = 0m$), et différentes valeurs de c .

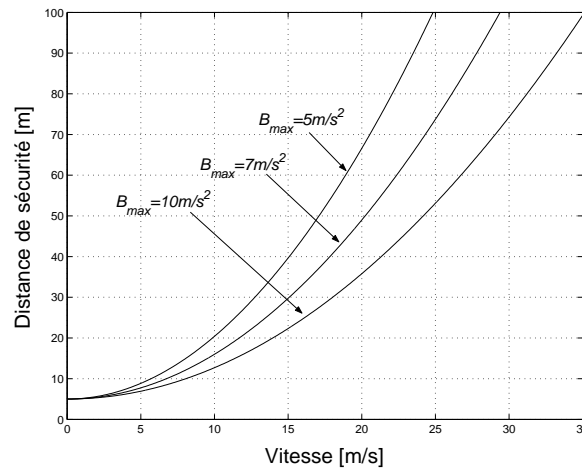


FIG. 2.6 – Distance de sécurité d_0 minimale en fonction de la vitesse maximale, avec $d_c = 5\text{m}$ pour différentes capacités de freinages. Équation (2.18).

$$c = \frac{27B_{max}^2}{8V_{max}^3} \quad (2.19)$$

Notons que les paramètres de conception pourraient être obtenus à partir de (2.18) et (2.19) comme des fonctions des limites imposées d_c , V_{max} et B_{max} . Si (2.18) et (2.19) sont vérifiées, le modèle de l'inter-distance de référence fournit une référence d'inter-distance d^r qui évite des collisions en respectant la capacité de freinage maximale.

Notons également que l'équation (2.18) donne une relation importante entre la vitesse du véhicule de référence et l'inter-distance de sécurité pour une capacité de freinage donnée B_{max} . La figure 2.6 illustre cette relation.

2.5 Le Confort

Un freinage confortable est ici compris comme la capacité de ralentir le véhicule avec un faible *jerk* tout en respectant la distance d'arrêt sûre. Un des principaux avantages du modèle de référence proposé est la possibilité d'évaluer le comportement prévu du confort en utilisant l'équation (2.7) et ses dérivées par rapport au temps en fonction de \tilde{d} :

$$\ddot{x}_1^r = -c|\tilde{d}|\left[-\frac{c}{2}\tilde{d}^2 + \beta - \dot{x}_2(t)\right] \quad (2.20)$$

$$\ddot{x}_1^r = -c\left[\tilde{d}\left(-c\tilde{d}\left(-\frac{c}{2}\tilde{d}^2 + \beta - \dot{x}_2(t)\right) - \ddot{x}_2(t)\right) + \left(-\frac{c}{2}\tilde{d}^2 + \beta - \dot{x}_2(t)\right)^2\right] \quad (2.21)$$

Ainsi, en supposant que l'accélération et le freinage du véhicule leader sont limités de la façon suivante :

$$-\gamma \leq \ddot{x}_2(t) \leq \alpha \quad (2.22)$$

où γ et α sont des constantes positives ; nous pouvons récrire (2.20) et (2.21) comme (voir annexe A) :

$$\ddot{x}_1^r(t) \leq \alpha \quad (2.23)$$

$$|\ddot{x}_1^r(t)| \leq \max \left\{ c\beta^2, \sqrt{2c\beta} \cdot \gamma \right\} \quad (2.24)$$

Ces équations suggèrent que l'accélération et le jerk positifs maximaux du véhicule de référence dépendent non seulement des paramètres de conception choisis d_0 et c mais également dépendent de l'accélération maximale α du véhicule leader et de la décélération maximale γ (nous supposons $\gamma \geq \alpha$).

En prenant, par exemple d_0 et c calculés à partir de (2.18) et (2.19), nous pouvons *a priori*, dans l'hypothèse (2.22), espérer que l'accélération et le jerk du véhicule de référence seront limités par :

$$\ddot{x}_1^r(t) \leq \alpha \quad (2.25)$$

$$|\ddot{x}_1^r(t)| \leq \max \left\{ \frac{27}{8} \frac{B_{max}^2}{V_{max}}, 2.6 \frac{B_{max}}{V_{max}} \gamma \right\} \quad (2.26)$$

Ainsi, la sécurité du véhicule est toujours garantie pour tous les états d'opération tandis que le niveau du confort du véhicule est adapté à chaque scénario produit par le véhicule leader.

2.6 Le paramètre n

Dans la section précédente, nous avons analysé le modèle de référence en considérant le paramètre n égal à 1, où les conditions nécessaires pour la sécurité et le confort ont également été présentées. Cependant, le paramètre n joue un rôle important, il peut être choisi afin de réduire au minimum la distance de sécurité ou réduire au minimum la magnitude du jerk. De cette façon, nous allons maintenant nous intéresser à analyser le comportement du modèle pour différentes valeurs du paramètre n .

Reprenant le modèle proposé de l'inter-distance :

$$\ddot{\tilde{d}} = -c|\tilde{d}|^n \dot{\tilde{d}} - \ddot{x}_2 \quad (2.27)$$

la solution analytique de l'équation (2.27) pour $\tilde{d} \geq 0$ est donnée par :

$$\tilde{d} = \left[\frac{(n+1)(\beta - \dot{x}_1^r)}{c} \right]^{\frac{1}{n+1}} \quad (2.28)$$

où $\beta = \dot{x}_1^r(0)$. La distance de pénétration maximale sera :

$$\tilde{d}_{max} = \left[\frac{(n+1)\beta}{c} \right]^{\frac{1}{n+1}} \quad (2.29)$$

Cette distance doit vérifier $\tilde{d}_{max} \leq d_o - d_c$, ce qui donne l'inégalité suivante pour c :

$$\mathcal{C}_1 : c \geq \frac{(n+1)\beta}{(d_o - d_c)^{n+1}} \quad (2.30)$$

D'autre part, la solution liée au freinage est donnée par :

$$\ddot{x}_1^r = - \left[\frac{n(n+1)}{2n+1} c^n (\beta - \dot{x}_2) \right]^{\frac{1}{n+1}} \left[\frac{n+1}{2n+1} (\beta - \dot{x}_2) \right] \quad (2.31)$$

ce qui doit satisfaire :

$$|\ddot{x}_1^r| \leq \left[\frac{n(n+1)}{2n+1} c^{\frac{1}{n}} \beta \right]^{\frac{n}{n+1}} \left[\frac{n+1}{2n+1} \beta \right] \leq B_{max} \quad (2.32)$$

et donne la deuxième condition pour c :

$$\mathcal{C}_2 : c \leq \frac{1}{n^n} \left[\frac{2n+1}{n+1} \right]^{2n+1} \frac{B_{max}^{n+1}}{\beta^{2n+1}} \quad (2.33)$$

Combinant les conditions \mathcal{C}_1 et \mathcal{C}_2 , et manoeuvrant algébriquement, nous arrivons à obtenir la condition suivante pour la distance de sécurité d_o :

$$d_o \geq \left[\frac{n^n (n+1)^{2(n+1)}}{(2n+1)^{2n+1}} \right]^{\frac{1}{n+1}} \frac{V_{max}^2}{B_{max}} + d_c \quad (2.34)$$

Pour toute condition initiale $\beta = \dot{x}_1^r(0) \leq V_{max}$.

Si la condition (2.34) est satisfaite alors il existe c tel que la valeur maximale de freinage B_{max} est respectée et que l'inter-distance est toujours plus grande ou égale que l'inter-distance minimale d_c (pour toute la vitesse initiale plus petite ou égale à V_{max}). En outre, (2.34) suggère l'existence d'une valeur minimale pour d_o en fonction de n . La figure 2.7 illustre ceci. Bien que la réduction de n donne une plus petite magnitude pour d_o , le confort peut être affecté; La figure 2.8 montre, à partir de (2.35), un graphique numérique des valeurs maximales de jerk par rapport à n .

$$\ddot{x}_1^r = -c\tilde{d}^n \left[\frac{c^2 \tilde{d}^{2n+1}}{n+1} - c(\beta - \dot{x}_2) \tilde{d}^n - \ddot{x}_2 \right] - cn\tilde{d}^{n-1} \left(-\frac{c\tilde{d}^{n+1}}{n+1} + \beta - \dot{x}_2 \right)^2 \quad (2.35)$$

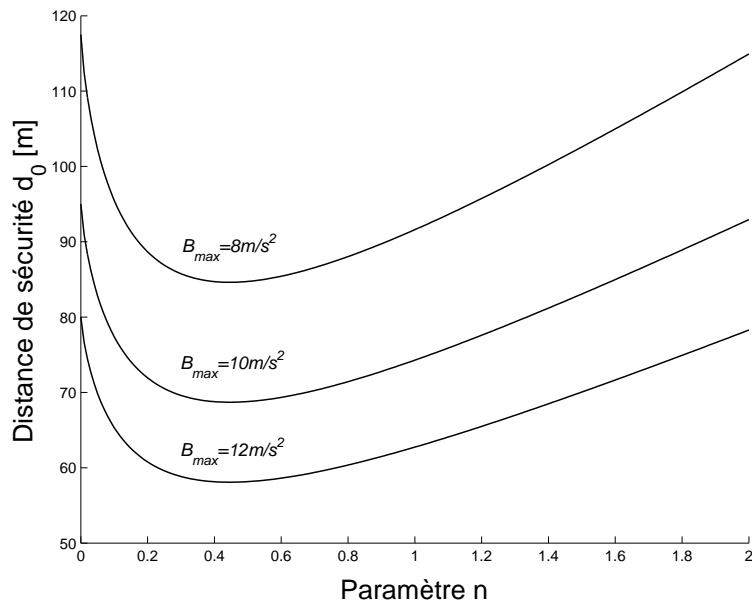


FIG. 2.7 – Distance de sécurité d_o en fonction du paramètre n , pour $V_{max} = 30 \text{ m/s}$.

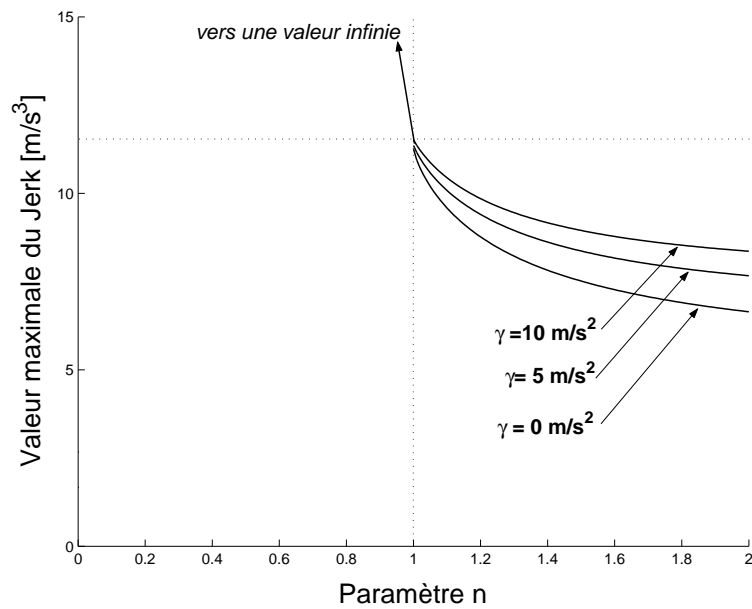
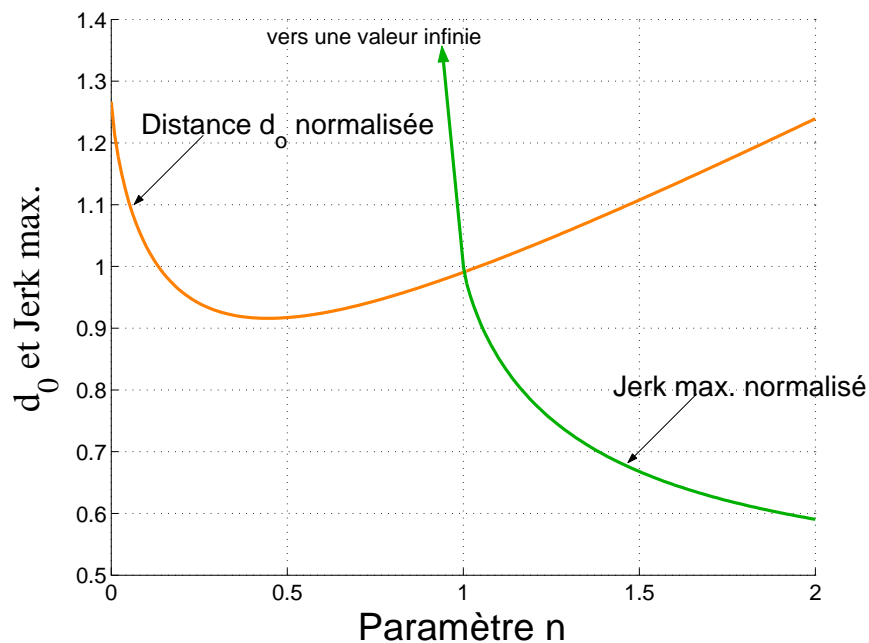


FIG. 2.8 – Magnitudes maximales du Jerk en fonction de n .

FIG. 2.9 – Rôle du paramètre n .

Nous pouvons observer que le jerk tend vers des valeurs infinies pour $n < 1$. Les valeurs négatives du jerk deviennent de plus en plus petites quand n augmente.

Notons également qu'on observe un comportement intéressant dans la caractéristique de distance de sécurité (voir la figure 2.7), la distance devient plus élevée si n atteint des valeurs plus importantes. Nous pouvons ensuite classer ces comportements en un mode *confortable* si n est plus élevé (une plus petite magnitude du jerk) et en une mode *sportif* si n est plus faible (une magnitude du jerk plus élevée).

Une bonne valeur de n pourrait être choisie selon le niveau de confort désiré. Notons à partir des figures 2.7 et 2.8, que $n = 1$ pourrait être une valeur appropriée. Le modèle avec $n = 1$ donne des valeurs intermédiaires de jerk et de distance sûre. Ainsi le modèle donne un comportement confortable avec des inter-distances courtes. Ce point est illustré dans la figure 2.9.

2.7 Influence d'une erreur sur la vitesse du leader

Dans cette section nous analyserons l'influence d'une erreur dans la mesure de la vitesse du véhicule leader sur le modèle inter-distance proposé. Tout d'abord, nous analyserons le modèle de référence en utilisant une erreur constante. Ensuite, nous analyserons le modèle de référence en utilisant une perturbation variable dans la valeur de vitesse du véhicule leader. Dans cette étude nous supposons que la possible perturbation est bornée.

Influence d'une erreur stationnaire. Supposons qu'il existe une erreur de la mesure de la vitesse du véhicule leader \dot{x}_2 , c.-à-d. nous avons $\hat{\dot{x}}_2 \triangleq \dot{x}_2 + \Delta$ (avec Δ constante). Ainsi, l'équation (2.9) devient :

$$\dot{\tilde{d}}(t) = -\frac{c}{2}\tilde{d}(t)^2 - (\dot{x}_2(t) + \Delta) + \beta \quad (2.36)$$

Nous avons en régime stationnaire :

$$0 = -\frac{c}{2}(\tilde{d}^{ss})^2 - (\dot{x}_2^{ss} + \Delta) + \beta \quad (2.37)$$

c.-à-d. (avec $\beta = V_{max}$)

$$\tilde{d}^{ss} = \sqrt{\frac{2}{c}(V_{max} - (\dot{x}_2^{ss} + \Delta))} \quad (2.38)$$

Prenons tout d'abord $|\Delta| \leq 0.05 \cdot \dot{x}_2^{ss}$, c.-à-d. une erreur de vitesse de $\pm 5\%$. La figure 2.10 illustre la variation de l'inter-distance de référence (due à l'erreur de la mesure de vitesse) par rapport à la vitesse du véhicule leader pour $c = 0.0125$, $d_o = 75m$ et $V_{max} = 30m/s$. L'inter-distance de référence est bornée à $75m$.

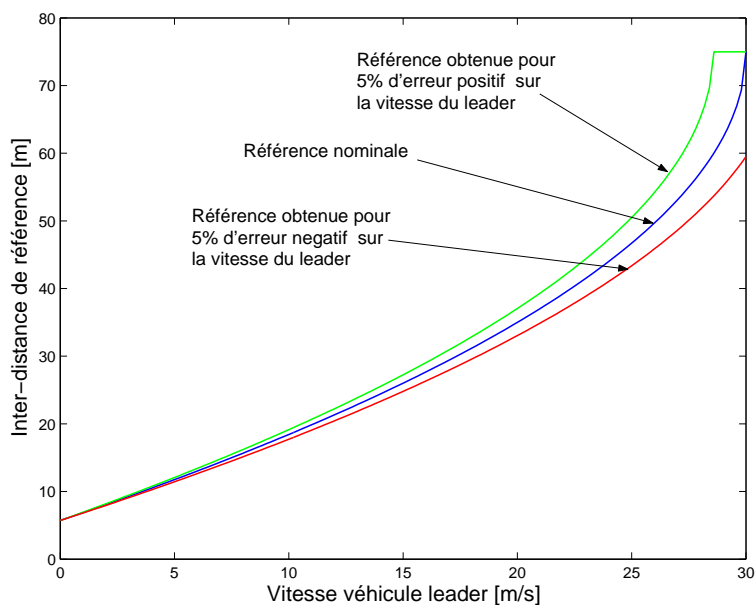


FIG. 2.10 – Influence d'une erreur proportionnelle à la vitesse du leader.

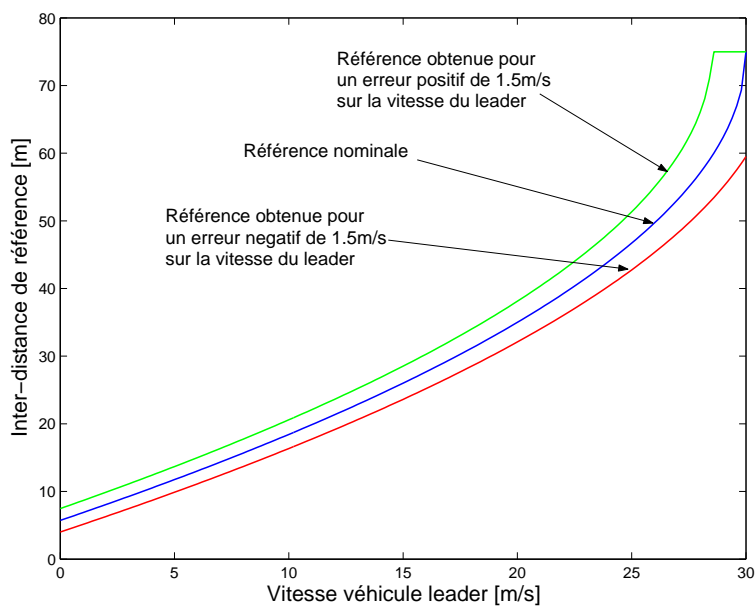


FIG. 2.11 – Influence d'une erreur constante sur la vitesse du leader.

Remarquons que l'influence de l'erreur de vitesse diminue substantiellement à basse vitesse. Ceci permet de conclure que de toute façon le véhicule de référence respectera

la distance minimale imposée et qu'il n'y a aucun risque de collision. Dans la figure 2.10, l'influence de l'erreur de vitesse sur l'inter-distance est égale à $15m$ à la vitesse maximale ($30m/s$), mais cette influence disparaît à vitesse nulle.

D'un autre côté, si nous prenons une imprécision Δ constante, nous obtenons la variation de l'inter-distance de référence illustrée dans la figure 2.11. Nous observons que dans le cas d'une erreur constante de $1.5m/s$ en vitesse, l'inter-distance de référence est influencée par une déviation de $15m$ à la vitesse maximale et de $1.7m$ à vitesse nulle. Dans tous les cas, l'influence de l'erreur tend à des valeurs chaque fois plus petites lorsque la vitesse et l'inter-distance diminuent.

Influence d'une perturbation. Si on réécrit le système donné par l'équation (2.9) et si nous ajoutons un terme associé à une perturbation en entrée¹, nous avons :

$$\dot{\tilde{d}}(t) = -\frac{c}{2}\tilde{d}(t)^2 + R(t) + \eta(t) \quad (2.39)$$

où $R(t) = \beta - \dot{x}_2(t) \leq V_{max}$, et $\eta(t)$ la perturbation associée à la mesure de $\dot{x}_2(t)$.

Nous définissons l'état $x \triangleq \tilde{d}$ et une nouvelle entrée comme $\epsilon(t) \triangleq R(t) + \eta(t)$, ce qui nous amène au système suivant :

$$\dot{x}(t) = f(x, \epsilon) = -kx(t)^2 + \epsilon(t) \quad (2.40)$$

où $k = \frac{c}{2}$ une constante positive. Maintenant nous avons un système non-linéaire perturbé pour le signal $\epsilon(t)$. Ainsi, nous pouvons voir le système (2.40) comme le système perturbé du système nominal :

$$\dot{x}(t) = -kx(t)^2 \quad (2.41)$$

Le système nominal est clairement un système uniformément asymptotiquement stable à l'origine pour tout $x \geq 0$, domaine où le système est défini.

¹Perturbation sur la mesure de la vitesse du véhicule leader

Nous sommes intéressés par l'analyse du comportement du système perturbé. Nous emploierons pour ce là le théorème de “*stabilité entrée-état*” [61], décrit dans l'annexe F.

Supposons que $|x| < r$ et $|\eta(t)| \leq r_u$, avec r et r_u étant des constantes positives. Supposons aussi qu'il existe une fonction $V : \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}$ de classe \mathcal{C}^1 satisfaisant les inégalités suivantes :

$$\alpha_1(|x|) \leq V(x) \leq \alpha_2(|x|) \quad (2.42)$$

$$\frac{\partial V}{\partial x} f(x, \epsilon) \leq -\alpha_3(|x|); \quad \forall |x| \geq \rho(|\epsilon|) \quad (2.43)$$

où α_1, α_2 sont des fonctions de classe \mathcal{K}^∞ et α_3, ρ sont des fonctions de classe \mathcal{K} . Alors, le système est stable entrée-état. Nous nous intéressons à quantifier l'influence de $\epsilon(t)$, dite perturbation sur les solutions de (2.40), c.-à-d. :

$$\|x(t)\| \leq \gamma (\sup \|\epsilon(t)\|) \quad (2.44)$$

ainsi, le problème est réduit à calculer le gain du système comme suit :

$$\gamma = \alpha_1^{-1} \circ \alpha_2 \circ \rho \quad (2.45)$$

Prenons la fonction $V = \frac{1}{2}x^2$. Nous avons :

$$\dot{V} = \frac{\partial V}{\partial x} f(x, \epsilon) = -kx^3 + x\epsilon \quad (2.46)$$

Pour $x \geq 0$ nous pouvons déduire :

$$\dot{V} = -kx^3 + x\epsilon \leq -kx^3 + r[R + r_u] \quad (2.47)$$

Ce qui veut dire que pour satisfaire (2.43) nous devons vérifier :

$$r[R + r_u] \leq k|x|x^2 \quad (2.48)$$

si et seulement si

$$r[R + r_u] \leq k|x|x^2 \leq k|x|r^2 \quad (2.49)$$

Alors, nous avons :

$$\frac{[R + r_u]}{kr} \leq |x| < r \quad (2.50)$$

Donc, nous pouvons conclure que le système est *stable entrée-état*. En plus, notons que la condition

$$r > \frac{[R + r_u]}{kr} \quad (2.51)$$

satisfait (2.50) ; ainsi pour $r > 0$ nous pouvons vérifier que l'état du système est borné de la façon suivante :

$$\|x(t)\| \leq \sqrt{\frac{[R + r_u]}{k}} \quad (2.52)$$

Notons que l'équation (2.52) ressemble à l'équation (2.38), ce qui permet de conclure qu'en présence d'une perturbation (stationnaire ou dynamique) bornée, l'inter-distance de référence restera bornée, et ses limites seront décrites par l'équation (2.52). Les limites de l'inter-distance de référence sont semblables à celles de la figure 2.11.

2.8 Comparaison du modèle

Notons dans la figure 2.12(a) que les inter-distances données pour le modèle de référence sont moins conservatrices que celles réglementaires pour le cas des vitesses plus petites que $90\text{km}/h$. Les inter-distances réglementaires sont calculées de la façon suivante :

$$d_{reg} = hv(t) + d_c \quad (2.53)$$

où h est une constante de proportionnalité (correspondante à $h = 2$ secondes) entre l'inter-distance et la vitesse du véhicule suiveur v .

D'un autre côté, les inter-distances obtenues dans le périphérique parisien sont remarquablement trop courtes et pourtant très dangereuses comme nous constatons dans la figure 2.12(b). Dans cette figure nous comparons les inter-distances données pour le modèle de référence contre les inter-distances dites des inter-distances d'arrêt. Ces distances d'arrêt sont calculée comme suit :

$$d_{arret} = \frac{1}{2} \frac{v(t)^2}{B_{max}} + hv(t) + d_c \quad (2.54)$$

où les hypothèses plus fortes concernent le fait qu'on assume une décélération constante égal à B_{max} et un temps de réaction (du conducteur ou du système) de $h = 0s$ ou $h = 2s$. Le premier cas $h = 0s$, est très irréaliste du point de vue pratique, car il oblige le système à réagir avec une magnitude de jerk infinie, très inconfortable et impossible en pratique. Le deuxième cas $h = 2s$ devient trop conservateur et très loin de la conduite observée en la région parisienne.

Les systèmes déjà développés se trouvent entre ces deux extrêmes. Ils sont parfois avec des hypothèses plus réalistes², mais la plupart, dites systèmes sûrs, sont basés sur des distances de freinage dépendantes explicitement de la propre vitesse du véhicule suiveur. Remarquons qu'une des principales différences de l'inter-distance donnée pour le modèle de référence concerne le fait que l'inter-distance est calculée comme une fonction de l'accélération (ou vitesse) du véhicule suivi (voir equation (2.9)), ce qui rend le modèle de référence dépendant d'une entrée exogène.

²Voir le chapitre 1 : État de l'art. Modèles d'inter-distance sûre.

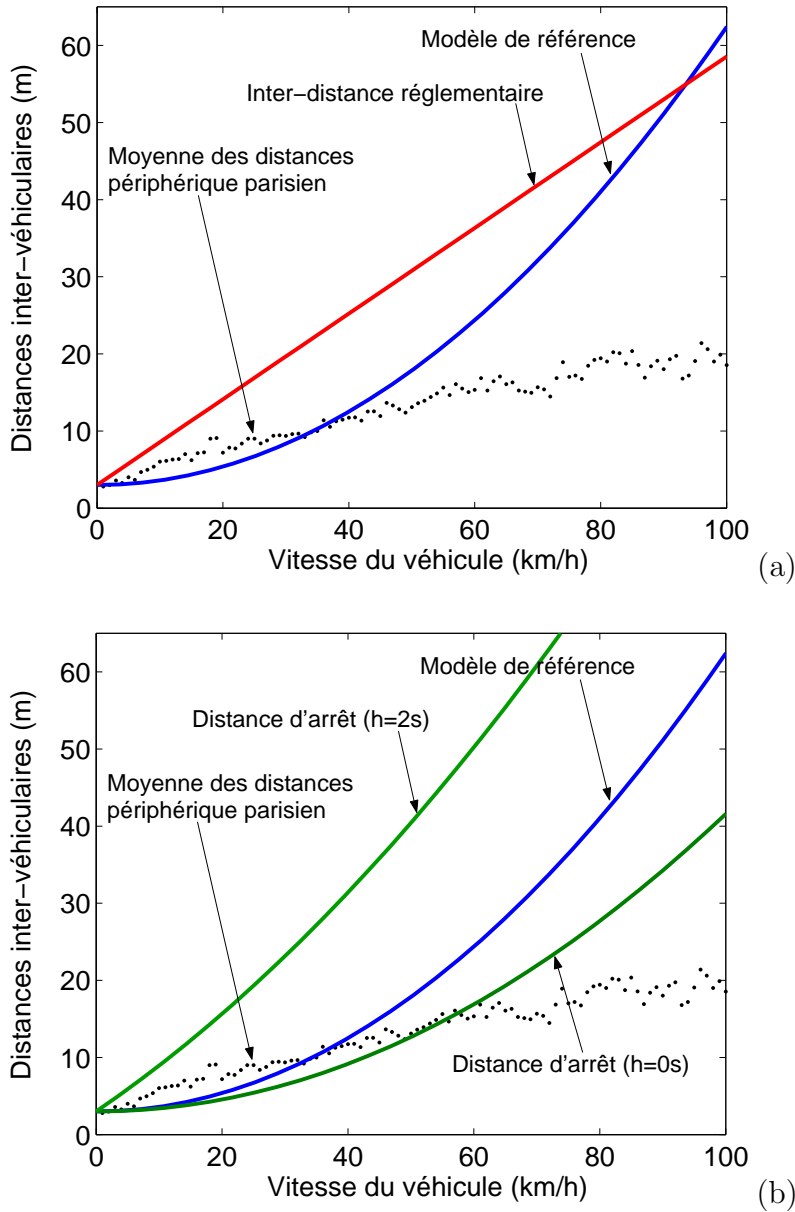


FIG. 2.12 – (a) Comparaison du modèle par rapport à la moyenne des distances 19 Juin 2001, périphérique parisien, sol sec, 73mn. Source [36]. (b) Distances d'arrêt pour une décélération constante et un temps de réaction $h = 0s$ et $h = 2s$. Modèles tracés pour $d_c = 3m$ et $B_{max} = 10m/s^2$.

2.9 Cas d'étude

Pour illustrer le comportement du modèle de l'inter-distance proposé, nous avons conçu un profil qui inclut des scénarios comme le "car-following", "hard-stop" et "stop-&go". Les simulations ont été faites en considérant $d_0 = 75m$, $d_c = 5m$, $B_{max} = 10m/s^2$ et $V_{max} = 30m/s$ (ce qui donne $c = 0.0125$). Les conditions initiales sont $x_1^r(0) = 0m$, $x_2(0) = 85m$, $\dot{x}_1^r(0) = 30m/s$ et $\dot{x}_2(0) = 20m/s$. Les lignes pointillées dans les figures 2.14, 2.15 et 2.16, correspondent aux courbes produites par le véhicule leader simulé.

Quand le véhicule de référence est près du véhicule leader, la vitesse est adaptée avec une décélération confortable et le véhicule de référence est placé à une distance sûre. Subitement, à $t = 25s$, le véhicule leader est arrêté avec une valeur élevée de freinage (approximativement $10m/s^2$) alors que le véhicule de référence s'arrête totalement avant la distance critique $d_c = 5m$ avec un freinage plus faible que $6m/s^2$. Ensuite, le véhicule leader est accéléré et ralenti ("stop&go" scenario) avec des valeurs habituelles d'accélération mais qui élèvent le jerk. Cependant, le véhicule de référence est maintenu à une distance sûre et à une magnitude de jerk limitée ($< 3m/s^3$).

Notons comment l'inter-distance véhiculaire s'adapte aux différents niveaux de vitesse et que le véhicule de référence n'entre jamais dans la zone rouge. Les accélérations et/ou le freinage sont toujours modérés selon chacune des situations. Les figures 2.13, 2.14, 2.15 et 2.16, illustrent cette simulation.

2.10 Résultats expérimentaux

Deux scénarios différents ont été mis en application et examinés à partir de vraies mesures prises en collaboration avec le laboratoire LIVIC. Nous avons pris des mesures de l'inter-distance, calculée comme la différence entre la position absolue de chaque véhicule, à l'aide des odomètres, alors que les accélérations sont fournies à partir de centrales inertielle.

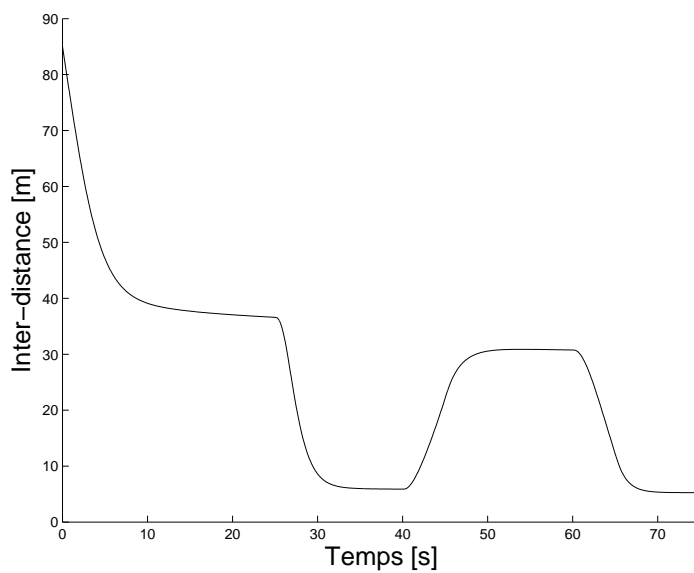


FIG. 2.13 – L'inter-distance pour un profil du véhicule leader donné.

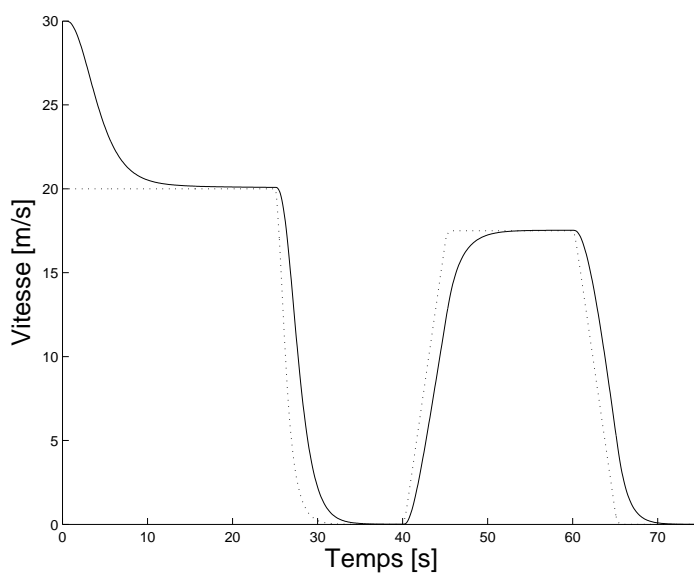


FIG. 2.14 – Les vitesses pour un profil du véhicule leader donné.

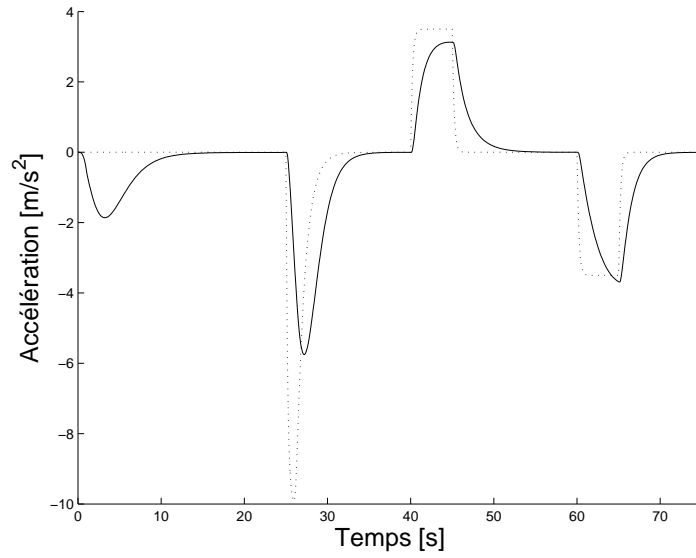


FIG. 2.15 – Les accélérations pour un profil du véhicule leader donné.

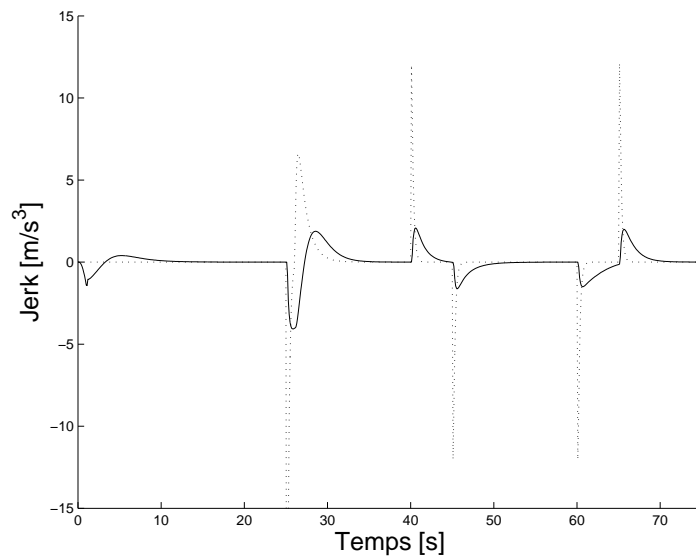


FIG. 2.16 – Les jerks pour un profil du véhicule leader donné.

Scénario Stop&Go. Dans la figure 2.17, il est facile de remarquer la régularité du modèle de référence par rapport à celui d'un conducteur humain. Bien que ce comportement du conducteur ne représente pas un cas général, le modèle de référence donne un comportement intéressant si nous évaluons les valeurs maximales et minimales d'inter-distance. Par exemple, dans cette expérience, les valeurs d'inter-distance pour un conducteur humain se trouvent entre $2.5m$ et $44m$ (le conducteur ne connaît pas *a priori* l'intention du véhicule leader, nous lui demandons seulement de suivre le véhicule leader et de s'arrêter toujours à une distance égale à $5m$), tandis que le modèle de référence suggère de suivre le véhicule leader à des distances comprises entre $5m$ et $20m$, à des vitesses entre $0m/s$ et $12m/s$ approximativement (voir la figure 2.18).

D'autre part, les accélérations de référence sont limitées et présentent des magnitudes plus petites que le véhicule leader, comme l'illustre la figure 2.19. Il est important de noter que le jerk est toujours limité avec des valeurs extrêmes entre $-4m/s^3$ et $3m/s^3$ (voir la figure 2.20).

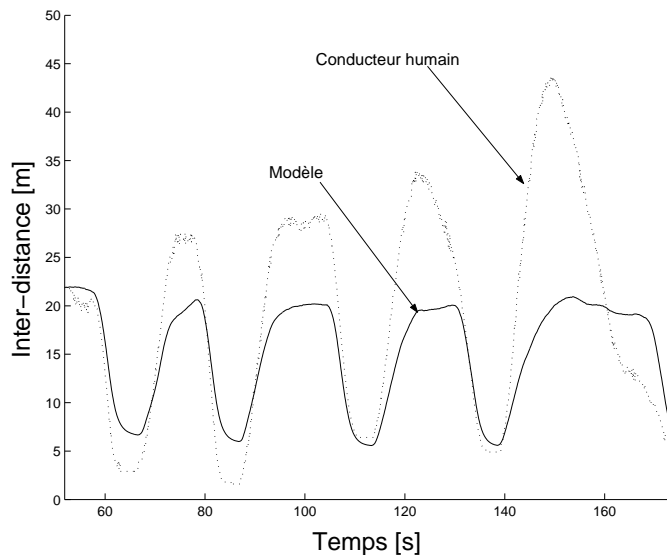


FIG. 2.17 – L'inter-distance pour un conducteur donné et le modèle.

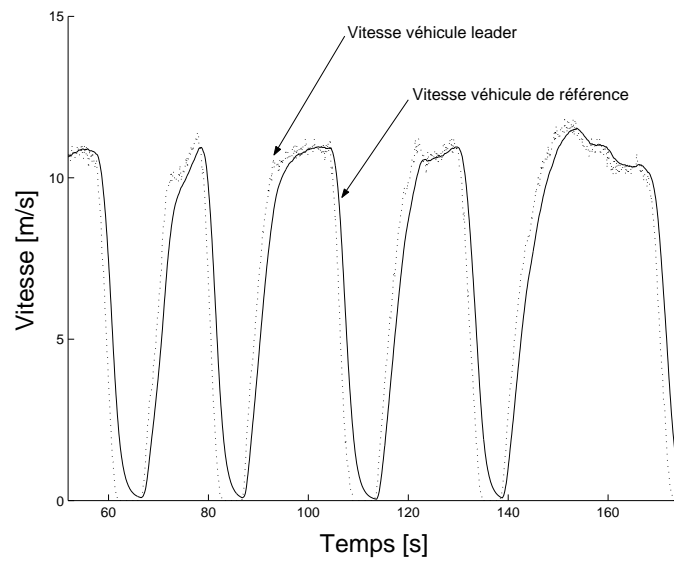


FIG. 2.18 – Vitesse fournie par le modèle face à des données de vitesse d'un véhicule leader.

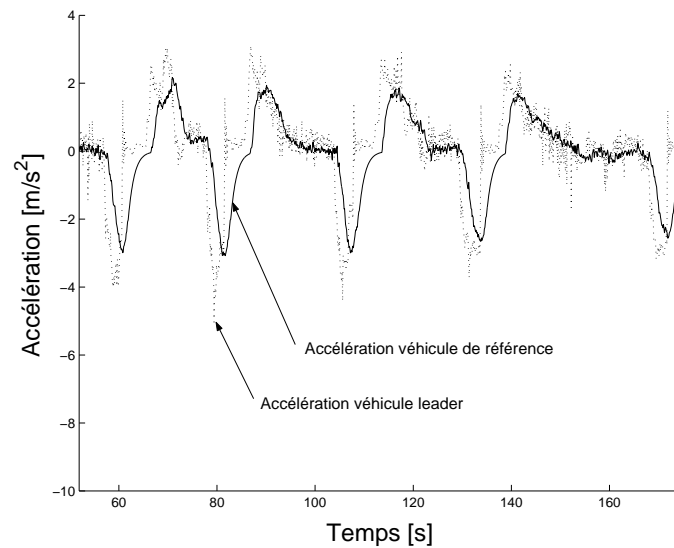


FIG. 2.19 – Accélération fournie par le modèle face à des données de accélération d'un véhicule leader.

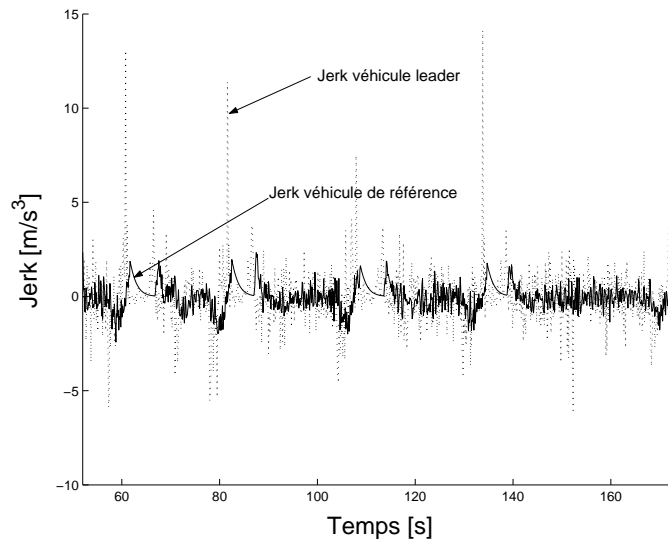


FIG. 2.20 – Jerk fournie par le modèle face à des données de jerk d'un véhicule leader.

Scénario Car-following. Dans ce scénario, nous pouvons voir que le conducteur humain a des problèmes pour régler l'inter-distance pendant l'approche au véhicule leader, ceci pourrait être dû à la méconnaissance de la vitesse du véhicule leader, et alors la distance de sécurité difficilement sera respectée par le conducteur humain. Dans la figure 2.22, la vitesse du véhicule virtuel (modèle de référence) converge asymptotiquement à la vitesse du véhicule leader, avec des accélérations et des jerks très petits.

2.11 Conclusions

Nous avons présenté un nouveau modèle de référence pour la commande longitudinale. Le modèle fournit des solutions dynamiques qui vérifient *a priori* des spécifications de sécurité avec des accélérations et des jerks bornés. Il est basé sur des lois physiques de contact mécanique avec la particularité que ses solutions peuvent être décrites par des courbes intégrales explicites.

Le modèle possède très peu de paramètres qui peuvent être également ajustés pour prendre en compte des facteurs externes tels que les états de la route et le niveau de congestion du trafic. Les conditions de route influent sur les différents paramètres du modèle, comme ce le cas du freinage, l'accélération, et la vitesse maximales ; et ces

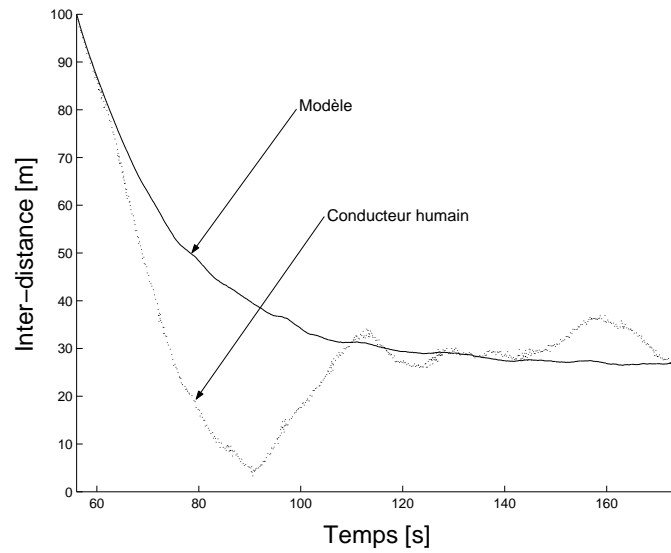


FIG. 2.21 – L'inter-distance pour un conducteur donné et le modèle.

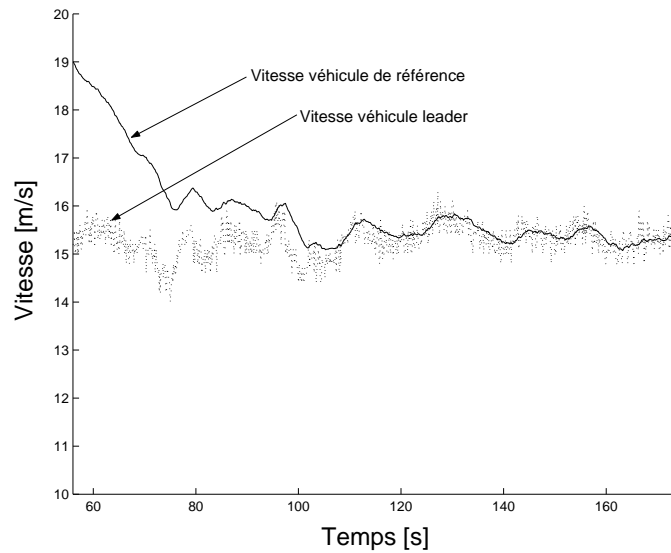


FIG. 2.22 – Vitesse fournie par le modèle face à des données de vitesse d'un véhicule leader.

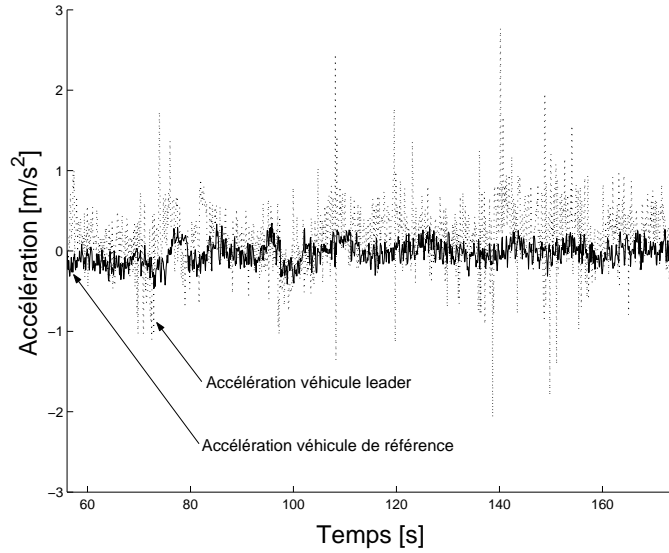


FIG. 2.23 – Accélération fournie par le modèle face à des données de accélération d'un véhicule leader.

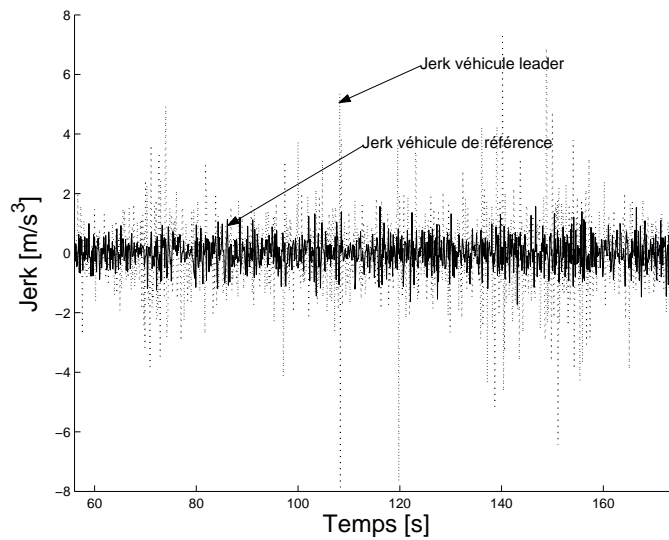


FIG. 2.24 – Jerk fournie par le modèle face à des données de jerk d'un véhicule leader.

valeurs pourraient être définies par l'infrastructure routière.

Le modèle n'exige pas une connaissance parfaite des paramètres du véhicule leader, et il peut être employé dans la commande longitudinale pour les autoroutes et les itinéraires urbains, en particulier dans des scénarios comme le "Stop&go".

Avec la structure proposée dans ce chapitre, le contrôleur et le modèle de référence peuvent être définis indépendamment. De ce fait, le modèle de référence inclura des spécifications de confort et de sécurité, et il pourrait se voir comme un système exogène décrivant la dynamique d'un véhicule virtuel.

En termes de contrôle, nous voulons développer une commande inter-distance qui suive parfaitement le signal de référence, dit d'une autre façon, nous souhaitons que le véhicule contrôlé s'approche dynamiquement au véhicule virtuel. La commande doit être facilement configurable et réglable, avec peu de paramètres. La commande doit être conçue pour garantir principalement le rejet des perturbations provenant du bruit de capteurs, des perturbations de couple à l'entrée, etc. Mais aussi, la commande doit compenser la dynamique interne non-linéaire des actionneurs.

Chapitre 3

Systeme d'avertissement

Dans ce chapitre, nous allons présenter un système d'avertissement de l'inter-distance véhiculaire. Le système proposé permet d'avertir le conducteur d'un certain danger lié à l'inter-distance, de façon anticipée. Ce système emploie un prédicteur d'état basé sur un modèle dynamique du véhicule à 5-DDL (cinq degrés de liberté). Les prédictions de l'inter-distance et la vitesse relative sont comparées avec certaines conditions de sécurité calculées à partir d'un modèle dynamique de référence. Quelques simulations sont présentées à la fin de ce chapitre pour illustrer le comportement du système proposé avec des données expérimentales.

3.1 Introduction

Pendant la dernière décennie, une grande variété de systèmes d'aide à la conduite ont été développés et décrits dans plusieurs travaux, comme [31], [9]. La plupart de ces systèmes sont basés sur des mesures qui proviennent de capteurs situés à l'intérieur ou à l'extérieur du véhicule. Ces systèmes ont pour mission d'aider et d'améliorer les manoeuvres du conducteur, c'est-à-dire de rendre la manoeuvre plus sûre.

Dans plusieurs systèmes d'avertissement de collision l'espace d' *alerte* ou des seuils d' *alerte* sont fixés par le calcul des distances nécessaires pour éviter une collision. Quelques exemples sont [21] et [22]. Une approche différente est trouvée dans [64] où il a été décrit un système d'avertissement basé sur la performance des alertes. Cette

méthode est appliquée aux systèmes d'avertissement des véhicules dans [63] où les seuils d'alertes sont ajustés de telle manière qu'une métrique stochastique de performance (en utilisant l'information disponible des incertitudes des capteurs) soit vérifiée.

En général ces approches n'emploient pas des modèles dynamiques du véhicule pour calculer la trajectoire future et l'espace d'alerte est calculé à partir des solutions stationnaires des équations newtoniennes de mouvement, quelques fois en assumant des valeurs de freinage constantes. En plus, ces fonctions d'alertes ne donnent aucune stratégie de freinage pour arrêter le véhicule.

Le comportement du conducteur n'est pas toujours bien connu et plusieurs modèles de l'inter-distance basés sur des données expérimentales et empiriques semblent plus naturelles, mais ne sont pas considérés comme des modèles de sécurité. Ceci est dû au nombre important d'ajustements, quelquefois contradictoires [15]. En outre, un conducteur humain prend des décisions basées sur des outils sensoriels limités. Ainsi, l'imitation de ce comportement, tout en étant aidé de capteurs électroniques plus précis, peut ne pas être nécessairement optimale. D'ailleurs, les données statistiques d'accidents prouvent qu'une partie considérable de ceux-ci sont provoqués par le retard du conducteur à identifier ou juger la "situation dangereuse" [31].

Un système d'avertissement devrait compenser le retard naturel produit par un conducteur humain permettant au conducteur de prendre une meilleure décision avec un temps suffisant. Ainsi, un prédicteur basé sur un modèle de véhicule peut être nécessaire dans cette tâche. En outre, le système devra évaluer s'il existe toujours une manoeuvre sûre, évaluant les conditions pour éviter une collision respectant par exemple la capacité de freinage maximale. Ceci suggère l'emploi d'un modèle de référence pour évaluer, en ligne, les conditions nécessaires afin d'éviter une collision.

Nous proposons ici un système d'avertissement de distance inter-véhiculaire qui avertit le conducteur, avec une anticipation suffisante, d'un certain danger lié à l'inter-distance. Le système proposé est basé sur les prévisions futures obtenues à partir d'un modèle dynamique de véhicule à 5-DDL. L'inter-distance et la vitesse relative futures sont comparées avec celles prévues par un modèle de référence d'inter-distance présenté dans le chapitre 2. En conclusion, quelques simulations illustrent le comportement du système d'avertissement proposé avec des données expérimentales.

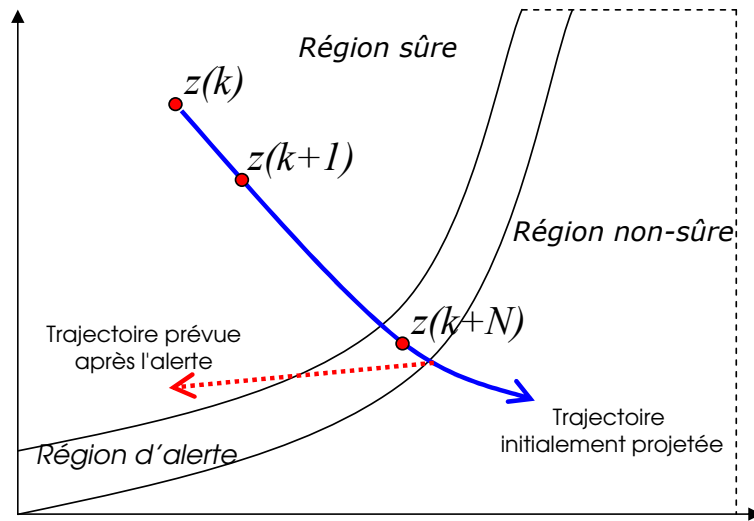


FIG. 3.1 – Représentation d'un système d'avertissement dans l'espace d'état.

3.2 Structure du système

Le système d'avertissement proposé ici est composé principalement d'un prédicteur dynamique de l'inter-distance véhiculaire et d'un module de critères d'avertissement qui utilise les états prévus disponibles pour être comparés avec certains états de sécurité. La figure 3.2 montre le système d'avertissement proposé. Pour identifier le *status* du système, nous recourons aux classifications suivantes :

Les états du système à l'instant k , dénotés par $z(k)$, sont considérés comme des états *sûrs*, si $z(k)$ appartient dans un certain ensemble sûr, dénoté par Ω^{safe} ; en d'autres termes, $z(k) \in \Omega^{safe}$.

D'autre part, si les états du système sont considérés comme des états *non-sûrs*, mais qu'il est possible d'attirer ces états vers l'ensemble sûr Ω^{safe} , l'état appartient alors à un ensemble que l'on va nommer l'ensemble de pré-collision, $z(k) \in \Omega^{precrash}$.

Finalement, si les états du système sont considérés comme des états *non-sûrs* et qu'il n'est pas possible d'attirer ces états vers l'ensemble sûr Ω^{safe} , les états sont considérés comme des états non-sûrs, $z(k) \in \Omega^{unsafe}$. Cette classification suggère de définir un nouvel état discret $\sigma(k)$ qui indique le *status* de sécurité (ou de danger) des états du système, comme suit :

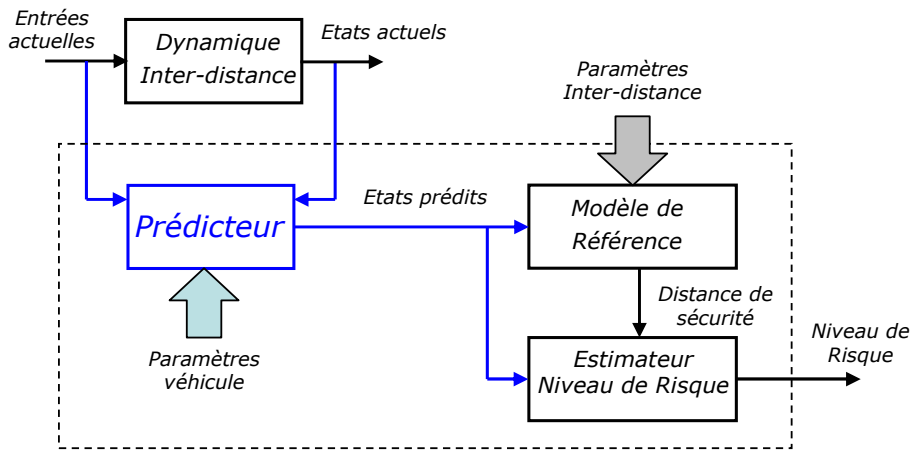


FIG. 3.2 – Schema du système d'avertissement.

$$\sigma(k) \triangleq \begin{cases} 1 \equiv \text{Sûr} & \text{if } z(k+N) \in \Omega^{\text{safe}} \\ 2 \equiv \text{Pré-crash} & \text{if } z(k+N) \in \Omega^{\text{precrash}} \\ 3 \equiv \text{Non-sûr} & \text{if } z(k+N) \in \Omega^{\text{unsafe}} \end{cases} \quad (3.1)$$

où $z(k+N)$ correspond aux états prévus du système à l'instant k ; N est le temps de prévision.

Considérant que $z(k) \in \Omega^{\text{safe}}$, la question est : Est-il possible de commencer une manoeuvre de freinage sûre à l'instant $k+N$, si nous savons, à l'instant k , qu'un danger possible arrive à l'instant $k+N$, c.-à-d. $z(k+N) \in \Omega^{\text{precrash}}$?

Pour viser ce point, nous emploierons un modèle dynamique de véhicule afin de calculer les prévisions de l'inter-distance. Ces prévisions seront ensuite comparées avec celles obtenues à partir d'un modèle de référence. Tout ceci sera décrit dans les deux prochaines sections.

3.3 Le modèle dynamique d'un véhicule

Le modèle de véhicule utilisé dans cette approche consiste en un modèle type bicyclette réduit et non linéaire, obtenu à partir de ce qui a été développé dans l'annexe B où le mouvement de tangage n'est pas pris en considération. Le modèle considère alors

5 DDL (degrés de liberté) ce qui pourrait prendre un temps de calcul plus faible lors de sa mise en place en temps réel. Le modèle du véhicule peut être écrit sous sa forme lagrangienne comme suit :

$$\ddot{q} = M^{-1}(q)(Q(\bar{u}) - C(q, \dot{q})\dot{q}) \quad (3.2)$$

En définissant les variables d'état de la façon suivante :

$$\begin{aligned} z_1 &= x, & z_2 &= \dot{x} \\ z_3 &= y, & z_4 &= \dot{y} \\ z_5 &= \psi, & z_6 &= \dot{\psi} \\ z_7 &= \theta_f, & z_8 &= \dot{\theta}_f \\ z_9 &= \theta_r, & z_{10} &= \dot{\theta}_r \end{aligned} \quad (3.3)$$

où x et y définissent la position absolue du véhicule dans un repère inertiel, ψ représente l'angle de lacet du véhicule (son orientation), θ_f et θ_r concernent respectivement le mouvement angulaire des pneus avant et arrière. Le vecteur d'entrée est $\bar{u} = [\alpha \ \tau_f \ \tau_r]^t$ où α est l'angle de direction pour les roues avant et τ_f et τ_r sont les couples des roues avant et arrière. La représentation d'état du modèle prend la forme générale suivante :

$$\dot{z} = f(z) + g(z)\bar{u} \quad (3.4)$$

D'une manière plus explicite, nous pouvons écrire :

$$\begin{aligned}
\dot{z}_1 &= z_2 \\
\dot{z}_2 &= a_0 F_1 \cos(z_5) + a_1 F_2 \sin(z_5) \\
&\quad + (a_2 \sin^2(z_5) + a_3) z_6^2 \cos(z_5) + a_4 F_3 \sin(z_5) \\
\dot{z}_3 &= z_4 \\
\dot{z}_4 &= a_0 F_1 \sin(z_5) - a_1 F_2 \cos(z_5) \\
&\quad - (a_2 \cos^2(z_5) + a_3) z_6^2 \sin(z_5) - a_4 F_3 \cos(z_5) \\
\dot{z}_5 &= z_6 \\
\dot{z}_6 &= -a_4 F_2 + a_5 \sin(z_5) \cos(z_5) + a_6 F_3 \\
\dot{z}_7 &= z_8 \\
\dot{z}_8 &= a_7 (\tau_f - F_{xf} r) \\
\dot{z}_9 &= z_{10} \\
\dot{z}_{10} &= a_8 (\tau_r - F_{xr} r)
\end{aligned} \tag{3.5}$$

où a_i avec $i = 1, 2, \dots, 10$, correspond aux paramètres physiques du véhicule; la constante r correspond au rayon de pneu. Les termes F_1 , F_2 et F_3 dans l'équation (3.5) sont donnés par :

$$\begin{aligned}
F_1 &= F_{xr} + F_{xf} \cos(\alpha) - F_{yf} \sin(\alpha) - C_x |v_{xv}| v_{xv} \\
F_2 &= F_{yr} + F_{xf} \sin(\alpha) + F_{yf} \cos(\alpha) \\
F_3 &= F_{xf} l_f \sin(\alpha) + F_{yf} l_f \cos(\alpha) - F_{yr} l_r
\end{aligned} \tag{3.6}$$

où F_{xj} et F_{yj} sont les forces de contact longitudinal et latéral en régime stationnaire associées au pneu j ; $j = f, r$. Dans cette équation, $C_x = \frac{\rho C_d A}{2}$, où ρ est la densité de l'air, C_d est un coefficient de l'aérodynamique du véhicule, A est le secteur transversal du véhicule, v_{xv} est la vitesse longitudinale du véhicule dans son propre repère et r est le rayon des pneus.

Les expressions en régime stationnaire des forces de contact correspondent au modèle de LuGre [33] et elles sont données par :

$$F_{ij}^{ss} = - \int_0^{L_j} [\sigma_{0ij} \bar{z}_{ij}^{ss} + \sigma_{2ij} v_{ij}] f_n(\zeta) d\zeta \tag{3.7}$$

Après calcul et simplifications, nous obtenons :

$$F_{ij}^{ss} = -F_n (\sigma_{0ij} \bar{z}_{ij}^{ss} + \sigma_{2ij} v_{ij}) \tag{3.8}$$

où \bar{z}_{ij}^{ss} peut être calculé comme :

$$\bar{z}_{ij}^{ss} = \left[\frac{\sigma_{0ij}|v_{ij}|}{g(v_j)} + \frac{\kappa^{ss}|\dot{\theta}_j r|}{L_j} \right]^{-1} \cdot v_{ij} \quad (3.9)$$

avec

$$g(v_j) = \mu_{kj} + (\mu_{sj} - \mu_{kj}) e^{-\frac{\|v_j\|}{v_s}} \quad (3.10)$$

Les termes σ_{0ij} , σ_{2ij} , κ^{ss} , μ_{kj} , μ_{sj} , v_s , et F_n sont des constantes définies dans l'annexe B. v_j correspond au vecteur de vitesse relatif tandis que v_{ij} correspond à sa composante dans la direction i ; les subindexes i et j sont associés aux pneus avant et arrière ($j = f, r$) et à la direction des composantes ($i = x, y$) dans le repère du pneu.

Les équations (3.5) et (3.6) fournissent un modèle réduit de véhicule qui sera utilisé pour construire un prédicteur de l'inter-distance dans la section suivante.

3.4 Le prédicteur de l'inter-distance

Considérons le système général donné par l'équation (3.4) et prenons la règle numérique d'intégration d'Euler pour déterminer la valeur future de l'état z_{k+1} , à partir de la connaissance de l'état actuel z_k , comme :

$$z_{k+1} \approx T[f(z_k) + g(z_k)\bar{u}_k] + z_k \quad (3.11)$$

où T correspond au pas de prédiction. La transformation (3.11) peut être appliquée à chaque ligne de l'équation (3.5).

Sous une forme explicite le prédicteur d'Euler prend la forme de l'ensemble d'équations suivantes :

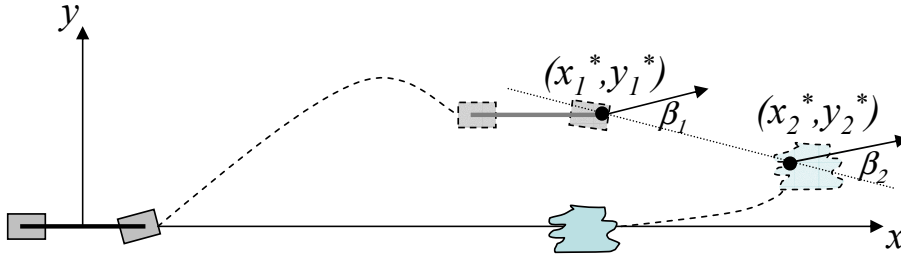


FIG. 3.3 – La prédiction de l'inter-distance.

$$\begin{aligned}
 z_{1(k+1)} &= Tz_2 + z_{1k} \\
 z_{2(k+1)} &= T\Delta z_2 + z_{2k} \\
 z_{3(k+1)} &= Tz_4 + z_{3k} \\
 z_{4(k+1)} &= T\Delta z_4 + z_{4k} \\
 z_{5(k+1)} &= Tz_6 + z_{5k} \\
 z_{6(k+1)} &= T\Delta z_6 + z_{6k} \\
 z_{7(k+1)} &= Tz_8 + z_{7k} \\
 z_{8(k+1)} &= T\Delta z_8 + z_{8k} \\
 z_{9(k+1)} &= Tz_{10} + z_{9k} \\
 z_{10(k+1)} &= T\Delta z_{10} + z_{10k}
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

où

$$\begin{aligned}
 \Delta z_2 &= (a_0 F_1 \cos(z_5) + a_1 F_2 \sin(z_5) \\
 &\quad + (a_2 \sin^2(z_5) + a_3 z_6^2 \cos(z_5) + a_4 F_3 \sin(z_5)) \\
 \Delta z_4 &= (a_0 F_1 \sin(z_5) - a_1 F_2 \cos(z_5) \\
 &\quad - (a_2 \cos^2(z_5) + a_3 z_6^2 \sin(z_5) - a_4 F_3 \cos(z_5)) \\
 \Delta z_6 &= (-a_4 F_2 + a_5 \sin(z_5) \cos(z_5) + a_6 F_3) \\
 \Delta z_8 &= (a_7 (\tau_f - F_{xf} r)) \\
 \Delta z_{10} &= (a_8 (\tau_r - F_{xr} r))
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

La position et la vitesse prévues du véhicule équipé sont obtenues à partir de l'équation (3.12) comme suit :

$$\mathcal{P}_{1(k+1)} \hat{=} [x_{1(k+1)}^*, y_{1(k+1)}^*]^T \tag{3.14}$$

$$\mathcal{V}_{1(k+1)} \triangleq [\dot{x}_{1(k+1)}^*, \dot{y}_{1(k+1)}^*]^T \quad (3.15)$$

tandis que la position et la vitesse prévues du véhicule leader sont obtenues comme suit :

$$\mathcal{P}_{2(k+1)} \triangleq [x_{2(k+1)}^*, y_{2(k+1)}^*]^T \quad (3.16)$$

$$\mathcal{V}_{2(k+1)} \triangleq [\dot{x}_{2(k+1)}^*, \dot{y}_{2(k+1)}^*]^T \quad (3.17)$$

où \dot{x}_2^* et \dot{y}_2^* correspondent aux composants de vitesse du véhicule leader et x_2^* , y_2^* correspondent à ses dérivées de temps. Ici, le mouvement du véhicule leader est considéré comme le mouvement d'un point sans masse. Un calcul plus précis exigera une bonne connaissance de la dynamique du véhicule leader. Ceci pourrait être possible en utilisant la communication entre les véhicules impliqués. La figure 3.3 illustre le prédictor d'inter-distance.

Par conséquent, l'inter-distance prévue¹ sera calculée comme la différence entre le vecteur de position $\mathcal{P}_{2(k+1)}$ et le vecteur de position $\mathcal{P}_{1(k+1)}$, c.-à-d. :

$$d_{(k+1)}^* = \text{dist}(\mathcal{P}_{2(k+1)}, \mathcal{P}_{1(k+1)}) \quad (3.18)$$

Par le calcul successif des valeurs futures de (3.15) et (3.18) nous pouvons obtenir l'inter-distance prévue $d_{(k+N)}^*$ et la vitesse prévue $\mathcal{V}_{1(k+n)}$ du véhicule, pour une séquence donnée (nominale) de l'entrée \bar{u} entre l'instant k et $k + N$.

Ici nous avons pris les composantes de vitesse dans la direction du vecteur d'inter-distance, indiquée comme $\mathcal{V}_{1\beta(k+n)}$ et $\mathcal{V}_{2\beta(k+n)}$. En partant de la figure 3.3, nous pouvons obtenir

$$\mathcal{V}_{1\beta} = \|\mathcal{V}_1\| \cos(\beta_1) \quad (3.19)$$

¹Ici, nous pouvons considérer une distance euclidienne, mais un calcul plus précis exigera une bonne connaissance de la position globale du véhicule et de la géométrie de la route.

$$\mathcal{V}_{2\beta} = \|\mathcal{V}_2\| \cos(\beta_2) \quad (3.20)$$

avec β_1 et β_2 calculés comme suit :

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{\dot{y}_1}{\dot{x}_1}\right) - \arctan\left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}\right) \quad (3.21)$$

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{\dot{y}_2}{\dot{x}_2}\right) - \arctan\left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}\right) \quad (3.22)$$

Notons que la validation d'une possible collision pourrait être en fonction de la valeur de β_1 , par exemple. $\beta_1 \leq \beta_{max}$ et $d^* \leq d_c$. Les constantes β_{max} et d_c pourraient inclure les incertitudes des capteurs.

Le modèle du véhicule paraîtrait trop complexe, mais ceci laisse éliminer la plupart des fausses alertes. Au moins nous considérons les trajectoires cinématiquement ou dynamiquement admissibles quand nous employons un modèle véhicule type bicyclette au lieu d'un simple modèle d'un point sans masse.

En résumé, nous nous intéressons aux deux futurs états suivants :

$$d_{(k+N)}^* = \text{dist}(\mathcal{P}_{2(k+N)}, \mathcal{P}_{1(k+N)}) \quad (3.23)$$

$$\mathcal{V}_{1\beta(k+N)} = \|\mathcal{V}_{1(k+N)}\| \cos(\beta_{(k+N)}) \quad (3.24)$$

Ces états prévus seront employés dans la prochaine section.

3.5 Utilisation du modèle de référence

Supposons que la dynamique du véhicule de *référence* soit du deuxième ordre, c.-à-d.

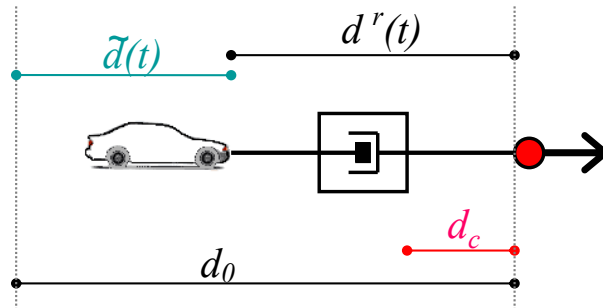


FIG. 3.4 – Le modèle de référence de l'inter-distance.

$$\dot{\mathcal{V}}_{1\beta}^r = u \quad (3.25)$$

En définissant

$$\tilde{d} \triangleq d^r(0) - d^r(t) \quad (3.26)$$

comme étant l'erreur d'inter-distance en ce qui concerne l'inter-distance initiale de référence $d^r(0)$ (considérée comme constante), la dynamique de cette coordonnée d'erreur sera :

$$\ddot{\tilde{d}} = u - \dot{\mathcal{V}}_{2\beta} \quad (3.27)$$

où $\mathcal{V}_{2\beta}$ correspond à la vitesse du véhicule leader et $\dot{\mathcal{V}}_{2\beta}$ sa dérivée de temps dans la direction du vecteur d'inter-distance.

Nous prendrons le modèle de référence développé dans le chapitre 2 (voir la figure 3.4), c.-à-d. :

$$u = -c|\dot{\tilde{d}}| \quad (3.28)$$

Rappelons-nous les propriétés de ce modèle en termes de sécurité et de confort.

La dynamique de la distance de pénétration sera donnée par :

$$\ddot{\tilde{d}} = -c|\tilde{d}|\dot{\tilde{d}} - \dot{\mathcal{V}}_{2\beta} \quad (3.29)$$

Par simplicité, prenons l'instant $k+N$, l'instant auquel il est possible de commencer une manoeuvre de freinage. Sans perte de généralité, prenons cet instant au temps $t = 0$, ainsi les conditions initiales pour le modèle de référence seront calculées comme suit :

$$\begin{aligned} d^r(0) &= d_{(k+N)}^* \\ \mathcal{V}_{1\beta}^r(0) &= \mathcal{V}_{1\beta(k+N)} \end{aligned} \quad (3.30)$$

où $d_{(k+N)}^*$ et $\mathcal{V}_{1\beta(k+n)}$ sont l'inter-distance prévue et la vitesse prévue indiquées par les équations (3.23) et (3.24).

Le problème ici est de trouver les conditions nécessaires pour éviter une collision, c.-à-d. $d^r(t) > 0$, pour toutes les solutions de (3.29) commençant dans (3.30).

L'équation (3.29) a été résolue analytiquement dans la section 2.3. Nous obtenons :

$$\dot{\tilde{d}}(t) = -\frac{c}{2}\tilde{d}(t)^2 - \mathcal{V}_{2\beta}(t) + c_{int} \quad (3.31)$$

avec $c_{int} = \mathcal{V}_{1\beta}^r(0) + \frac{c}{2}\tilde{d}^2(0) = \mathcal{V}_{1\beta}^r(0)$. En remplaçant la relation $\mathcal{V}_{1\beta}^r(t) = \dot{\tilde{d}}(t) + \mathcal{V}_{2\beta}(t)$ dans (3.31), nous pouvons obtenir une relation explicite entre la vitesse du véhicule de référence et la distance de "pénétration", c.-à-d. :

$$\mathcal{V}_{1\beta}^r(t) = -\frac{c}{2}\tilde{d}(t)^2 + \mathcal{V}_{1\beta}^r(0) \quad (3.32)$$

De cette expression, nous pouvons déterminer la valeur de la constante c telle que pour tout $0 \leq \mathcal{V}_{1\beta}^r(0) \leq V_{max}$, la distance critique d_c n'est pas atteinte.

$$\tilde{d}(t) = \sqrt{\frac{2(\mathcal{V}_{1\beta}^r(0) - \mathcal{V}_{1\beta}^r(t))}{c}} \quad (3.33)$$

La distance de pénétration maximale \tilde{d}_{max} peut être calculée par $\tilde{d}_{max} = \sqrt{\frac{2\bar{c}_{int}}{c}}$, où $\bar{c}_{int} \triangleq \max_{\forall t} \{\mathcal{V}_{1\beta}^r(0) - \mathcal{V}_{1\beta}^r(t)\} = \mathcal{V}_{1\beta}^r(0)$. Avec $\tilde{d}_{max} \leq d^r(0) - d_c$, nous obtenons :

$$\tilde{d}_{max} = \sqrt{\frac{2\mathcal{V}_{1\beta}^r(0)}{c}} \leq d^r(0) - d_c \quad (3.34)$$

ce qui fournit une première inégalité pour c , c.-à-d. :

$$\mathcal{C}_1 : \quad c \geq \frac{2\mathcal{V}_{1\beta}^r(0)}{(d^r(0) - d_c)^2} \quad (3.35)$$

En prenant les dérivées du temps de (3.32), en procédant de la même manière et en imposant une contrainte de freinage associée, nous obtenons :

$$\begin{aligned} \dot{\mathcal{V}}_{1\beta}^r(t) &\geq -\frac{2}{3}\mathcal{V}_{1\beta}^r(0)\sqrt{\frac{2\mathcal{V}_{1\beta}^r(0)c}{3}} \\ &\geq -B_{max} \end{aligned} \quad (3.36)$$

où B_{max} est une constante positive.

La relation (3.36) apporte une inégalité en plus, fournissant une limite supérieure pour c , c.-à-d. :

$$\mathcal{C}_2 : \quad c \leq \left(\frac{27}{8}\right) \frac{B_{max}^2}{\mathcal{V}_{1\beta}^r(0)^3} \quad (3.37)$$

Par conséquent, une condition suffisante de l'existence de c , est que \mathcal{C}_1 et \mathcal{C}_2 se vérifient, c.-à-d. :

$$d^r(0) \geq \sqrt{\frac{16}{27} \frac{(\mathcal{V}_{1\beta}^r(0))^2}{B_{max}}} + d_c \quad (3.38)$$

Si (3.38) est vérifié alors nous pouvons calculer c à partir de \mathcal{C}_2 comme suit :

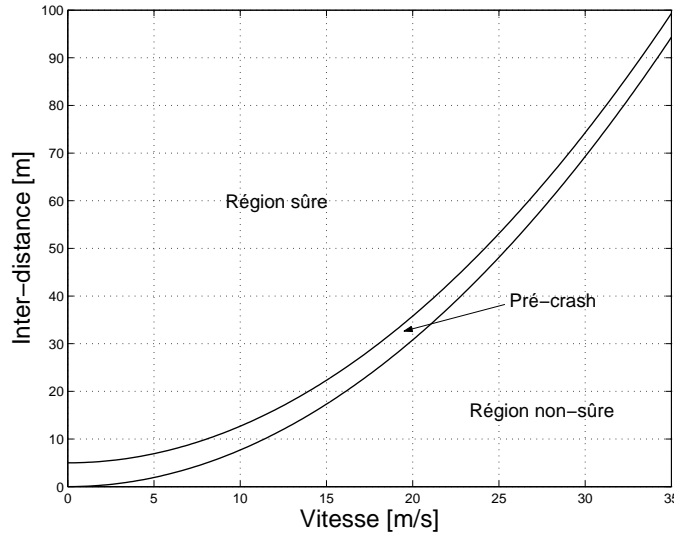


FIG. 3.5 – Les régions de l'état : sûre, non-sûre et pré-crash avec $d_c = 5m$ pour une capacité de freinage $B_{max} = 10m/s^2$.

$$c = \frac{27B_{max}^2}{8(\mathcal{V}_{1\beta}^r(0))^3} \quad (3.39)$$

Cela signifie qu'il existe toujours une dynamique de l'inter-distance qui permette d'éviter la collision et qui respecte la capacité de freinage maximale.

Maintenant, en utilisant la condition de sécurité énoncée par (3.38), les différentes régions de sécurité peuvent être définies comme :

$$\begin{aligned} \Omega^{safe} &\triangleq \{d, \mathcal{V}_1 : d > d_s + d_c\} \\ \Omega^{precrash} &\triangleq \{d, \mathcal{V}_1 : d_s + d_c \geq d \geq d_s\} \\ \Omega^{unsafe} &\triangleq \{d, \mathcal{V}_1 : d < d_s\} \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$\text{où } d_s \triangleq \sqrt{\frac{16}{27} \frac{(\mathcal{V}_1)^2}{B_{max}}}.$$

Ainsi, nous pouvons redéfinir la variable discrète σ , pour indiquer à l'instant k , le niveau du danger à l'instant $k + N$ comme en (3.1). De cette façon, nous obtenons :

$$\sigma(k) \triangleq \begin{cases} 1 & \text{if } d_{(k+N)}^*, \mathcal{V}_{1\beta(k+N)}^* \in \Omega^{safe} \\ 2 & \text{if } d_{(k+N)}^*, \mathcal{V}_{1\beta(k+N)}^* \in \Omega^{precrash} \\ 3 & \text{if } d_{(k+N)}^*, \mathcal{V}_{1\beta(k+N)}^* \in \Omega^{unsafe} \end{cases} \quad (3.41)$$

Notons que $\sigma(k)$ pourrait être employé pour avertir un conducteur d'un futur danger, N instants de temps à l'avance. De plus, nous pouvons employer $\sigma(k)$ pour déterminer le moment où le circuit de freinage automatique doit être activé. La figure 3.5 illustre les différentes régions de l'espace d'état pour une inter-distance critique d_c donnée et une capacité de freinage B_{max} donnée.

3.6 Simulations en utilisant des données réelles

3.6.1 Description du banc d'essais

Pour examiner le système proposé, nous avons employé des données mesurées obtenues à partir d'un scénario Stop&go. Le scénario a été produit en collaboration avec le LIVIC² Laboratoire.

Le véhicule employé est un Renault Scénic 1.6 l, 4 cylindres, et freins ABS. Ce véhicule est bien équipé des capteurs, mais dans cette étude nous avons employé des mesures odométriques, un capteur d'inertie et un radio-modem.

Le véhicule leader est également équipé d'un odomètre et d'un radio-modem. Le radio-modem transmet des données à l'ordinateur disposé dans le véhicule suiveur qui stocke les mesures liées à la vitesse du véhicule, à l'accélération du véhicule et à l'inter-distance. L'inter-distance est calculée comme la différence entre les positions absolues de chaque véhicule.

La piste est une ligne droite et les hypothèses au sujet de la géométrie de la route et des intentions de conducteur laissent supposer que l'angle de direction, la vitesse latérale et l'angle d'orientation sont égaux à zéro pendant l'essai. D'autre côté, nous supposons que les couples de roue produisent une vitesse constante de roue pendant la tâche de prédiction.

²LIVIC est un laboratoire français, où les principaux thèmes de recherches concernent les interactions du Véhicule-Infrastructure-Conducteur. Voir le <http://www.inrets.fr/ur/livic>

3.6.2 Résultats

Nous avons conçu un scénario qui permet d'illustrer le comportement du système d'avertissement proposé. Il est demandé au conducteur du véhicule leader d'accélérer et de ralentir avec des valeurs élevées alors que le conducteur du véhicule équipé (suiveur) essaie de maintenir une distance constante. Il en résulte que la distance est difficile à maintenir constante et le véhicule atteint une inter-distance dangereuse. Dans ce cas, nous avons examiné des prévisions pour $N = 10$ avec un temps d'échantillonnage $T = 0.1s$ qui donne $1s$ de temps de prédiction.

La figure 3.6 montre l'inter-distance, la vitesse du véhicule suiveur et leurs prévisions respectives ainsi que le niveau respectif de danger. Nous pouvons constater que les niveaux peu sûrs sont atteints aux instants où le véhicule pénètre la distance minimale d_c . Dans la figure 3.7, nous avons tracé une courbe étendue du même scénario. Notons que la prévision (c.-à-d. la courbe pointillée) est obtenue presque une seconde avant. Ainsi, le niveau *pré-crash* et le niveau *non-sûr* sont respectivement activés $4s$ et $3s$ avant que le véhicule ne s'arrête complètement. Ceci signifie que le retard du conducteur est parfaitement compensé et que celui-ci peut commencer une manoeuvre de freinage plus sûre.

3.7 Comparaison et discussion

Le système proposé a deux différences importantes en ce qui concerne les systèmes d'avertissement classiques. D'abord, le système proposé projette la position du véhicule et l'inter-distance basé sur un modèle dynamique du véhicule.

D'autre part, l'espace d'alerte est défini à partir d'un modèle dynamique de référence au lieu des équations newtoniennes stationnaires de mouvement. Ainsi, le modèle de référence de l'inter-distance permet de calculer analytiquement les conditions nécessaires pour éviter une collision et il fournit une manoeuvre appropriée de freinage pour arrêter le véhicule sans collision.

Le modèle du véhicule utilisé ici pourrait paraître trop complexe, mais dans des situations où les trajectoires de l'état sont très prévisibles, comme en projetant seulement très peu de secondes dans le futur, ce modèle peut être tout à fait précis, laissant en plus distinguer la trajectoire admissible. En outre, les incertitudes dues aux mesures

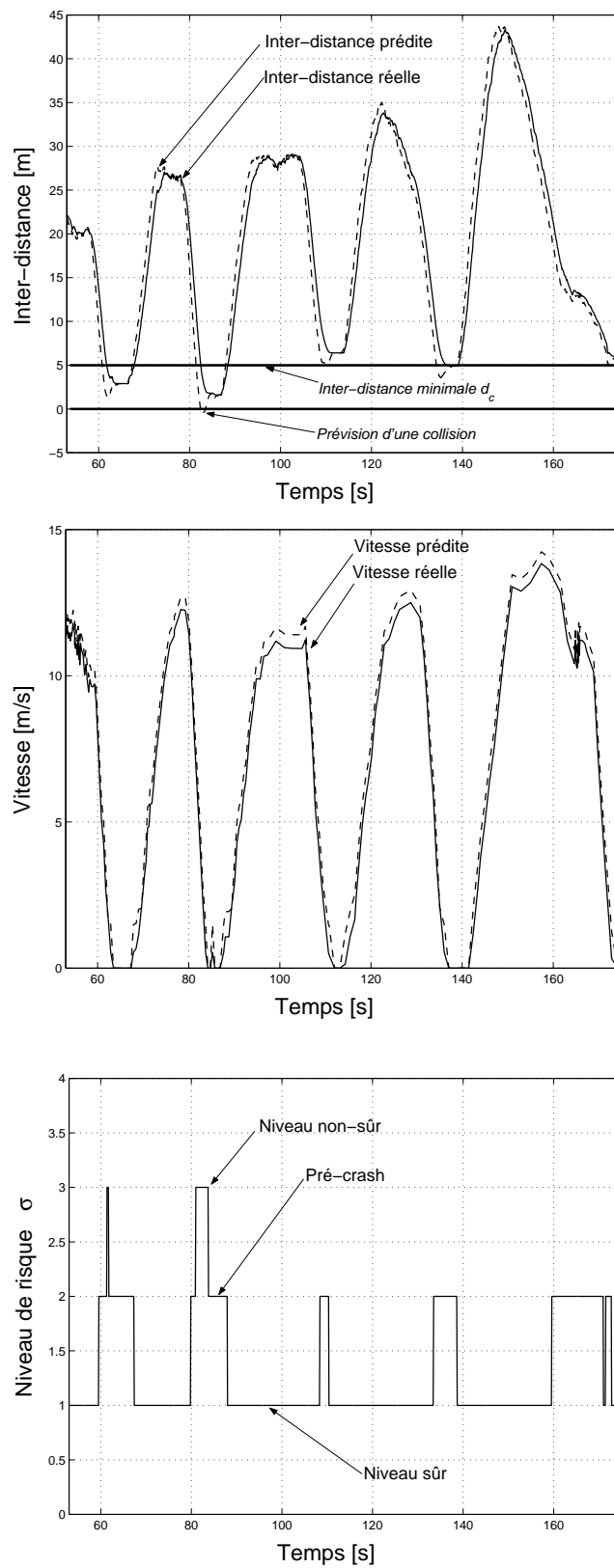


FIG. 3.6 – L'inter-distance, les vitesses et les niveaux de danger pour un profil donné.

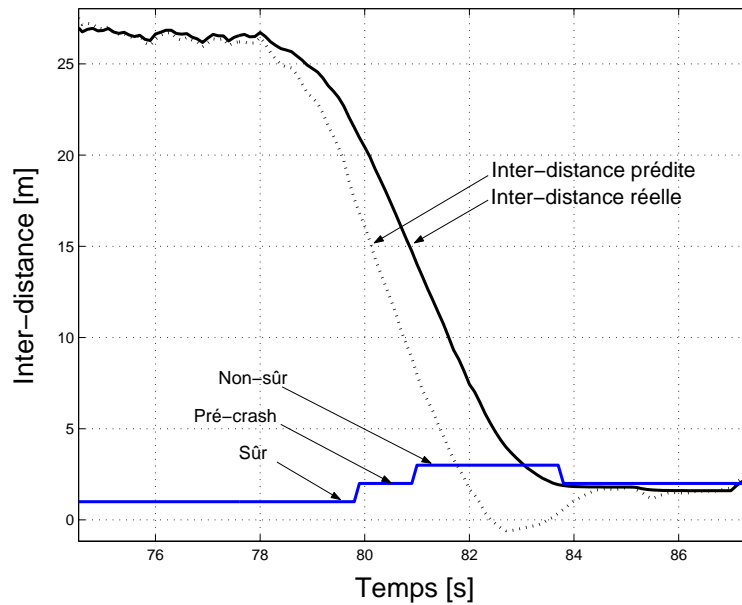


FIG. 3.7 – Image étendue des courbes de l'inter-distance et les niveaux de danger.

des capteurs pourraient être pris en considération avec les spécifications de sécurité dans le modèle de référence. Par exemple la distance d_c agit en tant qu'une région qui absorbera les déviations ou les possibles sources d'erreur. En général, la robustesse de n'importe quel système d'avertissement est fortement sensible à la qualité des capteurs.

Dans cette étude nous supposons que les mesures physiques sont disponibles par des capteurs appropriés, directement ou par filtrage. Ainsi, la frontière entre alerter et ne pas alerter est alors définie également par la connaissance des incertitudes des capteurs.

3.8 Conclusions

Un nouveau système d'avertissement d'inter-distance a été présenté. Le système proposé avertit le conducteur d'un danger d'inter-distance. La prévision des états futurs permet de compenser le retard humain (presque d'une seconde) qui correspond au temps dont le conducteur a besoin pour identifier un danger. En outre, nous pouvons employer le même système pour déterminer quand un freinage automatique ou une action de pré-crash devront être activés.

Le système proposé emploie un modèle de référence pour obtenir les conditions avec lesquelles une collision pourrait être évitée et donne une dynamique possible d'inter-distance qui respecte la capacité de freinage maximale.

Dans les perspectives de travaux futurs, l'acceptation du système d'avertissement proposé pour des conducteurs communs devrait être étudiée.

Chapitre 4

Contrôle de l'inter-distance

Dans ce chapitre nous allons concevoir une commande longitudinale. La commande proposée se compose de deux boucles : une boucle de contrôle interne qui compense la dynamique non-linéaire du véhicule et une boucle de contrôle externe qui doit garantir une bonne poursuite de l'inter-distance de référence désirée.

Afin d'illustrer les différents aspects de développement de la boucle interne, nous allons discuter d'abord du moteur et du modèle de freins, puis, nous présenterons une commande réduite pour la dynamique du véhicule ; par la suite, une boucle externe sera conçue et quelques résultats expérimentaux seront présentés en fin de chapitre.

4.1 Modèle de Moteur et de Freins

Modèle de moteur : Plusieurs modèles de moteur sont basés sur des rapports empiriques entre les différentes variables internes d'état. Un exemple est le modèle simplifié du moteur proposé dans [35], qui a été développé et validé dans [38]. Dans ce modèle les hypothèses suivantes ont été considérées :

1. La loi de gaz idéal est maintenue dans la tubulure de prise.
2. La température de la tubulure de prise est constante.

3. L'essieu du moteur est rigide.
4. Le convertisseur de couple est verrouillé.

Prenons le modèle suivant de moteur à deux états :

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{a0} \\ \dot{w}_e &= \frac{1}{J_e}(T_e - T_{pump}) \end{aligned} \quad (4.1)$$

où m_a est la masse d'air dans la tubulure de prise et les termes \dot{m}_{ai} et \dot{m}_{a0} sont les taux d'écoulement de la masse d'air par la valve de commande de puissance et de celle des cylindres, respectivement. w_e correspond à la vitesse du moteur géré par le couple T_e du moteur et le couple de la pompe T_{pump} (un couple de résistance), et J_e correspond à la masse inertielle du moteur. Le rapport empirique utilisé pour \dot{m}_{ai} dans [35], est :

$$\dot{m}_{ai} = MAX \cdot PRI(P_m) \cdot TC(\alpha)$$

où $TC(\alpha)$ est la caractéristique de commande de puissance, MAX est une constante et $PRI(P_m)$ est la fonction d'influence de la pression qui décrit le rapport d'écoulement obstrué et qui se produit souvent par la valve de commande de puissance. Dans ce travail, nous approchons $PRI(P_m) \cdot TC(\alpha)$ par une fonction linéaire de la nouvelle entrée d'accélération u_a , c.-à-d.

$$PRI(P_m) \cdot TC(\alpha) = c_1 u_a$$

Ansi, la caractéristique non-linéaire entre l'angle de commande de puissance α et l'écoulement du carburant est compensé. D'autre part, la théorie du moteur à combustion interne mène à l'expression suivante :

$$\dot{m}_{a0} = c_2 P_m w_e$$

tandis que le couple T_e du moteur est presque linéaire en ce qui concerne P_m , avec très peu de dépendance à w_e :

$$T_e = T_e(w_e, P_m) \approx c_3 P_m + c_4$$

En prenant ces approximations et les hypothèses 1 et 2, c.-à-d. $P_m \approx c_5 m_a$, nous pouvons récrire le modèle (4.1) comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= c_6 u_a - c_7 m_a w_e \\ \dot{w}_e &= c_8 m_a - c_9 w_e^2 \end{aligned} \quad (4.2)$$

où l'entrée du système est u_a , les états internes m_a et w_e , alors que la sortie du système est le couple total du moteur T_m donné par $T_m = T_e - T_{pump} = J_e \dot{w}_e$. Ainsi, la dynamique de la sortie sera donnée par :

$$\dot{T}_m = u_a - \mathbf{f}_a(x) \quad (4.3)$$

c.-à.-d.

$$T_m = \int_0^t [u_a - \mathbf{f}_a(x)] dt \quad (4.4)$$

où $\mathbf{f}_a(x)$ est une fonction non linéaire de l'état complet $x \triangleq [m_a \ w_e]'$, c.-à.-d.

$$\mathbf{f}_a(x) \triangleq -c_{10} m_a w_e + c_{11} w_e^3$$

Dans cette section tous les termes c_i , $i = 1, 2, 3, \dots$ correspondent aux constantes physiques du modèle.

Modèle de freins : Un modèle simplifié du frein peut être donné par :

$$T_b = k_b P_{wheel} \quad (4.5)$$

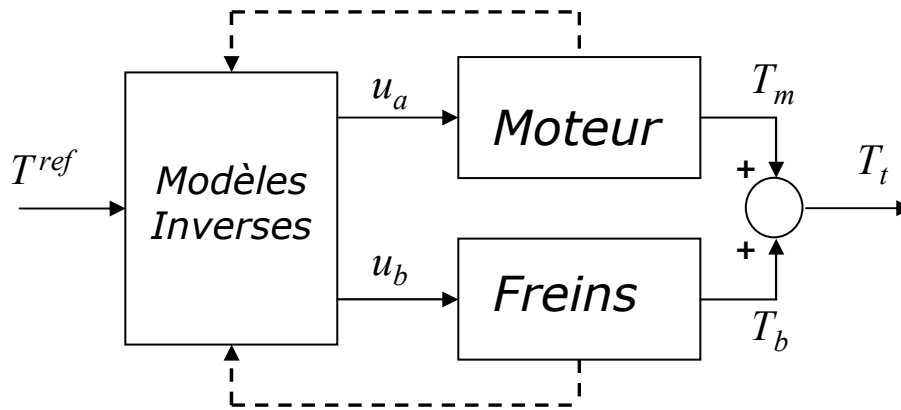


FIG. 4.1 – Schéma des couples du moteur et du frein.

où T_b est le couple du frein, k_b est une constante et la pression P_{wheel} de frein est une fonction non linéaire de la vitesse de roue w_{wheel} avec l'angle u_b de pédale de freinage comme entrée, c.-à-d. $P_{wheel} = \mathbf{f}(w_{wheel})u_b$. Un modèle plus élaboré est trouvé dans [37]. La fonction $\mathbf{f}(w_{wheel})$ fournit des forces conservatrices ; c.-à-d. $\mathbf{f}(w_{wheel}) = 0$, quand $w_{wheel} = 0$. Ainsi,

$$T_b = \mathbf{f}_b(x)u_b \quad (4.6)$$

où $\mathbf{f}_b(x)$ est une fonction non linéaire de l'état $x \triangleq w_{wheel}$; par exemple $\mathbf{f}_b(x) = -c_b w_{wheel}$.

En conclusion, les expressions données par (4.4) et (4.6), permettent d'écrire le couple total dans la roue (moteur et frein) comme (voir figure 4.2) :

$$T_t = T_m + T_b = \int_0^t [u_a - \mathbf{f}_a(x)]dt + \mathbf{f}_b(x)u_b \quad (4.7)$$

Les entrées u_a et u_b pourraient être choisies de telle manière que le couple désiré soit satisfait, ce qui est l'un des problèmes les plus difficiles dans la commande des véhicules. La difficulté à obtenir une bonne commande est due à la complexité des circuits du moteur et de freinage et en particulier à la dynamique associée aux fonctions non linéaires $\mathbf{f}_a(x)$ et à $\mathbf{f}_b(x)$ dans (4.7). Ces fonctions peuvent être fortement non linéaires et dépendent de plusieurs paramètres. Habituellement, la conception du

contrôleur emploie des techniques de linéarisation ou *lookup-tables* obtenues à partir de modèles inverses. Ce point n'est pas traité ici. Nous encourageons les lecteurs à consulter [3] et [21] pour plus de détails à propos de ce sujet intéressant. Pour le moment, nous supposons qu'il existe des entrées u_a et u_b telles que le couple total T_t poursuive parfaitement la référence de couple désirée T_t^{ref} , c.-à-d.

$$T_t = T_t^{ref} \quad (4.8)$$

4.2 La boucle de contrôle interne

Pour le mouvement longitudinal nous pouvons prendre une dynamique simplifiée du véhicule. Nous avons pris un modèle d'un quart de véhicule [39], où les forces de contact (pneu-chaussée) sont calculées comme une fonction dépendant seulement de la vitesse relative pneu-chaussée, et nous amènent au modèle suivante :

$$\begin{aligned} \dot{w}_{wheel} &= T_t + k_1(v_v - w_{wheel}) \\ \dot{v}_v &= -k_2(v_v - w_{wheel}) \end{aligned} \quad (4.9)$$

où T_t est le couple total (4.7), v_v est la vitesse du véhicule, et w_{wheel} la vitesse de roue. Les constantes k_1 et k_2 correspondent aux paramètres physiques du véhicule. Ce modèle considère l'effet de glissement de la roue d'une façon simple.

Définissons

$$\tilde{a} \triangleq a^{ref} - a \quad (4.10)$$

où a correspond à l'accélération du véhicule ($a = \dot{v}_v$) et a^{ref} correspond à l'accélération désirée. Nous définissons aussi le glissement $\mathcal{S} \triangleq v_v - w_{wheel}$, et son estimation $\hat{\mathcal{S}}$. Si nous choisissons le contrôleur de freinage et accélération comme :

$$T_t^{ref} = \frac{1}{k_2}(\dot{a}^{ref} - k_3\hat{\mathcal{S}} + k\tilde{a}) \quad (4.11)$$

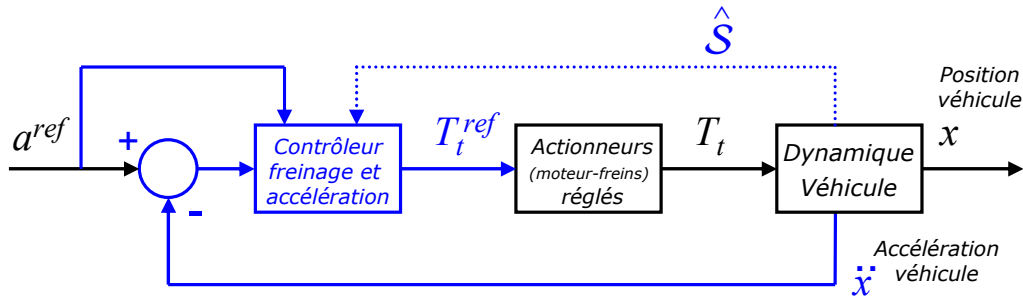


FIG. 4.2 – Boucle interne de commande de l'accélération.

où $k_3 \triangleq k_2^2 - k_2 k_1$ est une constante définie par les paramètres du système tandis que k est une constante de conception. La dynamique de l'erreur d'accélération sera donnée par :

$$\dot{\tilde{a}} + k\tilde{a} = -k_3(\mathcal{S} - \hat{\mathcal{S}}) \quad (4.12)$$

L'équation (4.12) dans sa représentation de Laplace sera :

$$a = a^{ref} + \frac{k_3}{s+k} \tilde{\mathcal{S}} \quad (4.13)$$

où $\tilde{\mathcal{S}}$ est l'erreur d'estimation du glissement de la roue, définie comme $\tilde{\mathcal{S}} \triangleq \mathcal{S} - \hat{\mathcal{S}}$. En choisissant un plus grand k , la boucle de contrôle interne permet de supposer que

$$a \simeq a^{ref} \quad (4.14)$$

Par conséquent, en revenant à la équation (4.7), nous pouvons calculer les entrées u_a et u_b comme suit :

$$u_a = \begin{cases} \dot{T}_t^{ref} + \mathbf{f}_a(x) & \text{Si } T_t^{ref} \geq \mathbf{T}_r; \\ 0 & \text{autrement.} \end{cases} \quad (4.15)$$

$$u_b = \begin{cases} 0 & \text{Si } T_t^{ref} \geq \mathbf{T}_r; \\ T_t^{ref} / \mathbf{f}_b(x) & \text{autrement.} \end{cases} \quad (4.16)$$

où T_t^{ref} est calculé à partir de (4.11) tandis que \mathbf{T}_r est un couple de résistance total (dû au moteur quand $u_a = 0$) calculé comme :

$$\mathbf{T}_r = - \int_0^t \mathbf{f}_a(x) dt \quad (4.17)$$

À partir de l'expérience, l'équation (4.16) se comprend *naturellement*. On sait par exemple, que l'accélérateur et la pédale de frein, en général, ne sont pas employés en même temps. En outre, quand la pédale d'accélération n'est pas employée, c.-à-d. $u_a = 0$, le moteur pourrait même fournir un couple de résistance, et seulement si une décélération additionnelle est exigée la pédale de freinage u_b est utilisée.

4.3 La boucle de contrôle externe

En utilisant l'hypothèse donnée par l'équation (4.14), nous pouvons concevoir un contrôleur pour la boucle externe. Prenons la dynamique d'inter-distance comme suit :

$$\ddot{d} = \ddot{y} - \mu \quad (4.18)$$

où \ddot{y} correspond à l'accélération du véhicule leader et $\mu = a = a^{ref}$ la sortie du contrôleur externe. Ainsi, en définissant le signal d'erreur de poursuite comme suit :

$$\tilde{\delta} \triangleq d^r - d \quad (4.19)$$

le problème est maintenant de trouver un bon contrôleur qui *réduise au minimum* la valeur de ce signal d'erreur $\tilde{\delta}$.

Un simple contrôleur *PD* (proportionnel et dérivée), sera un bon point de départ. Cependant, le bruit est en général l'ennemi principal dans cette approche. Il est bien connu que les mesures ébruitées ne permettent pas de grandes largeurs de bande passante en boucle ouverte, ainsi, le gain associé à la boucle de contrôle externe pourrait ne pas être suffisant pour garantir une bonne poursuite.

Par conséquent, le problème suggère de concevoir un contrôleur plus raffiné qui prête attention à l'effet du bruit des capteurs. Nous prenons :

$$\mu = \ddot{\hat{y}} - \ddot{d}^r - H(s)[d^r - \hat{d}] \quad (4.20)$$

où $\ddot{\hat{y}}$ correspond à l'accélération estimée du véhicule leader. Le terme \hat{d} correspond à la mesure d'inter-distance. Le terme \ddot{d}^r correspond à un terme de *feed-forward* (terme d'anticipation) qui est responsable de l'augmentation de la vitesse de la boucle externe, et $H(s)$ est vu comme un terme linéaire de rétroaction assurant la stabilité et la robustesse du système complet en boucle fermée.

Substituant (4.20) dans (4.18), nous obtenons :

$$\ddot{d} = \ddot{y} - \ddot{\hat{y}} + \ddot{d}^r + H(s)(\tilde{\delta} - \eta_d(t)) \quad (4.21)$$

où $\hat{d} = d + \eta_d(t)$ et $\ddot{\hat{y}} = \ddot{y} + \eta_y(t)$. Avec les termes $\eta_d(t)$ et $\eta_y(t)$ associés aux bruits des capteurs de l'inter-distance et de l'accélération du véhicule leader respectivement.

La dynamique de l'erreur de poursuite sera donnée par :

$$\ddot{\tilde{\delta}} + H(s)\tilde{\delta} = \eta_y(t) + H(s)\eta_d(t) \quad (4.22)$$

Nous pouvons ré-écrire (4.22) en termes de sa représentation de Laplace comme suit :

$$\tilde{\delta} = \frac{1}{s^2 + H(s)}\eta_y + \frac{H(s)}{s^2 + H(s)}\eta_d \quad (4.23)$$

Ainsi, nous pourrions choisir le terme $H(s)$ selon les propriétés en fréquence spécifiques de η_d et η_y . Par exemple, pour un signal plus petit du bruit η_d dans le capteur d'inter-distance, nous pouvons augmenter la norme du terme $H(s)$, puis améliorer la performance de l'erreur de poursuite en ce qui concerne η_y .

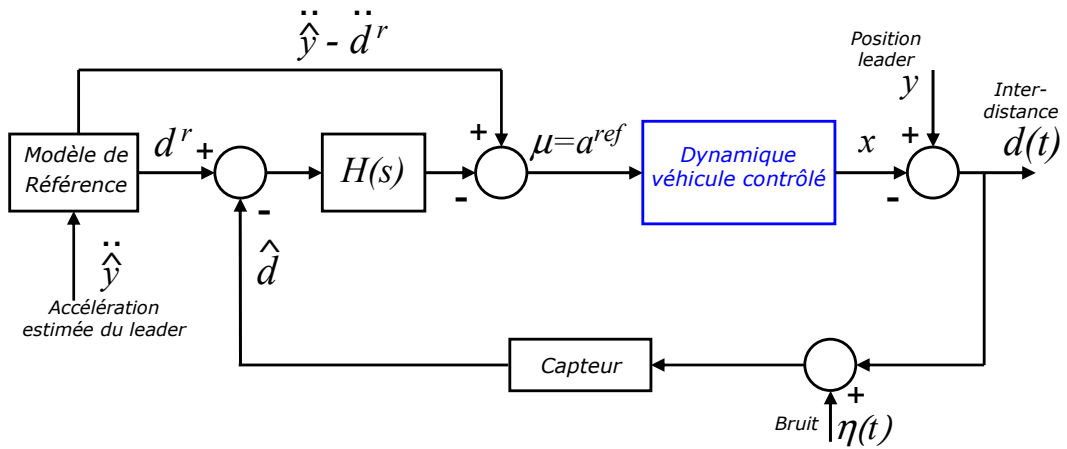
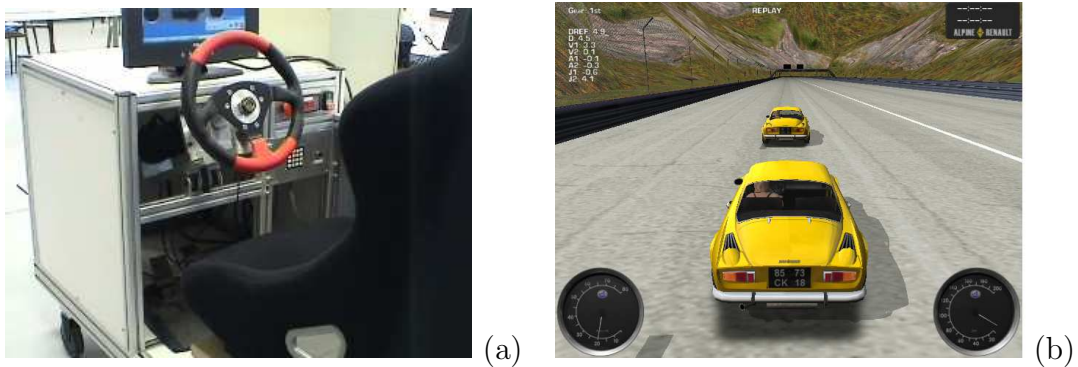


FIG. 4.3 – Structure de la boucle de contrôle externe.

4.4 Simulations

4.4.1 Le banc d'essais

Un banc d'essais a été développé dans le Laboratoire d'Automatique de Grenoble. Il a été conçu au départ pour examiner des algorithmes de commande de direction-par-fil (*steering-by-wire*). Afin d'analyser les algorithmes de commande longitudinale, le banc d'essais a été modifié et adapté aux nouvelles exigences. L'image 4.4 illustre ce banc d'essais.

FIG. 4.4 – (a) Le banc d'essais du laboratoire. (b) L'écran du simulateur *Racer*.

Le banc d'essais se compose principalement d'une direction, de pédales d'accélération

et de freinage, d'un écran, et de tous les équipements électroniques et logiciels associés¹. Nous employons ici le simulateur de voiture *Racer*². Avec *Racer* nous simulons la dynamique de l'inter-distance. Deux véhicules apparaissent à l'écran et ils emploient les modèles mathématiques du véhicule fonctionnant en temps réel. Ce banc d'essais est très simple et permet de valider plusieurs stratégies de commande véhicule, employant particulièrement des blocs "MATLAB-Simulink"³ pour sa mise en place.

4.4.2 Boucle interne

Dans le cas de la boucle interne, nous avons employé une couple de référence donné par l'expression suivante (obtenue dans la section 4.2) :

$$T_t = \frac{1}{k_2}(\dot{a}^{ref} + k\tilde{a}) \quad (4.24)$$

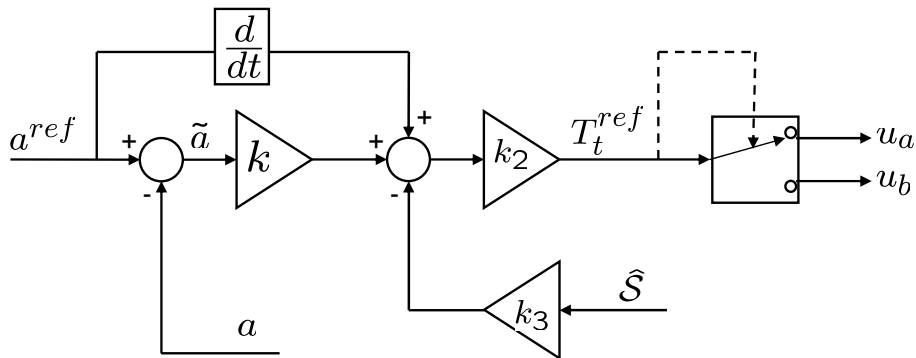


FIG. 4.5 – Commande interne mise en place.

Où nous avons négligé le terme associé au glissement \tilde{S} , illustre dans la figure 4.5. Cette à dire, nous considérons $\tilde{S} \approx 0$. Cette simplification est raisonnable en termes de la difficulté de mesurer le glissement, spécialement en raison des ordres d'amplitude et des niveaux de bruit. D'autre part, le gain k_2 est fixé à une valeur unitaire, dans ce cas, de telle façon qu'il reste un seule degré de liberté à ajuster en ligne, c.-à.-d. nous

¹Logiciels comme : WinCon 3.2, RTX 5.0, Win 2000 et MATLAB R12

²Racer est un projet libre de simulation de voiture de plateforme croisée qui emploie des modèles physiques pour obtenir un comportement du véhicule plus réaliste. Voir : <http://www.racer.nl>

³MATLAB-Simulink est un logiciel pour modélisation et simulation de systèmes dynamiques.

devons ajuster seulement le gain k . La valeur du gain k est ajustée expérimentalement, jusqu'à obtenir une réponse temporelle acceptable.

Les résultats obtenus à partir de la commande interne, pour différentes accélérations de référence, sont illustrés dans la figure 4.6.

Gain k	:	500
Gain k_2	:	1,0
Gain k_3	:	0,0

TAB. 4.1 – Valeurs de gains utilisés dans la commande interne .

Le véhicule employé concerne un véhicule Renault Alpine A110 1971 développé par Jeff M. Garstecki (2002). Voir <http://www.quakerally.com>.

Dans le simulateur *Racer*, les entrées d'accélération et de freinage (les pédales) sont limitées de la façon suivante :

$$\begin{aligned} 0 &\leq u_a \leq 1000 \\ -1000 &\leq u_b \leq 0 \end{aligned} \quad (4.25)$$

Notons à partir de la figure 4.6(a) que à très basses fréquences l'asymétrie de la réponse entre le signal d'accélération et de freinage devient très marquée. La courbe de freinage, par exemple, tombe rapidement vers zero juste au moment où la vitesse tombe vers zero. Puis, à $0.5Hz$ l'asymétrie est pratiquement imperceptible. Néanmoins, cette asymétrie deviens plus évidente à nouveau pour les hautes fréquences.

Remarquons aussi qu'il y a certain retard du signal de sortie. Ce retard devient plus évident pour des fréquences plus élevées.

Ainsi, la bande passante de ce système d'accélération/freinage possède une valeur proche de $0.8Hz$, équivalamment à un constante du temps de $200ms$.

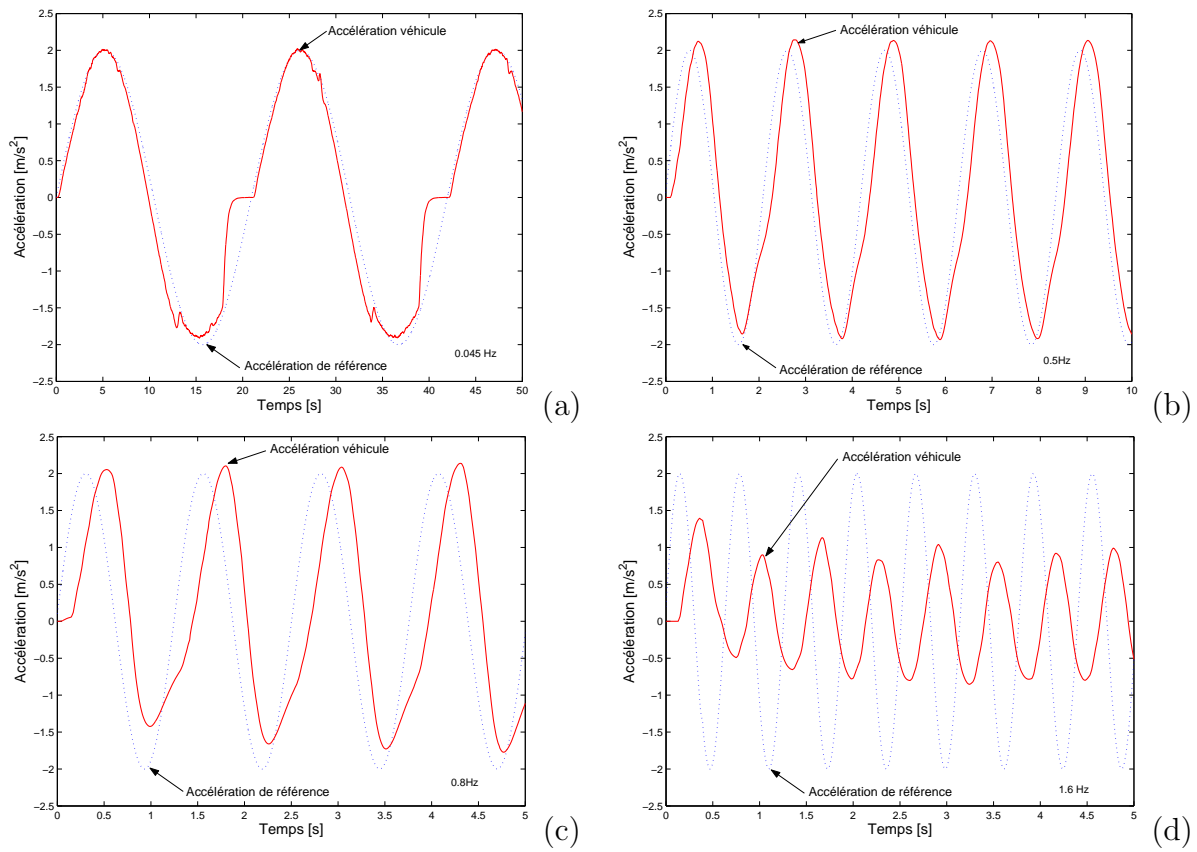


FIG. 4.6 – Test de la boucle interne d'accélération (a) 0.045 Hz, (b) 0.5 Hz, (c) 0.8 Hz et (d) 1.6 Hz à partir de simulation.

4.4.3 Boucle externe

Pour la boucle externe nous avons mis en place la commande décrite dans l'équation (4.20). Où nous avons choisi un opérateur *Proportionnel-Dérivée* pour le terme de rétroaction $H(s)$. Les valeurs des gains du $H(s)$ sont fournis dans la table 4.2.

Temp de échantillonnage T_s	:	100 <i>ms</i>
Coefficient proportionnel K_p	:	1.0
Coefficient dérivée K_d	:	2.0

TAB. 4.2 – Valeurs de paramètres utilisés pour le contrôle externe.

Les figures 4.7 et 4.8 illustrent deux phases : une première phase concerne le suivi véhicule et une deuxième phase concerne un freinage fort.

Notons que l'inter-distance est bien adaptée aux amplitudes de la vitesse. Les erreurs de poursuite sont relativement petites, elles dépassent quelques mètres (de l'ordre de 1.5 mètres). Il faut remarquer que le dépassement plus important se produit dans la phase de freinage fort à une vitesse de presque $27m/s$ ($100Km/h$).

D'autre part, les accélérations du véhicule contrôlé et les grandeurs de freinage sont plus petites que celui du véhicule leader. Notons par exemple que le véhicule leader freine avec une valeur que dépasse les $11m/s^2$, tandis que le véhicule suiveur atteint $9m/s^2$.

En termes du jerk, notons que il est toujours maintenu dans des valeurs bornées, et il est toujours inférieur en amplitude de celui du véhicule leader.

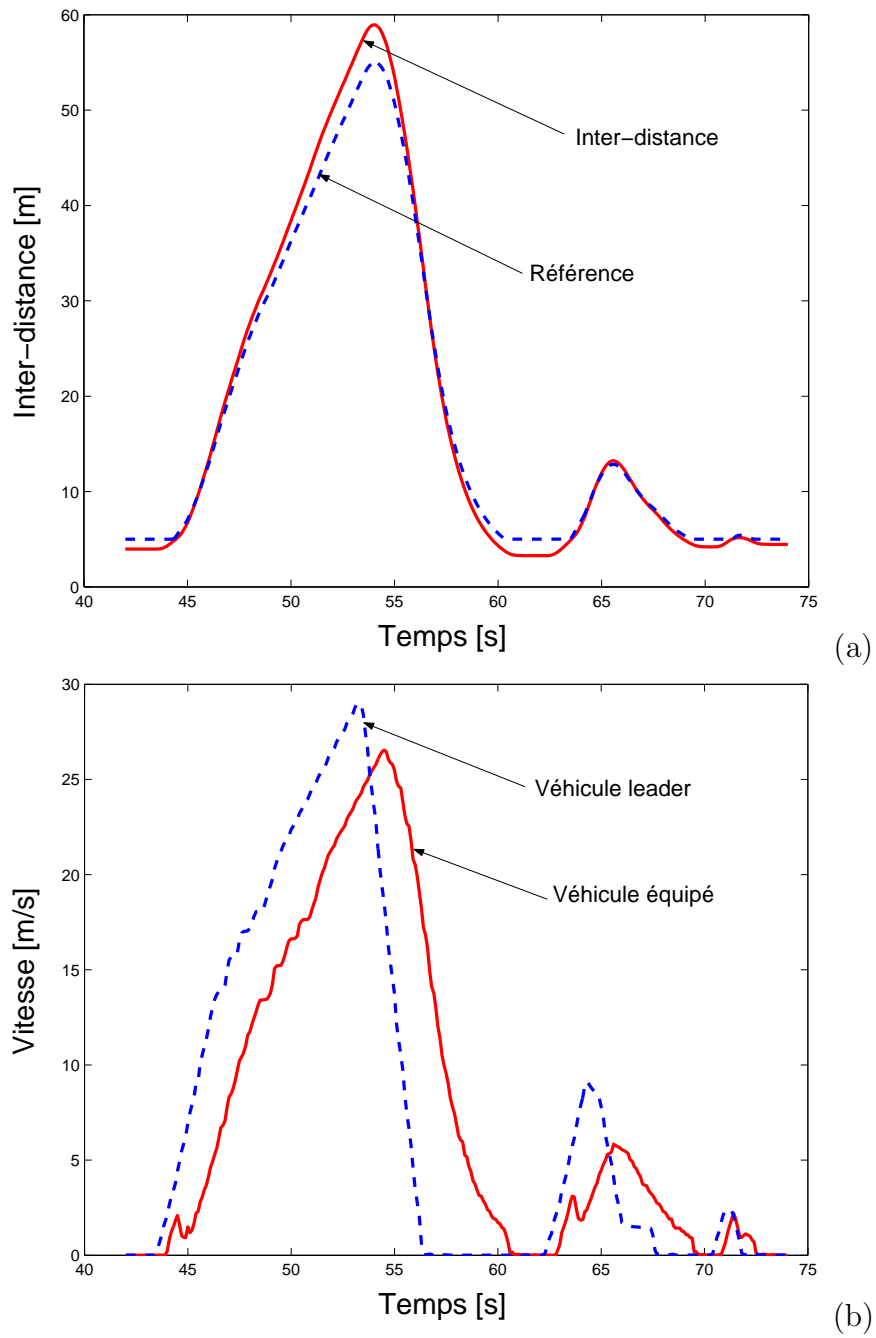


FIG. 4.7 – (a) Inter-distance, (b) vitesse à partir de simulation.

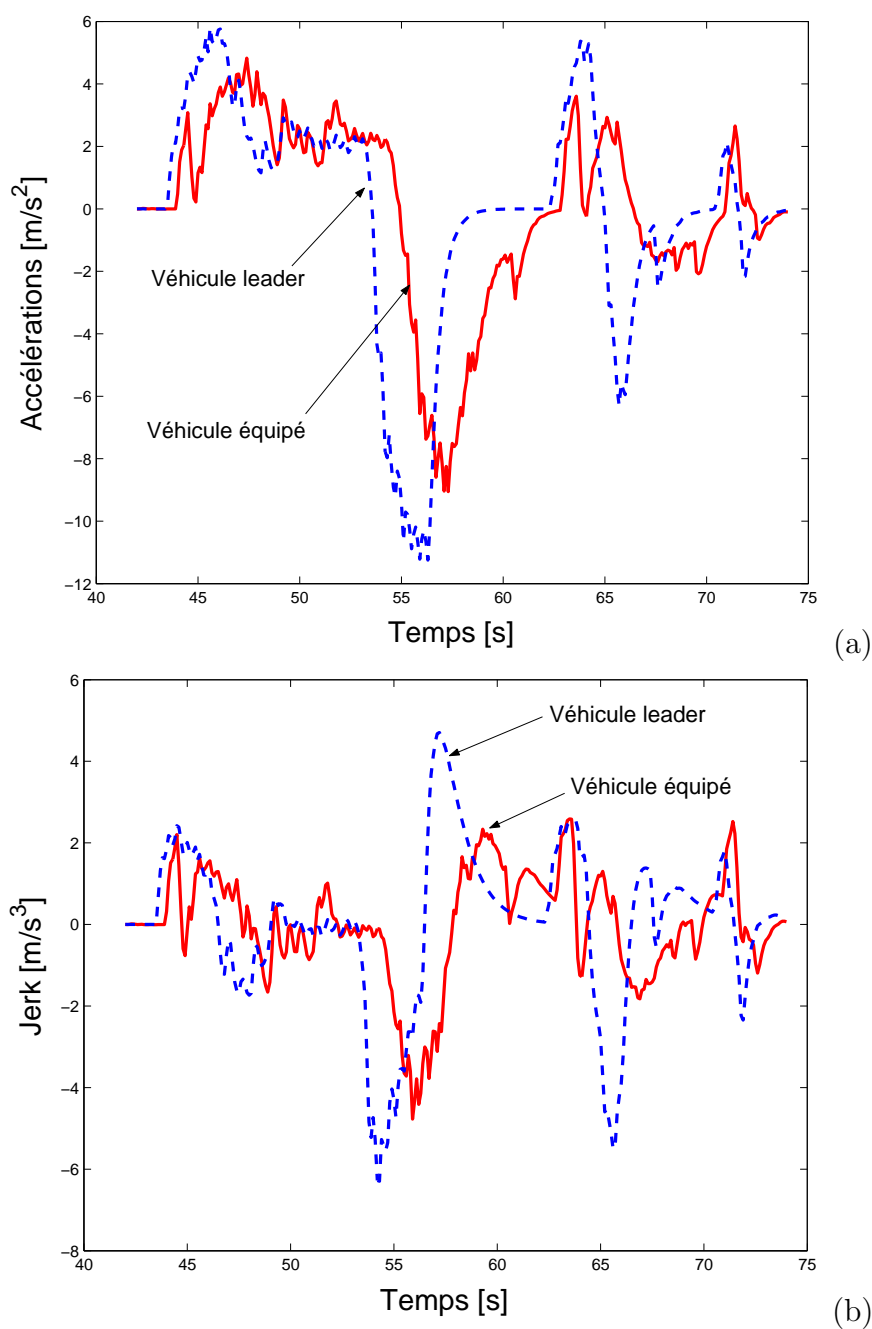


FIG. 4.8 – (a) acceleration et (b) jerk à partir de simulation.

4.5 Expérimentation

Afin d'examiner le modèle de référence et sa loi de commande associée (discutés dans la section précédente), nous avons développé quelques démonstrations dans le cadre du projet ARCOS en collaboration avec le laboratoire LIVIC⁴. Quelques résultats expérimentaux intéressants ont été obtenus à partir de ces démonstrations. Ceux-ci seront discutés dans cette section.

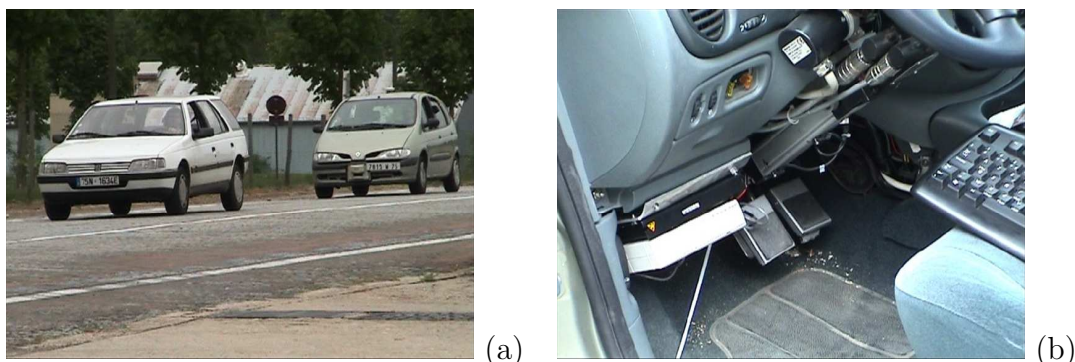


FIG. 4.9 – (a) La voiture LOLA en piste et (b) sa pédale de freins.

Les différents algorithmes ont été intégrés sur la voiture “LOLA” (montrée dans figure 4.9) alors que les essais ont été développés dans des pistes de GIAT-industries⁵.

Site expérimentale “La Piste Satory”. L'ensemble des essais ont été effectués sur les pistes de GIAT Industries à Versailles-Satory dans les Yvelines. Ce site comporte plusieurs pistes : une piste routière, une piste de vitesse et une piste rurale entre autres. Pour les essais du LAG-LIVIC, c'est la piste routière qui a été retenue. Elle est dotée de deux voies autoroutières à sens unique, a une longueur de 3.4 km. La figure 4.10 illustre un plan de la piste routière. Des marquages de type autoroutière sont disponibles tout au long de la piste. La piste est aussi munie de glissières de sécurité.

⁴LIVIC est un laboratoire français s'intéressant à l'interaction entre le conducteur, le véhicule et l'infrastructure ; voir : <http://www.inrest.fr/ur/livic>

⁵GIAT est une société de l'État français, qui possède une piste d'essais à Satory-Versailles, France ; voir <http://www.giat-industries.fr/>

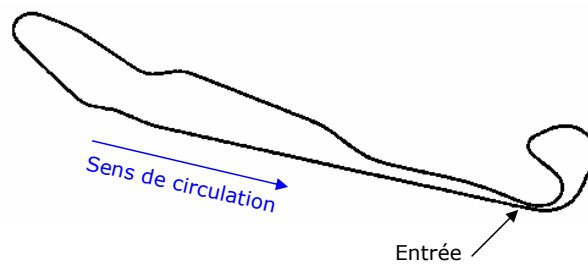


FIG. 4.10 – Plan de la piste routière à Satory-Versailles.

4.5.1 Description de l'équipement

Le véhicule leader : Le véhicule leader dispose d'un odomètre afin de calculer sa distance parcourue par rapport à un repère donné. Le véhicule dispose également d'un radio-modem, ce qui permet de transmettre les états du véhicule à une unité centrale de traitement (par exemple les valeurs respectives d'accélération, de vitesse, position et ainsi de suite).

Le véhicule suiveur : Le véhicule suiveur LOLA est un Renault Scénic 1.6 l, 4 cylindres et freins ABS. LOLA est un véhicule de gabarit moyen muni d'une boîte de vitesse automatique. Ce véhicule dispose de différents capteurs extéro-ceptifs et intéroceptifs, comme : l'odomètre, une centrale inertielle, deux caméras (stéréovision), un laser et une commande automatique de moteur et de frein (boucle de contrôle interne). Le véhicule suiveur dispose également d'un radio-modem, d'un ordinateur et de son électronique associée. Tout ceci est illustré dans la figure ??.

Les actionneurs : Les commande des actionneurs sur le véhicule LOLA ont été synthétisées pendant les travaux de thèse de Mademoiselle Nouvelière [36]. Chacun des actionneurs ont été synthétisés de manière indépendante. Le papillon d'admission du véhicule est motorisé par un calculateur Renault (non disponible initialement sur ce type de modèle). D'autre part, la pédale de freins est pilotée par un vérin électrique qui vient appuyer sur celle-ci et l'actionner en position. Les deux actionneurs reçoivent directement les consignes d'accélération et freinage envoyées par la commande interne.

Nous avons employé la commande interne déjà disponible sur le véhicule. Une commande par PID corrige l'angle papillon à partir de l'erreur entre l'accélération désirée

et l'accélération véhicule. Cette commande présente une structure de PID à coefficients adaptatifs, dont le coefficient proportionnel dépend de la vitesse du véhicule, et le coefficient intégrateur est fonction du rapport régime moteur versus vitesse.

Pour la commande de la pédale de freins un actionneur commandé en position est utilisé. Une combinaison linéaire de deux PID étaient utilisés pour contrôler la pression de freins. Des coefficients multiplicateurs sont associés à chacun de PID, ils varient en fonction de la pression de freinage, 10 bars représente la limite entre freinage fort et freinage faible. Un PID était plus utilisé aux freinages forts et le deuxième aux freinages faibles.

Les capteurs : - Télémètre Laser (type LiDAR : Light Detection And Ranging). Le télémètre laser est placé à l'avant du véhicule. Ce capteur renvoie la mesure de l'inter-distance à partir du faisceau laser réfléchi par la surface métallique du véhicule qui se retrouve devant lui. Le module qui permet de récupérer les données et les traiter est encore en cours de développement au LIVIC. Nous n'avons donc pas pu l'utiliser pour tester notre approach.

- Stéréo-vision. Le principe de cette technique consiste à utiliser deux caméras vidéo de type CCD⁶ qui permettent d'acquérir deux images gauche et droite, similaire à la vision humaine. Les images sont traitées par un algorithme qui permet de retourner la distance au véhicule de devant. Cette technique n'a pas été utilisée dû à sa très courte couverture longitudinale et son imprécision élevée. Des algorithmes plus précis sont encore en cours de développement.

- Odométrie différentielle. Cette méthode utilise des odomètres et des radio-modems. Un odomètre est placé sur le véhicule suiveur, un autre sur le véhicule suivi. Les deux odomètres relèvent respectivement la distance parcourue par les deux véhicules. En effectuant la différence de ces deux quantités, nous obtenons la valeur d'inter-distance. Les radio-modems sont utilisés pour établir la communication entre les deux véhicules, tandis qu'un système d'acquisition récupère les données transmises. Cette technique n'est pas applicable en pratique, dû principalement aux problèmes de dérive ; En effet, avant chaque essai, les opérateurs doivent remettre à zéro les odomètres. Cependant, cette technique a été utilisée pour tester nos algorithmes de contrôle.

⁶Le CCD ou Dispositifs à transfert de charges est un circuit intégré qui joue un rôle analogue à la plaque photographique, il capte la lumière et permet d'obtenir un signal dépendant de la quantité de lumière reçue.

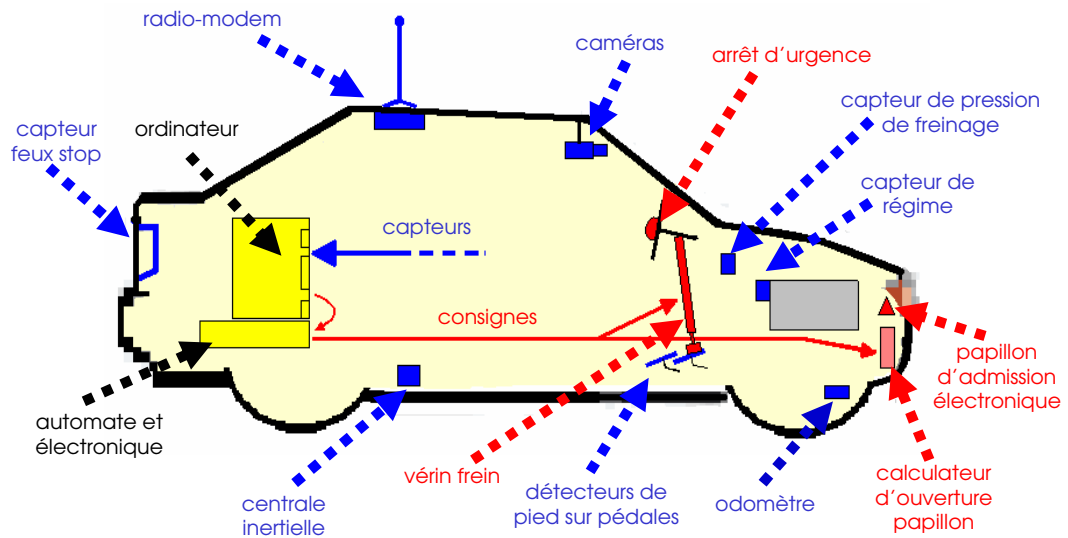


FIG. 4.11 – L'équipement du véhicule LOLA.

- Mesure de la vitesse. La vitesse du véhicule est obtenue par dérivation de la valeur de la distance parcourue préalablement obtenue par l'odomètre.

- Mesure de l'accélération. Une centrale inertielle est utilisée pour récupérer la valeur d'accélération longitudinale du véhicule. Ce capteur est relativement bruité.

Le logiciel de développement : Le RT-MAPS⁷ a été employé comme environnement en temps réel, il utilise la programmation graphique tandis que les algorithmes de commande et du modèle de référence ont été développés en C++, et intégrés plus tard à l'environnement en temps réel.

Affichage : Un écran établit l'interface entre l'ensemble des éléments dans le véhicule, ce qui permet suivre l'évolution de chacune des données disponibles.

La figure 4.11 illustre l'équipement du véhicule LOLA, tandis que la figure 4.12 montre la vue externe du même véhicule.

⁷Pour plus d'informations sur la technologie de RT-MAPS, voir <http://www.intempora.com>



FIG. 4.12 – Vue externe du véhicule LOLA.

4.5.2 Commande mise en place

Nous avons mise en place la commande pour la boucle externe décrite dans la section 4.4.3, en utilisant l'équation (4.20). les valeurs des gains du terme de rétro-action $H(s)$ sont fournis dans le tableau 4.3.

Temp de échantillonnage T_s	:	100 ms
Coefficient proportionnel K_p	:	0.3
Coefficient dérivatif K_d	:	1.0

TAB. 4.3 – Valeurs de paramètres utilisés pour le contrôle.

Nous avons employé un modèle de référence ajusté en accord avec le tableau 4.4. La figure 4.13 illustre le bloc-diagramme des algorithmes mis en place sur l'interface temps réel RT-MAPS. Une version *Matlab* de l'algorithme de contrôle externe est fournie dans le tableau 4.5.

Ainsi, à partir de l'équation (4.20) et en prenant la transformation de coordonnées comme suit :

$$d^r = d_o - \tilde{d}$$

Temp de échantillonnage T_s	: 100 ms
Vitesse maximale V_{max}	: 30 m/s
Capacité de freinage B_{max}	: 7 m/s ²
Distance minimale d_c	: 5 m
Distance maximale d_0	: 104 m
Constante c	: 0.006125

TAB. 4.4 – Valeurs de paramètres utilisés pour le modèle de référence.

Nous obtenons la loi de commande (Modèle de référence et Loi de commande boucle externe) suivante :

$$\dot{\tilde{d}} = -\frac{c}{2}\tilde{d}^2 - \dot{y} + \beta$$

$$\mu = -c|\tilde{d}|\dot{\tilde{d}} - H(s)[d_o - \tilde{d} - \hat{d}]$$

Notons que la loi de commande dépend de deux entrées : la vitesse du véhicule leader estimée \dot{y} et l'inter-distance estimée \hat{d} ; un état interne \tilde{d} et des paramètres de conception associés au modèle et à la commande.

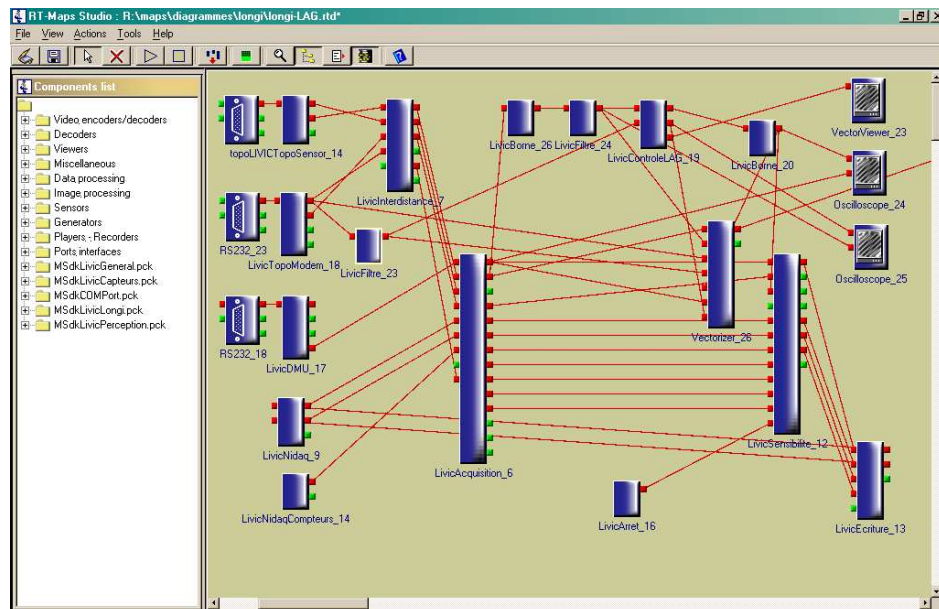


FIG. 4.13 – Diagramme RT-MAPS de l'algorithme de commande.

```

% Begin function
function [U]=consigne(Dref,Dm,kp,kd)

% Define global variables
global Ek Ek1 Uk Uk1 Fp Fd Aref

% Calculate Tracking Error
Ek=Dref-Dm ;

% PD Discrete Controller (Approximative N=100, Ts=0.100s)
Fp= kp*Ek ;
Fd= kd*16.67*(Ek-Ek1)-0.6667*Uk1 ;
Uk=Fp+Fd ;

% Controller output + Feed-forward term
U=-Uk+Aref ;

% Update error and controller output
Ek1=Ek ;
Uk1=Uk ;

% End function

```

TAB. 4.5 – Algorithm de contrôle, version “.m file”.

4.5.3 Résultats test actionneurs

Deux types de tests en utilisant un joystick ont été réalisés : Le premier test concerne celui d'une entrée échelon d'accélération, l'autre concerne celui d'une entrée manuelle. Dans tous les cas nous sommes intéressés à tester différents niveaux d'accélération et de freinage.

Dans la figure 4.14, nous pouvons remarquer de grands sauts du signal de vitesse. Ces sauts sont provoqués par une perte du signal dans le radio-modem. Ceci a obligé à filtrer le signal de vitesse. Nous avons choisi un filtre de bande passante comparable avec celui de la boucle interne d'accélération, c.-à.-d. $0.8Hz$.

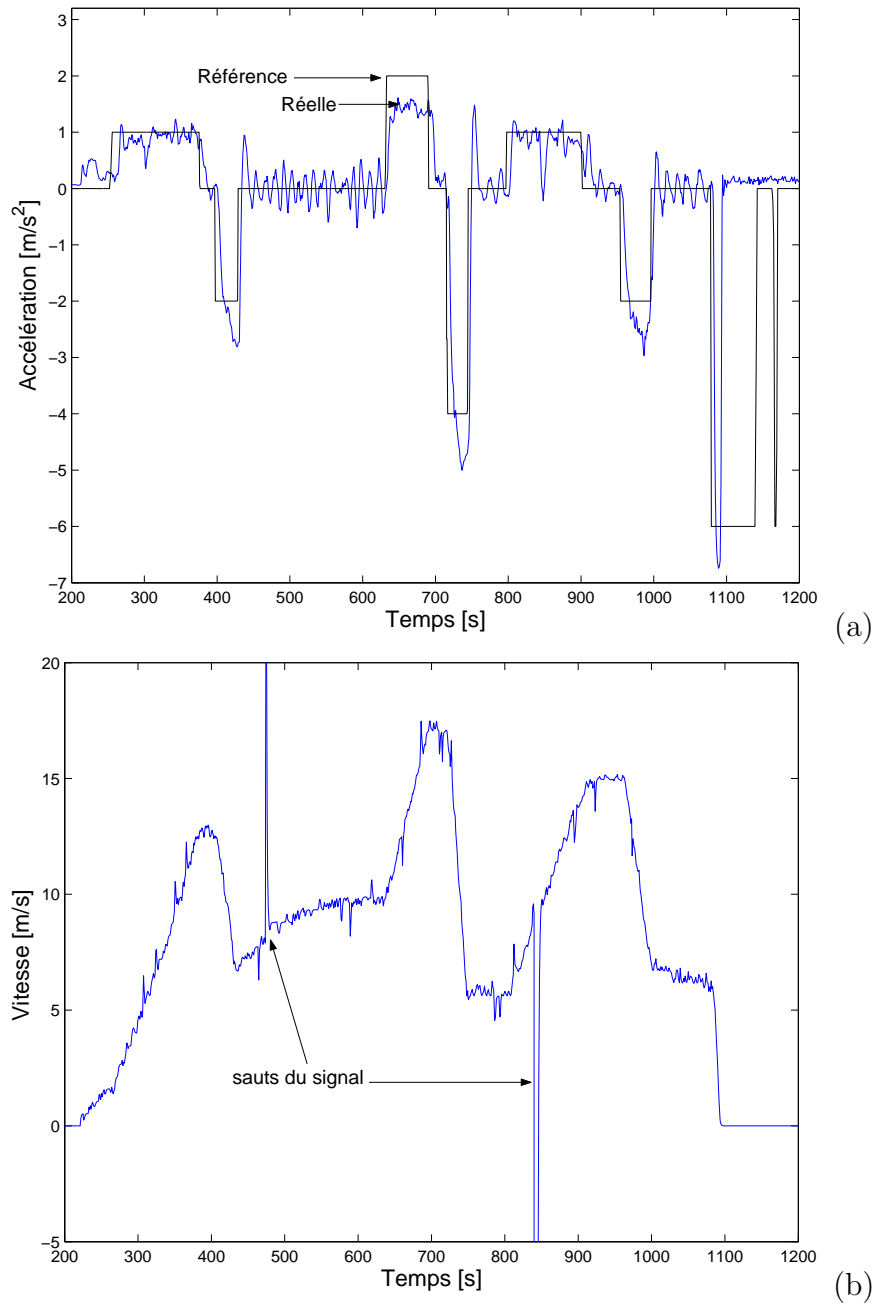


FIG. 4.14 – Test actionneurs : (a) Accélération, (b) vitesse à partir d'expériences (échelon).

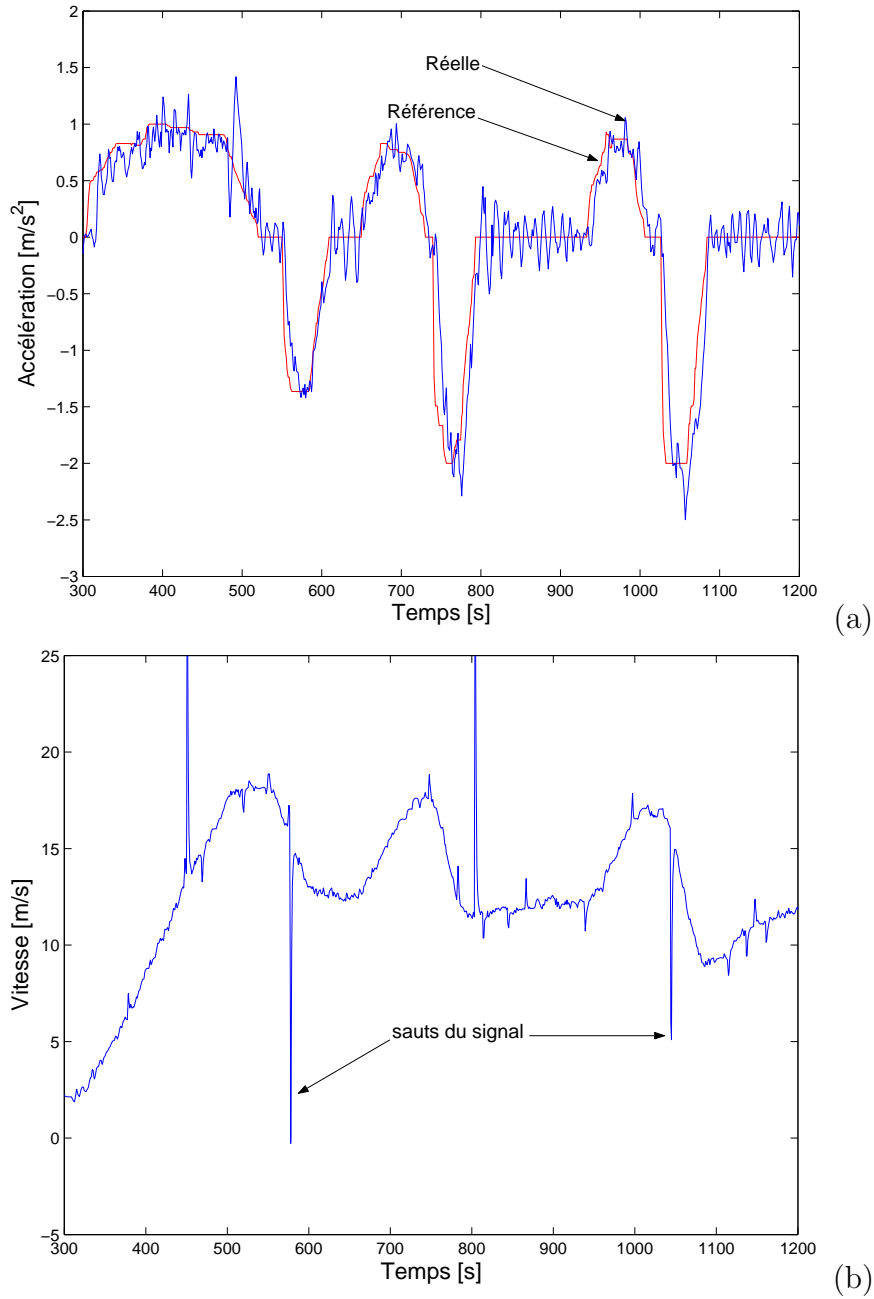


FIG. 4.15 – Test actionneurs : (a) Accélération, (b) vitesse à partir d'expériences (manuelle).

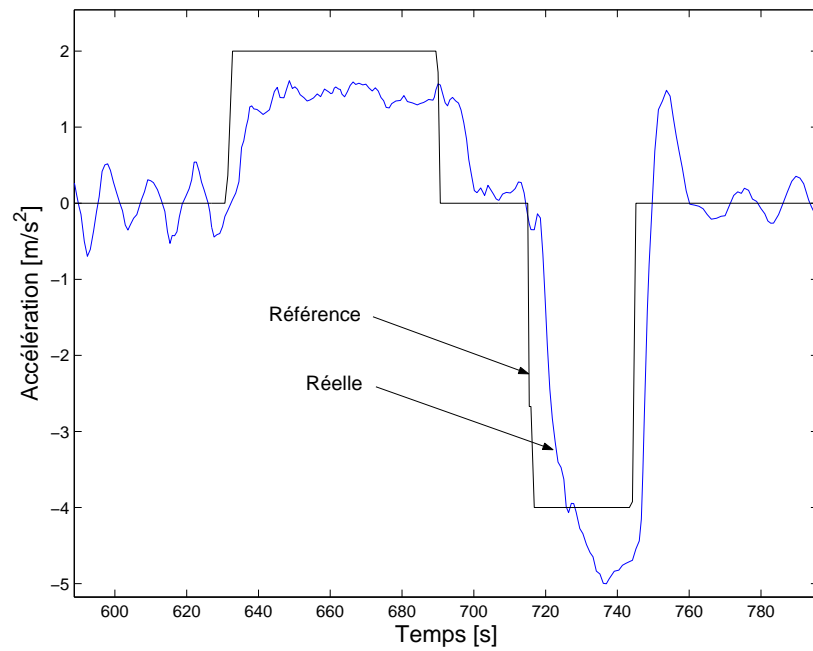


FIG. 4.16 – Test actionneurs : Accélération à partir d’expériences (échelon) “Zoom”.

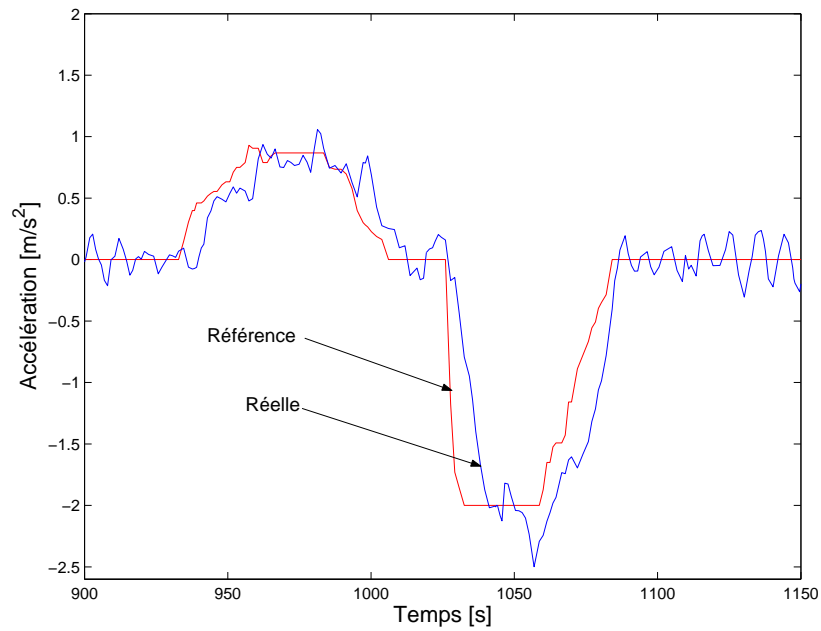


FIG. 4.17 – Test actionneurs : Accélération à partir d’expériences (manuelle) “Zoom”.

Notons aussi, qu'il y existe un retard important dans la réponse de la boucle interne tant en accélération comme en freinage. Ce retard se élève à $300ms$. Le même retard est observé pour une entrée manuelle dans la figure 4.15.

4.5.4 Résultats test commande externe

Les figures 4.18a, 4.18b, 4.19a et 4.19b, correspondent respectivement aux inter-distances, aux vitesses, à l'accélération/décélération et aux jerks. Ces courbes ont été obtenues à partir d'un scénario *d'arrêt fort* entre un véhicule suiveur équipé et un véhicule leader. L'inter-distance est calculée à partir de la différence de la position absolue de chaque véhicule. Les positions absolues sont obtenues à partir des odomètres installés dans chaque véhicule, les mesures sont transmises par radio-fréquence à un ordinateur où les valeurs sont enregistrées en temps réel. L'accélération du véhicule suiveur équipé est obtenue à partir d'une centrale inertielle.

D'autre part, le véhicule suiveur dispose d'un système automatique d'accélération et de freinage qui fait partie de la boucle de contrôle interne.

Notons dans la figure 4.18a que l'inter-distance diminue rapidement en raison de la dure action de freinage du véhicule leader. Les vitesses sont presque de $20m/s$, juste avant le début la manoeuvre de freinage.

En regardant la figure 4.19c, nous pouvons voir que la décélération atteint des valeurs importantes, presque de $8m/s^2$, mais le jerk est borné dans des valeurs raisonnables. Cependant, une valeur plus petite de jerk pourrait être obtenue en employant un meilleur ajustement de la boucle de contrôle interne. La boucle interne utilisée présente une valeur importante de retard (approximativement $300ms$) qu'il est très difficile de compenser par la boucle de contrôle externe.

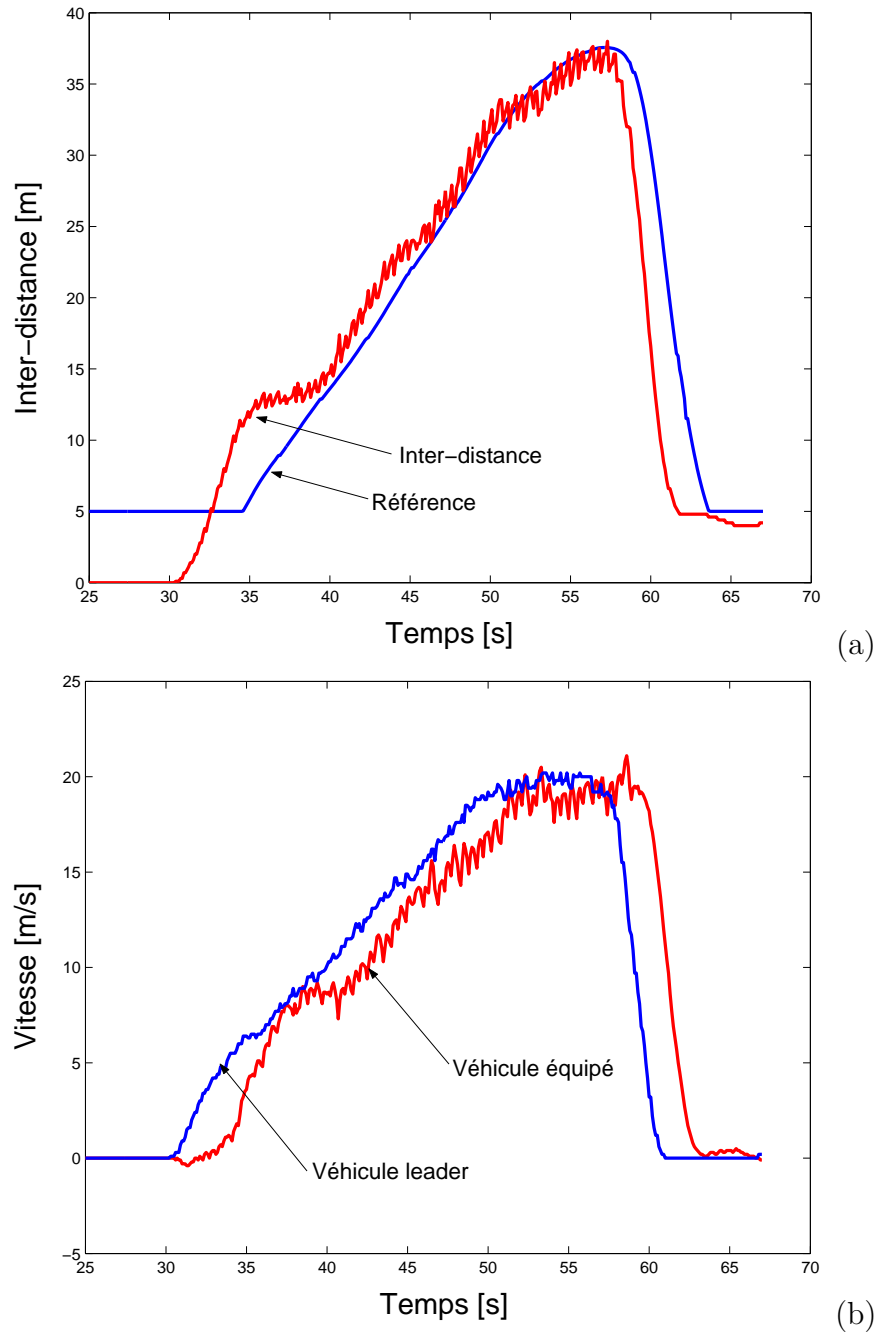


FIG. 4.18 – Test commande externe : (a) Inter-distance, (b) vitesse à partir d'expériences.

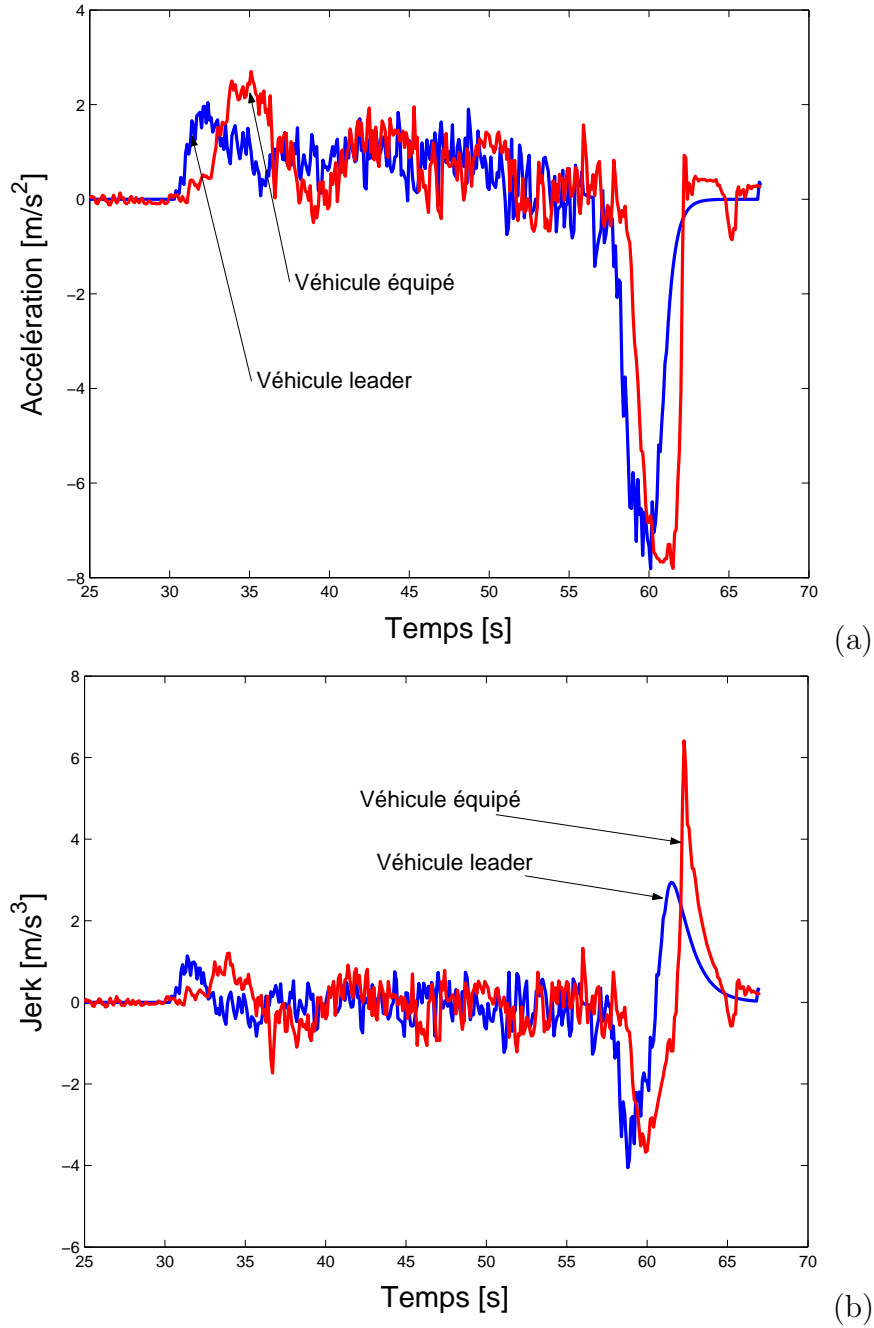


FIG. 4.19 – Test commande externe : (a) accélération et (b) jerk à partir d'expériences.

4.6 Conclusions

Une nouvelle commande longitudinale a été conçue. La commande se compose d'une boucle de contrôle interne et d'une boucle de contrôle externe. La boucle de contrôle interne est fortement dépendante de la dynamique du véhicule, alors que la boucle de contrôle externe dépend essentiellement du comportement désiré de l'inter-distance.

Un inconvénient pour la mise en place de la boucle interne est la nécessité de connaître les états internes du moteur, ce qui représente un problème réel que complique l'obtention d'une bonne commande du moteur.

L'avantage principal du contrôleur externe proposé concerne sa facilité d'exécution en temps réel et les bonnes performances. Les résultats en simulation et les résultats expérimentaux illustrent ce point.

Chapitre 5

Conclusions

Ce travail s'inscrit dans la cadre du projet français ARCOS. L'objectif de la thèse a été de développer des lois de commande de l'inter-distance entre deux véhicules. Dans cette recherche, nous avons développé un modèle véhicule (voir annexe B), un modèle nominal de l'inter-distance basé sur des modèles physiques. Nous avons également proposé des stratégies de contrôle pour la boucle interne (boucle d'accélération et de freinage), une stratégie de contrôle externe (boucle de l'inter-distance) et un système d'avertissement basé sur les prédictions des inter-distances et le modèle nominal de référence.

À travers l'étude, nous avons réussi à montrer les potentiels d'un modèle nominal d'inter-distance tant en simulation pure qu'en utilisant des données réelles. D'autre part, nous avons aussi mis en place un contrôle de l'inter-distance sur un véhicule équipé. Ces courtes expériences ont permis de toucher aux différents problèmes du monde réel. C'est dans ce cadre que le modèle de référence et le contrôle de l'inter-distance proposés ont montré leur efficacité.

5.1 Bilan

Chapitre 1 - État de l'art : Dans ce chapitre, nous avons présenté brièvement l'état de l'art sur la commande longitudinale et sur les modèles de *l'inter-distance*. Nous avons attaché de l'importance aux stratégies de commande qui prennent en compte tant

des critères de confort que des critères de sécurité.

Chapitre 2 - Modèle de référence de l'inter-distance : Nous avons développé un modèle de référence de l'inter-distance. Le modèle fournit des solutions dynamiques qui vérifient *a priori* les spécifications de sécurité avec des accélérations et des jerks bornés. Le modèle possède très peu de paramètres qui peuvent être éventuellement ajustés pour prendre en compte des facteurs externes tels que les états de la route et le niveau de congestion du trafic. Les conditions de route influent sur les différents paramètres du modèle, comme c'est le cas du freinage, de l'accélération, et de vitesse maximale ; ces valeurs pourraient être définies par l'infrastructure routière.

Le modèle n'exige pas une connaissance parfaite des paramètres du véhicule leader et il peut être employé dans la commande longitudinale pour les autoroutes et les itinéraires urbains, en particulier dans des scénarios comme le "Stop&go".

Ce modèle a été testé tant en simulation qu'en expérimentation. Le travail développé dans ce chapitre a été l'objet d'une publication dans le congrès international American Control Conference, Boston 2004.

Chapitre 3 - Système d'avertissement de l'inter-distance : Dans ce chapitre, nous avons proposé un système d'avertissement de l'inter-distance en utilisant un prédicteur (basé sur un modèle dynamique du véhicule à 5-DDL).

La prédiction de l'inter-distance compense le temps de réaction du conducteur qui est averti en avance d'un danger inter-distance. Les critères d'avertissement sont obtenus avec l'aide du modèle de référence qui permet d'évaluer à chaque instant s'il existe encore des conditions pour initier une action de freinage sûre. Ce système d'avertissement a été testé avec des données réelles.

Le travail développé dans ce chapitre a été accepté à l'IFAC World Congress, Prague 2005.

Chapitre 4 - Contrôle de l'inter-distance : Nous avons conçu une commande longitudinale qui utilise le modèle de référence proposé dans le chapitre 2. La commande se compose d'une boucle de contrôle interne et d'une boucle de contrôle externe. La boucle de contrôle interne est fortement dépendante de la dynamique du véhicule, alors

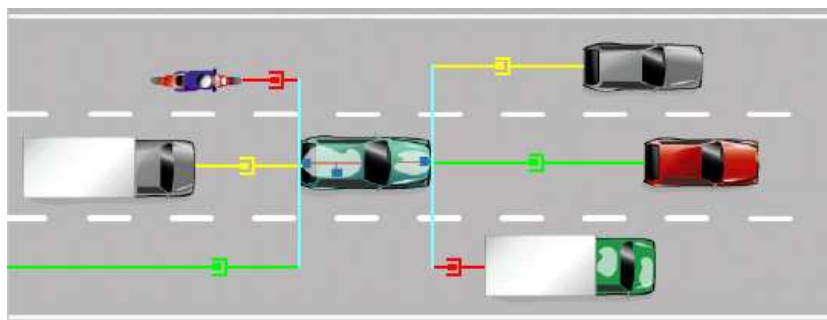


FIG. 5.1 – Modèle de l'inter-distance multi-voies.

que la boucle de contrôle externe dépend essentiellement du comportement désiré de l'inter-distance.

Les résultats expérimentaux ont été obtenus en collaboration avec le laboratoire LIVIC, en utilisant le véhicule LOLA. Ce chapitre a fait l'objet d'un article soumis dans IEEE Transaction on Control Systems Technology.

5.2 Perspectives

Modélisation : En termes de modélisation, il est possible d'affiner le modèle de l'inter-distance pour prendre en compte les variations abruptes de celle-ci dans des situations comme l'insertion ou la sortie d'un véhicule dans une même voie de circulation.

D'autre part, l'extension du modèle de voie simple au modèle multi-voies, peut être aussi explorée, si nous considérons le modèle original associé à chacun des véhicules circulant dans les voies adjacentes, comme l'illustre la figure 5.1.

Un autre problème concerne l'analyse de la stabilité en chaîne en utilisant le modèle de référence. Ce problème est encore ouvert et il peut être traité comme un travail futur à moyen terme.

Commande : En termes de commande, nous avons réussi à tester des lois de commande proposées dans cette thèse. Cependant, il reste encore à apporter des améliorations à la boucle de contrôle interne et à re-faire des tests avec des véhicules réels

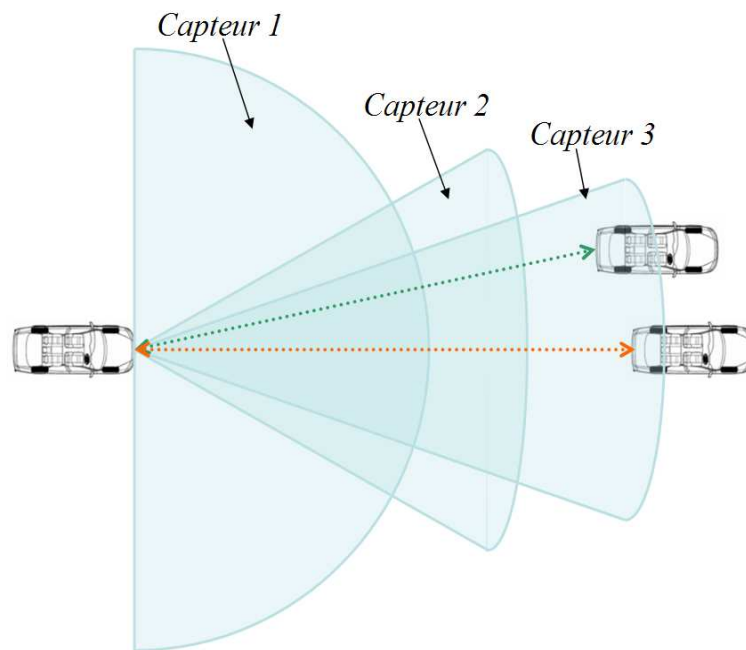


FIG. 5.2 – Zones de couverture des capteurs de l'inter-distance.

dans des scénarios plus élaborés.

D'autre part, en terme des aspects pratiques, nous pouvons remarquer qu'un capteur simple n'est pas capable de fournir en temps réel des informations fiables pour des systèmes de commande de l'inter-distance, en raison du temps, de l'éclairage et d'autres limitations physiques. Les systèmes de vision, par exemple, ne sont pas capables de faire une détection détaillée fiable en raison des problèmes de manque de correspondance et de mal fonctionnement dans le mauvais temps. Les systèmes basés sur radar offrent information fiable et robuste relativement précises dans le mauvais temps, mais sa résolution spatiale est pauvre. La figure 5.2 illustre les zones spatiales couvertes par différentes capteur.

Un des travaux intéressantes pour l'avenir est la possibilité d'explorer l'approche de commutation entre différents capteurs, qui consiste en quelques mots, à commuter tant des capteurs redondantes comme des commandes associées, d'une telle manière qu'il devra permettre l'operativité du contrôle inter-distance dans plusieurs conditions environnementales. En plus, la commutation peut être prévue pour optimiser un index de performance basé sur un critère de contrôle (voir par exemple [41], [42], [45]). La figure 5.3 illustre le système multi-capteur envisage.

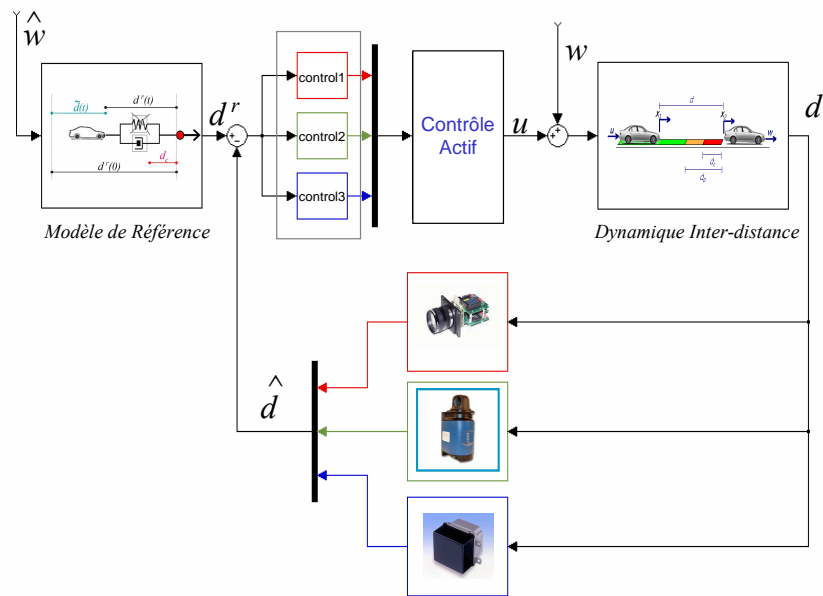


FIG. 5.3 – Schéma général de la commande multi-capteur de l'inter-distance.

La loi de commutation entre différentes familles de contrôleur-capteurs pourrait prendre en compte des contraintes données par les capteurs. Une possibilité sera celle d'employer le concept d'intégral de Bode (voir par exemple [44], [47], [51]) pour imposer des contraintes physiques données pour le *hardware* dans la boucle de contrôle, en supposant par exemple des différentes largeurs de *bande passante disponible* produite par les différents capteurs.

Annexe A

Accélération et jerk maximaux

Afin de calculer l'accélération et le jerk de référence maximaux, nous prenons l'équation (2.7) :

$$\ddot{x}_1^r = -c|\tilde{d}|\dot{\tilde{d}} \quad (\text{A.1})$$

et l'équation (2.9) avec $\beta = \dot{x}_1^r(0) + \frac{c}{2}\tilde{d}^2(0) = \dot{x}_1^r(0)$:

$$\dot{\tilde{d}} = -\frac{c}{2}\tilde{d}^2 + \beta - \dot{x}_2(t) \quad (\text{A.2})$$

En substituant l'équation (A.2) dans l'équation (A.1), nous obtenons l'accélération en fonction de \tilde{d} :

$$\ddot{x}_1^r = -c|\tilde{d}|\left[-\frac{c}{2}\tilde{d}^2 + \beta - \dot{x}_2(t)\right] \quad (\text{A.3})$$

Maintenant, nous pouvons calculer :

$$\frac{\partial \ddot{x}_1^r}{\partial \tilde{d}} = -c|\tilde{d}|[-c\tilde{d}] - c\left[-\frac{c}{2}\tilde{d}^2 + \beta - \dot{x}_2(t)\right] \quad (\text{A.4})$$

où il est possible d'obtenir un extremum de la fonction définie par l'équation (A.3), pour $\frac{\partial \ddot{x}_1^r}{\partial \tilde{d}^*} = 0$, en rapportant après des simplifications :

$$\tilde{d}^* = \sqrt{\frac{2(\beta - \dot{x}_2)}{3c}} \quad (\text{A.5})$$

qui vérifie : $\frac{\partial^2 \ddot{x}_1^r}{\partial \tilde{d}^{*2}} = c\tilde{d}^* > 0$, c.-à-d. le valeur minimale de \ddot{x}_1^r (maximum freinage). Substituant cette expression dans l'équation (A.3), nous obtenons :

$$\ddot{x}_1^{r*} = -\frac{2}{3}[\beta - \dot{x}_2] \sqrt{\frac{2}{3}c(\beta - \dot{x}_2)} \quad (\text{A.6})$$

Donc, il est facile de vérifier avec $\max\{\beta - \dot{x}_2\} = \beta$, que le freinage est borné comme suit :

$$|\ddot{x}_1^r| \leq \frac{2}{3}\beta \sqrt{\frac{2c\beta}{3}} \quad (\text{A.7})$$

△ L'équation (A.7) détermine la valeur maximale de freinage du véhicule de référence lorsque nous employons l'équation de mouvement (A.1) et cette valeur dépend des conditions initiales β et du paramètre c .

L'accélération positive maximale du véhicule de référence peut être obtenue d'une manière conservatrice. En prenant les dérivées temporelles de l'équation (A.2), nous obtenons : $\ddot{x}_2 = f(\dot{\tilde{d}}, \ddot{\tilde{d}})$, c.-à-d.

$$\ddot{x}_2 = -\ddot{\tilde{d}} - c|\dot{\tilde{d}}|\dot{\tilde{d}} \quad (\text{A.8})$$

Pendant un scénario d'accélération, nous avons $-\ddot{\tilde{d}} \geq 0$, $-c|\dot{\tilde{d}}|\dot{\tilde{d}} \geq 0$. En supposant

$$\ddot{x}_2(t) \leq \alpha \quad (\text{A.9})$$

c.-à-d.

$$\ddot{x}_2 = -\ddot{\tilde{d}} - c|\dot{\tilde{d}}\dot{\tilde{d}}| \leq \alpha \quad (\text{A.10})$$

Notons que l'équation (A.10) tient si $-\ddot{\tilde{d}} \leq \alpha$ and $-c|\dot{\tilde{d}}\dot{\tilde{d}}| \leq \alpha$, c.-à-d.

$$\ddot{x}_2 - \ddot{x}_1^r \leq \alpha \quad (\text{A.11})$$

et

$$\ddot{x}_1^r \leq \alpha \quad (\text{A.12})$$

△ L'équation (A.12) détermine la valeur maximale d'accélération du véhicule de référence lorsque nous employons l'équation de mouvement (A.1) et cette valeur dépend de la valeur maximale d'accélération du véhicule leader α .

D'autre part, le jerk maximal du véhicule de référence peut être calculé à partir de :

$$\ddot{x}_1^r = -c[\ddot{\tilde{d}}|\dot{\tilde{d}} + \dot{\tilde{d}}^2] \quad (\text{A.13})$$

pour $\tilde{d} \geq 0$ l'équation (A.13) devient :

$$\ddot{x}_1^r = -c[\ddot{\tilde{d}}\tilde{d} + \dot{\tilde{d}}^2] \quad (\text{A.14})$$

puis, en récrivant (A.14) en fonction de \tilde{d} et $\dot{\tilde{d}}$, nous avons :

$$\ddot{x}_1^r = -c[\dot{\tilde{d}}(-c\dot{\tilde{d}}(-\frac{c}{2}\dot{\tilde{d}}^2 + \beta - \dot{x}_2(t)) - \ddot{x}_2) + (-\frac{c}{2}\dot{\tilde{d}}^2 + \beta - \dot{x}_2(t))^2] \quad (\text{A.15})$$

sa dérivée par rapport à \tilde{d} est donnée par :

$$\frac{\partial \ddot{x}_1^{r*}}{\partial \tilde{d}} = c\ddot{x}_2 - c^3\tilde{d}^3 + 4c^2\tilde{d}\left(-\frac{c}{2}\tilde{d}^2 + \beta - \dot{x}_2\right) \quad (\text{A.16})$$

Les valeurs extrêmes peuvent être calculées à partir de $\frac{\partial \ddot{x}_1^{r*}}{\partial \tilde{d}} = 0$, pour $\ddot{x}_2 = 0$ (freinage face à un obstacle fixe), comme suit :

$$\ddot{x}_1^{r*} = c(\beta - \dot{x}_2)^2 \leq c\beta^2 \quad (\text{A.17})$$

pour $\tilde{d}^* = 0$, tandis que

$$\ddot{x}_1^{r*} = \frac{1}{3}c(\beta - \dot{x}_2)^2 \leq \frac{1}{3}c\beta^2 \quad (\text{A.18})$$

pour $\tilde{d}^* = \sqrt{\frac{4(\beta - \dot{x}_2)}{3c}}$.

D'autre part, si $\ddot{x}_2 \neq 0$, alors le jerk maximal du véhicule de référence peut être borné par (avec $\gamma = \max\{|\ddot{x}_2|\}$ et $\tilde{d}_{max} = \max\{\tilde{d}\} = \sqrt{\frac{2\beta}{c}}$) :

$$\ddot{x}_1^r = -c[\ddot{\tilde{d}} + \dot{\tilde{d}}^2] \leq c\tilde{d}_{max}\gamma - c\dot{\tilde{d}}^2 \leq c\tilde{d}_{max}\gamma \quad (\text{A.19})$$

En conclusion, le jerk positif ou négatif maximal est donné par la valeur maximale de :

$$|\ddot{x}_1| \leq \max\left\{c\beta^2, \sqrt{2c\beta} \cdot \gamma\right\} \quad (\text{A.20})$$

Δ Le jerk maximal dépend du paramètre c , de l'état initial β et de l'accélération/décélération maximale du véhicule leader.

Annexe B

Modèle véhicule type bicyclette

B.1 Introduction

Les accidents de la route représentent l'un des sujets de préoccupation les plus importants de la dernière décennie, la sécurité routière est de ce fait devenue l'un des thèmes principaux de recherche dans le domaine de la commande du véhicule. Les travaux sur la sécurité s'exprime de diverses manières, en particulier, par le développement de systèmes d'aide à la conduite. Quelques exemples de ceux-ci sont donnés dans [59] et [60].

Néanmoins, le processus de conception de certains de ces mécanismes ont besoin de modèles précis de véhicule, et notamment d'une précision substantielle en décrivant les forces de frottement pneu-chaussée. Ce point est essentiel afin de prévoir des situations dangereuses pour le véhicule, par exemple pendant la négociation d'une courbe aussi bien que dans la situation où le véhicule atteint des limites de glissement. Ceci est également utile dans le cas où le véhicule roule à basse vitesse (scénario Stop&go) où d'autres modèles *cinématiques* type bicyclette ne sont pas valides (voir [62]).

Les modèles cinématiques classiques type bicyclette sont construits en définissant l'angle de glissement comme étant la différence entre l'angle donné pour la vitesse de roue et sa propre orientation [62] et [39]. À partir de cette définition, il est construit un modèle qui dépend explicitement de l'angle de glissement. Un des problèmes de ce type de modèle est que l'angle de glissement tend vers zéro lorsque le véhicule tend

vers sa position de repos (la vitesse tend vers zéro), menant à un modèle non défini à ce régime particulier d'opération. L'autre limitation de ce type de modèle vient de son incapacité à prévoir les glissements forts [39]. La principale raison à cela est dû au fait que les modèles cinématiques sont conçus sur la base de la projection de vitesse et non pas sur le calcul explicite de l'interaction de forces entre pneu et chaussée.

Le but de cette annexe est de présenter un modèle de véhicule dérivé des principes physiques et qui ne souffre pas de la limitation mentionnée ci-dessus. En outre, nous souhaitons également construire un modèle que puisse décrire le transfert de masse avant-arrière, responsable de la variation des forces normales induites à chaque roue. Les forces normales sont directement proportionnelles à la variation des forces de contact. Le modèle tient compte des forces dynamiques de frottement pneu-chaussée basées sur le modèle de frottement de LuGre, proposé par la série de travaux reportés dans [56] et [57]. Le modèle de LuGre peut capturer la vitesse, la dépendance entre la chaussée et le pneu sur la force de frottement et reproduire les cas extrêmes comme le blocage des roues ou le glissement longitudinal et latéral, en tenant compte de l'anisotropie de frottement et en considérant les forces longitudinales et latérales aussi bien que le couple d'auto-alignement [57].

Le travail développé dans cette annexe a fait l'objet d'une publication dans le congrès international : IFAC on Automotive Control, Salerno 2004. Ce travail a été élaboré en collaboration avec M. Juan-Carlos AVILA-VILCHIS¹ pendant son stage post-doctoral au Laboratoire d'Automatique de Grenoble.

B.2 Le modèle véhicule

Nous proposons un modèle Lagrangien non linéaire type bicyclette. Ce modèle est décrit dans les figures B.1 et B.2. Nous considérons que le véhicule se compose d'une masse non-suspendue m_u (le châssis), d'une masse suspendue m_s (le caisse) et de deux paires de pneus de masse totale $2m_t$. La masse du véhicule est alors $m = m_u + m_s + 2m_t$.

$q = [x \ y \ \psi \ \phi \ \theta_f \ \theta_r]^T$ est le vecteur de coordonnées généralisées où x et y définissent les composants du vecteur de position du véhicule p_u dans le système de référence inertiel (o, x, y, z) qu'on peut voir dans la figure B.1. ψ est l'angle de lacet, ϕ est l'angle d'inclinaison de la masse suspendue du véhicule, θ_f et θ_r sont les positions

¹M. AVILA-VILCHIS travaille à l'Universidad Autónoma del Estado de México, Facultad de Ingeniería. 50130, Toluca, Mexico

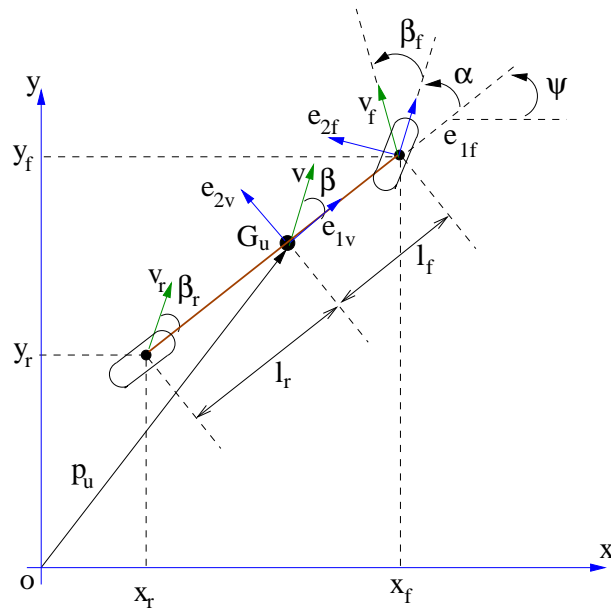


FIG. B.1 – Le modèle véhicule type bicyclette (vue supérieur).

angulaires de pneu avant et arrière (voir la figure B.2). Dans la figure B.1, G_u est le centre de la gravité de la masse non-suspendue ; v , v_f et v_r sont les vitesses du véhicule, les vitesses de roues avant et arrière dans le repère inertiel ; β est l'angle de glissement du véhicule, β_f et β_r sont les angles latéraux équivalents de glissement des roues avant et arrière ; l_f et l_r sont les distances du centre de gravité aux axes avant et arrière, respectivement. Sur ce schéma, on peut observer que le système de référence lié au pneu avant est défini par des vecteurs e_{1f} , e_{2f} et e_{3f} . Des angles positifs sont définis en accord avec la bonne convention de systèmes de référence. Ce système est sous-actionné avec $q \in \mathbb{R}^6$ et $u \in \mathbb{R}^3$. Le vecteur d'entrée est donné par $u = [\alpha \ \tau_f \ \tau_r]^T$ où α est l'angle de direction de la roue avant, τ_f et τ_r sont les couples des pneus avant et arrière.

La figure B.2 représente une vue latérale du véhicule où F_{nj} et F_{xj} avec $j = f, r$ représentent la charge normale et la force longitudinale de contact pour le pneu j . Dès maintenant, les index f et les r représentent avant et arrière, respectivement. Dans cette figure, G_s représente le centre de gravité de la masse suspendue (la caisse) et r est le rayon de pneu. Les vecteurs e_{1v} , e_{2v} et e_{3v} sont associés au système de référence de la masse non-suspendue. De plus, la figure B.2 (*inférieure*) montre un diagramme de la suspension comme étant un système ressort-amortisseur qui définit le mouvement de la masse suspendue.

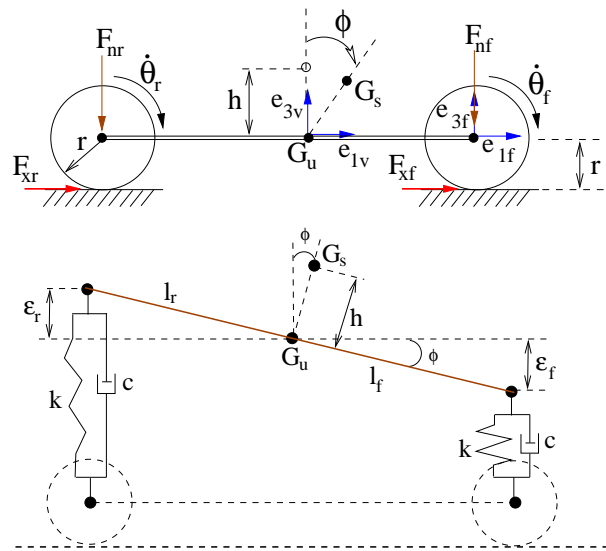


FIG. B.2 – Le modèle véhicule type bicyclette (vue latérale)

Le modèle proposé est obtenu avec une formulation Lagrangienne où pour chaque composant du véhicule (châssis, caisse et pneus) nous tenons compte du déplacement T_t , de la rotation T_r et des énergies cinétiques et potentielles U . Nous allons maintenant analyser chacun de ces éléments.

Châssis. À partir de la figure B.1, il est facile de vérifier que les énergies cinétiques et potentielles pour le châssis sont donnés par :

$$\begin{aligned} T_{ut} &= \frac{1}{2}m_u(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \\ T_{ur} &= \frac{1}{2}I_{uz}\dot{\psi}^2 \\ T_{ur} &= m_u g r \end{aligned} \quad (B.1)$$

où I_{uz} est le moment d'inertie du châssis en ce qui concerne l'axe z ; la constante g est l'accélération de la gravité.

Caisse. À partir de la figure B.2, le vecteur de position de la masse suspendue est $p_s = [x + h\sin(\phi)\cos(\psi) \quad y + h\sin(\phi)\sin(\psi) \quad h\cos(\phi) + r]^T$, où la composition des rotations est prise en considération. Le mouvement angulaire de la caisse est considéré

comme étant celui d'un pendule inversé avec sa dynamique définie par l'angle ϕ et le mouvement de $x - y$ afin de prendre en compte des variations de la répartition des charges verticales au-dessus des axes quand le véhicule freine ou accélère.

Négligeant l'effet gyroscopique au-dessus de la caisse, la vitesse angulaire de la masse suspendue est $\omega_s = [0 \ \dot{\phi} \ \dot{\psi}]^T$. Le tenseur d'inertie de la masse suspendue prend la forme suivante :

$$I_s = \begin{bmatrix} I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_y & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_z \end{bmatrix} \quad (\text{B.2})$$

Pour la masse suspendue, les énergies cinétiques et potentielles sont :

$$T_{st} = \frac{1}{2}m_s[\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + h^2(\dot{\psi}^2 \sin^2(\phi) + \dot{\phi}^2 \cos^2(\phi)) + 2h\dot{\psi} \sin(\phi)(\dot{y} \cos(\psi) - \dot{x} \sin(\psi)) + 2h\dot{\phi} \cos(\phi)(\dot{y} \sin(\psi) + \dot{x} \cos(\psi))] \quad (\text{B.3})$$

$$T_{sr} = \frac{1}{2}[(I_{sy} + m_s h^2)\dot{\phi}^2 + I_{sz}\dot{\psi}^2 - 2I_{syz}\dot{\phi}\dot{\psi}] \quad (\text{B.4})$$

$$U_s = m_s g(r + h \cos(\phi)) + \frac{1}{2}k(l_f^2 + l_r^2) \sin^2(\phi) \quad (\text{B.5})$$

Pneus avant et arrière. À partir de la figure B.1, nous pouvons vérifier que les vecteurs de position des pneus avant et arrière sont : $p_f = [x + l_f \cos(\psi) \ y + l_f \sin(\psi) \ r]^T$ et $p_r = [x - l_r \cos(\psi) \ y - l_r \sin(\psi) \ r]^T$, respectivement. $w_f = [0 \ \dot{\theta}_f \ \dot{\psi}]^T$ et $w_r = [0 \ \dot{\theta}_r \ \dot{\psi}]^T$ sont les vecteurs de vitesse angulaire pour les pneus avant et arrière. Le tenseur d'inertie du pneu est considéré comme $I_t = \text{diag}(I_x, I_y, I_z)$. Sous ces considérations, les énergies cinétiques et potentielles pour les pneus sont donnés par :

$$\begin{aligned} T_{ft} &= \frac{1}{2}m_t(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 - 2l_f \dot{x} \dot{\psi} \sin(\psi) \\ &\quad + 2l_f \dot{y} \dot{\psi} \cos(\psi) + l_f^2 \dot{\psi}^2) \\ T_{rt} &= \frac{1}{2}m_t(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + 2l_r \dot{x} \dot{\psi} \sin(\psi) \\ &\quad - 2l_r \dot{y} \dot{\psi} \cos(\psi) + l_r^2 \dot{\psi}^2) \end{aligned} \quad (\text{B.6})$$

$$\begin{aligned} T_{fr} &= \frac{1}{2}[(I_{ty} + m_t l_f^2)\dot{\theta}_f^2 + (I_{tz} + m_t l_f^2)\dot{\psi}^2] \\ T_{rr} &= \frac{1}{2}[(I_{ty} + m_t l_r^2)\dot{\theta}_r^2 + (I_{tz} + m_t l_r^2)\dot{\psi}^2] \end{aligned} \quad (\text{B.7})$$

$$U_f = U_r = m_t g r \quad (\text{B.8})$$

Le Lagrangien prend la forme suivante :

$$\begin{aligned} L = & \frac{1}{2}m(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2}(I_{sy} + m_s h^2)\dot{\phi}^2 - I_{sy z}\dot{\phi}\dot{\psi} \\ & + \frac{1}{2}[I_{uz} + I_{sz} + 2I_{tz} + 3m_t(l_f^2 + l_r^2)]\dot{\psi}^2 \\ & + \frac{1}{2}(I_{ty} + m_t l_f^2)\dot{\theta}_f^2 + \frac{1}{2}(I_{ty} + m_t l_r^2)\dot{\theta}_r^2 \\ & + m_t(l_r - l_f)\psi[\dot{x}\sin(\psi) - \dot{y}\cos(\psi)] \\ & + \frac{1}{2}m_s[h^2\dot{\psi}^2\sin^2(\phi) + h^2\dot{\phi}^2\cos^2(\phi) \\ & + 2h\dot{\psi}\sin(\phi)(\dot{y}\cos(\psi) - \dot{x}\sin(\psi)) \\ & + 2h\dot{\phi}\cos(\phi)(\dot{y}\sin(\psi) + \dot{x}\cos(\psi))] \\ & - m_s g h \cos(\phi) - m g r - \frac{1}{2}k(l_f^2 + l_r^2)\sin^2(\phi) \end{aligned} \quad (\text{B.9})$$

où le dernier terme représente l'énergie potentielle associée à l'élément ressort de coefficient k dans le système de suspension. Les équations du mouvement pour le véhicule sont obtenues par les équations de Lagrange :

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (\text{B.10})$$

où $i = 1, \dots, 6$ et Q_i est le i -ème force généralisée. Le modèle a la forme connue :

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = Q(u) \quad (\text{B.11})$$

où $M(q) \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ est la matrice d'inertie qui est symétrique et définie positive $\forall q$, $C(q, \dot{q}) \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ est la matrice de Coriolis qui vérifie la propriété $\dot{M} - 2C \in SS(6)^2$ et $G(q) \in \mathbb{R}^6$ est le vecteur des forces conservatrices. Les structures de $M(q)$, $C(q, \dot{q})$ et $G(q)$ et les valeurs de paramètres physiques peuvent être consultées dans les annexes correspondants.

Le vecteur de forces généralisés $Q(u)$ est constitué par toutes les forces externes agissant sur le système. Il présente la structure suivante :

² $SS(n)$ représente le ensemble des matrices anti-symétriques d'ordre $n \times n$. Une matrice S est anti-symétrique si et seulement si $S + S^T = 0$.

$$Q(u) = \begin{bmatrix} R_{z\psi} & 0 \\ 0 & I_4 \end{bmatrix} F_v \quad (\text{B.12})$$

où $R_{z\psi}$: repère véhicule \rightarrow repère inertiel est la matrice de rotation donnée par l'équation (B.13). $R_{z\psi} \in SO(2)$ ³.

$$R_{z\psi} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) \end{bmatrix} \quad (\text{B.13})$$

Le vecteur de forces F_v (dans le repère du véhicule) dans (B.12) est donnée par :

$$F_v = \begin{bmatrix} F_{xr} + F_{xf}\cos(\alpha) - F_{yf}\sin(\alpha) - C_x \|v_{xv}\|v_{xv} \\ F_{yr} + F_{xf}\sin(\alpha) + F_{yf}\cos(\alpha) + C_y \sin(\eta_y t) \\ F_{xf}l_f \sin(\alpha) + F_{yf}l_f \cos(\alpha) - F_{yr}l_r \\ L_{nfl_f} - L_{nr}l_r - s_{nfl_f} + s_{nr}l_r \\ \tau_f - F_{xf}r \\ \tau_r - F_{xr}r \end{bmatrix} \quad (\text{B.14})$$

Avec $C_x = \frac{\rho C_d A}{2}$, où ρ est la densité de l'air, C_d est le coefficient aérodynamique du véhicule, A est le secteur transversal du véhicule, v_{xv} est la vitesse longitudinale du véhicule dans le repère du véhicule, C_y est l'amplitude de la force de perturbation latérale (considérée comme un signal sinusoïdal) où η_y est sa fréquence⁴.

Les charges verticales statiques, les forces de restitution du système de suspension et les forces de contact sont définies respectivement par les termes L_{nj} , s_{nj} et F_{ij} dans l'équation (B.14). Ces termes sont associées au pneu j ($j = f, r$). L'index i représente la direction longitudinale du mouvement si $i = x$, ou la direction latérale du mouvement si $i = y$.

Les charges verticales sont données par les expressions suivantes, qui considèrent un rapport de masse statique pour les axes avant et arrière [60] :

³ $SO(n)$ représente le ensemble des matrices Orthogonales Spéciales d'ordre n avec $Det = +1$.

⁴Ces forces représentent une perturbation longitudinale et latérale sur le véhicule et pourraient changer sa structure.

$$\begin{aligned} L_{nf} &= \frac{l_r}{l_r+l_f}(m_u + m_s)g \\ L_{nr} &= \frac{l_f}{l_r+l_f}(m_u + m_s)g \end{aligned} \quad (\text{B.15})$$

En tenant compte de la figure B.2 et de l'hypothèse que ϕ est suffisamment petit, nous pouvons écrire :

$$\begin{aligned} s_{nf} &= kl_f\phi + cl_f\dot{\phi} \\ s_{nr} &= -kl_r\phi - cl_r\dot{\phi} \end{aligned} \quad (\text{B.16})$$

Nous présentons dans la prochaine section les forces de contact F_{ij} obtenues à partir du modèle dynamique de frottement de LuGre.

B.3 Modèle de contact pneu-chaussée

Les forces de frottement F_{ij} , $i = x, y$ et $j = f, r$ sont déterminés à partir du modèle dynamique de frottement de LuGre proposé par [56], mené et étendu dans [57]. L'idée principale est d'employer un modèle groupé moyen⁵ dépendant de la vitesse angulaire du pneu et de la vitesse relative de la surface de contact, en utilisant un état interne qui sera défini plus tard. Ce modèle groupé est obtenu à partir d'un modèle distribué qui dépend du temps et de la longueur de la surface de contact. L'utilisation du modèle groupé nous permet de fonctionner avec des équations différentielles ordinaires (ODE) au lieu des équations différentielles partielles (PDE).

Les forces de contact décrivant l'interaction pneu-chaussée sont données par les équations (B.17) qui sont considérées pour le modèle groupé moyen de frottement [57].

$$F_{ij} = - \int_0^L (\sigma_{0ij}z_{ij} + \sigma_{1ij}\frac{\partial z_{ij}}{\partial t} + \sigma_{2ij}v_{ij})f_{nj}(\zeta)d\zeta \quad (\text{B.17})$$

où σ_{0ij} , σ_{1ij} et σ_{2ij} sont la rigidité, l'atténuation et les coefficients visqueux de frottement, respectivement ; z_{ij} représente un état interne de frottement représentant

⁵Nous faisons référence au modèle qui décrit l'effet global des forces de frottement.

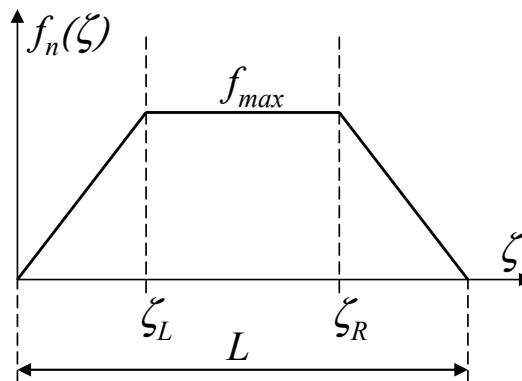


FIG. B.3 – Distribution de charges verticales.

la déformation des brins utilisés pour la modélisation du contact entre deux surfaces, v_{ij} est la vitesse relative à l'interface de contact qui est caractérisée par la coordonnée ζ ; $f_{nj}(\cdot)$ représente la répartition des charges normales décrites par (B.18) (voir la figure B.3).

$$f_{nj}(\zeta) = \begin{cases} \frac{f_{maxj}}{\zeta_{Lj}} \zeta & \text{for } 0 \leq \zeta < \zeta_{Lj} \\ f_{maxj} & \text{for } \zeta_{Lj} \leq \zeta < \zeta_{Rj} \\ -\frac{f_{maxj}}{L_j - \zeta_{Rj}} \zeta + \frac{L_j f_{maxj}}{L_j - \zeta_{Rj}} & \text{for } \zeta_{Rj} \leq \zeta < L_j \end{cases} \quad (\text{B.18})$$

Dans (B.18), L_j est la longueur de l'interface de contact, ζ_{rj} et ζ_{lj} sont les valeurs de longueur qui définissent la valeur maximale de la charge verticale. La répartition des charges a été choisie comme étant une distribution trapézoïdale qui doit satisfaire des conditions de frontière comme celui de la charge normale égale à zéro aux bords de l'interface de contact. La valeur maximale de cette répartition des charges normales f_{maxj} est donnée pour chaque pneu par l'équation (B.19).

$$f_{maxj} = \frac{2F_{nj}}{(L_j + \zeta_{Rj} - \zeta_{Lj})} \quad (\text{B.19})$$

En définissant l'état interne moyen de frottement \bar{z} comme suit :

$$\bar{z}_{ij}(t) = \frac{1}{F_{nj}} \int_0^L z_{ij}(t, \zeta) f_{nj}(\zeta) d\zeta \quad (\text{B.20})$$

nous arrivons aux expressions générales pour le modèle des forces de contact, récapitulé par les équations (B.21) et (B.22), où $F_{nj} = (L_{nj} - s_{nj})$ est la charge verticale appliquée sur l'axe du pneu j . L_{nj} et s_{nj} sont les charges verticales statiques et les forces de restitution du système de suspension donnés par les équations (B.15) et (B.16).

$$F_{ij} = -F_{nj}(\sigma_{0ij}\bar{z}_{ij} + \sigma_{1ij}\dot{\bar{z}}_{ij} + \sigma_{2ij}v_{ij}) \quad (\text{B.21})$$

$$\dot{\bar{z}}_{ij} = v_{ij} - \left(\frac{\sigma_{0ij}\lambda_j}{\mu_{kij}^2} + \kappa_{ij}|\dot{\theta}_j r| \right) \bar{z}_{ij} \quad (\text{B.22})$$

Dans l'équation (B.22), μ_{kij} est le coefficient dynamique de frottement et $\lambda_j(\cdot)$ est un terme d'accouplement qui est fonction de la vitesse relative à l'interface de contact définie par l'équation (B.23) avec la matrice cinétique de coefficients de frottement définie par $M_{kj} = \text{diag}(\mu_{kxj}, \mu_{kyj})$, le terme $v_j = [v_{xj} \ v_{yj}]^T$ est le vecteur relatif de vitesse à l'interface de contact pour le pneu j et g_j est une fonction qui caractérise le régime stationnaire du modèle dynamique, fonction décrite par l'équation (B.24).

$$\lambda_j = \frac{(\|M_{kj}^2 v_j\|)}{g_j} \quad (\text{B.23})$$

$$g_j = \frac{\|M_{kj}^2 v_j\|}{\|M_{kj} v_j\|} + \left[\frac{\|M_{sj}^2 v_j\|}{\|M_{sj} v_j\|} - \frac{\|M_{kj}^2 v_j\|}{\|M_{kj} v_j\|} \right] e^{-\frac{\|v_j\|^{1/2}}{v_{sj}}} \quad (\text{B.24})$$

Dans l'équation (B.24) $M_{sj} = \text{diag}(\mu_{sxj}, \mu_{syj})$ correspond à la matrice des coefficients de frottement du régime stationnaire et le terme v_{sj} correspond à la vitesse de *Stribeck* associée au pneu j .

Le terme $\kappa_{ij}(\cdot)$ dans (B.22) est décrit par l'équation (B.25) où \bar{z}_{ij}^{ss} est calculé à partir de l'équation (B.20) en régime stationnaire pour z_{ij} , en utilisant la forme explicite montrée dans l'équation (B.26). Pour ces équations, nous employons les relations suivantes :

$$C_{0ij} = \frac{\lambda_j(v_j)\sigma_{0ij}}{\mu_{kij}^2}, C_{1ij} = \frac{v_{ij}}{C_{0ij}}, C_{2ij} = \frac{|\dot{\theta}_j r|}{C_{0ij}}, \alpha_{1j} = \frac{f_{maxj}}{\zeta_{Lj}}, \alpha_{2j} = \frac{f_{maxj}}{L_j - \zeta_{Rj}} \text{ et } \beta_{2j} = \frac{L_j f_{maxj}}{L_j - \zeta_{Rj}}.$$

$$\kappa_{ij} = \frac{1}{|\dot{\theta}_j r|} \left[\frac{v_{ij}}{\bar{z}_{ij}^{ss}} - C_{0ij} \right] \quad (\text{B.25})$$

$$\bar{z}_{ij}^{ss} =$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{F_{nj}} C_{1ij} [\\ & \alpha_{1j} \left(\frac{\zeta_{Lj}^2}{2} + C_{2ij} \zeta_{Lj} e^{-\frac{\zeta_{Lj}}{C_{2ij}}} - C_{2ij}^2 \left(1 - e^{-\frac{\zeta_{Lj}}{C_{2ij}}} \right) \right) \\ & + f_{max} \left((\zeta_{Rj} - \zeta_{Lj}) + C_{2ij} \left(e^{-\frac{\zeta_{Rj}}{C_{2ij}}} - e^{-\frac{\zeta_{Lj}}{C_{2ij}}} \right) \right) \\ & + \frac{1}{2} \alpha_{2j} (L_j^2 - \zeta_{Rj}^2) + \beta_{2j} (L_j - \zeta_{Rj}) \\ & + \alpha_{2j} C_{2ij} \left(L_j e^{-\frac{L_j}{C_{2ij}}} - \zeta_{Rj} e^{-\frac{\zeta_{Rj}}{C_{2ij}}} \right) \\ & + C_{2ij} (\beta_{2j} + \alpha_{2j} C_{2ij}) \left(e^{-\frac{L_j}{C_{2ij}}} - e^{-\frac{\zeta_{Rj}}{C_{2ij}}} \right)] \end{aligned} \quad (\text{B.26})$$

Pour déterminer les vitesses relatives utilisées dans le calcul des forces de contact, nous considérons le vecteur de vitesse du pneu j dans le repère inertiel donné par l'équation (B.27).

$$\begin{aligned} \vartheta_f &= [\dot{x} - l_f \dot{\psi} \sin(\psi) \quad \dot{y} + l_f \dot{\psi} \cos(\psi) \quad 0]^T \\ \vartheta_r &= [\dot{x} + l_r \dot{\psi} \sin(\psi) \quad \dot{y} - l_r \dot{\psi} \cos(\psi) \quad 0]^T \end{aligned} \quad (\text{B.27})$$

Les angles latéraux de glissement associés aux pneus sont calculés par l'équation (B.28) où α n'est pas pris en considération sur le pneu arrière.

$$\beta_j = \text{atan}(\vartheta_{yj} / \vartheta_{xj}) - \psi - \alpha \quad (\text{B.28})$$

Les vitesses relatives sont alors calculées par :

$$\begin{aligned} v_{xj} &= \|\vartheta_j\| \cos(\beta_j) - \dot{\theta}_j r \\ v_{yj} &= \|\vartheta_j\| \sin(\beta_j) \end{aligned} \quad (\text{B.29})$$

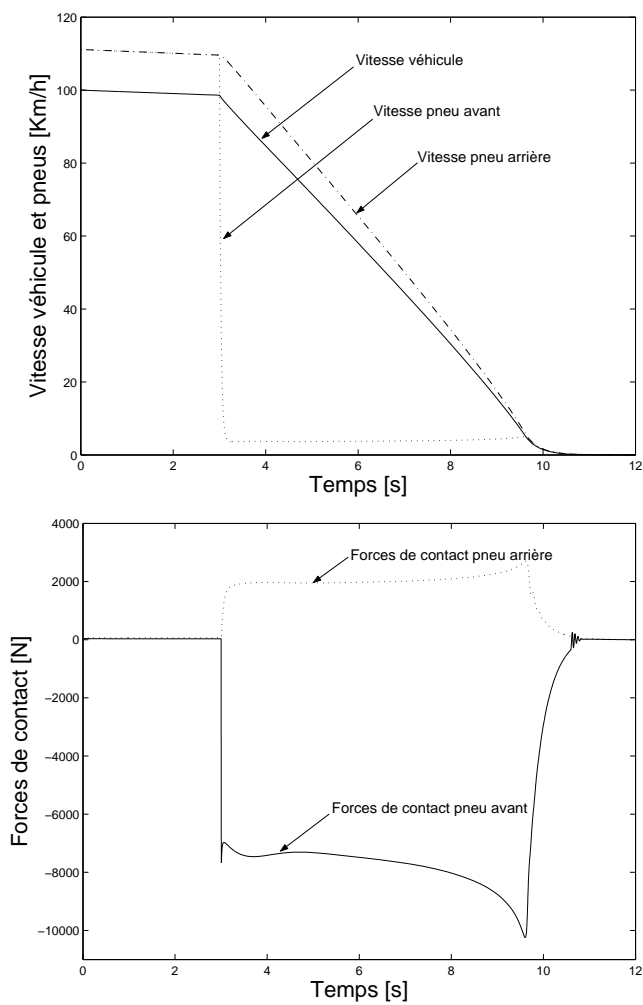


FIG. B.4 – Vitesses des pneus et forces de contact (scénario arrêt-brutal).

B.4 Cas d'étude

Dans cette section, nous présentons deux cas d'étude pour illustrer la réponse du modèle proposé. Les conditions initiales des vitesses angulaires des pneus ont été choisies de telle manière que toutes les simulations commencent par des vitesses relatives différentes de zéro. Les cas d'étude sont groupées de la façon suivante :

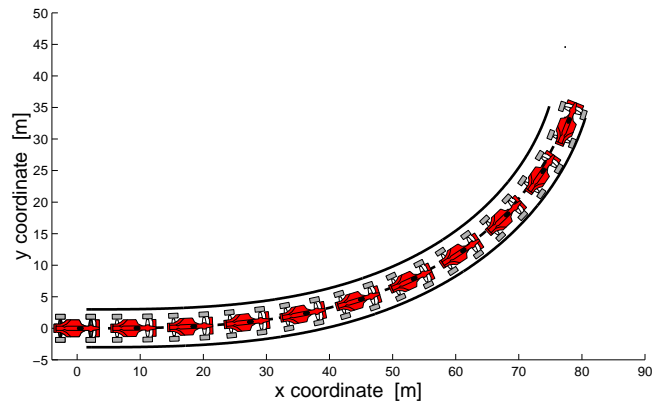
Trajectoire en ligne droite Dans ce cas nous présentons le mouvement d'un véhicule en ligne droite. Ce scénario comprend deux périodes : une période à vitesse constante et puis une période de freinage fort (arrêt-brutal). Toutes les conditions initiales sont à zéro, excepté $\dot{x}_0 = 100 \text{ km/h}$. À $t = 3 \text{ s}$, les pneus avant sont bloqués.

Dans la figure B.4 (*supérieur*), on peut constater que lorsque la vitesse du pneu avant chute rapidement, la vitesse du pneu arrière, quant à elle, diminue lentement. Pendant la période à vitesse constante, nous pouvons observer que les forces de contact sont presque nulles (voir la figure B.4 *inférieur*). Pendant l'instant de freinage fort, la force de contact devient plus importante pour le pneu avant que pour le pneu arrière. Comme il a été prévu, ces forces ont des signes contraires pendant la période de freinage puisque le couple de freinage est seulement appliqué aux pneus avant. Notez que le scénario "arrêt-brutal" produit des valeurs élevées et non-lisses pour les forces de contact puisque les pneus avant sont presque bloqués et que la vitesse relative atteint de valeurs maximales⁶.

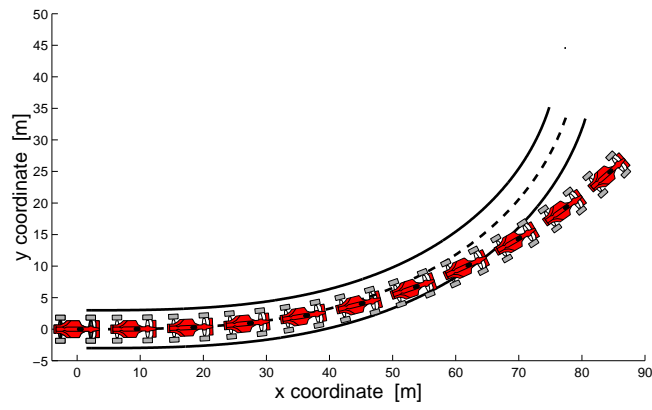
Trajectoire en Courbe. Nous illustrons la perte de frottement pour deux cas : glissement avant et glissement arrière pour une trajectoire courbe (clothoïde). Nous comparons les comportements du véhicule dans les deux cas par rapport au cas du frottement nominal. Les conditions initiales sont à zéro, excepté $\dot{x}_0 = 54 \text{ km/h}$. La magnitude de la vitesse reste constante tout au long de la courbe. L'angle de direction α est une fonction linéaire du temps, qui est obtenue a priori à partir du mouvement cinématique du véhicule (sans glissement), et il est saturé à un instant prédéfini ($t = 6 \text{ s}$) pour produire un mouvement strictement circulaire. Les coefficients de frottement associés au contact entre le pneu avant (*arrière*) et la chaussée ont été réduits de 75 % (75 %) pour simuler le scénario de glissement avant (*arrière*).

La figure B.5 illustre la trajectoire du véhicule pendant six secondes dans le cas du glissement nominal, ainsi que dans les cas du glissement avant et glissement arrière.

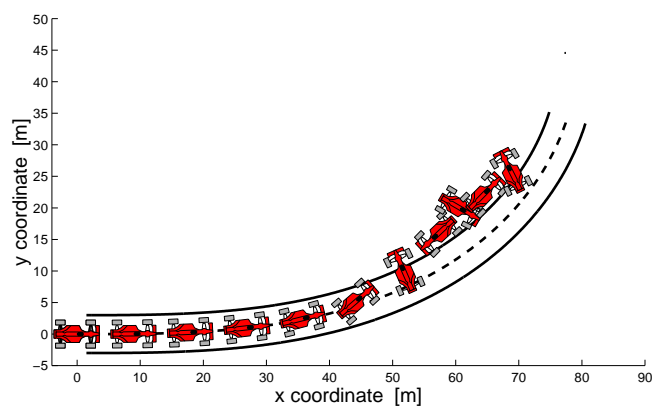
⁶Bien que cet état dynamique soit très peu réaliste, il permet démontrer l'utilité du modèle sous des valeurs extrêmes de glissement et aussi bien sous de regimen à basse vitesse.



(a)



(b)



(c)

FIG. B.5 – (a) Trajectoire nominale, (b) glissement avant et (c) glissement arrière.

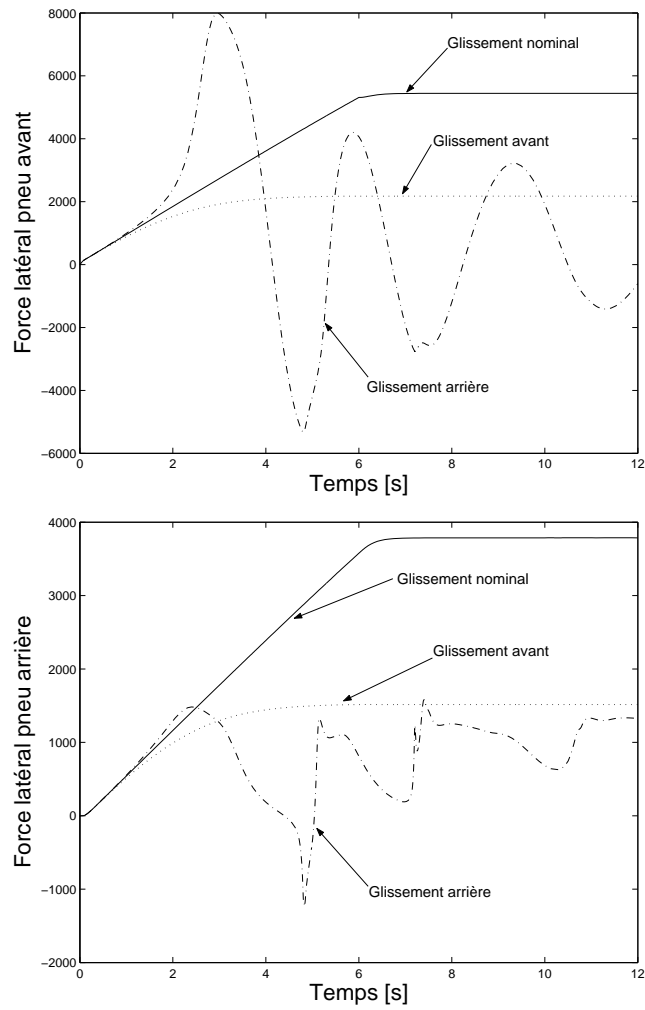


FIG. B.6 – Forces de contact latéraux pour trois conditions différentes d'adhérence.

La figure B.6 illustre les variations des forces de contact pour le mouvement nominal et pour les deux cas de glissement. Comme il a été prévu, dans le cas du glissement avant, les forces de contact ont une variation lisse tandis que cette variation est tout à fait importante dans le cas du glissement arrière. Pour le cas nominal, nous observons que lorsque l'angle de direction change linéairement, les forces de contact change aussi linéairement. Après ceci ($t < 6$ s), les forces de contact restent constantes. Avec une perte d'adhérence des pneus arrière, le véhicule perd clairement tout contrôle en tournant et en changeant le signe des forces de contact durant toute la simulation.

B.5 Conclusions

Dans cette annexe, nous avons développé un nouveau modèle de véhicule type bicyclette qui prend en compte les forces de contact pneu-chaussée de façon dynamique en utilisant le modèle de LuGre. La variation des forces normales (dû au mouvement de tangage) a été prise en compte pour le calcul des forces de contact.

Ce modèle de véhicule ne prend pas en compte les dynamiques des actionneurs et il a été conçu pour simuler le mouvement à plat. Néanmoins, le modèle considère des dynamiques indépendantes des pneus, la dynamique de la suspension et le rapport de charge.

Les simulations effectuées montrent un comportement attendu du véhicule dans des conditions extrêmes. Ce modèle a été au départ développé pour la prédiction de trajectoire. Cependant, celui-ci peut aussi être employé pour évaluer plusieurs stratégies de commande.

Annexe C

Développement des équations de Lagrange

$$\frac{\partial L}{\partial x} = \frac{\partial L}{\partial y} = \frac{\partial L}{\partial \theta_f} = \frac{\partial L}{\partial \theta_r} = 0$$

$$\frac{\partial L}{\partial \psi} = m_t(l_r - l_f)(\dot{x}\dot{\psi}\cos(\psi) + \dot{y}\dot{\psi}\sin(\psi)) + m_s h \dot{\psi} \sin(\phi)(-\dot{y}\sin(\psi) - \dot{x}\cos(\psi)) + m_s h \dot{\phi} \cos(\phi)(\dot{y}\cos(\psi) - \dot{x}\sin(\psi))$$

$$\frac{\partial L}{\partial \phi} = m_s h g \sin(\phi) - k(l_f^2 + l_r^2) \sin(\phi) \cos(\phi) + \frac{1}{2} m_s (h^2 (\dot{\psi}^2 - \dot{\phi}^2) [\sin(\phi) \cos(\phi)] + 2h \dot{\psi} \cos(\phi) [\dot{y} \cos(\psi) - \dot{x} \sin(\psi)]) - 2h \dot{\phi} \sin(\phi) [\dot{y} \sin(\psi) + \dot{x} \cos(\psi)] \quad (C.1)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} = m\dot{x} + m_t(l_r - l_f)\dot{\psi}\sin(\psi) + m_s h [-\dot{\psi}\sin(\phi)\sin(\psi) + \dot{\phi}\cos(\phi)\cos(\psi)]$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{y}} = m\dot{y} - m_t(l_r - l_f)\dot{\psi}\cos(\psi) + m_s h [\dot{\psi}\sin(\phi)\cos(\psi) + \dot{\phi}\cos(\phi)\sin(\psi)]$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} = (I_{uz} + I_{sz} + 2I_{tz} + 3m_t(l_r^2 + l_f^2))\dot{\psi} + m_t(l_r - l_f)(\dot{x}\sin(\psi) - \dot{y}\cos(\psi)) - I_{syz}\dot{\phi} + m_s(h^2\dot{\psi}\sin^2(\phi) + h\sin(\phi)[\dot{y}\cos(\psi) - \dot{x}\sin(\psi)])$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} = (I_{sy} + m_s h^2)\dot{\phi} - I_{syz}\dot{\psi} + m_s h^2 \dot{\phi} \cos^2(\phi) + m_s h \cos(\phi) [\dot{y}\sin(\psi) + \dot{x}\cos(\psi)]$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_f} = (I_{ty} + m_t l_f^2) \dot{\theta}_f$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_r} = (I_{ty} + m_t l_r^2) \dot{\theta}_r$$

(C.2)

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right] &= m\ddot{x} + m_t(l_r - l_f)(\ddot{\psi}\sin(\psi) + \dot{\psi}^2\cos(\psi)) \\
&\quad - m_s h([\ddot{\psi}\sin(\phi) + \dot{\phi}\dot{\psi}\cos(\phi)]\sin(\psi) + \dot{\psi}^2\sin(\phi)\cos(\psi)) \\
&\quad + m_s h([\dot{\phi}\cos(\phi) + \dot{\phi}^2\sin(\phi)]\cos(\psi) - \dot{\phi}\dot{\psi}\cos(\phi)\sin(\psi)) \\
\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{y}} \right] &= m\ddot{y} - m_t(l_r - l_f)(\ddot{\psi}\cos(\psi) - \dot{\psi}^2\sin(\psi)) \\
&\quad + m_s h([\ddot{\psi}\sin(\phi) + \dot{\phi}\dot{\psi}\cos(\phi)]\cos(\psi) - \dot{\psi}^2\sin(\phi)\sin(\psi)) \\
&\quad + m_s h([\dot{\phi}\cos(\phi) - \dot{\phi}^2\sin(\phi)]\sin(\psi) + \dot{\phi}\dot{\psi}\cos(\phi)\cos(\psi)) \\
\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} \right] &= (I_{uz} + I_{sz} + 2I_{tz} + 3m_t(l_r^2 + l_f^2))\ddot{\psi} + m_t(l_r - l_f)(\ddot{x}\sin(\psi) + \dot{x}\dot{\psi}\cos(\psi) \\
&\quad - \ddot{y}\cos(\psi) + \dot{y}\dot{\psi}\sin(\psi)) - I_{sy_z}\ddot{\phi} \\
&\quad + m_s h^2[\ddot{\psi}\sin^2(\phi) + 2\dot{\phi}\dot{\psi}\sin(\phi)\cos(\phi)] \\
&\quad + m_s h([\ddot{y}\cos(\psi) - \dot{\psi}\dot{y}\sin(\psi)]\sin(\phi) + \dot{\phi}\dot{y}\cos(\phi)\cos(\psi)) \\
&\quad - m_s h([\ddot{x}\sin(\psi) + \dot{\psi}\dot{x}\cos(\psi)]\sin(\phi) + \dot{\phi}\dot{x}\cos(\phi)\sin(\psi)) \\
\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} \right] &= (I_{sy} + m_s h^2)\ddot{\phi} - I_{sy_z}\ddot{\psi} \\
&\quad + m_s h^2[\dot{\phi}\cos^2(\phi) - 2\dot{\phi}^2\sin(\phi)\cos(\phi)] \\
&\quad + m_s h([\ddot{y}\sin(\psi) + \dot{\psi}\dot{y}\cos(\psi)]\cos(\phi) - \dot{\phi}\dot{y}\sin(\phi)\sin(\psi)) \\
&\quad + m_s h([\ddot{x}\cos(\psi) - \dot{\psi}\dot{x}\sin(\psi)]\cos(\phi) - \dot{\phi}\dot{x}\sin(\phi)\cos(\psi)) \\
\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_f} \right] &= (I_{ty} + m_t l_f^2)\ddot{\theta}_f \\
\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_r} \right] &= (I_{ty} + m_t l_r^2)\ddot{\theta}_r
\end{aligned} \tag{C.3}$$

En utilisant ces développements et à partir des équations (B.10) nous trouvons la structure du modèle lagrangien (D.1).

Annexe D

Structure du modèle Lagrangien

Le modèle Lagrangien du véhicule a la forme suivante :

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + G(q) = Q(u) \quad (\text{D.1})$$

où $M(q) \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ est la matrice d'inertie qui est symétrique et définie positive $\forall q$, $C(q, \dot{q}) \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$ est la matrice de Coriolis qui vérifie la propriété $\dot{M} - 2C \in SS(6)$ ¹ et $G(q) \in \mathbb{R}^6$ est le vecteur des forces conservatrices. Les structures de $M(q)$, $C(q, \dot{q})$ et $G(q)$ sont :

$$M(q) = \begin{bmatrix} c_0 & 0 & \gamma_1 \sin(\psi) & \gamma_2 \cos(\psi) & 0 & 0 \\ 0 & c_0 & -\gamma_1 \cos(\psi) & \gamma_2 \sin(\psi) & 0 & 0 \\ \gamma_1 \sin(\psi) & -\gamma_1 \cos(\psi) & \gamma_3 & -I_{syz} & 0 & 0 \\ \gamma_2 \cos(\psi) & \gamma_2 \sin(\psi) & -I_{syz} & \gamma_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_6 \end{bmatrix} \quad (\text{D.2})$$

¹ $SS(n)$ représente le ensemble des matrices anti-symétriques d'ordre $n \times n$. Une matrice S est anti-symétrique si et seulement si $S + S^T = 0$.

$$C(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \varepsilon_1 & c_2(\dot{\phi}\varrho_4 - \dot{\psi}\varrho_3) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_2 & -c_2(\dot{\phi}\varrho_6 - \dot{\psi}\varrho_5) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_3 & -2\varrho_1\gamma_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_4 & -\frac{3}{2}c_2c_9\dot{\phi}\cos(\phi)\sin(\phi) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (D.3)$$

$$G(q) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \gamma_6 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (D.4)$$

où γ_i 's correspondent aux fonctions suivantes de ϕ ² :

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= (c_1 - c_2\sin(\phi)); \\ \gamma_2 &= c_2\cos(\phi); \\ \gamma_3 &= (c_3 + c_2c_9\sin^2(\phi)); \\ \gamma_4 &= (c_4 + c_2c_9\cos^2(\phi)); \\ \gamma_5 &= c_2\sin(\phi); \\ \gamma_6 &= (c_7 + c_8\cos(\phi))\sin(\phi) \end{aligned}$$

Les ϱ_i 's correspondent aux relations suivantes :

$$\begin{aligned} \varrho_1 &= \dot{x}\sin(\psi) - \dot{y}\cos(\psi); \\ \varrho_2 &= \dot{x}\cos(\psi) + \dot{y}\sin(\psi); \\ \varrho_3 &= \cos(\phi)\sin(\psi); \\ \varrho_4 &= \sin(\phi)\cos(\psi); \\ \varrho_5 &= \cos(\phi)\cos(\psi); \\ \varrho_6 &= \sin(\phi)\sin(\psi); \\ \varepsilon_1 &= c_1\dot{\psi}\cos(\psi) - c_2(\dot{\phi}\varrho_3 + \dot{\psi}\varrho_4) \\ \varepsilon_2 &= c_1\dot{\psi}\sin(\psi) + c_2(\dot{\phi}\varrho_5 + \dot{\psi}\varrho_6) \\ \varepsilon_3 &= 2c_2c_9\dot{\phi}\cos(\phi)\sin(\phi) \\ \varepsilon_4 &= \frac{1}{2}c_2c_9\dot{\psi}\cos(\phi)\sin(\phi) \end{aligned}$$

et les c_i 's $i = 0, \dots, 9$ sont des paramètres physiques définis de la façon suivante :

²nous pourrions rapprocher $\sin(\phi) \approx \phi$ et $\cos(\phi) \approx 1$ pour un petit ϕ .

$$\begin{aligned}
c_0 &= m = m_u + m_s + 2m_t \\
c_1 &= m_t(l_r - l_f) \\
c_2 &= m_s h \\
c_3 &= I_{uz} + I_{sz} + 2I_{tz} + 3m_t(l_r^2 + l_f^2) \\
c_4 &= I_{sy} + 2m_s h^2 \\
c_5 &= I_{ty} + m_t l_f^2 \\
c_6 &= I_{ty} + m_t l_r^2 \\
c_7 &= -m_s g h \\
c_8 &= k(l_f^2 + l_r^2) \\
c_9 &= h
\end{aligned}
\tag{D.5}$$

Les valeurs de paramètres physiques sont fournies dans l'annexe E.

Annexe E

Paramètres du modèle véhicule

Parameter	Description
$c = 1.3108 \times 10^4 \text{ N/ms}$	Damper coefficient for the suspension system
$g = 9.81 \text{ m/s}^2$	Gravity acceleration
$h = 0.56 \text{ m}$	Altitude of the suspended mass center of gravity
$I_{uz} = 454 \text{ kgm}^2$	Inertia moment of the unsuspended mass w.r.t. the z axis
$I_{sz} = 2000 \text{ kgm}^2$	Inertia moment of the suspended mass w.r.t. the z axis
$I_{sy} = 454 \text{ kgm}^2$	Inertia moment of the suspended mass w.r.t. the y axis
$k = 5000 \text{ N/m}$	Spring coefficient for the suspension system
$L_f = 0.3 \text{ m}$	Length of the contact patch for the front tire
$L_r = 0.3 \text{ m}$	Length of the contact patch for the rear tire
$l_f = 1.0065 \text{ m}$	Distance from the center of gravity to the front axle
$l_r = 1.4625 \text{ m}$	Distance from the center of gravity to the rear axle
$m = 1500 \text{ kg}$	Vehicle total mass
$m_u = 130 \text{ kg}$	Unsuspended mass
$m_s = 1340 \text{ kg}$	Suspended mass
$m_t = 15 \text{ kg}$	Tire mass
$r = 0.25 \text{ m}$	Tire radius
$v_{sf} = 5.5 \text{ m/s}$	Stribeck velocity for the front tire
$v_{sr} = 5.5 \text{ m/s}$	Stribeck velocity for the rear tire

Parameter	Description
$\mu_{kxf} = 0.8$	Dynamic friction coefficient on the longitudinal direction for the front tire
$\mu_{kxr} = 0.8$	Dynamic friction coefficient on the longitudinal direction for the rear tire
$\mu_{kyf} = 0.8$	Dynamic friction coefficient on the lateral direction for the front tire
$\mu_{kyr} = 0.8$	Dynamic friction coefficient on the lateral direction for the rear tire
$\mu_{sxf} = 1.5$	Static friction coefficient on the longitudinal direction for the front tire
$\mu_{sxr} = 1.5$	Static friction coefficient on the longitudinal direction for the rear tire
$\mu_{syf} = 1.5$	Static friction coefficient on the lateral direction for the front tire
$\mu_{syr} = 1.5$	Static friction coefficient on the lateral direction for the rear tire
$\zeta_{Rf} = 0.141 m$	Right value for the maximal vertical load on the front tire
$\zeta_{Rr} = 0.141 m$	Right value for the maximal vertical load on the rear tire
$\zeta_{Lf} = 0.12 m$	Left value for the maximal vertical load on the front tire
$\zeta_{Lr} = 0.12 m$	Left value for the maximal vertical load on the rear tire
$\sigma_{0xf} = 1250 1/m$	Stiffness coefficient of the front tire on the longitudinal direction
$\sigma_{1xf} = 25 s/m$	Damping coefficient of the front tire on the longitudinal direction
$\sigma_{2xf} = 0.1 s/m$	Viscous friction coefficient of the front tire on the longitudinal direction
$\sigma_{0yf} = 1250 1/m$	Stiffness coefficient of the front tire on the lateral direction
$\sigma_{1yf} = 25 s/m$	Damping coefficient of the front tire on the lateral direction
$\sigma_{2yf} = 0.1 s/m$	Viscous friction coefficient of the front tire on the lateral direction
$\sigma_{0xr} = 1250 1/m$	Stiffness coefficient of the rear tire on the longitudinal direction
$\sigma_{1xr} = 25 s/m$	Damping coefficient of the rear tire on the longitudinal direction
$\sigma_{2xr} = 0.1 s/m$	Viscous friction coefficient of the rear tire on the longitudinal direction
$\sigma_{0yr} = 1250 1/m$	Stiffness coefficient of the rear tire on the lateral direction
$\sigma_{1yr} = 25 s/m$	Damping coefficient of the rear tire on the lateral direction
$\sigma_{2yr} = 0.1 s/m$	Viscous friction coefficient of the rear tire on the lateral direction

Annexe F

Stabilité entrée-état

Dans cette annexe nous partons du système général :

$$\dot{x} = f(x + d(t)) \quad (\text{F.1})$$

avec f continue et d dans $L_{loc}^\infty(\mathbb{R}, \mathbb{R}^p)$ et nous nous intéressons à quantifier l'influence de d dite perturbation ou entrée sur les solutions $X(x, t; d)$.

Définition 1 *Le système (F.1) est dit stable entrée-état si il existe une fonction β de classe \mathcal{KL} et une fonction γ de classe \mathcal{K} telles que, pour chaque fonction d dans $L_{loc}^\infty(\mathbb{R}, \mathbb{R}^p)$, pour toute condition initiale x , toutes les solutions $X(t, t; d)$ de (F.1) sont définies sur $[0, +\infty)$ et satisfont :*

$$|X(x, t; d)| \leq \max \left\{ \beta(|x|, t), \sup_{s \in [0, t]} \gamma(|d(s)|) \right\} \quad \forall t \geq 0 \quad (\text{F.2})$$

La fonction γ est appelée le gain du système.

L'intérêt de cette définition est entre autres choses l'introduction de ce gain qui quantifie donc l'influence de la norme L^∞ de d sur la norme L^∞ des solutions. Il est

utile d'avoir à notre disposition une condition suffisante pour qu'un système soit stable entrée-état et permettant d'évaluer le gain. Nous avons :

Théorème 1 *Pour le système (F.1), supposons qu'il existe une fonction V de classe \mathcal{C}^1 telle que :*

$$\gamma_1(|x|) \leq V(x) \leq \gamma_2(|x|) \quad (\text{F.3})$$

$$|x| \geq \rho(|d|) \Rightarrow \frac{\partial V}{\partial x}(x)f(x, d) \leq -\gamma_3(|x|), \quad (\text{F.4})$$

où γ_1 et γ_2 sont de classe \mathcal{K}^∞ et γ_3, ρ sont de classe \mathcal{K} . Alors le système (F.1) est stable entrée-état de gain :

$$\gamma \leq \gamma_1^{-1} \circ \gamma_2 \circ \rho \quad (\text{F.5})$$

Pour être très précis, la condition (F.3) signifie que, en chaque point (x, d) de $R^n \times R^p$ satisfaisant la condition :

$$|x| \geq \rho(|d|) \quad (\text{F.6})$$

les fonctions $\frac{\partial V}{\partial x}$ et $f(x, d)$ prennent une valeur telle que le produit $\frac{\partial V}{\partial x}(x)f(x, d)$ est strictement négatif.

Preuve : voir [61].

Bibliographie

- [1] Chien C. and Ioannou P., Automatic Vehicle-Following. Proceeding of American Control Conference 1992, Chicago, IL, pp.1748-1752.
- [2] Yanakiev D. and Kanellakopoulos I., Variable Time Headway for String Stability of Automated Heavy-Duty Vehicles, Proc. of the 34th. IEEE Conference on Decision and Control, New Orleans, LA, December 1995. pp. 4077- 4081.
- [3] Persson M., Botling F., Hesslow E., Johansson R., Stop & Go Controller for Adaptive Cruise Control, Proc. of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications, Hawai'i, USA.
- [4] Gerdes J.C., Rossetter E.J., SAUR U., Combining Lanekeeping and Vehicle Following with Hazard Maps. Vehicle System Dynamics, Vol.36, No.4-5, pp.391-411, 2001.
- [5] Alvarez L. and Horowitz R., Hybrid controller design for safe maneuvering in the PATH AHS architecture. Proceeding of American Control Conference, Albuquerque, New Mexico, pp. 2454-2459, June 1997.
- [6] Hennessey M.P., Shankwitz C., Donath M., Sensor Based "Virtual Bumpers" for Collision Avoidance : Configuration Issues. In : Proceeding of the SPIE, Vol.2592, pp. 48-59, 1995.
- [7] Hoberock L.L., A Survey of Longitudinal Acceleration Comfort Studies in Ground Transportation vehicles. Journal of Dynamic System, Measurement ; and Control, pp. 76-84, June 1977.
- [8] Brogliato B., Nonsmooth Mechanics. Springer-Verlag, Second Edition, London, 1999, 552p.
- [9] Palkovics L. and Fries A., Intelligent Electronic Systems in Commercial Vehicles for Enhanced Traffic Safety. Vehicle System Dynamics, Vol.35, No.4-5, pp. 227-289, 2001.
- [10] Jones W., Keeping Cars from Crashing. IEEE Spectrum, Vol. 38, No.9, pp. 40-45, September 2001.

- [11] Yanakiev D. and Kanellakopoulos I., A Simplified Framework for String Stability Analysis in AHS, 13th IFAC World Congress, San Francisco, CA, July 1996. Vol. Q, pp. 177- 182.
- [12] Hunt K.H. and Crossley F.R.E., Coefficient of restitution Interpreted as damping in Vibroimpact, *Journal of Applied Mechanics*, pp. 440-445, June 1975.
- [13] Marhefka D.W. and Orin D.E., Simulation of Contact Using a Nonlinear Damping Model, *Proceeding of IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 1662-1668, Minneapolis, Minnesota, April 1996.
- [14] Bengtsson J., Adaptive Cruise Control and Driver Modeling, Ph.D. Thesis, Department of Automatic Control, Lund Institute of technology. Sweden, 2001. 91p.
- [15] Brackstone M. and McDonald M., Car-Following : a historical review, *Transportation Research Part F 2*, Pergamon, pp.181-196, 2000.
- [16] Hoogendoorn S.P. and Bovy P.H.L., State-of-the-art of vehicular traffic flow modelling, *Proceedings of the I MECH E Part I Journal of Systems and Control in Engineering*, Vol.215, No.4, pp.283-303, 2001.
- [17] McDonald M., Wu J., Brackstone M., Development of fuzzy logic based microscopic motorway simulation, *Proceeding of ITSC97*, Boston, Nov. 1997.
- [18] Germann St., and Isermann R., Nonlinear distance and cruise control for passenger cars, *Proceeding of the American Control Conference*, Vol.5, pp.3081-3085, Seattle, Washington, June 1995.
- [19] Goodrich M.A., and Boer E.R., Designing Human-Centered Automation : Tradeoffs in Collision Avoidance System Design, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation System*, Vol.1, No.1 pp.40-54, March 2000.
- [20] Brackstone M., Sultan B., McDonald M., Motorway driver behaviour : studies on car following, *Transportation Research Part F 5*, Pergamon, pp.329-344, 2002.
- [21] Seiler P., Song B., Hedrick J.K., Developmet of a Collision Avoidance System, *Society of Automotive Engineers (SAE)*, 98PC-417, 1998. 7p.
- [22] Yi K. and Chung J., Nonlinear Brake Control for Vehicle CW/CA System, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol.6, No.1 pp.17-25, March 2001.
- [23] Kato S., Tsugawa S., Tokuda K., Matsui T., Fujii H., Vehicle Control Algorithms for Cooperative Driving With Automated Vehicles and Intervehicle Communications, *IEEE Transactions on Intelligent Transportation System*, Vol.3, No.3 pp.155-161, September 2002.
- [24] Jones W.D., Building Safer Cars. *IEEE Spectrum*, Vol. 39, No.1, pp. 82-85, January 2002.
- [25] Chandler R.E., Herman R., Montroll E.W., *Traffic Dynamics : Studies in Car Following*. *Operation Research*, No.6, pp. 165-184, 1958.

- [26] Gazis D.C., Herman R., Potts R.B., Car-Following Theory of Steady-State Traffic Flow. *Operation Research*, No.7, pp. 499-505, 1959.
- [27] Gazis D.C., Herman R., Rothery W., Nonlinear Follow-the-Leader Models of Traffic Flow. *Operation Research*, No.9, pp. 545-567, 1961.
- [28] Edie L., Car-Following and Steady-State Theory for Noncongested Traffic. *Operation Research*, No.1, pp. 66-76, 1961.
- [29] Fancher P., Bareket Z., Ervin R., Human-Centered Design of an Acc-With-Braking and Forward-Crash-Warning System. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 36, No.2-3, pp. 203-223, 2001.
- [30] Martinez J.J. and Canudas de Wit C., Model Reference Control approach for Safe Longitudinal Control. Internal Report AP03.069, Laboratoire d'Automatique de Grenoble, ARCOS Program, 2003.
- [31] Vahidi A. and Eskandarian A. Research Advances in Intelligent Collision Avoidance and Adaptive Cruise Control. *IEEE Trans. on. Intelligent Transportation Systems*, Vol.4, No.3, pp. 143-153, September 2003.
- [32] Hallouzi R., Verdult V., Hellendoorn H., Morsink P.L.J. and Ploeg J. Communication based Longitudinal Vehicle Control using an Extended Kalman Filter. *IFAC Proceedings Symposium on Advances in Automotive Control*, University of Salerno-Italy, April 19-23, 2004.
- [33] Martinez J.J., Avila J.C. and Canudas de Wit C., A New Bicycle Vehicle Model With Dynamic Contact Friction. *IFAC Symposium on "Advances in Automotive Control"*. University of Salerno, Italy. April 19-23, 2004.
- [34] Avila J.C. and Canudas de Wit C., Vehicle Trajectory Predictor with 3-D Dynamic Tire/Road Friction Forces. Internal Report AP02.207, Laboratoire d'Automatique de Grenoble, ARCOS Program, 2003.
- [35] Cho D. and Hedrick J.K. Automotive Powertrain modeling for Control. *ASME Transaction on Dynamic Systems, Measurements and Control*, 111(4), December 1989.
- [36] L. Nouveliere. "Commandes Robustes Appliquees au Control Assite d'un Vehicule a Basse Vitesse". Ph.D. Thesis on Versailles-Saint Quentin en Yvelines University. France, 2002. 296p.
- [37] Raza H., Xu Z., Yang B. and Ioannou P. "Modeling and control design for a computer-controlled brake system". *IEEE Trans. on. Control Systems Technology*, Vol.5, No.3, pp. 279-296, May 1997.
- [38] Swaroop D., Hedrick J.K., Chien C. and Ioannou P., A comparison of Spacing and Headway Control Laws for Automatically Controlled Vehicles. *Vehicle System Dynamics*, No.23, 1994, pp.597-625.

- [39] Wallen L. Dynamic Tyre Models in Adaptive Slip Control. Master Thesis, Department of Automatic Control, Lund Institut of Technology. 2001, 46p.
- [40] Liberzon D. Switching in System and Control. Birkhäuser. Boston, 2003. 233p.
- [41] Savkin A. and Evans R. Hybrid Dynamical System : Controller and Sensor Switching Problems. Birkhäuser. Boston, 2002. 153p.
- [42] Morse A. S. Control Using Logic-Based Switching in Trends in Control : A European Perspective, pp. 69-113, A. Isidori, ed., Springer, London, 1995.
- [43] Kwakernaak H. "Robust Control and \mathcal{H}_∞ -Optimization –Tutorial paper", Automatica, Vol. 29, No.2, pp. 255-273, 1993.
- [44] Stein G. "Respect the Unstable", IEEE Control System Magazine, pp. 12-25, August 2003.
- [45] Liberzon D., "Switching in Systems and Control". Birkhäuser, Boston, 2003. 233p.
- [46] J.S. Baras and A. Bensoussan, Optimal sensor scheduling in nonlinear filtering of diffusion process. SIAM Journal of Control and Optimization, 27 (4) : 786-813, 1989.
- [47] Savkin A.V., and Evans R.J., "Hybrid Dynamical Systems : Controller and Sensor Switching Problems". Birkhäuser, Boston, 2002. 153p.
- [48] Kam M., Zhu X. and Kalata P., Sensor Fusion for Mobile Robot Navigation. In Proceedings of the IEEE, Vol. 85, No.1, pp.108-119, January 1997.
- [49] Kato T., Ninomiya Y, Masaki I., An Obstacle Detection Method by Fusion of Radar and Motion Stereo. IEEE Transactions on Intellingent Transportation Systems, Vol. 3, No.3, pp.182-188, September 2002.
- [50] Hocherman-Frommer J., Kulkarni S., Ramadge P., "Controller Switching Based on Output Prediction Errors". IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 43, No.5, pp.596-607, September 1998.
- [51] Seron M.M., Braslavsky J.H., Kokotovic and Mayne D.Q., "Feedback limitations in nonlinear systems : From bode integrals to cheap control". IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 44, No.4, pp.829-833, April 1999.
- [52] Seron M.M., Braslavsky J.H. and Goodwin G.C. "Fundamental limitations in filtering and control". Springer-Verlag, London 1997.
- [53] Afonso, J., Brandelon, B., Huerre, B. and Sà da Costa, J. M. G., *Modélisation du Comportement du Conducteur Désirant Suivre une Trajectoire*, 2ème Congrès International de la SIA, Palaiseau, France, 1993.
- [54] Basset, M., Lauffenburger, J. P., Baujon, J. and Gissinger, G. L., *Intelligent Driver AID System : The Navigation Aided Intelligent Cruise Control Project*, Journées d'Etude Automatique et Automobile, Bordeaux, France, 1999.

- [55] Canudas de Wit C., Olsson H., Åström K. J. and Lischinsky P., “A New Model for Control of Systems with Friction”. *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 40, No. 3, pp. 419-424, 1995.
- [56] Canudas de Wit C. and Tsiotras P., “Dynamic Tire Friction Models for Vehicle Traction Control”. *In Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control*, Phoenix, Arizona, USA, pp 3746-3751, 1999.
- [57] Velenis, E., Tsiotras P., Canudas de Wit C. Sorine M. *A Dynamic Friction Model for combined Longitudinal and Lateral Vehicle Motion*, Submitted to Vehicle System Dynamics.
- [58] Canudas de Wit, C., Tsiotras P., Claeys X., Yi J. and Horowitz R., “Friction Tire/Road Modeling, Estimation and Optimal Braking Control”, *NACO2 Workshop*, Lund, Sweden, 2001.
- [59] Gissinger G. L., Menard C. and Constans A., *A Mechatronic Conception of a New Intelligent Braking System*, 1st IFAC Conference on Mechatronic Systems, pp. 33-38, Darmstadt, Germany, 2000.
- [60] Mammar S., *Mémoire en Vue d’Obtenir l’Habilitation à Diriger des Recherches*, LSC, CEMIF, Université d’Evry, France, 2001.
- [61] Khalil H.K. “Nonlinear Systems”, *Prentice Hall*, Second edition, New Jersey, 1996. 734p.
- [62] Ackermann J., Blue P., Bunte T., Guvenc L., Kaesbauer D., Kordt M., Muhler M. and Odenthal D. “Robust Control : The Parameter Space Approach”, *Springer*, London, 2001. 483p.
- [63] Yang L., Yang J.H., Feron E. and Kulkarni V. “Development of a Performance-Based Approach for a Rear-End Collision Warning and Avoidance System for Automobiles”. *Proceedings IEEE on Intelligent Vehicles Symposium*, pp. 316-321, 2003.
- [64] Yang L. and Kuchar J.K. “Performance Metric Alerting : A New Design Approach for Complex Alerting Problems”. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics -Part A : Systems and Humans*, Vol.32, No.1, pp. 123-134, January 2002,