



**HAL**  
open science

## Gestion de trafic par les assistances coopératives

Alexandre Taymans

► **To cite this version:**

Alexandre Taymans. Gestion de trafic par les assistances coopératives. Sciences de l'ingénieur [physics]. Université de Bordeaux, 2018. Français. NNT: . tel-02903323v1

**HAL Id: tel-02903323**

**<https://hal.science/tel-02903323v1>**

Submitted on 23 Jul 2020 (v1), last revised 6 Sep 2021 (v2)

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

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

# THÈSE

pour l'obtention du grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX

École doctorale des Sciences Physiques et de l'Ingénieur

Spécialité : **Automatique, Productique, Signal et Image**

présentée par

**Alexandre TAYMANS**

---

## Gestion de trafic par les assistances coopératives

---

Sous la direction de :

Rachid MALTI, Professeur, Université de Bordeaux, IMS

Pierre MELCHIOR, Professeur, Bordeaux-INP, IMS

Membres du jury :

Mme Valérie BUDINGER	Professeur, ISAE-SUPAERO	Présidente
M. Sébastien DELPRAT	Professeur, Université de Valenciennes	Rapporteur
M. Saïd MAMMAR	Professeur, Université d'Évry	Rapporteur
M. Jean-Philippe LAUFFENBURGER	Professeur, Université de Haute-Alsace	Examineur
M. François AIOUN	Docteur, Ingénieur Groupe PSA	Encadrant industriel
M. Franck GUILLEMARD	Docteur, Ingénieur Groupe PSA	Encadrant industriel
M. Stefano MAFRICA	Docteur, Ingénieur Groupe PSA	Invité
M. Alain SERVEL	Docteur Ingénieur, Groupe PSA	Invité

20 Décembre 2018



# Remerciements

Je tiens à remercier Pierre Melchior de m'avoir proposé des sujets de recherche depuis mon stage d'ingénieur de 2<sup>ème</sup> année, en 2013, jusqu'à la fin de cette thèse en 2018. Nous avons ainsi travaillé ensemble sur des tâches diverses et variées. Je le remercie, ainsi que Rachid Malti, d'avoir encadré mes travaux de thèse.

Merci aux membres du groupe PSA, tout d'abord, à François Aioun pour ses retours et nos réflexions communes régulières qui ont nourri ces travaux. Merci également à Franck Guillemard pour ses conseils et ses avis qui ont contribué à cadrer les efforts fournis. Merci à Stefano Mafra et à Alain Serval, également du groupe PSA, d'avoir guidé les recherches menées durant ces trois ans de manière à ce qu'elles répondent au mieux aux attentes industrielles actuelles. Je n'oublie pas Xavier Moreau (IMS) et Mathieu Moze (groupe PSA) qui m'ont aidé à mettre le contact lors de l'étude courte sur le contrôle du véhicule en intersections qui a précédé ma thèse.

Je remercie les membres de l'équipe CRONE d'entretenir une ambiance conviviale en sein du laboratoire. Je pense aux rencontres GTAA qui sont des moments de travail mais aussi (et surtout, peut être) l'occasion de soirées mémorables. Je pense également aux réunions du CWC, organisées par Jean-Louis Bouvin, qui ont permis à Alain Oustaloup d'exprimer son enthousiasme pour nous initier à la dégustation de whiskies. L'enthousiasme de Monsieur Oustaloup étant loin de se limiter à cela, nos rencontres lors de ses passages au laboratoire furent la source de nombreuses discussions, autour de multiples sujets, très enrichissantes tant sur le plan professionnel que sur le plan personnel. Merci à tous les doctorants et contractuels que j'ai pu croiser durant ces trois ans pour toutes ces pauses cafés, parties de cartes et de foot, toujours endiablées.

Je tiens à remercier les membres de mon jury de thèse d'avoir évalué ces travaux de recherche : Madame Valérie Budinger, en tant que présidente, Messieurs Sébastien Delprat et Saïd Mammar, en tant que rapporteurs, Monsieur Jean-Philippe Lauffenburger, en tant qu'examinateur, et l'ensemble des mes encadrants du laboratoire et du groupe PSA.

Sur le plan personnel, je tiens à remercier Jean-Louis Bouvin et Baptiste Cadalen, mes compagnons de route automaticiens depuis l'école d'ingénieur, ainsi que Jérémy Inconstante, pour les très bons moments que nous passons ensemble. Pour finir, je remercie ma famille, qui s'est bien agrandie au cours de ces dernières années, grâce à Claire, qui apporte chaque jour un peu plus de bonheur dans ma vie.



« Never trust anything that can think for itself *if you can't see where it keeps its brain.* »

*Arthur Weasley*

« Il importe, je pense, de garder l'esprit ouvert. Il vaut mieux accepter que des questions restent sans réponses plutôt que d'adopter des solutions insatisfaisantes. »

*Hubert Reeves*

« It is our choices, Harry, that show what we truly are, far more than our abilities. »

*Albus Dumbledore*

« Les mathématiciens ont autant besoin d'être philosophes que les philosophes, mathématiciens. »

*Gottfried Wilhelm Leibniz*



# Table des matières

Table des figures	vii
Liste des tableaux	xviii
Notations	xxiii
Introduction générale	1
<b>1 État de l'art des méthodes d'évaluation du trafic routier</b>	<b>13</b>
1.1 Modèles permettant l'évaluation de la fluidité du trafic . . . . .	15
1.2 Critères de sécurité microscopique et macroscopique . . . . .	20
1.3 Modèles de consommation de carburant et d'émission de polluants . . . . .	23
1.3.1 Consommation de carburant . . . . .	23
1.3.2 Émissions de polluants . . . . .	24
1.3.3 Exemple du modèle EMIT (EMIssion from Traffic) . . . . .	25
1.3.4 Synthèse . . . . .	26
1.4 Critères de confort . . . . .	27
1.5 Conclusion . . . . .	27
<b>2 Régulation de vitesse longitudinale du véhicule améliorée</b>	<b>31</b>
2.1 Introduction . . . . .	33
2.2 Cas applicatif : régulation de vitesse longitudinale (CC) du VélV . . . . .	35
2.3 Étude du dimensionnement d'un élément de régulation de type « feedforward » appliqué au signal de consigne . . . . .	37



2.3.1	Principe de la commande par pré-compensation ou « feedforward » sur la consigne . . . . .	37
2.3.2	Dimensionnement d'un élément « feedforward » classique . . . . .	39
2.3.3	Boucle de commande avec feedforward non filtré . . . . .	41
2.3.4	Préfiltre de consigne intégrant l'équivalent d'un « feedforward » linéaire . . . . .	41
2.3.5	Méthode de dimensionnement de préfiltre de consigne non entier pour une boucle de commande avec « feedforward » . . . . .	42
2.4	Résultats obtenus avec les stratégies de commande incluant un « feedforward » présentées . . . . .	46
2.4.1	Préfiltre d'ordre entier appliqué à une boucle de commande avec « feedforward » . . . . .	46
2.4.2	Préfiltrage non-entier de la boucle de commande avec « feedforward »	48
2.4.3	Variations paramétriques . . . . .	49
2.5	Génération de consigne de vitesse longitudinale avec anticipation de perte d'adhérence exploitant le modèle de Pacejka . . . . .	52
2.5.1	Application de la seconde loi de Newton . . . . .	52
2.5.2	Application des formules de Pacejka . . . . .	53
2.5.3	Principe de génération du signal de référence en accélération . . . . .	54
2.5.4	Résultats obtenus . . . . .	56
2.6	Conclusion . . . . .	59

### **3 Régulation de vitesse adaptative connectée pour déplacement en peloton** **61**

3.1	Principe de fonctionnement . . . . .	63
3.1.1	Formalisation du peloton de véhicules . . . . .	64
3.1.2	Double boucle de régulation . . . . .	64
3.2	Politiques d'espacement appliquées aux systèmes de type ACC . . . . .	65
3.2.1	Espacement garantissant la sécurité . . . . .	67
3.2.2	Espacement augmentant la fluidité du trafic . . . . .	68
3.3	Dimensionnement d'un ACC connecté (CACC) et d'un ACC non connecté	69
3.3.1	ACC non connecté . . . . .	70

3.3.1.1	Principe de fonctionnement . . . . .	70
3.3.1.2	Stabilité du système . . . . .	71
3.3.1.3	Stabilité de la boucle de régulation de distance . . . . .	72
3.3.1.4	Stabilité de corde . . . . .	73
3.3.1.5	Prise en compte de situations non sécurisées . . . . .	75
3.3.2	Prise en compte de données issues des communications intervéri- culaires . . . . .	77
3.3.2.1	Modifications possibles et données supplémentaires dispo- nibles . . . . .	77
3.3.2.2	Domaine de stabilité classique et de corde . . . . .	78
3.3.2.3	Une méthode d'exploitation des données issues des véhi- cules connectés . . . . .	79
3.4	Résultats . . . . .	85
3.4.1	Cas de vie fonctionnels . . . . .	85
3.4.1.1	Dynamique du peloton . . . . .	88
3.4.1.2	Cas d'urgence avec conducteur imprudent . . . . .	91
3.4.1.3	Cas d'un véhicule plus lent rattrapé par le peloton de vé- hicules . . . . .	93
3.4.2	Cas de vie représentatifs d'une situation de trafic . . . . .	95
3.4.2.1	Cas étudiés . . . . .	96
3.4.2.2	Impact du taux de pénétration des technologies sur le trafic	98
3.5	Conclusions . . . . .	103
<b>4</b>	<b>Changements de voie autonomes et connectés</b>	<b>107</b>
4.1	Introduction . . . . .	109
4.2	Régulation latérale du véhicule . . . . .	109
4.2.1	Loi de commande mise en place . . . . .	109
4.2.1.1	Boucle interne . . . . .	110
4.2.1.2	Boucle externe . . . . .	111
4.2.2	Performances dynamiques temporelles . . . . .	114
4.2.3	Conclusion . . . . .	115
4.3	Génération de consigne de déplacement latéral . . . . .	116

4.3.1	Modèle Minimizing Overall Braking Induced by Lane changing (MO-BIL) . . . . .	118
4.3.2	Adaptation du modèle MOBIL au véhicule autonome . . . . .	119
4.3.3	Prises en compte de connexions entre les véhicules . . . . .	121
4.3.3.1	Coopération locale . . . . .	121
4.3.3.2	Coopération globale . . . . .	122
4.4	Résultats . . . . .	122
4.4.1	Cas de vie fonctionnels . . . . .	122
4.4.1.1	Dépassement simple . . . . .	123
4.4.1.2	Insertion . . . . .	124
4.4.2	Impact sur le trafic . . . . .	127
4.4.2.1	Cas simple : pas de modification de l'infrastructure . . . . .	128
4.4.2.2	Cas d'insertion avec une voie sur la route principale . . . . .	131
4.4.2.3	Cas d'insertion avec deux voies sur la route principale . . . . .	133
4.4.2.4	Réduction de voie . . . . .	136
4.5	Conclusions . . . . .	138
<b>Conclusion générale et perspectives</b>		<b>141</b>
<b>A Modèle de la dynamique du véhicule VÉLV</b>		<b>155</b>
A.1	Généralités . . . . .	155
A.2	Modélisation des pneumatiques . . . . .	156
A.2.1	Modèle de Pacejka . . . . .	157
A.2.2	Calcul des dérives pour chaque pneumatique . . . . .	160
A.2.3	Calcul du taux de glissement . . . . .	161
A.2.4	Calcul des reports de charge . . . . .	162
A.3	Dynamique du véhicule dans le plan horizontal . . . . .	162
A.3.1	Dynamique longitudinale de la caisse . . . . .	163
A.3.2	Dynamique transversale de la caisse . . . . .	164
A.3.3	Dynamique de lacet de la caisse . . . . .	164
A.3.4	Dynamique des roues en rotation . . . . .	165
A.4	Modèles linéarisés . . . . .	166

A.4.1	Linéarisation du modèle de déplacement longitudinal . . . . .	166
A.4.1.1	Linéarisation du pneumatique . . . . .	167
A.4.1.2	Linéarisation de la résistance aérodynamique . . . . .	168
A.4.1.3	Linéarisation de la résistance au roulement . . . . .	169
A.4.1.4	Linéarisation de la force de gravité induite par la pente de la route . . . . .	169
A.4.1.5	Représentation d'état et fonctions de transfert linéarisées du comportement longitudinal . . . . .	170
A.4.2	Linéarisation du modèle de déplacement latéral . . . . .	172
A.4.2.1	Linéarisation du pneumatique . . . . .	173
A.4.2.2	Représentation d'état et fonctions de transfert linéarisées du comportement latéral . . . . .	174
A.5	Application numérique sur le VéLV . . . . .	175
A.5.1	Présentation et paramètres . . . . .	175
A.5.2	Gammes de modèles . . . . .	177
A.5.2.1	Modèle longitudinal . . . . .	177
A.5.2.2	Modèles latéraux . . . . .	180
<b>B</b>	<b>Stabilité de corde d'un peloton de véhicules</b>	<b>189</b>
B.1	Formalisation du peloton de véhicule . . . . .	189
B.2	Définition générale de la stabilité de corde . . . . .	190
B.3	Exemples de définition orientée performances . . . . .	191
B.4	Critères utilisés pour la synthèse et l'étude temporelle de systèmes de type ACC . . . . .	192



# Table des figures

1	Quelques voitures marquantes du XIX <sup>e</sup> siècle (1 <sup>ère</sup> partie) . . . . .	2
2	Quelques voitures marquantes du XIX <sup>e</sup> siècle (2 <sup>ème</sup> partie) . . . . .	3
3	Évolution entre 1898 et 2016 . . . . .	4
4	Principales mesures réglementaires, notamment de limitations de vitesse et de contrôle d'alcoolémie, associées aux nombres de tués sur les routes au mois de décembre de l'année correspondante entre 1970 et 2016 ([ONISR, 2016]) . . . . .	5
5	Les trois niveaux opérationnels de sécurité routière . . . . .	6
6	Principales apparitions d'aides à la conduite, associées aux nombres de tués sur les routes au mois de décembre de l'année correspondante entre 1970 et 2016 (Source ONISR et Perrin) . . . . .	7
7	Niveaux d'automatisation de la conduite : la ligne rouge distingue les zones de responsabilité du conducteur et du véhicule . . . . .	8
8	Illustration des communications possibles dans un réseau VANet . . . . .	9
1.1	Exemple de diagramme fondamental du trafic, modèle de Pipes avec $V_{max} = 50 \text{ km h}^{-1}$ , $D_{max} = 200 \text{ veh km}^{-1}$ , $r = 3.5$ et $m = 5$ sont des constantes à calibrer en fonction des conditions de trafic . . . . .	18
1.2	Diagrammes fondamentaux obtenus à partir de données expérimentales ([Puppo et al., 2016]), où $\rho$ la densité de trafic, $q$ le débit de véhicules . . . . .	18
1.3	Modélisation utilisée pour définir le potentiel répulsif de Ge et Cui . . . . .	22
1.4	Modélisation spatio(à droite)-temporel(à gauche) proposée pour le critère MTC . . . . .	22
1.5	Schématisation des différentes parties de la modélisation EMIT . . . . .	25
1.6	Notations utilisées pour définir le critère PICUD . . . . .	28

2.1	Boucle de commande avec préfiltre de consigne . . . . .	34
2.2	Boucles ouvertes des modèles représentatifs avec le régulateur $C_{pidf1}(s)$ . .	37
2.3	Schéma bloc d'un contrôle par pré-compensation dit « feedforward » . . .	38
2.4	Schéma bloc d'une boucle de régulation avec action directe sur la commande	38
2.5	Schéma bloc équivalent considéré pour une boucle de régulation avec pré-compensation et rétroaction . . . . .	39
2.6	Schéma bloc implémentable pour une boucle de régulation avec pré-compensation et rétroaction . . . . .	39
2.7	Caractéristiques fréquentielles des boucles fermées non filtrées . . . . .	42
2.8	Boucle de contrôle avec un préfiltre de consigne contenant un équivalent linéaire d'un « feedforward » . . . . .	42
2.9	Performances de la boucle fermée avec un filtre d'ordre entier et un « feedforward » . . . . .	47
2.10	Gains des fonctions de sensibilité $T'_{yr}$ (gauche) et $S'_{ur}$ (droite) avec un filtre d'ordre entier et un « feedforward » . . . . .	47
2.11	Réponses à un échelon (haut) et signaux de commande correspondants (bas) avec un filtre entier et un « feedforward » . . . . .	48
2.12	Performances de la boucle fermée avec un filtre non-entier, un « feedforward » et $FF(s) = G_{ns}(s)$ . . . . .	49
2.13	Modules des fonctions de sensibilité $T'_{yr}$ (gauche) et $S'_{ur}$ (droite) avec un filtre non-entier, un « feedforward » et $FF(s) = G_{ns}(s)$ . . . . .	50
2.14	Réponses à un échelon (haut) et signaux de commande correspondants (bas) avec un filtre d'ordre non-entier, un « feedforward » et $FF(s) = G_{ns}(s)$	51
2.15	Comparaison des réponses à un échelon (haut) et signaux de commande correspondants (bas) avec les modèles représentatifs et différentes stratégies de commande ( $n = 1.5$ pour celle avec filtrage et « feedforward ») . . . . .	51
2.16	Forces longitudinales développées par un pneumatique selon le modèle de Pacejka pour une pression de 3 bars et une charge verticale constante de 2000N pour différents taux d'adhérence de la route . . . . .	55
2.17	Valeurs de $\tau$ à l'équilibre en fonction de la vitesse longitudinale pour différents taux d'adhérence de la route . . . . .	55

2.18	Boucle de contrôle préfiltrée avec génération de consigne de vitesse via l'utilisation du modèle de Pacejka où on reprend les éléments choisis et dimensionnés précédemment pour $F'$ , $C$ et $G$ . . . . .	56
2.19	Réponses à un échelon obtenues avec le simulateur Matlab/Simulink du VÉLV, en haut à gauche : vitesse longitudinale $v_x(t)$ , en haut à droite : efforts verticaux sur chaque roue avant $F_{z_{p_{front}}}(t)$ , en bas à gauche : taux de glissement des chaque roue avant $\tau_f(t)$ , en bas à droite : accélération longitudinale $a_x(t)$ . . . . .	57
2.20	Signaux de commande correspondants aux simulations de la figure 2.19 . . . . .	58
2.21	Modèle de Pacejka et son approximation linéaire : efforts longitudinaux développés par un pneumatique . . . . .	58
3.1	Schéma de principe d'activation du système ACC . . . . .	64
3.2	Formalisme de peloton de véhicules utilisé . . . . .	64
3.3	Schéma de principe de régulation ACC . . . . .	65
3.4	Quelques exemples de règles d'espacement de véhicule . . . . .	66
3.5	Illustrations des grandeurs utilisées pour définir la condition de sécurité PICUD . . . . .	67
3.6	Schéma bloc de l'ACC simple mis en place . . . . .	71
3.7	Schéma bloc équivalent de l'ACC simple mis en place . . . . .	72
3.8	Exemple de tracés fréquentiels de la boucle ouverte obtenue avec le système ACC pour les modèles représentatifs . . . . .	73
3.9	Maximum du coefficient $h_2^{-1}$ assurant la stabilité classique pour différentes valeurs de retard $\theta_r$ . . . . .	73
3.10	Valeur maximale de $\omega_u$ pour différentes valeurs de retard $\theta_r$ pour les modèles représentatifs . . . . .	74
3.11	Exemple de tracés fréquentiels de $\Gamma_i$ un cas où la stabilité de corde est vérifiée et un cas où elle ne l'est pas . . . . .	74
3.12	Exemple de tracé du maximum du gain de la fonction $\Gamma_i$ en fonction de $h_2^{-1}$ pour les différentes modèles représentatifs . . . . .	75
3.13	Ensemble des valeurs de $h_2^{-1}$ assurant la stabilité de corde pour différentes valeurs de retard $\theta_r$ pour le système ACC étudié . . . . .	76



3.14 Ensemble des valeurs de $h_2^{-1}$ assurant les stabilités de la boucle de régulation et de corde pour différentes valeurs de retard $\theta_r$ pour le système ACC étudié . . . . .	76
3.15 Schéma bloc du CACC simple mis en place . . . . .	78
3.16 Schéma bloc équivalent du CACC simple mis en place . . . . .	78
3.17 Premier exemple de tracés fréquentiels des fonctions d'étude de stabilité de corde pour un système ACC connecté . . . . .	79
3.18 Deuxième exemple de tracés fréquentiels des fonctions d'étude de stabilité de corde pour un système ACC connecté . . . . .	80
3.19 Ensemble des valeurs de $h_2^{-1}$ assurant les stabilités de la boucle de régulation et de corde pour différentes valeurs de retard $\theta_r$ pour le système ACC connecté pour deux cas : le cas général et le cas où la connectivité possède un retard moins important que le capteur de type radar . . . . .	80
3.20 Communications de données entre les véhicules dans le cadre de la loi proposée (Wifi Icon made by Smashicons from <a href="http://www.flaticon.com">www.flaticon.com</a> ) . . . . .	81
3.21 Illustration de la fonction de lissage de l'indice de détection de véhicule utilisé	83
3.22 Exemple sur une application numérique de la génération de référence en environnement connecté $d_{r,i_{CACC}}$ . . . . .	84
3.23 Illustration du principe de fonctionnement de la loi proposée (Wifi Icon made by Freepik from <a href="http://www.flaticon.com">www.flaticon.com</a> ) . . . . .	85
3.24 Variations de marge de phase ( $M_\phi$ ) et de bande passante ( $\omega_u$ ) des boucles de commande ACC et CACC (1 et 2) dimensionnées en fonction de différentes valeurs de $h_1$ considérées avec les paramètres $h_2^{-1}$ correspondant (en haut) : pour $\theta_r = 0$ s en colonne de gauche et pour $\theta_r = 0.3$ s en colonne de droite	87
3.25 Essai réalisé pour caractériser les performances dynamiques d'un peloton de véhicules pour les lois de contrôle longitudinal dimensionnées. En haut : positions initiales des véhicules, en bas : cycle de vitesse appliqué au leader du peloton . . . . .	88
3.26 Résultats obtenues pour les différents critères pour l'étude de la dynamique du peloton avec $h1 \in \{0.1, 0.25, 1, 3\}$ s pour : en haut $\theta_r = \theta_c = 0$ s et en bas $\theta_r = \theta_c = 0.3$ s . . . . .	89

3.27	Résultats obtenues pour les différents critères pour l'étude de la dynamique du peloton avec $h1 \in \{1, 3\}$ s pour : en haut $\theta_r = \theta_c = 0$ s en bas $\theta_r = \theta_c = 0.3$ s . . . . .	90
3.28	Résultats obtenues pour les différents critères pour l'étude de la dynamique du peloton avec $h1 \in \{1, 3\}$ s pour : en haut $\theta_r = 0.3$ s et $\theta_c = 0.1$ s et en bas $\theta_r = 0.1$ s et $\theta_c = 0.3$ s ; pour la loi ACC $\theta_r = 0.3$ s dans tous les cas . . . . .	91
3.29	Essais réalisés pour caractériser le comportement lors du freinage d'urgence du leader. Les véhicules bleus sont autonomes et connectés, les verts autonomes seulement et les rouges sont des humains imprudents . . . . .	92
3.30	Résultats obtenus pour le comportement du peloton, lors du freinage d'urgence du leader, pour les différents cas définis . . . . .	93
3.31	Essais réalisés pour caractériser le comportement lors de la jonction avec un véhicule plus lent pour un peloton de véhicules équipés des lois de contrôle longitudinal dimensionnées . . . . .	94
3.32	Résultats réalisés pour le comportement lors de la jonction avec un véhicule plus lent pour un peloton de véhicules équipés des lois de contrôle longitudinal dimensionnées . . . . .	95
3.33	Infrastructure Aimsun pour les essais d'insertion . . . . .	97
3.34	Infrastructure Aimsun pour les essais en cas de ralentissement (travaux par exemple) . . . . .	97
3.35	Temps de trajet pour le cas d'insertion, avec un débit de $800 \text{ veh h}^{-1}$ d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : sur la voie principale (entre E1 et S1) en haut, depuis la voie d'insertion (entre E2 et S1) en bas . . . . .	100
3.36	Densité de véhicules pour le cas d'insertion, avec un débit de $800 \text{ veh h}^{-1}$ d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : en amont de l'insertion sur la voie principale en haut, en amont de l'insertion sur la voie d'insertion au milieu et en aval de l'insertion en bas . . . . .	100
3.37	Temps de trajet pour le cas d'insertion, avec un débit de $1500 \text{ veh h}^{-1}$ d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : sur la voie principale (entre E1 et S1) en haut, depuis la voie d'insertion (entre E2 et S1) en bas . . . . .	101

3.38	Densité de véhicules pour le cas d'insertion, avec un débit de 1500 veh h <sup>-1</sup> d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : en amont de l'insertion sur la voie principale en haut, en amont de l'insertion sur la voie d'insertion au milieu et en aval de l'insertion en bas . . . . .	102
3.39	Temps de trajet pour le cas de ralentissement, avec un débit de 800 veh h <sup>-1</sup> d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés, sur la voie principale entre E1 et S1 . . . . .	102
3.40	Densité de véhicules pour le cas de ralentissement, avec un débit de 800 veh h <sup>-1</sup> d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : en amont du ralentissement sur la voie principale en haut, en amont du ralentissement sur la voie d'insertion au milieu et en aval du ralentissement en bas . . . . .	103
3.41	Temps de trajet pour le cas de ralentissement, avec un débit de 1500 veh h <sup>-1</sup> d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés, sur la voie principale entre E1 et S1 . . . . .	104
3.42	Densité de véhicules pour le cas de ralentissement, avec un débit de 1500 veh h <sup>-1</sup> d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés. En amont du ralentissement sur la voie principale en haut, en amont du ralentissement dans la section de ralentissement au milieu et en aval du ralentissement en bas . . . . .	104
4.1	Schéma bloc de la régulation latérale du véhicule mise en place . . . . .	110
4.2	Variations paramétriques du gain de la fonction de transfert en boucle fermée $H_\psi = \frac{\psi(s)}{\psi_{ref}(s)}$ pour le véhicule VÉLV . . . . .	111
4.3	Variations paramétriques du transfert $G_{21}(s)$ pour le véhicule VÉLV. Les paramètres fixes sont : $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ , $\mu^e = 1$ , masse à vide et $\alpha_r^e = 0$ . . . . .	112
4.4	Variations paramétriques de la boucle ouverte de la boucle externe de régulation latérale dimensionnée pour le véhicule VÉLV. Les paramètres fixes sont : $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ , $\mu^e = 1$ , masse à vide et $\alpha_r^e = 0$ . . . . .	113
4.5	Variations paramétriques de la sensibilité complémentaire $\left  \frac{Y(s)}{Y_{ref}(s)} \right _{\text{dB}}$ et sensibilité du signal de commande $\left  \frac{\beta_v(s)}{Y_{ref}(s)} \right _{\text{dB}}$ de la régulation latérale dimensionnée pour le véhicule VÉLV. Les paramètres fixes sont : $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ , $\mu^e = 1$ , masse à vide et $\alpha_r^e = 0$ . . . . .	114

4.6	Résultats temporels obtenus pour un changement de voie avec les valeurs de masse totale extrêmes de VÉLV et avec $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ , $\alpha_r^e = 0$ et $\mu = 1$	115
4.7	Résultats temporels obtenus pour un changement de voie pour des variations du taux d'adhérence de la route avec $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ , $\alpha_r^e = 0$ et pour la masse à vide	116
4.8	Résultats temporels obtenus pour un changement de voie pour des variations du taux d'adhérence de la route avec $V_x^e = 50 \text{ km h}^{-1}$ , $\alpha_r^e = 0$ et pour la masse à vide	117
4.9	Résultats temporels obtenus pour un changement de voie pour différentes vitesses longitudinales statiques du véhicule avec $\alpha_r^e = 0$ , $\mu = 1$ et pour la masse à vide	117
4.10	Notations pour les véhicules du voisinage de l'égo-véhicule	119
4.11	Essai réalisé pour caractériser le comportement des lois de changement de voie mises en place pour un dépassement simple	124
4.12	Résultats temporels relevés pour la situation de dépassement simple	125
4.13	Essai réalisé pour caractériser le comportement des lois de changement de voie mises en place pour un cas d'insertion	125
4.14	Résultats temporels relevés pour la situation d'insertion avec la loi <i>MOBILnc</i>	126
4.15	Résultats temporels relevés pour la situation d'insertion avec la loi <i>MOBILcl</i>	127
4.16	Infrastructure Aimsun pour l'essai simple multivoies	129
4.17	Temps de trajet pour le cas simple en fonction du taux de véhicules équipés	129
4.18	Densité de véhicules pour le cas simple en fonction du taux de véhicules équipés	130
4.19	Nombre total de changements de voie observés pour le cas simple en fonction du taux de véhicules équipés	130
4.20	Infrastructure Aimsun pour l'essai d'insertion avec une seule voie sur la route principale	131
4.21	Temps de trajet pour le cas d'insertion avec une voie sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés. En haut : sur la voie principale entre E1 et S1. En bas : depuis la voie d'insertion entre E2 et S1	132

4.22	Densité de véhicules pour le cas d'insertion avec une voie sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés. En amont de l'insertion sur la voie principale en haut, en amont d'insertion sur la voie d'insertion au milieu et en aval de l'insertion en bas . . . . .	132
4.23	Nombre total de changements de voie observés pour le cas d'insertion avec une voie sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés .	133
4.24	Infrastructure Aimsun pour l'essai d'insertion avec deux voies sur la route principale . . . . .	133
4.25	Temps de trajet pour le cas d'insertion avec deux voies sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés. En haut : sur la voie principale entre E1 et S1. En bas : depuis la voie d'insertion entre E2 et S1 . . .	134
4.26	Densité de véhicules pour le cas d'insertion avec deux voies sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés. En amont de l'insertion sur la voie principale en haut, en amont d'insertion sur la voie d'insertion au milieu et en aval de l'insertion en bas . . . . .	135
4.27	Nombre total de changements de voie observés pour le cas d'insertion avec deux voies sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés	135
4.28	Infrastructure Aimsun pour l'essai avec réduction d'une voie et de la limite de vitesse comme pour une zone de travaux . . . . .	136
4.29	Temps de trajet pour le cas de réduction de voie et de ralentissement en fonction du taux de véhicules équipés . . . . .	137
4.30	Densité de véhicules pour le cas de réduction de voie et de ralentissement en fonction du taux de véhicules équipés. En haut : avant la réduction de voie, au milieu : sur le tronçon à une voie, en bas : après la réaaugmentation du nombre de voie . . . . .	137
4.31	Nombre total de changements de voie observés pour le cas de réduction de voie et de ralentissement en fonction du taux de véhicules équipés . . . . .	138
A.1	Repère et degrés de liberté du véhicule . . . . .	156
A.2	Repère pour modèle dynamique dans le « plan » . . . . .	157
A.3	Grandeurs, efforts et moments, dans le repère pneumatique, associés à la modélisation du pneumatique . . . . .	158
A.4	Entrées/sorties du modèle de Pacejka . . . . .	158

A.5	Macro-coefficients du modèle de Pacejka . . . . .	159
A.6	Illustration de la dérive du pneumatique . . . . .	161
A.7	Représentation du VÉLV et des actionneurs utilisés pour la commande longitudinale (Active-Wheel et Electro-Mechanical Braking) . . . . .	176
A.8	Gamme de modèles pour le transfert $\frac{V_x}{U_{AW}}$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols . . . . .	179
A.9	Gamme de modèles pour le transfert $\frac{V_x}{U_{EMB}}$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols . . . . .	179
A.10	Modèles $\frac{V_x}{U_{AW}}$ obtenus pour des variations de $V_x^e$ avec $M_t^e = 600$ kg, $\alpha_r^e = 0$ % et $\mu^e = 1$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols . . . . .	180
A.11	Modèles $\frac{V_x}{U_{AW}}$ obtenus pour des variations de $M_t^e$ avec $\alpha_r^e = 0$ % et $\mu^e = 1$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols : en pointillés $M_t^e = 900$ kg, en trait plein $M_t^e = 600$ kg . . . . .	181
A.12	Modèles $\frac{V_x}{U_{AW}}$ obtenus pour des variations de $\mu^e$ avec $M_t^e = 600$ kg et $\alpha_r^e = 0$ % : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols . . . . .	181
A.13	Gamme de modèles pour le transfert $\frac{Y_G}{\beta_v}$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols, en bleu <i>Limite 1</i> , en rouge <i>Limite 2</i> , en vert <i>Nominal 1</i> et en cyan <i>Nominal 2</i> . . . . .	183
A.14	Modèles $\frac{Y_G}{\beta_v}$ obtenus pour des variations de $V_x^e$ avec $M_t^e = 600$ kg, $\alpha_r^e = 0$ % et $\mu^e = 1$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols	184
A.15	Modèles $\frac{Y_G}{\beta_v}$ obtenus pour des variations de $M_t^e$ avec $\alpha_r^e = 0$ % et $\mu^e = 1$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols : en pointillés $M_t^e = 900$ kg, en trait plein $M_t^e = 600$ kg . . . . .	184
A.16	Modèles $\frac{Y_G}{\beta_v}$ obtenus pour des variations de $\mu^e$ avec $M_t^e = 600$ kg et $\alpha_r^e = 0$ % : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols .	185
A.17	Gamme de modèles pour le transfert $\frac{\Psi}{\beta_v}$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols, en bleu <i>Limite 1</i> , en rouge <i>Limite 2</i> , en vert <i>Nominal 1</i> et en cyan <i>Nominal 2</i> . . . . .	185
A.18	Modèles $\frac{\Psi}{\beta_v}$ obtenus pour des variations de $V_x^e$ avec $M_t^e = 600$ kg, $\alpha_r^e = 0$ % et $\mu^e = 1$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols	186

A.19	Modèles $\frac{\Psi}{\beta_v}$ obtenus pour des variations de $M_t^e$ avec $\alpha_r^e = 0 \%$ et $\mu^e = 1$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols : en pointillés $M_t^e = 900$ kg, en trait plein $M_t^e = 600$ kg . . . . .	186
A.20	Modèles $\frac{\Psi}{\beta_v}$ obtenus pour des variations de $\mu^e$ avec $M_t^e = 600$ kg, $\alpha_r^e = 0 \%$ : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols . . . . .	187
B.1	Formalisme de peloton de véhicule utilisé . . . . .	190







# Liste des tableaux

1.1	Synthèse des moyens d'évaluation de la fluidité du trafic . . . . .	20
1.2	Synthèse des moyens d'évaluation de la sécurité . . . . .	23
1.3	Synthèse des modèles de consommation de carburant et d'émission de polluants . . . . .	26
2.1	Performances obtenues avec les deux régulateurs PIDF dimensionnés . . .	36
2.2	Performances temporelles avec les deux régulateurs PIDF dimensionnés . .	50
2.3	Paramètres opérationnels présents dans les différents termes du bilan des forces longitudinales . . . . .	53
3.1	Matrice O/D des simulations d'insertion pour les deux valeurs de débit considérées et un temps total de simulation de 30 min . . . . .	97
3.2	Infrastructure Aimsun pour les essais de ralentissement . . . . .	97
4.1	Valeurs numériques des paramètres utilisées pour les essais de caractérisation des lois de changements de voie . . . . .	123
4.2	Matrice Origine/Destination des simulations multivoies pour un temps total de simulation de 30 min . . . . .	128
A.1	Variations des paramètres de fonctionnement du véhicule VÉLV . . . . .	176
A.2	Paramètres du modèle de Pacejka utilisés pour la linéarisation du modèle pour différentes valeurs de pression de gonflage du pneumatique $P_g$ . . . .	177
A.3	Paramètres pour la modélisation du VÉLV avec l'exposant $c$ pour les valeurs à masse maximale et $v$ pour les valeurs à masse minimale . . . . .	178
A.4	Caractéristiques des modèles nominal et limites du comportement dynamique du véhicule considéré . . . . .	179

A.5	Caractéristiques du polynôme caractéristique et des conditions d’opération des modèles nominaux et limites du comportement dynamique latéral du véhicule considéré . . . . .	183
A.6	Caractéristiques des dénominateurs des modèles nominaux et limites du comportement dynamique latéral du véhicule considéré . . . . .	183





# Nomenclature

## ACRONYMES

ABS	Anti-lock Braking System (Système d'auto-blocage des roues en phase de freinage)
ACC	Régulation de vitesse active ou adaptative (Adaptive Cruise Control)
ADAS	Aide à la conduite avancée (Advanced Driver-Assistance System)
C2C ou V2V	Communication entre deux véhicules ou inter-véhiculaire
C2I ou V2I	Communication entre le véhicule et un élément connecté de l'infrastructure
C2X ou V2X	Communication entre le véhicule et un autre agent du trafic, véhicule ou infrastructure
CACC	ACC connecté
CACCmV	ACC connecté multi-voies
CC	Régulation de vitesse (Cruise Control)
CRONE	Commande Robuste à Ordre Non entier
DARPA	Defense Advanced Research Projects Agency (Agence américaine de recherche avancée dans le domaine de la défense)
DC	Davidson-Cole (type de préfiltre)
EMFAC	EMission FACtor
EMIT(c ou e)	EMIssion in Traffic (consumption ou emission)
FB	Feedback
FF	Feedforward
FR	Fuel Rate (débit de carburant)
IDM	Intelligent Driver Model
ITTC	Inverted Time-to-collision (Temps avant collision inverse)

MOBIL	Minimizing Overall Braking Induced by Lane Change (Minimisation du freinage global induit par un changement de voie)
MDWT	Modified Dwell Time (Temps d'arrêt modifié)
MTC	Moving Traffic Check (Vérification du trafic en mouvement)
ONISR	Observatoire National Interministériel de la Sécurité Routière
PICUD	Potential Index for Collision with Urgent Acceleration
PIDF	Correcteur Proportionnel-Intégral-Dérivé-Filtré
QFT	Quantitative feedback theory
TCS	Traction Control System (Système de contrôle de traction en phase d'accélération ou antipatinage)
TET	Time Exposed Time-to-collision (Temps passé exposé à une collision)
TIV	Temps Inter-véhiculaire
TTC	Time-to-collision (Temps avant collision)
TTS	Total Time Spend (Temps total dépensé)
TVDM	Two Velocity Differences Model
VAC	Véhicule Autonome et Connecté
VANets	Vehicular Ad-hoc Networks (Réseaux de communications ad-hoc entre agents du trafic routier)
VéLV	Véhicule électrique Léger de Ville
VMS	Variable Message Signs (Panneaux à messages variables)
VT-CPFM	Virginia Tech - Comprehensive Power-based Fuel Consumption Model (Modèle complet de consommation de carburant basé sur la puissance)
WTLC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles (Cycles d'essais pour véhicules particuliers harmonisés mondialement)

# Introduction générale

## Introduction

### Émergence de l'automobile

L'automobile est développée depuis le début du XIX<sup>e</sup> siècle. Il est considéré, historiquement, que le fardier de Cugnot (figure 1a), développé par le français Joseph Cugnot entre 1769 et 1771, est la première automobile [Ickx, 1961]. Le fonctionnement de cette machine se base sur l'exploitation de la vapeur et reprend le principe d'un jouet fabriqué par Ferdinand Verbiest en 1668 [Carton et al., 1884]. L'application de cette machine aurait été le déplacement de canon, cependant le ministre de la guerre de l'époque ne souhaite pas donner suite au projet. L'histoire se répète lorsque le fardier est redécouvert dans les années 1800, mais Napoléon Bonaparte n'est pas intéressé [Coulibaly, 2007].

Dans le même temps, en Angleterre, Richard Trevithick parcourt 10 miles dans les rues de Londres à bord d'un tricycle à vapeur [Eckermann, 2001]. Les problèmes de développement de l'automobile, notamment liés à l'état des routes, entraînent que celle-ci est momentanément délaissée au profit des chemins de fer [Bordes, 1979].

Les années 1830 voient la reprise du développement de l'automobile à vapeur ainsi que l'apparition des premières voitures électriques [Shacket, 1981]. Le développement des voitures à vapeur atteindra son apogée avec le tricycle développé par Serpollet-Peugeot et présenté à l'occasion de l'Exposition universelle de 1889. C'est d'ailleurs sur ce véhicule que Léon Serpollet obtient le premier permis de conduire français [DRIEA Île-de-France, 2014]. La voiture électrique, quant à elle, profite de l'invention en 1859 de la batterie rechargeable plomb acide [Gille, 1978].

Pendant ce temps, le premier puits de pétrole est foré aux États-Unis en 1850 et l'américain Georges Brayton donne naissance en 1872 à la première machine à combustion interne utilisant le pétrole, en se basant sur le dispositif mis au point par Christian



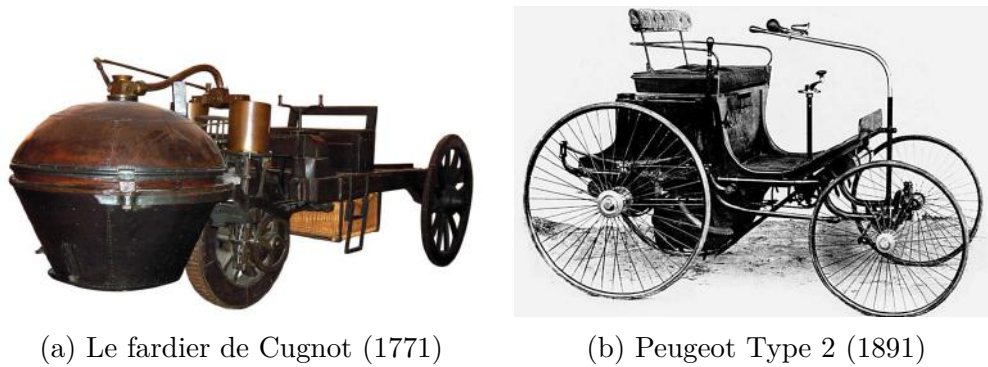


FIGURE 1 – Quelques voitures marquantes du XIX<sup>e</sup> siècle (1<sup>ère</sup> partie)

Huygens et Denis Papin en 1673 et sur le moteur développé par Étienne Lenoir en 1860 [Stern, 2005]. Les travaux théoriques d’Alphonse Beau de Rochas et puis pratiques de l’allemand Nikolaus Otto permettent d’améliorer le rendement des moteurs à explosion grâce au « cycle Otto » à quatre temps (admission/échappement - compression - explosion - détente) [Busch, 2015] [Gunston, 1999].

En 1885, Carl Benz fabrique le Benz Patent-Motorwagen Nummer 1 (figure 2a), que certains considèrent comme la première voiture de l’histoire car c’est la première conçue spécifiquement pour intégrer comme système de propulsion un moteur à combustion interne. C’est sur un Benz Patent-Motorwagen Nummer 3 que Bertha Benz, la femme de Carl Benz, accompagné de leur deux enfants réalise le premier voyage en automobile de l’histoire, 104 kilomètres entre Mannheim et Pforzheim [Ziegler et al., 2014].

De son côté, Gottlieb Daimler dépose un brevet pour le moteur à combustion interne à grande vitesse qu’il a inventé [Vairez, 2000]. Celui-ci est présenté lors l’Exposition Universelle de Paris de 1889 sur le stand Panhard et Levassor [Coulibaly, 2007]. Armand Peugeot, qui présente son tricycle à vapeur lors de l’Exposition, s’associe avec Panhard et Levassor qui fabriqueront le moteur de Daimler à Paris dès la fin de l’Exposition. De cette association naîtront la Peugeot Type 2 (figure 1b) puis la Peugeot Type 3 qui sont les prémices du groupe PSA [Caracalla, 1990]. Comme nous l’avons vu, ces événements précipitent l’arrêt du développement des voitures à vapeur au rendement beaucoup plus faible. Les véhicules électriques font encore de la résistance, la « Jamais Contente » dépasse les 100km/h en 1899 [Souvestre, 1907] (figure 2b).

En 1891, les frères Michelin déposent le brevet de leur premier pneumatique, une amélioration d’un concept de John Boyd Dunlop de 1888 [Michelin, 2017]. En 1901, un norvégien nommé John J. Tokheim dépose le brevet de la première pompe à essence [Coulibaly, 2007]. Alors que l’année 1912 marquera l’apogée de la production de véhicules

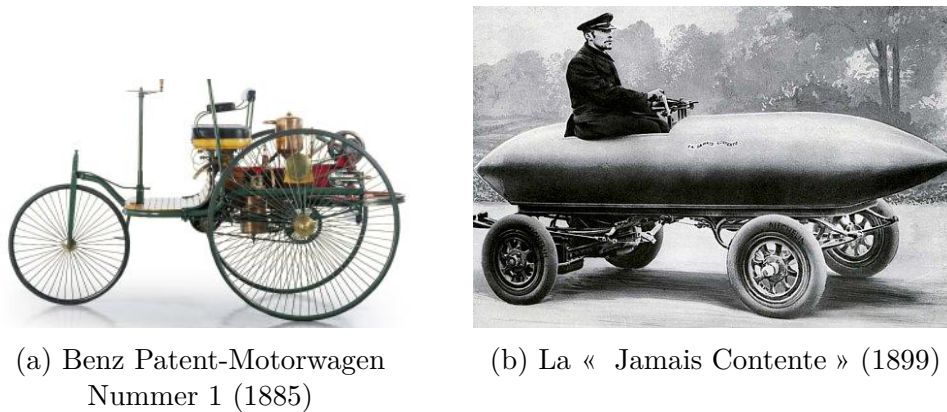


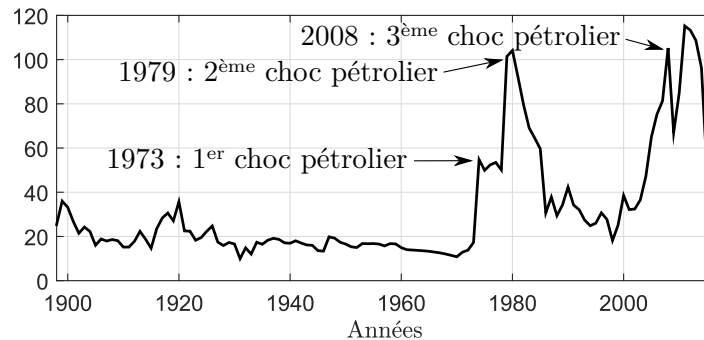
FIGURE 2 – Quelques voitures marquantes du XIX<sup>e</sup> siècle (2<sup>ème</sup> partie)

électriques, l'année 1908 marque l'apparition de la Ford T et l'entrée de l'automobile dans l'industrialisation [henryford.fr, 2017]. Bien que les véhicules électriques présentent de nombreux avantages, notamment en ville : faciles à démarrer, peu de fumée et moins de bruit ; le véhicule à essence va tirer bénéfice du démarreur électrique, de la baisse de son coût de production et d'une meilleure autonomie pour supplanter le véhicule électrique au cours du XX<sup>e</sup> siècle.

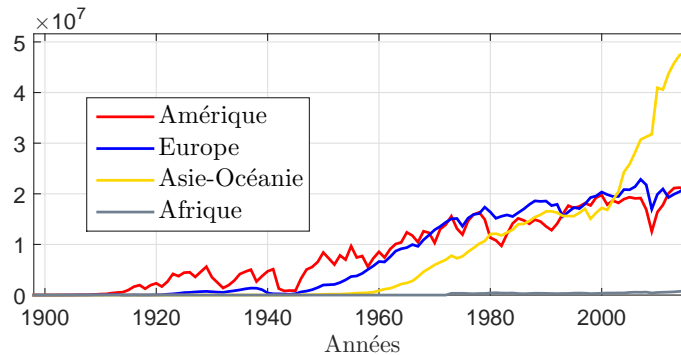
## Enjeux liés à l'augmentation du trafic routier

L'automobile va prendre son essor au cours du XX<sup>e</sup> siècle. On peut voir sur la figure 3b, représentant la production mondiale de véhicules sur chaque continent, que l'automobile va entamer une croissance importante au sortir de la seconde guerre mondiale dans les pays où émergent des sociétés de consommation. Entre 1960 et 1970, le trafic routier en France est multiplié par 2.3 [ONISR, 2016]. De plus, le prix du pétrole est historiquement bas de 1945 jusqu'au début des années 70 (figure 3a). L'augmentation du trafic routier va alors engendrer des polémiques liées à ses effets indésirables : impact négatif sur l'environnement, aggravé par les phénomènes d'embouteillage en agglomération, et problèmes de sécurité routière qui en font une des premières causes de mortalité dans les pays concernés [Bellu, 1998]. De plus, le marché automobile est très concurrentiel, les constructeurs vont alors accélérer le développement de solutions permettant de rendre leurs voitures compétitives en améliorant leur sécurité et en réduisant leur consommation. D'autant plus que réduire la consommation de carburant devient, en plus d'un enjeu environnemental, un sérieux enjeu économique après 1973 et le premier choc pétrolier. De nos jours, la réduction du nombre de tués sur les routes, des embouteillages, de la consommation de

carburant et des émissions de polluants reste le principal enjeu du secteur automobile.



(a) Prix du baril de pétrole brut en dollars américains constants ([BP, 2017])



(b) Production de véhicules pour chaque continent ([Freyssenet, 2007])

FIGURE 3 – Évolution entre 1898 et 2016

## Sécurité routière

Sous l'effet de l'augmentation plus rapide du parc automobile que de la formation des automobilistes et de l'amélioration des réseaux routiers, le nombre de morts sur les routes françaises atteints son plus haut niveau historique entre juillet 1972 et juillet 1973 avec plus de 17000 personnes tuées.

Des mesures réglementaires sont alors prises à partir du début des années 1970, un résumé chronologique des principales mesures françaises est représenté en figure 4. Les mesures concernent les limitations des vitesses, la prise de psychotropes, en particulier l'alcool, les différents équipements obligatoires ainsi que les moyens de contrôle par les forces de l'ordre du respect de ces règles. La mise en place du permis à points, du permis probatoire et de différentes actions de prévention est également réalisée [ONISR, 2016].

Au niveau opérationnel, la figure 5 représente le découpage possible des actions menées et à mener :

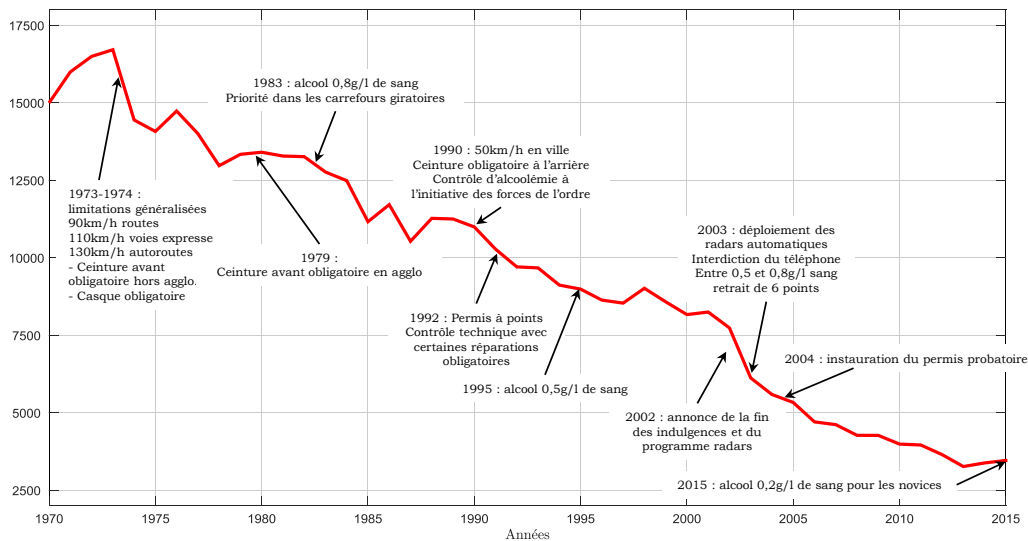


FIGURE 4 – Principales mesures réglementaires, notamment de limitations de vitesse et de contrôle d'alcoolémie, associées aux nombres de tués sur les routes au mois de décembre de l'année correspondante entre 1970 et 2016 ([ONISR, 2016])

- *sécurité primaire* : prévoir et éviter les accidents grâce à une prise d'informations suivi, le cas échéant, d'alarmes (aides stratégiques), d'actions correctives (aides tactiques) ou de prise de contrôle (aides actives)
- *sécurité secondaire* : protéger les occupants du véhicule grâce par exemple à la ceinture à trois points d'ancrage, un enrouleur bloqueur, un prétendeur, un limiteur d'effort, des airbags
- *sécurité tertiaire* : alerter et secourir en évitant le sur-accident, alertant les secours et apportant les premiers secours

Les normes de type EuroNCAP (créée en 1997, « European New Car Assessment Program ») permettent d'évaluer la sûreté des véhicules, notamment les mesures prises par les constructeurs au niveau de la sécurité secondaire par l'ajout et l'amélioration des différents éléments cités ci-dessus (airbags, ceintures, ...). Les aides à la conduite se placent bien évidemment dans la sécurité primaire et font l'objet de beaucoup de développement actuellement. Celles-ci sont introduites plus loin.

## Embouteillages et impact environnemental

L'augmentation du trafic routier dans les années 1970 amènent les différents états à prendre des mesures contre la pollution de l'air. On peut noter en 1966 le « clean air act » aux États-Unis puis en 1975 la norme C.A.F.E. (Corporate Average Fuel Efficiency,

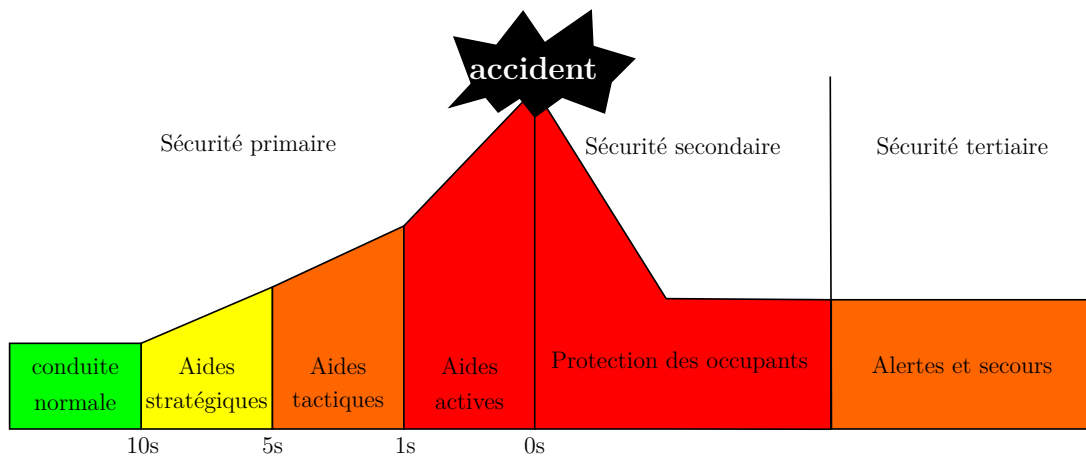


FIGURE 5 – Les trois niveaux opérationnels de sécurité routière

en France et en Europe : loi sur l'air 1996, les normes EURO (à partir de 1993 pour les véhicules particuliers, Euro 6c actuellement) et les NEDC (pour « New European Driving Cycle » qui deviendront WLTC à partir de 2017) qui correspondent à des cycles d'essais standards permettant d'évaluer la consommation et les émissions des véhicules selon une directive en vigueur depuis 1973.

Cependant, en 2013, les français ont perdu en moyenne 44 heures dans les embouteillages, et ceux-ci ont entraîné un gaspillage au ralenti de 740 millions de litres de carburant, l'émission de 1970 kilo-tonnes de CO<sub>2</sub> mais également des pertes économiques directes et indirectes évaluées à 22 milliards d'euros [Cebr, 2014].

Il est important de réduire la consommation de carburant pour des raisons économiques et pratiques, l'énergie fossile n'étant pas inépuisable. De plus, les moteurs à explosion émettent des gaz à effet de serre (CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, entre autres) contribuant à une mauvaise qualité de l'air néfaste pour les organismes et au dérèglement climatique.

Les constructeurs agissent au niveau de leurs véhicules en développant des motorisations plus propres, c'est-à-dire consommant moins de carburant et réduisant leur émission, et en développant de nouveaux matériaux pour alléger les véhicules. Il faut noter que les mesures prises pour améliorer la sécurité pénalisent fortement les véhicules en terme de poids.

Nous allons voir plus loin comment les enjeux consistent donc à réduire les embouteillages et la pollution peuvent être réduits grâce aux aides à la conduite, en optimisant les actions des véhicules, mais aussi en travaillant pour fluidifier au maximum le trafic.

## Développement des systèmes autonomes en environnement connectés pour répondre à ces enjeux

Grâce au développement des technologies de systèmes embarqués, des systèmes d'aides à la conduite avancés (ADAS : Advanced Driver Assistance System) sont développés depuis les années 1990. Avant cela, des aides à la conduite considérées plus simples, car utilisant beaucoup moins les avancées de l'électronique, avaient déjà été développées. Un résumé des principales aides à la conduite introduites depuis 1970 est visible en figure 6. Ces aides visent à aider le conducteur lors de la conduite du véhicule de manière à améliorer la sécurité. Ces dernières années cependant, les aides ont pour but une délégation d'une tâche de la conduite au véhicule posant étape par étape les jalons vers le véhicule autonome.

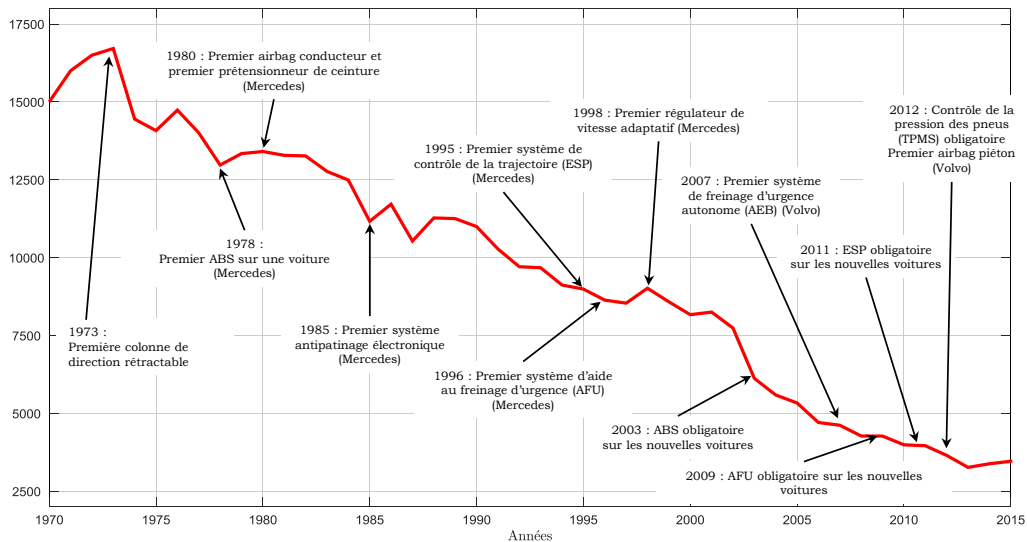


FIGURE 6 – Principales apparitions d'aides à la conduite, associées aux nombres de tués sur les routes au mois de décembre de l'année correspondante entre 1970 et 2016 (Source ONISR et Perrin)

### Du système d'assistance vers la conduite à la conduite autonome

L'amélioration des aides à la conduite rend donc graduellement les véhicules complètement autonomes. La figure 7 définit les différents niveaux d'autonomie possibles pour un véhicule, le trait rouge représente la limite de transfert de responsabilité entre le conducteur et le véhicule. Les niveaux couvrent ainsi du véhicule non automatisé, sans aucune assistance au conducteur, au véhicule autonome, c'est-à-dire se déplaçant par lui-même dans toutes les phases de conduite. Les niveaux intermédiaires permettent de définir le

partage de la conduite entre le conducteur et les fonctions d'assistance du véhicules. Ainsi les niveaux peuvent définir des cas où la conduite serait partagée entre le conducteur et le véhicule, ou des cas où une tâche spécifique peut être complètement déléguée au véhicule par exemple.

La principale difficulté actuelle est d'augmenter l'autonomie des véhicules en environnement urbain. Les fonctions autonomes sont beaucoup plus simples à mettre en place dans un environnement autoroutier. En ville, le nombre important et varié des composantes du trafic (voitures mais aussi deux roues, piétons, ...) rend difficile l'évaluation de la situation auquel le véhicule fait face. L'automatisation des véhicules pose également une problématique juridique qui est de savoir si, en cas d'accident impliquant un véhicule autonome, l'humain reste responsable et sinon qui est responsable. Ce point devra être éclairci pour permettre la production et la mise en circulation de tels véhicules.

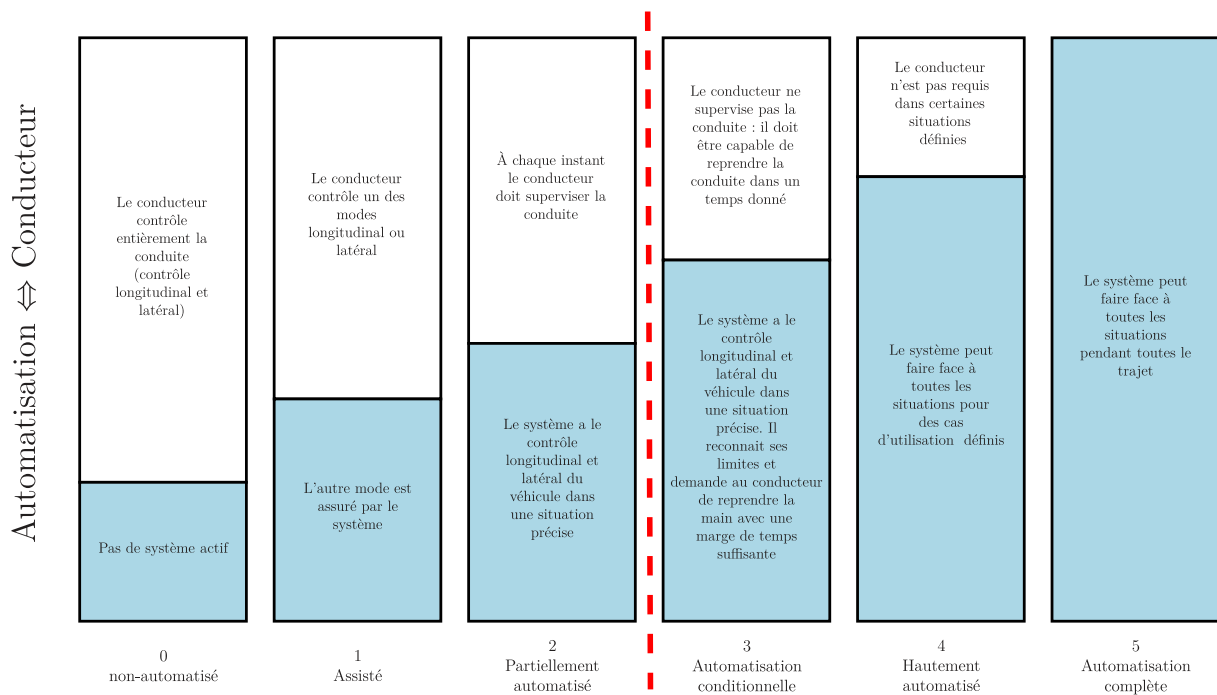


FIGURE 7 – Niveaux d'automatisation de la conduite : la ligne rouge distingue les zones de responsabilité du conducteur et du véhicule

### Les réseaux VANets : vers le véhicule connecté

Un développement récent des aides à la conduite est l'utilisation d'un partage de données entre véhicules grâce à une mise en réseau des véhicules. Des techniques de communication sans fil telle que la 5G, utilisée pour les téléphones portables, ou la WiFi,



utilisée pour la connection internet sans fil domestique, publique ou en entreprise, sont adaptées pour former des réseaux dits VANets (pour « Vehicular Ad-hoc Networks ») spécifiquement développés pour le trafic routier. Ces réseaux peuvent permettre aux véhicules ou à l'infrastructure, ou les deux, de se transmettre des informations, ce qui permettrait d'avoir des données utiles sur une situation avant que le conducteur humain ou les organes de vision du véhicule aient détecté et traité cette même information. Les communications entre véhicules sont nommées V2V (vehicle-to-vehicle) ou C2C (car-to-car), celles entre les véhicules et l'infrastructure V2I (vehicle-to-Infrastructure) ou C2I, les communications des véhicules en général seront dénommées V2X ou C2X.

La figure 8 illustre les communications possibles dans un réseau de type VANet. Le développement de tels réseaux va poser des problématiques de traitement de données et nécessiter l'utilisation d'outils issus du BigData, mais aussi des problématiques de sécurité pour éviter le piratage des réseaux par des individus malveillants.

A noter que les systèmes GPS actuels peuvent être considérés comme une première forme d'utilisation de la connectivité dans le domaine automobile. De plus, le système nommé « eCall » équipe tous les nouveaux véhicules depuis le 31 mars 2018. Ce système entre dans le cadre de la sécurité tertiaire et devra alerter automatiquement les secours adaptés en cas d'accident en leur transmettant une évaluation de la gravité de l'accident et la position GPS du véhicule.

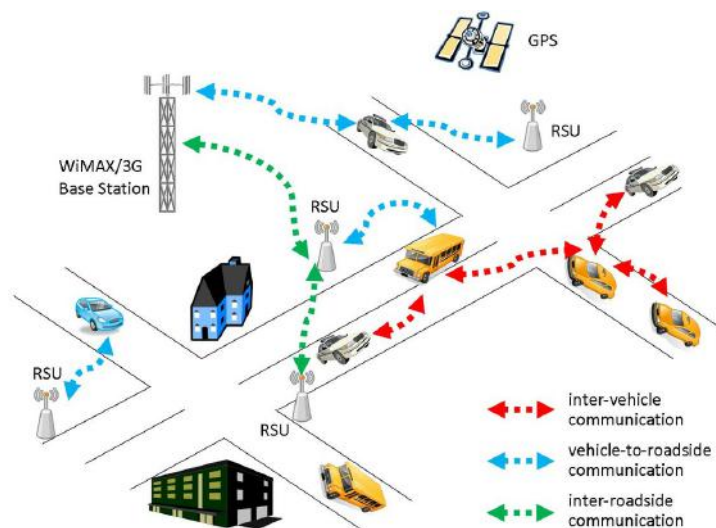


FIGURE 8 – Illustration des communications possibles dans un réseau VANet



## Signalisation routière

Les problèmes de choix de trajet, de sécurité et de gestion de trafic sont pris en compte depuis longtemps par l'utilisation d'une signalisation variée. Pour le choix du trajet, les bornes kilométriques trouvent leur prémices dans l'empire romain. Pour la sécurité et la gestion de trafic, l'apparition d'une signalisation se fait au tournant du XX<sup>e</sup> siècle. Les panneaux signalétiques de réduction de vitesse sont mis en place et le premier feu de circulation électrique apparaît à Salt Lake City en 1912. Les ingénieurs en urbanisme étudient, de nos jours, les types de signalétiques à mettre en place pour améliorer la sécurité et la fluidité du trafic. Par exemple, dans les intersections, il est possible d'installer des panneaux stop, des panneaux cédez-le-passage, des feux tricolores, des simples priorités ou encore des agents de circulation humains. Autre exemple, sur les rocades, périphériques ou autoroutes, des signalisation de type panneaux à prismes messages variables (VMS) permettent d'informer les usagers sur les conditions de circulation et, éventuellement, de leur conseiller la vitesse ou la voie à adopter. Des travaux se basent sur l'infrastructure pour proposer des lois de contrôle du trafic, par exemple sur l'optimisation des cycles de feux comme les ondes vertes ; ces méthodes sont dites centralisées.

## Structure de la thèse

Cette thèse a pour but de proposer des algorithmes de conduite exploitant des données qui pourront être récupérées via les capteurs classiques ou via une communication entre véhicules, ou avec l'infrastructure, de manière à améliorer la situation du trafic. Les travaux effectués se concentrent sur des solutions locales, décentralisées, de contrôle du véhicule pour améliorer la situation de circulation. Ces algorithmes seront évalués sous Matlab pour vérifier leur fonctionnalité, puis sous Aimsun, logiciel dédié à la simulation de trafic automobile, pour observer leur impact sur un trafic plus important.

La thèse s'articule en cinq chapitres comme suit :

Le **premier chapitre** contient l'état de l'art des méthodes d'évaluation de la situation. Un résumé des différents critères et méthodes d'évaluation : de la fluidité du trafic, de la sécurité, de la consommation de carburant et de l'émission de polluant et du confort des usagers, est réalisé.

Le **second chapitre** présente une régulation longitudinale (CC) enrichie d'un « feed-forward » et d'une génération de consigne anticipant les pertes d'adhérence. Ce système

seul peut être situé au niveau 1 d'automatisation. Dans les systèmes de régulation de vitesse adaptative (ACC), il est courant d'injecter en « feedforward » l'accélération du véhicule leader du véhicule pour anticiper ses variations de vitesse. Une nouvelle loi de commande mettant en place un élément « feedforward » sur la référence de vitesse est proposé, cette référence est filtrée par une transmittance d'ordre non entier ce qui permet un meilleur compromis dans les performances de l'asservissement. Un élément de génération de référence incluant un modèle du véhicule est ajouté pour calculer une vitesse de référence n'engendrant pas de dérapage pour le véhicule. La boucle de commande mise en place permettra alors d'adapter la vitesse de référence de l'ACC déduite de la vitesse du leader en une vitesse de référence cohérente avec la dynamique du véhicule à réguler, ce qui est intéressant si le leader et le véhicule régulé ont des dynamiques sensiblement différentes. Ces deux contributions, filtre non entier pour élément « feedforward » et génération de consigne respectant la dynamique du véhicule, ont fait l'objet de deux communications [Taymans et al., 2017] [Taymans et al., 2016] et d'un brevet.

Dans le *troisième chapitre*, la mise en place d'un régulateur de vitesse adaptatif est réalisée (ACC). Ce système seul peut être situé au niveau 1 d'automatisation. Un tel système se base sur deux boucles imbriquées : une boucle externe de génération de vitesse de référence à partir de l'interdistance avec le leader du véhicule et une boucle interne de régulation de vitesse qui est celle développée au chapitre 2. La stabilité de corde de tels systèmes sera introduite et caractérisée. Un système ACC sera alors dimensionné puis son intérêt pour le trafic sera mis en évidence grâce à Aimsun. Ensuite le système ACC développé est modifié de manière à prendre en compte les informations issues des communications des autres véhicules connectés de manière locale, nous nommons le système obtenu CACC. Le système proposé permet au peloton de véhicule d'occuper le plus d'espace possible de manière à favoriser une insertion éventuelle de véhicules supplémentaires dans le peloton dans le cas où le trafic n'est pas congestionné. Si le trafic est congestionné, le comportement du système tend vers celui d'un ACC non connecté. L'intérêt du système sur le trafic est étudié.

Dans le *quatrième chapitre*, le système CACC est étendu au cas multivoies. Ce système seul peut être situé aux niveaux 4 et 5 d'automatisation. Un modèle de changement de voie autonome est alors proposé puis amélioré grâce à des coopérations locales, les véhicules se laissant volontairement doubler ou non, et des coopérations globales, les véhicules sélectionnant la voie la plus avantageuse d'après les données issues des véhicules connectés plus en aval dans le flux. Le système est implémenté sous Aimsun pour montrer

l'avantage d'avoir de véhicules équipés du dispositif CACC dans le trafic.

# Chapitre 1

## État de l'art des méthodes d'évaluation du trafic routier

---

1.1	Modèles permettant l'évaluation de la fluidité du trafic . . . . .	15
1.2	Critères de sécurité microscopique et macroscopique . . . . .	20
1.3	Modèles de consommation de carburant et d'émission de polluants . . . . .	23
1.3.1	Consommation de carburant . . . . .	23
1.3.2	Émissions de polluants . . . . .	24
1.3.3	Exemple du modèle EMIT (EMISSION from Traffic) . . . . .	25
1.3.4	Synthèse . . . . .	26
1.4	Critères de confort . . . . .	27
1.5	Conclusion . . . . .	27

---



Dans ce chapitre, un état de l'art de critères utilisés pour caractériser une situation de trafic routier est établi. Les caractéristiques du trafic qui nous intéressent sont :

- la fluidité du flux de véhicule,
- la sécurité,
- la consommation de carburant et les émissions de polluants,
- le confort.

Ainsi, des méthodes existantes pour évaluer ces quatre caractéristiques sont répertoriées ici.

## **1.1 Modèles permettant l'évaluation de la fluidité du trafic**

Des modèles de trafic existants dans la littérature sont présentés dans ce paragraphe. Le but de ces modèles est d'évaluer la situation du trafic, en termes de fluidité, soit pour étudier a posteriori les caractéristiques du trafic à un endroit spatial donné, soit pour déterminer quelles actions peuvent être mises en place pour améliorer les conditions de trafic en temps réel si cela est possible.

Il existe différents types de modèles de trafic qui peuvent être classés selon :

- le niveau de détails du modèle : microscopique, mésoscopique ou macroscopique,
- la nature discrète ou continue de la modélisation ; souvent une discrétisation spatiale et temporelle sont mises en place pour simplifier l'étude menant à la modélisation,
- leur caractère déterministe ou stochastique ; les modèles stochastiques [Soyster et Wilson, 1973, Kharoufeh et Gautam, 2004, Wang et al., 2011a] sont peu utilisés en temps réel car ils nécessitent trop de données pour fournir un résultat rapidement.

Dans un modèle de type microscopique, le comportement de chaque véhicule est indépendant des autres. Chaque véhicule peut être modélisé de manière unique. Un tel modèle doit donc définir les caractéristiques propres de chacun des véhicules présents. À partir de ces données, un modèle microscopique définit, en fonction des interactions avec les véhicules voisins, la vitesse et la voie dans laquelle se déplace le véhicule considéré. En général, le comportement microscopique du véhicule est découpé en une partie longitudinale et une partie latérale. Parmi la multitude de modèles microscopiques longitudinaux

présents dans la littérature, également appelés modèle de poursuite, les modèles Intelligent Driver Model [Treiber et Helbing, 2002] (IDM) et Two Velocity Difference Model [Ge et al., 2008] (TVDM) peuvent être cités. Quant aux modèles microscopiques latéraux, ceux-ci définissent si le véhicule change de voie ou non. Les modèles les plus cités dans la littérature sont : le modèle de Gipps [Gipps, 1986a] et le modèle MOBIL [Kesting et al., 2007]. Les modèles microscopiques latéraux prennent en compte deux critères : la sécurité et l'intention de changement. Dans un premier temps, il est déterminé s'il est intéressant de changer de voie, puis dans un second temps, si ce changement peut être réalisé en garantissant un niveau de sécurité satisfaisant pour tous les acteurs en interaction lors du changement. Si les deux critères sont satisfaits, un changement de voie peut être effectué. Noter que chacun de ces modèles ne prend pas en compte les intersections et nécessite un pré traitement des données pour prendre en compte les virages et corriger la distance par rapport aux véhicules.

Les modèles macroscopiques sont basés sur l'analogie entre l'écoulement d'un fluide et celui du trafic. Les trois grandeurs caractérisant un flux sont : la densité du fluide  $D(x, t)$ , la vitesse d'écoulement du fluide  $V(x, t)$  et le débit de l'écoulement  $Q(x, t)$ . Il est considéré que la densité de véhicules peut être mesurée. On a ainsi une première équation reliant ces trois grandeurs :

$$Q(x, t) = D(x, t) \times V(x, t) . \quad (1.1)$$

Une seconde équation découle de la conservation des véhicules de manière analogue à la conservation de matière dans un fluide :

$$\frac{\partial Q(x, t)}{\partial x} + \frac{\partial D(x, t)}{\partial t} = 0 . \quad (1.2)$$

Une troisième équation établit un lien entre la vitesse d'écoulement du flux de véhicule et la densité :

$$V(x, t) = F(D(x, t)) . \quad (1.3)$$

Les travaux répertoriés ont pour but de déterminer cette dernière relation, qui per-

met alors aussi de déterminer le débit de véhicules via la première équation. Ces modèles macroscopiques sont dits du premier ordre car la dynamique du trafic n'est pas prise en compte, seuls les points d'équilibre du flux de véhicules, en régime permanent, sont déterminés. La représentation du modèle obtenu est généralement nommé diagramme fondamental vitesse/densité ou débit/densité du trafic. Cette représentation graphique, du débit de véhicules en fonction de la densité de véhicules, prend la forme d'une cloche plus ou moins déformée. Un exemple : le modèle de Pipes, défini par (1.4), est représenté en figure 1.1.

$$V(x, t) = V_{max} \left( 1 - \left( \frac{D(x, t)}{D_{max}} \right)^r \right)^m, \quad (1.4)$$

où  $V_{max}$  est la vitesse maximale du flux,  $D_{max}$  la densité maximale de la voie en densité,  $r$  et  $m$  des constantes à calibrer.

Plusieurs formules mathématiques ont été proposées depuis le siècle dernier pour définir cette courbe [Greenshields, 1934, Greenberg, 1959, Underwood, 1961, Newell, 1961, Drake et al., 1967, Pipes, 1967, Drew, 1968, Del Castillo et Benitez, 1995, Aerde, 1995, MacNicholas, 2008]. La forme de cloche s'interprète comme suit : pour de faibles densités de trafic, les interactions entre véhicules sont faibles ; le trafic est fluide, donc les véhicules peuvent se déplacer à la vitesse maximale souhaitée et le débit augmente linéairement en fonction de la densité de véhicules. Lorsque le nombre de véhicules devient important, les interactions augmentent, les véhicules se gênent de plus en plus dans leur progression. Au niveau du débit critique l'impact sur le trafic est limité ; en revanche au-delà du débit critique, le débit est dégradé jusqu'à la congestion totale et la création d'un bouchon. La difficulté réside alors dans la calibration de ces modèles. Les analyses de données réelles de trafic montrent que la phase fluide de trafic se modélise bien par une fonction linéaire, et que la dispersion de ces données est faible autour de ce qui résulte du modèle ; en revanche la phase de trafic congestionnée est difficilement prévisible par une équation mathématique simple et la dispersion observée des données est plus importante (figure 1.2).

Une analogie plus complète avec la dynamique des fluides est apparue avec le modèle LWR [Lighthill et Whitham, 1955, Lighthill et Whitham, 1956].

Pour prendre en compte la dynamique du flux de véhicules des modèles macroscopiques du deuxième ordre ont été introduits, notamment dans [Payne, 1971]. La relation de conservation des véhicules est vérifiée (1.2). La densité étant connue, la relation aux



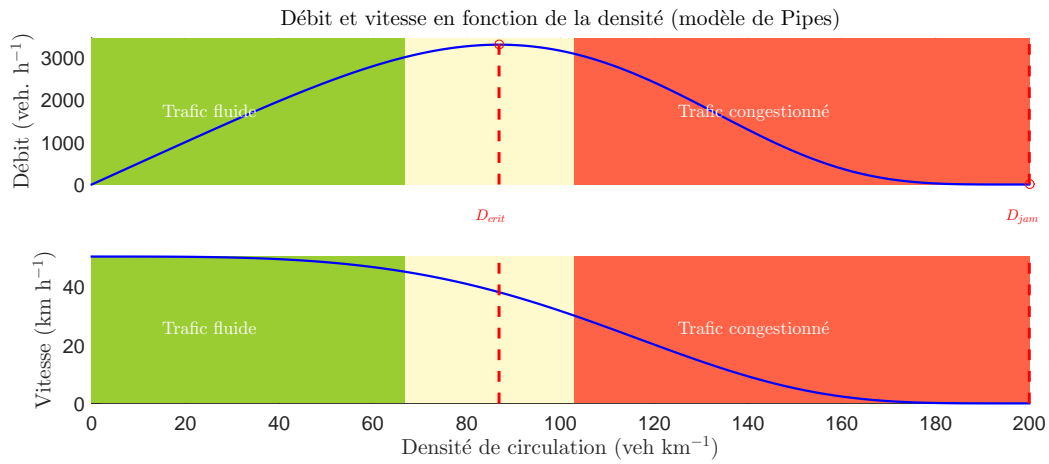


FIGURE 1.1 – Exemple de diagramme fondamental du trafic, modèle de Pipes avec  $V_{max} = 50 \text{ km h}^{-1}$ ,  $D_{max} = 200 \text{ veh km}^{-1}$ ,  $r = 3.5$  et  $m = 5$  sont des constantes à calibrer en fonction des conditions de trafic

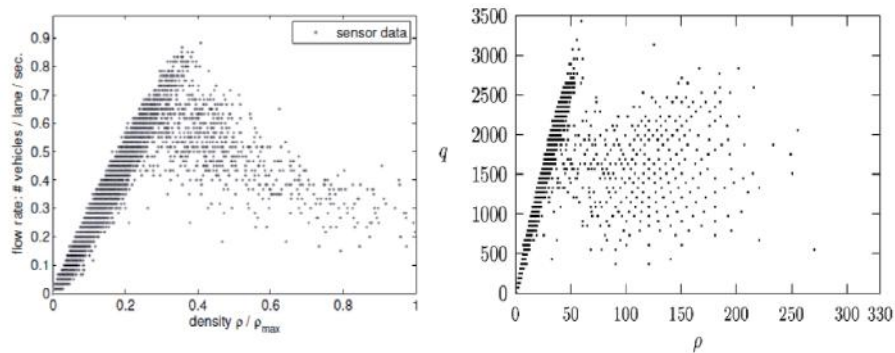


FIGURE 1.2 – Diagrammes fondamentaux obtenus à partir de données expérimentales ([Puppo et al., 2016]), où  $\rho$  la densité de trafic,  $q$  le débit de véhicules

dérivées partielles (1.5) permet de déterminer la vitesse du flux de véhicules. Une telle formulation nécessite un modèle de diagramme fondamental  $F(D(x, t))$  pour estimer la vitesse du flux à l'équilibre, qui correspond à un modèle du premier ordre présenté précédemment.

$$\frac{\partial V(x, t)}{\partial t} + V(x, t) \frac{\partial V(x, t)}{\partial x} = \frac{F(D(x, t)) - V(x, t)}{T} - \frac{c_0^2}{D(x, t)} \frac{\partial D(x, t)}{\partial x}, \quad (1.5)$$

où  $T$  est le temps de réaction du conducteur,  $c_0$  une constante réelle.

L'interprétation des termes de la relation (1.5) est la suivante :

- $V(x, t) \frac{\partial V(x, t)}{\partial x}$  est un terme de convection qui traduit la dépendance spatiale du flux, la vitesse possible à un endroit donné dépend de la vitesse du flux en aval de cet endroit car on ne peut pas passer par dessus un bouchon par exemple,
- $\frac{F(D(x, t)) - V(x, t)}{T}$  est un terme de relaxation qui traduit le temps de réaction aux changements de conditions de trafic du conducteur  $T$ ,
- $\frac{c_0^2}{D(x, t)} \frac{\partial D(x, t)}{\partial x}$  est un terme d'anticipation qui traduit la prise d'informations du conducteur sur le flux en aval de sa position.

Un troisième type de modèles fait le lien entre les modèles microscopiques et macroscopiques : le modèle mésoscopique (par exemple dans [Puppo et al., 2016]). Ce modèle permet de prendre en compte des caractéristiques spécifiques des véhicules (dimensions, masses, ...) comme dans un modèle microscopique, de définir en fonction de ces grandeurs des interactions entre les véhicules, mais d'étudier tout de même le trafic comme un flux comme dans l'approche macroscopique.

Une autre manière de rendre compte de la situation de trafic est de mesurer directement les grandeurs caractéristiques du trafic. Un critère répandu est le Total Time Spend (TTS, [Majid et al., 2014, Bellemans et al., 2002]) qui est une mesure du temps de parcours moyen entre deux points des véhicules à un moment donné. Ce critère permet, par exemple, d'informer les usagers des autoroutes des temps de parcours. On peut imaginer qu'un véhicule connecté puisse dans ce cadre reconstruire la situation macroscopique du trafic dans lequel il se trouve, grâce aux informations que lui transmettent les autres véhicules connectés ou l'infrastructure connectée ([Bellemans et al., 2002, Wu, 2011, SafeSpot, 2009, GCD, 2011]).

Le tableau 1.1 résume les différents modèles et critères permettant d'évaluer une situation de trafic avec leurs principaux avantages et inconvénients.

	Principe	Avantages	Inconvénients	
Modèles	Micro.	Pour chaque véhicule : - Modèle longitudinal - Modèle latéral	Très précis et complet	- Très compliqué - Beaucoup de données nécessaires
	Méso.	Modèle probabiliste des interactions entre véhicules	- Complet - Plus simple que micro	Performances en temps réel faibles
	Macro.	Étude du flux de véhicules	- Très utilisé - Simple	- Difficile à calibrer en temps réel - Interactions entre les véhicules non prises en compte
Critères (ex. TSS)	Mesures des caractéristiques du flux de véhicules	Représentatif d'un instant donné	Pas de prise en compte de la dynamique du trafic	
Informations C2X	Partage d'infos en temps réel	- C2X : infos globales - C2C : infos locales seulement entre VCs	Difficultés pour prendre en compte les véhicules non connectés	

TABLE 1.1 – Synthèse des moyens d'évaluation de la fluidité du trafic

## 1.2 Critères de sécurité microscopique et macroscopique

Dans ce paragraphe, les critères d'évaluation de la sécurité d'une situation de trafic sont répertoriés. L'objectif principal de l'exploitation de ces critères, applicables en temps réel, est d'éviter les collisions entre les véhicules. Il existe également des critères d'évaluation de gravité de collision.

Un premier type de critère couramment utilisé est basé sur le temps. Ces critères possèdent une seule dimension spatiale, le temps avant collision pour deux véhicules dans une même voie est alors la base de travail de ces critères. Deux grandes familles de critères temporels se distinguent :

- Avec collisions [Savolainen et al., 2011] : il y a occurrence d'impacts dont la gravité est à évaluer [Burdzik et al., 2012]. On peut alors trouver des méthodes qui se basent sur : la différence de vitesse  $\Delta V$  [Vangi, 2004], la vitesse d'énergie équivalente au moment de l'impact [Tomasch, 2004], ou encore la vitesse d'impact équivalent [Mourllion, 2006]. Les informations permettant d'évaluer la situation sont alors le nombre de collisions et la sévérité des chocs grâce aux vitesses d'impact. Ce type de méthode n'est pas utilisé en temps réel, mais permet d'évaluer la gravité d'une situation a posteriori,
- Sans collision : durant les phases de déplacement du véhicule, la planification de

trajectoire est dimensionnée de manière à garantir que le véhicule soit toujours dans une situation sûre. Les méthodes de ce type se basent sur un critère de type Time-to-Collision (TTC [Hayward, 1972]) : le temps restant avant collision, si les véhicules conservent leurs vitesses, est évalué et permet de définir une distance minimale entre le véhicule et son leader qui garantisse la sécurité. À partir de ce principe des définitions plus complètes ont été mises en place : Inverted Time-to-Collision (ITTC) [Chin et al., 1991] et Time Exposed Time-to-Collision (TET [Minderhoud et Bovy, 2001]) par exemple, qui donnent donc des indicateurs de risque longitudinal. Une autre définition intéressante que nous utiliserons a posteriori est le MDWT (Modified Dwell Time) [Derbel et al., 2012, Aron et al., 2003, Bin et al., 2003] qui évalue la durée que chaque véhicule présent passe à une distance inférieure à la distance de sécurité par rapport à son leader, durant l’horizon temporel considéré et va dégrader un indicateur en conséquence.

Un autre type de critère peut être nommé critère spatio-temporel avec prise en compte d’au-moins deux dimensions spatiales. Par rapport au type de critère précédent, il y a donc une augmentation de la zone spatiale prise en compte par le critère. À partir des dimensions, de l’inertie du véhicule et des acteurs présents dans son environnement, il est déterminé si le véhicule peut entrer en collision avec les autres acteurs présents. On peut citer comme exemple la méthode des champs de potentiel avec, en particulier, le potentiel répulsif comme celui défini par Ge et Cui [Ge et Cui, 2000, Ge et Cui, 2002], ou par un champ de potentiel non entier [Poty, 2006], ou alors le critère Moving Traffic Check (MTC).

La méthode à base de champ de potentiel de base sur deux composantes, une qui dépend des positions relatives de l’ego et l’obstacle (figure 1.3), une autre qui dépend des vitesses relatives entre l’ego et l’obstacle. Une force répulsive est appliquée si on détermine que l’on se rapproche de l’obstacle et que l’on peut encore l’éviter. Si on ne peut plus éviter l’obstacle, le potentiel répulsif est non défini. Si l’ego s’éloigne de l’obstacle aucune force répulsive n’est appliquée. Nous n’entrerons pas dans le détail des notations de la figure ici, ce qui est intéressant pour la présente étude est le critère implicite de prise en compte ou non de l’obstacle.

Le critère Moving Traffic Check (MTC) [Buehler et al., 2009, Gindele et al., 2008, Werling et al., 2008] est un indicateur binaire utilisé dans une machine d’état. Cette méthode permet la détection d’un risque de collision pour une grande variété de situations (intersection, dépassement avec ou sans trafic venant de face, ...) avec un environnement

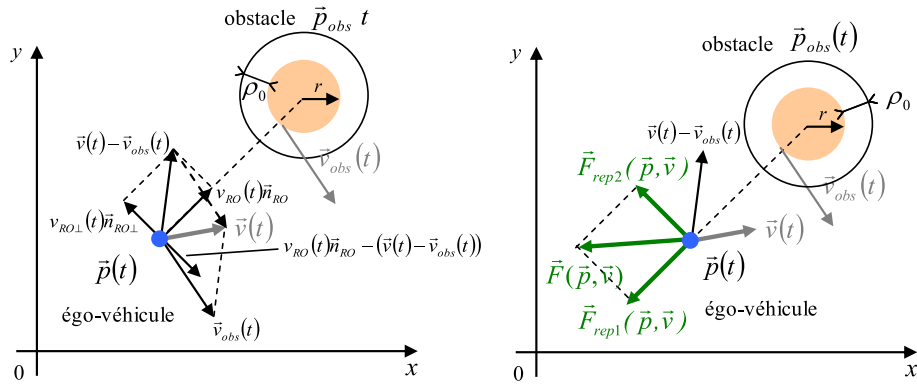


FIGURE 1.3 – Modélisation utilisée pour définir le potentiel répulsif de Ge et Cui

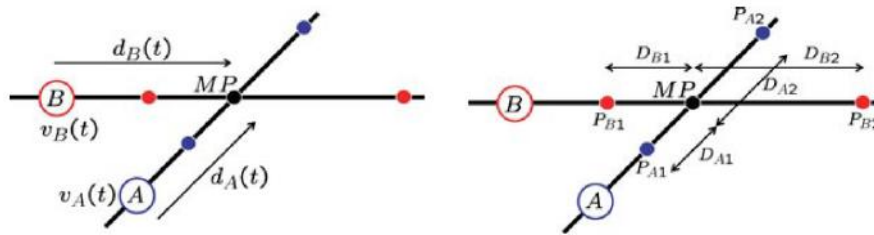


FIGURE 1.4 – Modélisation spatio(à droite)-temporel(à gauche) proposée pour le critère MTC

modélisé sous forme de graphe (figure 1.4). Cette méthode se base sur la généralisation des situations de rencontre entre deux agents du trafic par un schéma simple, avec pour hypothèses que les autres véhicules :

- ont une vitesse constante,
- se déplacent au milieu de leur voie.

Le booléen obtenu permet de faire une vérification de la disponibilité spatiale et temporelle de la zone de rencontre entre les véhicules.

La figure 1.4 montre un exemple de modélisation réalisée pour calculer le MTC. Ici, deux véhicules A et B vont atteindre un point concourant sur leur trajet (MP : Merging Point), leurs vitesses  $v_B$  et  $v_A$  sont connues, ainsi que leur distance par rapport à MP  $d_A$  et  $d_B$ ; cela permet de déterminer la différence temporelle à laquelle les deux véhicules vont atteindre MP. Des distances de sécurité en fonction des caractéristiques géométriques du véhicule et de marges de sécurité sont définies avec les points  $P_{B1}$ ,  $P_{B2}$ ,  $P_{A1}$  et  $P_{A2}$ . Si on contrôle le véhicule A et que celui-ci ne peut pas passer devant le véhicule B avec assez de marge à la fois spatiale et temporelle, ou qu'il atteint le point de convergence trop peu de temps après B, alors une manœuvre d'arrêt à l'entrée de l'intersection est enclenchée.

Le tableau 1.2 résume les différents modèles et critères permettant d'évaluer la

sécurité d'une situation de trafic avec leurs principaux avantages et inconvénients.

Type de critère	Avantages	Inconvénients
Variantes du Time To Collision	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Basées sur la position, la vitesse et l'accélération</li> <li>- Très utilisées</li> <li>- Peuvent traduire le trafic global</li> <li>Étendues au multi-longi (ex Gipps)</li> </ul>	En une dimension seulement
Critères d'application de force répulsive (méthode des champs de potentiel)	<ul style="list-style-type: none"> <li>- En deux dimensions (voire 3D possible mais pas utile dans le domaine automobile)</li> <li>- Basés sur la position, la vitesse et l'accélération</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Temps de réaction non pris en compte dans les méthodes existantes</li> <li>- Faux positifs en pratique en multi-longitudinal</li> </ul>
Distance de cohésion (déplacement en groupe) [Morand, 2014]	<ul style="list-style-type: none"> <li>- En deux dimensions</li> <li>- Inhérent à la méthode de planification de trajectoire</li> <li>- Trafic global</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Prise en compte des véhicules traditionnels</li> <li>- Isotrope alors que le trafic routier est multi-longitudinal</li> </ul>

TABLE 1.2 – Synthèse des moyens d'évaluation de la sécurité

## 1.3 Modèles de consommation de carburant et d'émission de polluants

### 1.3.1 Consommation de carburant

Ce paragraphe présente un état de l'art des moyens d'estimer la consommation de carburant et les émissions de polluants d'un véhicule. Il existe trois grands types de modèles qui permettent de réaliser cette fonction :

- les modèles empiriques ([Fonseca et al., 2010, Post et al., 1985, Lee et al., 2011], ...) qui nécessitent beaucoup de données et sont fortement corrélés à ces données,
- les modèles basés sur l'expression des phénomènes physiques entrant en jeu ([Ahn et Ross, 1993, Ahn, 1998], Australian Road Research Board [Bowyer, 1984], [Bester, 1981]), qui sont incomplets et compliqués,
- les modèles mixtes ([Cappiello et al., 2002, Luu, 2009]), qui intègrent le plus possible les éléments physiques connus, les autres éléments sont identifiés empiriquement. Ces modèles combinent les inconvénients des deux méthodes, mais permettent d'atteindre le plus grand degré de précision.

Dans la suite, le modèle EMITc sera présenté car ce modèle est représentatif de la démarche mise en place par la majorité des modèles trouvés dans la littérature. Certains

travaux, comme ceux mettant en place le Virginia Tech Comprehensive Power-based Fuel Consumption Model (VT-CPFM [Rakha et al., 2011]), s'affranchissent d'une campagne d'essais pour obtenir des données grâce à une base de données officielle du gouvernement américain.

Le modèle de Luu [Luu, 2009] est assez original, le débit de carburant instantané (FR - Fuel Rate) est défini par (1.6) grâce au régime moteur et au couple moteur. Bien que la mesure du couple moteur ne soit pas usuelle, cette méthode permet de prendre en compte la pente de la route.

$$FR = \begin{cases} \beta_1 + \beta_2\dot{\omega} + \beta_3\dot{\omega}T + \beta_4T & \text{si } T > 0 \\ \alpha + \eta\dot{\omega} + \theta\dot{\omega}^2 & \text{si } T \leq 0 \end{cases}, \quad (1.6)$$

où  $\dot{\omega}$  est le régime moteur et  $T$  le couple moteur. Les autres grandeurs sont des constantes déterminées empiriquement.

Pour les véhicules électriques [Yang et al., 2012], le problème est simplifié, en négligeant les pertes internes des systèmes électriques, et peut se résumer à la mise en équation de l'énergie dépensée :  $E = \int_0^T u(t)v(t)dt$  où  $u(t)$  est la force de traction et  $v(t)$  la vitesse du véhicule.

### 1.3.2 Émissions de polluants

Pour les émissions de polluants, les modèles peuvent se classer en deux grands types :

- Statiques : les modèles MOBILE et EMFAC [Guensler et al., 1993] de type boîte noire. Ce sont des modèles mixtes développés par les institutions américaines,
- Dynamiques : comme les modèles EMITe [Cappiello et al., 2002] et [Ardekani et al., 2011] qui sont des modèles mixtes.

Il apparaît qu'en règle général le taux de CO<sub>2</sub> émis est fortement corrélé à la consommation de carburant [Ecoscore, 2013]. En général, les modèles d'émission de polluants sont fortement liés à un modèle de consommation de carburant. Les travaux sur les émissions concluent à une fiabilité faible des résultats avec une forte corrélation aux données d'essais utilisées.

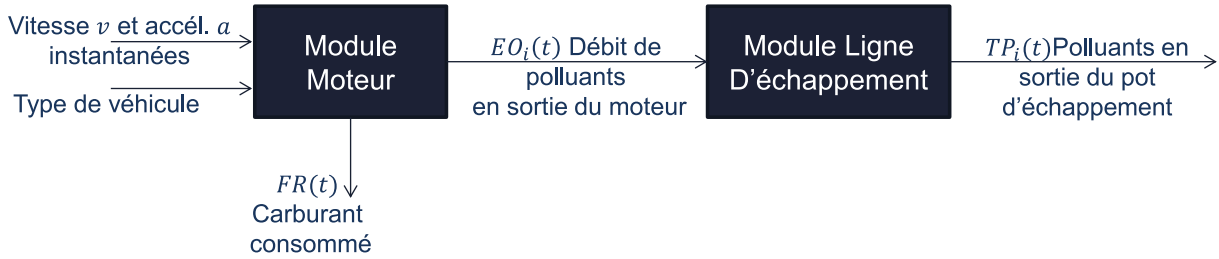


FIGURE 1.5 – Schématisation des différentes parties de la modélisation EMIT

### 1.3.3 Exemple du modèle EMIT (EMIssion from Traffic)

Ici, le modèle EMIT [Cappiello et al., 2002] est présenté de manière à rendre compte de la méthode largement utilisée pour estimer le débit de carburant instantané d'un véhicule à moteur thermique, ainsi que les émissions de polluants de ce même véhicule. La figure 1.5 montre la manière dont est modélisée le véhicule en termes de consommation et d'émissions. En fonction de la vitesse et de l'accélération instantanée du véhicule, ainsi que du type de véhicule, les débits de carburant et de polluants instantanés en sortie du moteur sont calculés. Le ratio de filtrage de la ligne d'échappement pour chaque type de polluant est ensuite pris en compte pour déterminer la portion du débit de polluant qui est émise en sortie de la ligne d'échappement par le véhicule.

Plus en détails, voici la méthode de calcul pour la partie EMITc concernant la consommation de carburant :

1. Application du principe de la dynamique pour obtenir la puissance de traction nécessaires aux roues avant,
2. Calcul de la puissance de sortie du moteur à appliquer en prenant en compte les pertes et le rendement de ce moteur,
3. La consommation instantanée de carburant est alors donnée, sans pertes et avec une pente nulle, par :

$$FR = \begin{cases} \alpha_{FR} + \beta_{FR}v + \gamma_{FR}v^2 + \delta_{FR}v^3 + \zeta_{FR}av & \text{si } P > 0 \\ \alpha'_{FR} & \text{si } P \leq 0 \end{cases}, \quad (1.7)$$

où  $a$  est l'accélération instantanée,  $v$  la vitesse instantanée,  $P$  la puissance de sortie du moteur, les autres grandeurs étant des coefficients à dimensionner.

Le modèle EMITe concernant les émissions de polluant nécessite les calculs suivants :

1. Taux d'émission de l'espèce  $i$  en sortie du moteur  $EO_i = EI_i.FR$  où  $EI_i$  est l'indice d'émission du polluant  $i$ . En fonction de la composition chimique du carburant, et



donc de l'équation stœchiométrique de celui-ci, il vient une équation de la forme :

$$EO_i = \begin{cases} \alpha_i + \beta_i v + \gamma_i v^2 + \delta_i v^3 + \zeta_i a v & \text{si } P > 0 \\ \alpha'_i & \text{si } P \leq 0 \end{cases}, \quad (1.8)$$

où  $a$  est l'accélération instantanée,  $v$  la vitesse instantanée,  $P$  la puissance de sortie du moteur, les autres grandeurs étant des coefficients à dimensionner.

2. En sortie de la ligne d'échappement :  $TP_i = EO_i CPF_i$  avec  $CPF_i$  la fraction de l'espèce  $i$  filtrée par le catalyseur

On remarque que lorsque la puissance motrice nécessaire est calculée, si celle-ci est positive quand le véhicule accélère, les débits de carburant et de polluants correspondant sont évalués, si la puissance motrice à amener est négative ou nulle, c'est-à-dire que le véhicule est au ralenti ou freine, alors le débit correspond à une constante qui est la valeur minimale de débit de carburant et de polluants correspondant lorsque le moteur tourne.

Le  $TP_{CO_2}$  est de forme similaire à  $FR$ , les autres espèces (CO, HC, NOx) sont linéaires par partie et déterminées de façon empirique sous la forme (1.8).

### 1.3.4 Synthèse

Le tableau 1.3 résume les différents modèles permettant d'évaluer la consommation de carburant et les émissions de polluants avec leurs principaux avantages et inconvénients.

Type de critère	Avantages	Inconvénients
Empirique (Identification boîte noire)	- Protocole d'identification classique	- Nécessite beaucoup de données pour traiter tous les cas - Fortement corrélé à ces données
Physique (Mise en équation)	- Expression analytique	- Incomplet car compliqué
Mixte (Identification boîte grise)	- Modèle simplifié - Identification cohérente avec les phénomènes physiques	- Combine les inconvénients des deux autres type de critères

TABLE 1.3 – Synthèse des modèles de consommation de carburant et d'émission de polluants

## 1.4 Critères de confort

Au niveau du confort, à court terme, il faut générer des accélérations latérales et longitudinales acceptables pour les passagers du véhicule. On peut aussi considérer les embouteillages rencontrés, et les délais générés par ceux-ci, comme une dégradation du confort sur le long terme. Cet aspect est pris en compte, d'une part, dans l'observation de l'état du trafic qui a été discutée précédemment et d'autre part, dans l'adaptation de l'itinéraire à ces contraintes de trafic. Le calcul du meilleur itinéraire faisant un compromis entre la longueur, la durée et le coût du trajet ne sera pas abordé ici.

Pour le court terme, toute une série de systèmes passifs permettant une isolation vibratoire de l'habitacle sont développés, tels le système de suspension [Taghirad et Esmailzadeh, 1998], les pneumatiques et les sièges. Des aides à la conduite du type direction assistée améliorent le confort du conducteur également. Dans le cadre de cette thèse, des aides à la conduite avancées sont mises en place, des limites d'accélérations et de jerks sont considérés pour générer des niveaux de commande admissibles par un passager de véhicule routier.

On trouve dans la littérature des critères basés sur une combinaison linéaire des accélérations et variations d'accélération (jerk) qui permettent de lisser les variations en régime transitoire, par exemple pour la génération de consigne longitudinale dans le domaine ferroviaire [Wang et al., 2011b]. Un critère composé de l'énergie dépensée et de la variation de la force de traction est minimisé :  $J = \int_0^T \left( u(t)v(t) + \lambda \left| \frac{du}{dt} \right| \right)$  où  $u(t)$  est la force de traction de la locomotive,  $v(t)$  sa vitesse longitudinale et  $\lambda$  un coefficient de lissage.

## 1.5 Conclusion

Pour évaluer la fluidité du trafic, les critères pris en compte sont :

- le temps de trajet entre l'entrée et la sortie de la zone étudiée, avec la différence entre celui-ci et le temps de trajet optimal, c'est-à-dire le temps de trajet en se déplaçant tout le temps à la vitesse réglementaire de la voie,
- la densité de trafic observée,
- en multi-voies, le nombre de changement de voie est un indicateur intéressant pour observer si les gains de fluidité potentiels s'accompagnent de changement de voie plus importants ou non.

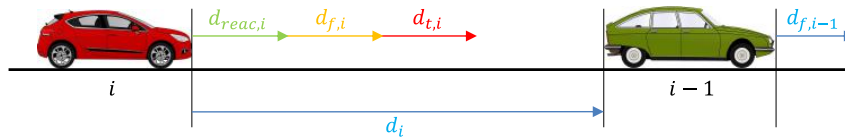


FIGURE 1.6 – Notations utilisées pour définir le critère PICUD

Au vue de la complexité et du caractère peu généralisable des modèles de consommation de carburant et d'émissions de polluants, nous considérerons un unique critère basé sur l'accélération et le jerk du véhicule pour évaluer à la fois le confort, la consommation et les émissions. Le critère mis en place est formulé en (1.9), les signaux obtenus sont considérés en temps discret avec  $N$  échantillons, pour chaque échantillon  $j$ , l'accélération du  $k$ -ième véhicule  $a_{x,k}$  et le jerk de celui-ci  $j_{x,k}$  sont élevés au carré pour s'affranchir du signe du signal, puis normalisés par le maximum de chaque signal au carré pour que l'accélération et le jerk ait un poids équivalent dans le critère. On obtient ainsi une moyenne normalisée sur tous les véhicules et sur l'horizon temporel de la simulation de l'accélération et du jerk.

$$S_{conf} = \frac{1}{N \cdot N_{veh}} \sum_{k=0}^{N_{veh}} \sum_{j=0}^N \left( \frac{1}{a_{max}^2} a_{x,k}^2(j) + \frac{1}{j_{max}^2} j_{x,k}^2(j) \right) \quad (1.9)$$

Il est évoqué plus loin le critère de stabilité de corde (en Annexe B) qui est associé à un indicateur permettant de se rendre compte si un peloton est stable, mais permettant également d'évaluer le confort ressenti par les passagers en traduisant l'effet de propagation d'onde, souvent nommé simplement « effet d'accordéon », observé lors des régimes transitoires d'un peloton.

Pour le critère de sécurité, nous utilisons le critère  $MDWT$  qui permet d'évaluer si une situation est sûre et dans le cas où celle-ci n'est pas sûre de quantifier à quel point la situation est dangereuse. Nous mettons en place un critère analogue pour quantifier également à quel point la situation est sûre. Les deux critères sont établis à partir de l'indicateur PICUD, les grandeurs utilisées sont représentées en figure 1.6 :

$$PICUD_i(t) = d_{f,i-1} - d_{f,i} + d_i - d_{reac,i} - d_{t,i} , \quad (1.10)$$

où  $d_{f,k}$  la distance de freinage à décélération maximale du véhicule  $k$ ,  $d_i$  l'interdistance entre les deux véhicules de pare-choc à pare-choc,  $d_{reac,i}$  la distance de réaction du suiveur et  $d_{t,i}$  la distance minimale à l'arrêt entre les deux véhicules.

Le critère MDWT donne alors un indicateur global sur 100 pour la situation étudiée défini par :

$$MDWT_i = \int_0^T \xi_i(t) dt \text{ avec } \xi_i(t) = \begin{cases} 1 & \text{si } PICUD_i(t) \leq 0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}, \quad (1.11)$$

$$S_{MDWT} = 100. \left( 1 - \frac{1}{N_{veh}T} \sum_{i=1}^{N_{veh}} MDWT_i \right). \quad (1.12)$$

où  $T$  le temps total étudié,  $i$  l'indice du véhicule dans le peloton, et  $N_{veh}$  le nombre de véhicules présents. Plus la valeur est proche de 100 plus la situation est sûre. Dès qu'un véhicule du peloton se déplace trop proche de son leader la valeur pour ce véhicule de  $MDWT_i$  devient 1 et est retranché à 100 pour la situation étudiée.

De plus, la moyenne du critère PICUD, notée  $S_{safe}$ , permet d'établir un degré de sûreté dans le cas où la situation est sûre :

$$S_{safe} = \frac{1}{T.N_{veh}} \sum_{k=0}^{N_{veh}} \int_0^T PICUD_k(t) dt. \quad (1.13)$$

C'est-à-dire, si deux cas étudiés présentent une valeur de 100 pour le critère MDWT, la plus sûre des deux sera celle qui aura le critère  $S_{safe}$  le plus élevé.

Ces critères permettent d'évaluer et de comparer, dans les chapitres suivants, les lois de commande mises en place et étudiées; et ainsi déterminer quelle loi est la plus performante pour une caractéristique du trafic (fluidité, sécurité, consommation de carburant/émission de polluants, confort) donnée.

## *1.5. CONCLUSION*

---

# Chapitre 2

## Régulation de vitesse longitudinale du véhicule améliorée

---

2.1	Introduction . . . . .	33
2.2	Cas applicatif : régulation de vitesse longitudinale (CC) du VéLV . . . . .	35
2.3	Étude du dimensionnement d'un élément de régulation de type « feedforward » appliqué au signal de consigne . . . . .	37
2.3.1	Principe de la commande par pré-compensation ou « feedforward » sur la consigne . . . . .	37
2.3.2	Dimensionnement d'un élément « feedforward » classique . . . . .	39
2.3.3	Boucle de commande avec feedforward non filtré . . . . .	41
2.3.4	Préfiltre de consigne intégrant l'équivalent d'un « feedforward » linéaire . . . . .	41
2.3.5	Méthode de dimensionnement de préfiltre de consigne non entier pour une boucle de commande avec « feedforward » . . . . .	42
2.4	Résultats obtenus avec les stratégies de commande incluant un « feedforward » présentées . . . . .	46
2.4.1	Préfiltre d'ordre entier appliqué à une boucle de commande avec « feed- forward » . . . . .	46
2.4.2	Préfiltrage non-entier de la boucle de commande avec « feedforward » . . . . .	48
2.4.3	Variations paramétriques . . . . .	49
2.5	Génération de consigne de vitesse longitudinale avec anticipation de perte d'adhé- rence exploitant le modèle de Pacejka . . . . .	52
2.5.1	Application de la seconde loi de Newton . . . . .	52
2.5.2	Application des formules de Pacejka . . . . .	53
2.5.3	Principe de génération du signal de référence en accélération . . . . .	54
2.5.4	Résultats obtenus . . . . .	56
2.6	Conclusion . . . . .	59

---



## 2.1 Introduction

Dans ce chapitre, la mise en place d'une loi de commande incluant un « feedforward » sur la consigne et un préfiltre de consigne d'ordre non-entier est présentée [Samko et al., 1993, Oldham et Spanier, 1974, Miller et Ross, 1993, Podlubny, 1999]. Le but est de dimensionner une boucle de régulation de vitesse qui sera utilisée par la suite, dans les systèmes développés aux chapitres suivants, pour la régulation d'un véhicule en peloton et la régulation des changements de voie. Dans la littérature, on trouve des travaux qui utilisent l'accélération des leaders dans un peloton de véhicules comme niveau d'accélération de référence de leur véhicule [Ploeg, 2014]. Le but de ce chapitre est de munir le véhicule d'une loi de régulation de vitesse incluant déjà un élément anticipatif permettant ainsi de récupérer uniquement la vitesse des leaders puis de l'adapter aux dynamiques propres du véhicules régulé. En effet, supposons que l'accélération que l'on prenne en compte soit celle d'un poids lourd, il pourrait s'avérer peu indiqué de vouloir l'appliquer un véhicule citoyen. Un élément « feedforward », tel que celui utilisé, permet d'augmenter la bande passante du système asservi et de réduire le temps de réponse. De plus, l'ordre non-entier du préfiltre permet de régler finement l'erreur de traînage, ce qui peut être défini comme la réactivité de l'asservissement. Plus particulièrement, un compromis entre le temps de réponse, pour une entrée de type échelon, et l'erreur de traînage, qui se définit comme l'erreur en régime permanent de la réponse du système à une référence de type rampe, peut être fait.

En outre, des méthodes de préfiltrage du signal de référence ont été développées pour permettre de s'assurer que le signal de référence appliqué à l'asservissement soit adapté aux propriétés dynamiques de la boucle de commande auquel il est appliqué, d'une part, et aux contraintes relatives au signal de commande d'autre part. En particulier, des approches mettant à profit la dérivation non entière ont été étudiées [Melchior et Victor, 2015] : préfiltre direct sur la consigne et basé sur un dimensionnement entrée/sortie [Poty, 2006, Jallouli-Khlif et al., 2008, Jallouli-Khlif et al., 2009]. Néanmoins, dans le cas direct, un tel procédé de filtrage induit du conservatisme car le plein potentiel du signal de commande n'est pas utilisé [Melchior et al., 2007, Melchior et al., 2013, Orsoni et al., 2001]. En figure 2.1, le schéma bloc représente l'asservissement obtenu en ajoutant un préfiltre de consigne à la boucle de commande linéaire élémentaire par rétroaction. Le préfiltre de consigne est noté  $F_{fb}(s)$ . Dans les prochaines sections, le filtre de la partie « feedforward » est noté  $F_{ff}(s)$  (c.f. figure 2.3 par exemple).

De plus, dans ce chapitre, une génération de vitesse de référence prenant en compte



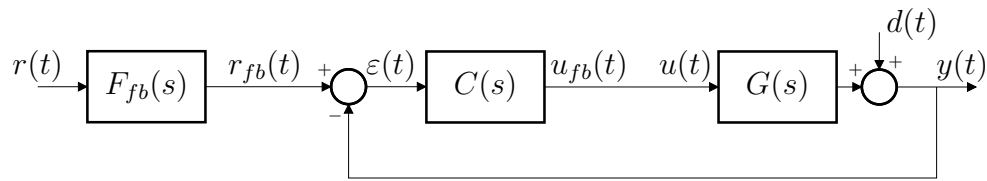


FIGURE 2.1 – Boucle de commande avec préfiltre de consigne

l'accélération potentielle maximale du véhicule à un instant donné est aussi réalisée. De manière générale, les variations instantanées de vitesse de référence peuvent être importante, par exemple lorsque le type de route change. L'objectif est d'adapter l'échelon primaire généré par la différence de vitesse souhaitée de manière à se placer à l'accélération maximale possible pour permettre, notamment, d'éviter la perte d'adhérence du véhicule. Le système dimensionné permet, comme un système de contrôle de traction autrement appelé antipatinage (acronyme TCS en anglais), d'éviter le dérapage de la voiture durant les phases d'accélération [Stellet et al., 2014, Hori et al., 1998, Lee et Tomizuka, 1995]. Cependant la méthode présentée ici génère un signal de référence qui ne provoque pas de patinage alors qu'un système de contrôle de traction classique, qui équipe actuellement les véhicules, est déclenché uniquement lorsque une situation de patinage est détectée, donc déjà atteinte. La méthodologie est similaire à ce qui peut se faire pour les systèmes anti-blocage de roues (largement connues sous l'acronyme ABS). La seconde loi de Newton et le modèle du pneumatique de Pacejka sont les bases de la méthode développée [Pacejka et Besselink, 1997, Bakker et al., 1987, Pacejka, 2002, Bakker et al., 1989].

Le dimensionnement de régulateur dans le domaine linéaire a été largement étudié durant les dernières décennies. Des méthodes avancées ont été développées dans l'optique de garantir la robustesse du degré de stabilité de la loi de commande pour une plage de variations paramétriques du système (CRONE [Oustaloup, 1991],  $H_\infty$  [Duc et Font, 1999], QFT [Horowitz, 1992], ...). Ici, les stratégies proposées sont complémentaires des méthodes de dimensionnement de régulateur et peuvent être utilisées avec n'importe quel type de régulateur.

Ce chapitre est organisé comme suit. Tout d'abord, le cas applicatif considéré est présenté. Ensuite, le principe et le dimensionnement d'un élément « feedforward » classique est détaillé. Un préfiltre de type Davidson-Cole sera alors utilisé pour filtrer la consigne de la boucle de commande avec « feedforward ». Enfin, la génération de référence via le calcul de l'accélération maximale possible est présentée. Pour finir, les avantages et inconvénients des méthodes mises en place sont discutés.

## 2.2 Cas applicatif : régulation de vitesse longitudinale (CC) du VÉLV

Pour réaliser des simulations, sur un cas applicatif, des méthodes qui sont proposées dans ce document, la modélisation du Véhicule électrique Léger de Ville (VÉLV), présenté en annexe A, a été considéré. Ce véhicule a été choisi car un premier modèle était disponible et déjà assez complet. De plus, le modèle a été réalisé de manière générale en prenant en compte comme entrées les couples appliqués à chacune des roues et l'angle de braquage des roues. Par conséquent, on peut choisir la solution technique que l'on veut pour les actionneurs moteur, frein ou de direction. Dans cette section, le cahier des charges fixé pour la régulation de vitesse longitudinale de ce véhicule est détaillé et les régulateurs placés dans la boucle de commande sont précisés.

Les spécifications pour la loi de régulation sont fixées comme suit :

- un temps de réponse minimal ;
- un degré de stabilité adéquat, supérieur à  $50^\circ$  ;
- un minimum de saturation du signal de commande lors des phases de suivi de consigne et de rejet de perturbation ;
- la contrainte sur le signal de commande est  $\lim_{t \rightarrow 0^+} u(t) = 0$  pour garantir un confort minimum lors des phases de changement de vitesse.

La saturation du signal de commande correspond à la tension maximale appliquée aux amplificateurs opérationnels des moteur-roues du VÉLV. Cette valeur est fixée à 24V par choix arbitraire. De cette manière, de simples régulateurs PIDF de la forme (2.1) peuvent être dimensionnés et garantir de bonnes performances. Notons que la présence d'un filtre dans le correcteur garantit de fait la contrainte sur la valeur initiale du signal de commande lors d'un suivi de consigne. En pratique, la saturation du signal de commande est fixée à 16V pour prendre en compte la valeur statique non nulle du signal de commande autour d'un point de fonctionnement (qui est de 8V au maximum). Lors des simulations dans le domaine temporel, un échelon d'amplitude  $5\text{km.h}^{-1}$  est appliqué car il a été empiriquement remarqué que le niveau maximal de commande atteint est équivalent à celui observé lors de l'application d'une rampe de consigne de la vitesse minimale à la vitesse maximale à l'accélération maximale, ce qui est un signal de référence beaucoup plus réaliste.

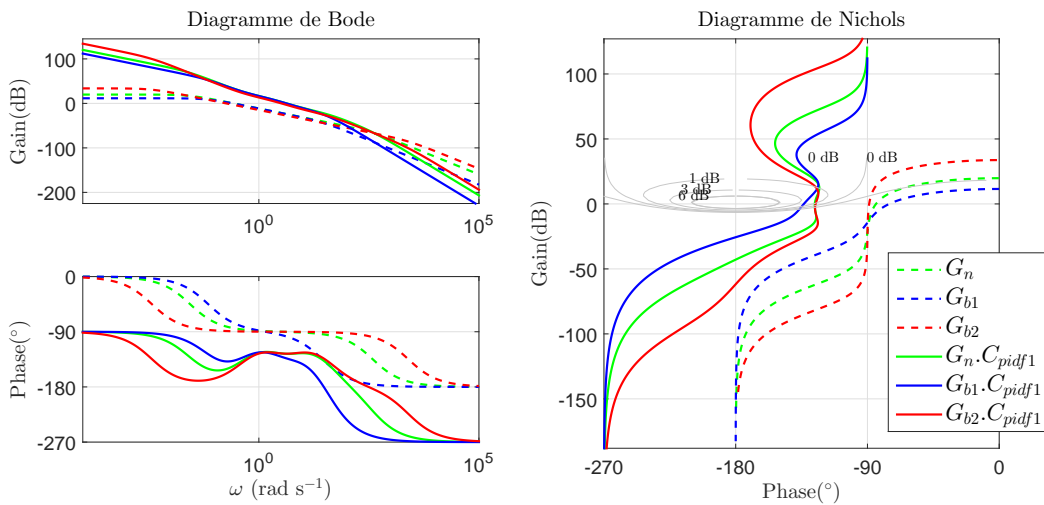
$$C_{pidf}(s) = C_0 \left( \frac{1 + s/\omega_i}{s/\omega_i} \right) \left( \frac{1 + s/\omega_l}{1 + s/\omega_h} \right) \left( \frac{1}{1 + s/\omega_f} \right) \quad (2.1)$$

Tout d'abord, un régulateur, noté  $C_{pidf1}(s)$ , qui permet de satisfaire toutes les spécifications imposées est réglé empiriquement. Le système régulé obtenu est considéré comme la référence à laquelle seront comparées les autres lois de commande mises en place dans la suite. Dans un second temps, un régulateur, noté  $C_{pidf2}(s)$ , qui satisfait seulement les performances en termes de rejet de perturbation est dimensionné, sachant qu'il sera utilisé dans les lois de commande incluant un préfiltre de consigne. Pour la gamme modèle du véhicule VÉLV, les principales caractéristiques en boucle ouverte et boucle fermée sont reportées dans le tableau 2.1, avec  $\omega_{cg}$  la pulsation au gain unité,  $M_\varphi$  la marge de phase,  $D_1$  l'amplitude du premier dépassement de la valeur finale,  $t_{s5\%}$  le temps de réponse à 5% pour l'entrée de type échelon,  $\max(u(t))$  le maximum du signal du commande pour la réponse à l'échelon et  $\varepsilon_f$  l'erreur de traînage. Les tracés des diagrammes de Bode et de Nichols en boucle ouverte, avec le correcteur  $C_{pidf1}(s)$ , sont représentés en figure 2.2, pour trois modèles du VÉLV : le nominal  $G_n$  et les deux modèles limites  $G_{b1}$  et  $G_{b2}$ . Des résultats similaires sont obtenus avec le régulateur  $C_{pidf2}(s)$ , les différences sont répertoriées dans le tableau 2.1. Les gains en boucle fermée  $T_{yr}$  et  $S_{ur}$ , en présence du régulateur  $C_{pidf1}(s)$ , sont tracés en figure 2.7.

		$\omega_{cg}$ (rad.s <sup>-1</sup> )	$M_\varphi$ (°)	$\frac{\omega_f}{\omega_u}$	$\frac{\omega_u}{\omega_i}$	$D_1$ (%)	$t_{s5\%}$ (s)	$\varepsilon_f$ (m.s <sup>-1</sup> )	$\max(u(t))$ (V)
$C_{pidf1}(s)$	min.	3.25	49.2	10	10	20.5	1.2	0.002	$\geq 15.96$
	max.	4.27	54.8			26	1.75	0.02	
$C_{pidf2}(s)$	min.	4.55	44.8	10	10	24.2	0.97	0.001	sat.
	max.	6	55.5			33.2	1.55	0.013	

TABLE 2.1 – Performances obtenues avec les deux régulateurs PIDF dimensionnés

Dans la section qui suit, les éléments de la boucle de régulation de vitesse longitudinale sont présentés. Tout d'abord, un régulateur Proportionnel-Intégral-Dérivé-Filtré (PIDF) est dimensionné. Ensuite, un élément de type « feedforward » linéaire est ajouté. Un préfiltre d'entrée de type Davidson-Cole est déterminé pour cette boucle de commande. Puis, la preuve de l'équivalence entre un « feedforward » linéaire et un préfiltre de consigne particulier est développé. Finalement, une génération de référence se basant sur la détermination de l'accélération maximale potentielle du véhicule est mise en place.


 FIGURE 2.2 – Boucles ouvertes des modèles représentatifs avec le régulateur  $C_{pidf1}(s)$ 

## 2.3 Étude du dimensionnement d'un élément de régulation de type « feedforward » appliqué au signal de consigne

### 2.3.1 Principe de la commande par pré-compensation ou « feedforward » sur la consigne

La commande par pré-compensation ou « feedforward » sur la consigne est basée sur l'inverse du modèle nominal du système défini par (2.2) :

$$G_n(s) = G_{ns}(s)G_{nf}(s), \quad (2.2)$$

où  $G_n(s)$  est le modèle nominal du système,  $G_{ns}(s)$  est la partie lente, ou basse fréquence, de ce modèle et  $G_{nf}(s)$  est la partie rapide, ou haute fréquence, du modèle précédent.

Les conséquences de la séparation du modèle nominal en une partie lente et une partie rapide quand la partie rapide se trouve très haut en fréquence par rapport à la bande passante de la boucle de régulation seront examinées ici. Le modèle d'un système physique est toujours sans gain direct entre l'entrée et la sortie et son inverse est non propre. De plus, avec un tel filtre, les hautes fréquences sont amplifiées et les valeurs du signal de commande générées seront bien supérieures à la commande maximale admissible. C'est pourquoi, il est nécessaire d'inclure un filtre avec un élément « feedforward » pour

que celui-ci soit implémentable dans une boucle de commande. La figure 2.3 représente le schéma-bloc qui résume la commande en boucle ouverte obtenue par pré-compensation. Lors de cette étude, le « feedforward » est le modèle inverse du modèle nominal du système, ou sa partie lente, comme défini par :

$$FF(s) = G_n^{-1}(s) \quad \text{ou} \quad G_{ns}^{-1}(s). \quad (2.3)$$

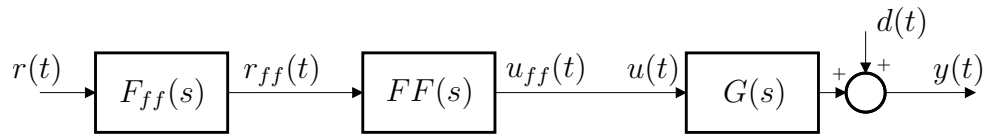


FIGURE 2.3 – Schéma bloc d'un contrôle par pré-compensation dit « feedforward »

Si le régulateur de la boucle de commande est dimensionné, alors les éléments restant à déterminer sont le filtre du « feedforward »  $F_{ff}(s)$  et, si nécessaire, le préfiltre de consigne de la boucle de rétroaction. L'asservissement composé d'une boucle de rétroaction et d'une action directe sur la commande est représenté en figure 2.4.

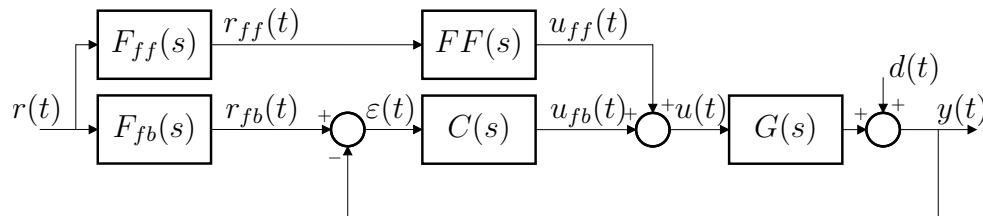


FIGURE 2.4 – Schéma bloc d'une boucle de régulation avec action directe sur la commande

Dans le cas idéal où le système est parfaitement décrit par son modèle nominal  $G(s) = G_n(s)$ , l'erreur entre la consigne de la boucle de commande et la sortie du système est nulle à chaque instant. D'où l'on tire,

$$\begin{aligned} \varepsilon(t) = 0 &\Leftrightarrow r_{fb}(t) - y(t) = 0 \\ &\Leftrightarrow R(s)F_{fb}(s) = R(s)F_{ff}(s)FF(s)G_n(s) \\ &\Leftrightarrow F_{fb}(s) = F_{ff}(s)FF(s)G_n(s) \\ &\Leftrightarrow \begin{cases} F_{fb}(s) = F_{ff}(s) & \text{si } FF(s) = G_n^{-1}(s) \\ F_{fb}(s) = F_{ff}(s)G_{nf}(s) & \text{si } FF(s) = G_{ns}^{-1}(s), \end{cases} \end{aligned} \quad (2.4)$$

où  $R(s)$  est la transformée de Laplace du signal de consigne  $r(t)$ .

Il apparaît donc dans l'équation (2.4) que les dynamiques des préfiltres de consigne pour la rétroaction et l'action « feedforward » doivent être similaires. Dans ces travaux, elles seront prises strictement identiques. De plus, il apparaît également qu'en présence d'un élément « feedforward », qui nécessite un filtrage pour être propre, qu'un préfiltre pour la partie rétroaction est nécessaire. Alors, la loi de commande présentée ici peut être schématisée par le diagramme représenté en figure 2.5 et un seul préfiltre de consigne,  $F_{ff}(s)$ , est ainsi à déterminer. La simplification de notation suivante sera utilisée :  $F_{ff}(s) = F(s)$ . Si le modèle nominal complet est utilisé dans l'élément « feedforward » alors  $G_{ns}^{-1}(s) = G_n^{-1}(s)$  et  $G_{nf}^{-1}(s) = 1$ .

Cependant, pour que tous les éléments de cette loi de commande soient propres et donc implémentables, ceux-ci doivent être mis sous la forme des blocs représentés en figure 2.6.

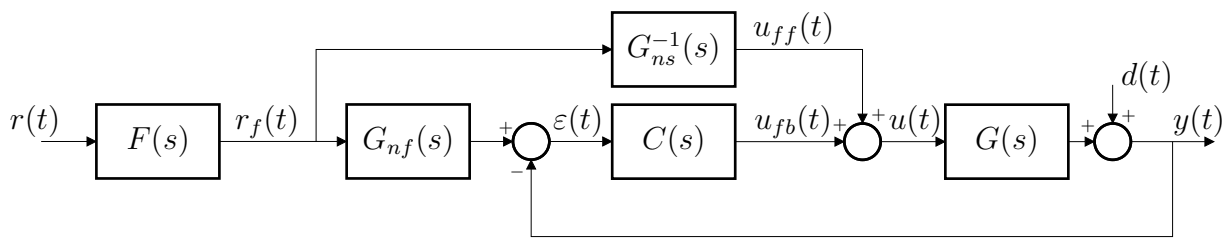


FIGURE 2.5 – Schéma bloc équivalent considéré pour une boucle de régulation avec pré-compensation et rétroaction

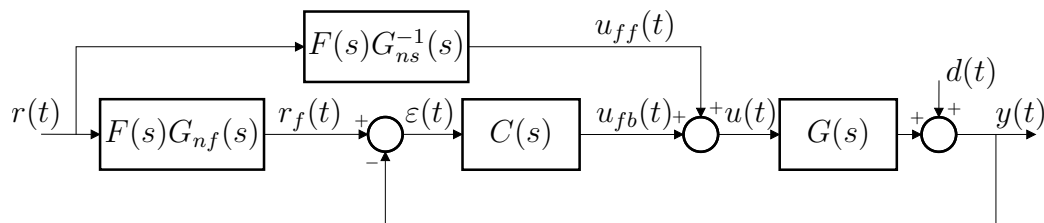


FIGURE 2.6 – Schéma bloc implémentable pour une boucle de régulation avec pré-compensation et rétroaction

### 2.3.2 Dimensionnement d'un élément « feedforward » classique

Soit un filtre  $F(s)$  de la forme :

$$F(s) = \frac{1}{(1 + s/\omega_F)^n} \quad \text{où } \omega_F \in \mathbb{R}_+^* \quad \text{et } n \in \mathbb{N}^*. \quad (2.5)$$

Deux paramètres déterminent ce filtre :  $n$  et  $\omega_F$ . Pour choisir l'ordre du filtre  $n$ , une contrainte sur le signal de commande doit être formulée. Typiquement, en utilisant le théorème de la valeur initiale, cette contrainte s'écrit :

$$\lim_{t \rightarrow 0^+} (u(t))^{(k)} = \lim_{s \rightarrow +\infty} s^{k+1} U(s) = 0 . \quad (2.6)$$

où  $u(t)$  est le signal de commande,  $U(s)$  sa transformée de Laplace et  $k$  un ordre entier naturel de dérivation.

Avec une loi de commande telle que celle représentée par le schéma bloc (figure 2.5), on écrit :

$$U(s) = R(s)F(s)G_{n_s}^{-1}(s) . \quad (2.7)$$

où  $r(t)$  est un signal de type échelon,  $R(s)$  sa transformée de Laplace. L'amplitude de  $r(t)$  est notée  $r_0$ .

Considérons qu'un équivalent de  $G_{n_s}^{-1}(s)$  est de la forme :

$$G_{n_s}^{-1}(s) \underset{+\infty}{\simeq} \frac{s^{n_s}}{G_{0n_s} \omega_{n_s}} , \quad (2.8)$$

où  $G_{0n_s}$  est le gain statique,  $n_s$  et  $\omega_{n_s}$  l'ordre et le pole équivalent en haute fréquence, respectivement.

Alors, on peut déduire de (2.6)-(2.8), la relation :

$$\begin{aligned} \lim_{t \rightarrow 0^+} (u(t))^{(k)} &\underset{+\infty}{\simeq} \lim_{s \rightarrow +\infty} \frac{r_0 \cdot \omega_F^n}{G_{0n_s} \cdot \omega_{n_s}} s^{k+n_s-n} \\ \Rightarrow \lim_{t \rightarrow 0^+} (u(t))^{(k)} = 0 &\Leftrightarrow k + n_s - n < 0 \\ &\Leftrightarrow n > k + n_s . \end{aligned} \quad (2.9)$$

La valeur de  $n$  est fixée à  $n = k + n_s + 1$ , la consistance de ce choix sera étudiée par la suite.

Lorsque  $n$  est choisi, la pulsation de coupure du filtre  $\omega_F$  est ajustée par optimisation jusqu'à ce que la contrainte sur la saturation du signal de commande  $\max(u(t)) \approx u_{max}$  soit satisfaite.

### 2.3.3 Boucle de commande avec feedforward non filtré

Dans cette partie, les deux transferts potentiels pour le bloc « feedforward » sont introduits. Le modèle longitudinal nominal du VÉLV est défini comme un modèle du deuxième ordre par l'équation (A.69) et le tableau A.4. D'une part, l'inverse du modèle nominal complet peut être choisi comme « feedforward », dans ce cas  $FF(s) = G_n(s)$ . D'autre part, comme le pôle le plus haut en fréquence est très éloigné du second pôle, une séparation en deux parties du modèle nominal peut être considérée avant d'inverser le modèle (2.10). Dans ce cas,  $FF(s) = G_{ns}(s)$  et il a été montré dans la partie précédente que  $G_{nf}(s)$  doit être placé comme filtre du signal de référence de la boucle de rétroaction.

$$\begin{cases} G_{ns} = \frac{9,78}{(1 + s/2,74 \times 10^{-2})} \\ G_{nf} = \frac{1}{(1 + s/3,88 \times 10^2)} \end{cases} \quad (2.10)$$

Les caractéristiques fréquentielles en boucle fermée des trois cas obtenus (rétroaction seulement, modèle nominal complet comme « feedforward », partie basse fréquence du modèle nominal comme « feedforward ») sont tracées en figure 2.7. De manière évident, quand le modèle complet est utilisé comme « feedforward », le gain entrée/sortie (figure de gauche) est toujours 1 (ou 0 en dB), ce cas idéal n'est pas faisable à cause du gain croissant en fréquence du signal par rapport à la référence (figure de droite). Dans le cas où seulement la partie basse fréquence du modèle est utilisée comme « feedforward », les deux gains représentés sont plus faible en haute fréquence. C'est pourquoi, l'ordre minimal du filtre sera moins important dans ces conditions.

### 2.3.4 Préfiltre de consigne intégrant l'équivalent d'un « feedforward » linéaire

Dans le domaine linéaire, l'élément « feedforward » peut être inclus dans un préfiltre de consigne équivalent. Par conséquent, le schéma bloc présenté en figure 2.5 est équivalent à celui de la figure 2.8.

**Preuve.** Avec les notations de la figure 2.1,  $u_c(t) = u_{ff}(t) + u_{fb}(t)$ . Alors, en considérant



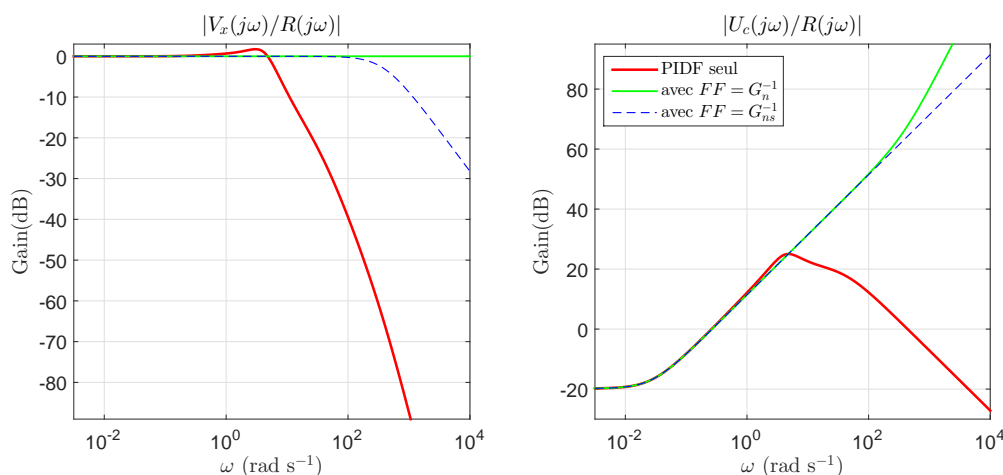


FIGURE 2.7 – Caractéristiques fréquentielles des boucles fermées non filtrées

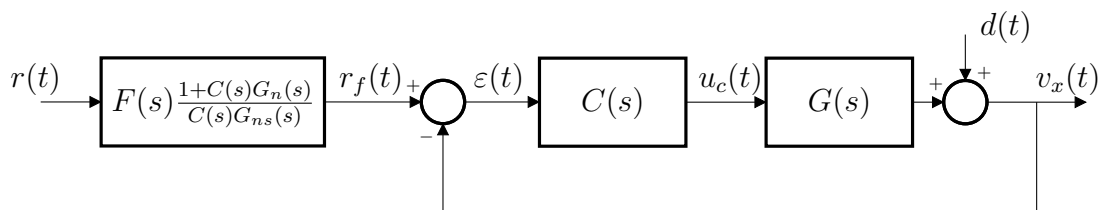


FIGURE 2.8 – Boucle de contrôle avec un préfiltre de consigne contenant un équivalent linéaire d'un « feedforward »

la transformée de Laplace des signaux :

$$\begin{aligned}
 U_c(s) &= R(s)F(s)G_{ns}^{-1}(s) + C(s) [R(s)F(s)G_{nf}(s) - V_x(s)] \\
 \Leftrightarrow U_c(s) &= C(s) \left[ R(s)F(s) \left( \frac{1}{C(s)G_{ns}(s)} + G_{nf}(s) \right) - V_x(s) \right] \\
 \Leftrightarrow U_c(s) &= C(s) \left[ R(s)F(s) \frac{1+C(s)G_n(s)}{C(s)G_{ns}(s)} - V_x(s) \right]
 \end{aligned}$$

Pour être mis en place, le filtre obtenu doit être propre. Dans ces travaux, comme  $G_{ns}(s)$  est une fonction de transfert du premier ordre,  $G_n(s)$  une fonction de transfert du second ordre et  $C(s)$  défini par l'équation (2.1), le terme  $\frac{1+C(s)G_n(s)}{C(s)G_{ns}(s)}$  a un ordre de numérateur plus grand de deux unités de celui du dénominateur.

### 2.3.5 Méthode de dimensionnement de préfiltre de consigne non entier pour une boucle de commande avec « feedforward »

Dans cette partie, une méthode de dimensionnement de préfiltre non-entier pour la boucle de commande élémentaire est rappelée, puis adaptée à la boucle de commande

avec, en plus, un élément « feedforward ». L'intérêt d'avoir un préfiltre d'ordre non-entier est de pouvoir choisir plus finement le compromis entre temps de réponse et la pente à l'origine du signal de sortie. Avec un filtre d'ordre entier, le choix est limité et fortement contraint.

Plus précisément, la méthode utilisée ici est basée sur un préfiltre de Davidson-Cole [Davidson et Cole, 1951, Le Méhauté et al., 1991, Oustaloup, 1983]. Un tel filtre est de la forme :

$$F_{DC}(s) = \frac{1}{(1 + s/\omega_F)^n} \quad \text{où} \quad (\omega_F, n) \in (\mathbb{R}_+^*)^2. \quad (2.11)$$

Il a été démontré que l'intégrale de la différence entre l'entrée et la sortie de la réponse à une entrée de type échelon d'un filtre de type Davidson-Cole satisfait la relation [Oustaloup, 1995] :

$$I_e = \int_0^{+\infty} (H(t) - S_{DC}(t)) dt = \frac{n}{\omega_F}, \quad (2.12)$$

où  $H$  est la fonction de Heaviside et  $S_{DC}$  la réponse indicielle du filtre de Davidson-Cole.

Le régulateur est synthétisé avec le dimensionnement du préfiltre de consigne. Les spécifications en termes de rejet de perturbation de la boucle fermée contenant ce régulateur doivent être assurées. Cependant, concernant les spécifications en suivi de consigne, la boucle fermée peut avoir une bande passante plus élevée que requise car le dimensionnement de l'action de filtrage permettra de prendre en compte ces spécifications.

La transmittance en suivi de consigne,  $T_{yr}$  et la sensibilité vis-à-vis du signal de commande  $S_{ur}$  de la boucle de régulation élémentaire sont bien connues, avec les notations de la figure 2.1 :

$$\begin{cases} T_{yr}(s) = \left. \frac{Y(s)}{R_{fb}(s)} \right|_{D(s)=0} = \frac{C(s)G(s)}{1 + C(s)G(s)} \\ S_{ur}(s) = \left. \frac{U(s)}{R_{fb}(s)} \right|_{D(s)=0} = \frac{C(s)}{1 + C(s)G(s)} \end{cases}. \quad (2.13)$$

Dans certains cas courants,  $T_{yr}(s)$  présente une résonance dont la valeur numérique peut être reliée au dépassement de la valeur finale de la réponse temporelle de la boucle fermée à un échelon. Le pic de résonance est :

$$M_r = \max_{\omega} |T_{yr}(j\omega)|. \quad (2.14)$$

Dans le méthode de dimensionnement du préfiltre Davidson-Cole, la contrainte suivante est formulée pour  $\omega_F : \omega_r = \max(\omega_F)$ , la pulsation de coupure maximale du préfiltre est la pulsation à la résonance de la boucle sans préfiltre.

Dans ces conditions, la saturation du signal de commande peut être approximée, dans le domaine fréquentiel, comme :

$$|F_{DC}(j\omega)S_{ur}(j\omega)| \leq \frac{u_{max}}{r_{max}}, \quad \forall \omega, \quad (2.15)$$

où  $u_{max}$  est, comme déjà défini, la valeur de saturation du signal de commande et  $r_{max}$  est la plus grande variation possible du signal de référence.

Par conséquent, dans l'optique de déterminer les paramètres du préfiltre de Davidson-Cole, le problème d'optimisation qui suit doit être résolu :

$$\begin{aligned} & \min_{(n, \omega_F) \in (\mathbb{R}_+^*)^2} (I_e) \\ & \text{sous contraintes } |F_{DC}(j\omega)S_{ur}(j\omega)| \leq \frac{u_{max}}{r_{max}}, \quad \forall \omega \quad . \quad (2.16) \\ & \text{et } \omega_F \leq \omega_r \end{aligned}$$

Avec un tel préfiltre de consigne, la réponse à un échelon du système présente un premier dépassement de la valeur finale très fortement atténué, voire annulé, et un temps de réponse similaire ou plus rapide en comparaison à la boucle de régulation simple. Cependant, concernant le signal de commande, une marge significative est observée par rapport à la limite de saturation [Poty et al., 2006].

Dans ce contexte, ajouter un élément « feedforward » permet d'augmenter la bande passante du système régulé et ensuite de maximiser l'utilisation des possibilités du signal de commande du système. La transmittance en suivi de consigne,  $T'_{yr}$  et la sensibilité vis-à-vis du signal de commande  $S'_{ur}$  de la boucle de commande avec un élément « feedforward » additionnel sont données par , selon les notations de la figure 2.5 :

$$\left\{ \begin{array}{l} T'_{yr}(s) = \frac{Y(s)}{R_f(s)} \Big|_{D(s)=0} \\ S'_{ur}(s) = \frac{U(s)}{R_f(s)} \Big|_{D(s)=0} \end{array} \right. = \begin{array}{l} \underbrace{G_{nf}(s) \frac{C(s)G(s)}{1 + C(s)G(s)}}_{\text{contribution de la rétroaction}} + \underbrace{\frac{G(s)G_{ns}^{-1}(s)}{1 + C(s)G(s)}}_{\text{contribution du « feedforward »}} \\ \underbrace{G_{nf}(s) \frac{C(s)}{1 + C(s)G(s)}}_{\text{contribution de la rétroaction}} + \underbrace{\frac{G_{ns}^{-1}(s)}{1 + C(s)G(s)}}_{\text{contribution du « feedforward »}} \end{array} \quad (2.17)$$

Dans le cas où  $G = G_n$ ,  $T'_{yr}(s) = 1$ , il n'y a pas de pic de résonance. C'est pourquoi la contrainte de  $\omega_F$  n'a pas sens désormais. Il n'y a pas de limite pour la valeur de la pulsation de coupure du filtre. Cependant, en présence du « feedforward », il existe une contrainte du type (2.18) sur l'ordre du filtre  $n$  qui correspond à celle exprimée par l'équation (2.9).

$$n > k + n_s \quad . \quad (2.18)$$

Parce que  $n$  est désormais un nombre réel, par définition du filtre de Davidson-Cole, il est évident que le bénéfice d'une telle méthode est que  $n$  peut maintenant prendre des valeurs dans l'intervalle  $[k + n_s; k + n_s + 1]$ . En changeant la valeur de  $n$ , l'inertie initiale du système régulé peut être précisément choisie. En termes de performances, l'erreur de traînage peut être plus faible ou converger plus rapidement si  $n$  est bien choisie dans la zone optimale pour un temps de réponse le plus faible possible et un  $n$  le plus grand possible. Plus particulièrement, il sera souligné dans le cas applicatif qu'un compromis peut être fait entre le temps de réponse et l'erreur de traînage.

Une fois que les paramètres du filtre non-entier sont déterminés, celui-ci doit être approximé par une fonction de transfert rationnelle de manière à être implémenté [Oustaloup et al., 2000a]. L'ordre de l'approximation entière  $n_{ia}$  doit être choisie tel que  $n_{ia} \geq n_s$ . Car l'ordre de l'expression rationnelle de l'approximation du filtre de Davidson-Cole doit au moins contrebalancer la différence d'ordre entre le dénominateur et le numérateur de l'élément « feedforward » décrite précédemment. C'est la raison pour laquelle, pour ces travaux, la forme de l'approximation rationnelle du filtre est fixée comme une distribution récursive de cinq cellules pôle-zéro et d'un filtre passe-bas avec un ordre égal au modèle inverse placé dans l'élément « feedforward », et une pulsation de coupure notée  $\omega_{lp}$  (2.19) située en haute fréquence par rapport à la bande passante du système asservi.

$$F_{DC}(s) \approx F_{DCia}(s) = \left( \prod_{i=1}^5 \frac{1 + s/\omega'_i}{1 + s/\omega_i} \right) \frac{1}{(1 + s/\omega_{lp})^{n_s}} \text{ avec } (\omega'_i, \omega_i) \in (\mathbb{R}_+^*)^2 \quad (2.19)$$

## 2.4 Résultats obtenus avec les stratégies de commande incluant un « feedforward » présentées

### 2.4.1 Préfiltre d'ordre entier appliqué à une boucle de commande avec « feedforward »

Dans cette section, la détermination des paramètres d'un préfiltre de consigne d'ordre entier pour une boucle contenant un régulateur et un « feedforward » est étudié. Plus précisément, l'impact du choix du modèle placé dans l'élément « feedforward » est montré. Les spécifications de performances, liées à l'ordre entier du filtre  $n$ , observées sont : le temps de réponse ( $t_{s5\%}$ ) à une entrée de type échelon, le maximum de la sensibilité vis-à-vis du signal de commande ( $\max(|S'_{ur}|)$ ), la pulsation de coupure du filtre  $\omega_F$  et l'erreur intégrale  $I_e = n\omega_F$ . Il est à noter que, par définition, l'erreur intégrale représente aussi l'erreur de traînage comme cela se vérifie graphiquement grâce aux résultats représentés sur les tracés en haut à gauche en figure 2.9. Toutes les performances décrites précédemment sont représentées en figure 2.9. Les valeurs obtenues avec  $FF(s) = G_n(s)$  sont représentées par des cercles alors que celles obtenues avec  $FF(s) = G_{ns}(s)$  correspondent aux croix. Comme il a déjà été montré, la contrainte sur le signal de commande implique que l'ordre minimal du filtre est trois dans le premiers cas et deux dans le second cas. Les résultats montrent que les performances sont similaires pour les deux solutions.

Dans le domaine fréquentiel, il peut être observé en figure 2.10 que les gains en boucle fermée sont quasiment identiques en dessous du pôles haute fréquence du modèle nominal. Dans le domaine temporel (figure 2.11), il apparaît clairement que les deux solutions sont très proches en termes de performances. C'est pourquoi, dans la partie suivante, seul le cas avec  $FF(s) = G_{ns}(s)$  sera étudié dans l'objectif de réduire le nombre de cas à traiter. Un dilemme apparaît entre minimiser le temps de réponse ou minimiser l'erreur de traînage quand l'ordre du filtre est inférieur à trois. Ceci étant dit, en comparaison à la loi de commande constituée du régulateur  $C_{pidf1}(s)$  seul, le temps de réponse est considé-

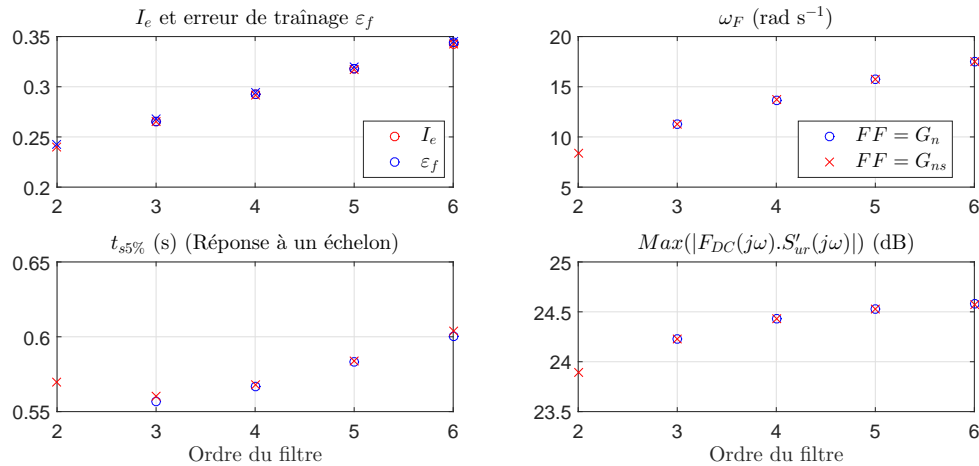


FIGURE 2.9 – Performances de la boucle fermée avec un filtre d'ordre entier et un « feed-forward »

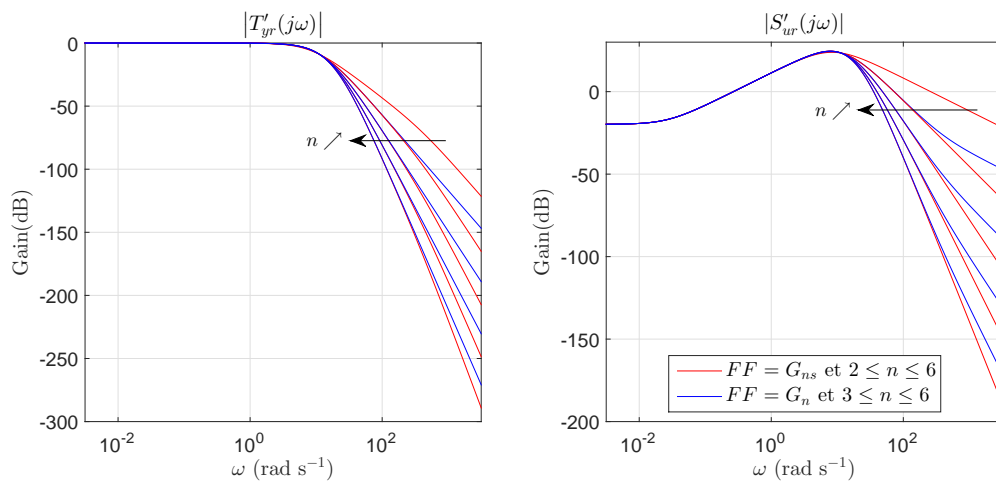


FIGURE 2.10 – Gains des fonctions de sensibilité  $T'_{yr}$  (gauche) et  $S'_{ur}$  (droite) avec un filtre d'ordre entier et un « feedforward »

blement diminué tandis que le dépassement de la valeur finale est annulé. Cependant, avec le correcteur  $C_{pidf1}(s)$  seul, le système régulé est plus réactif. Les résultats dans le domaine temporel sont tracés en figure 2.11.

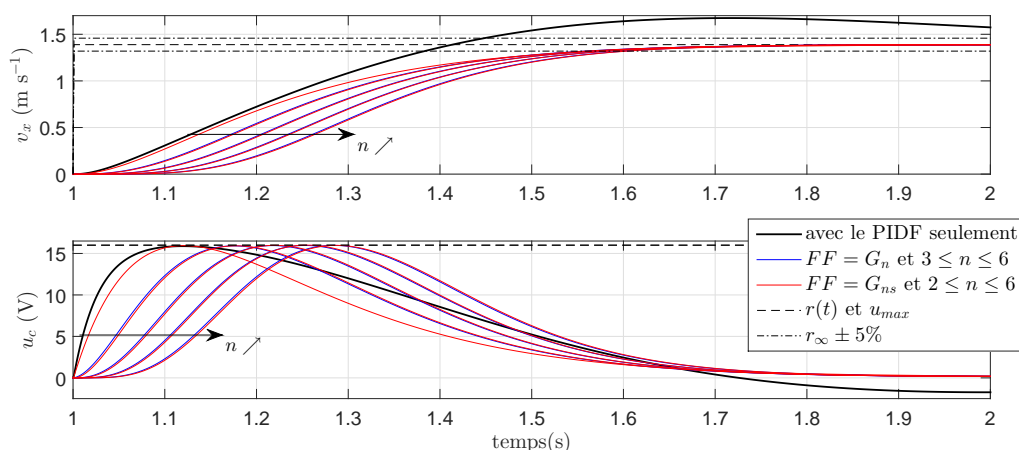


FIGURE 2.11 – Réponses à un échelon (haut) et signaux de commande correspondants (bas) avec un filtre entier et un « feedforward »

## 2.4.2 Préfiltrage non-entier de la boucle de commande avec « feedforward »

Dans cette partie, le dimensionnement d'un préfiltre de consigne d'ordre non-entier est étudié pour une boucle de commande et « feedforward ». Concrètement, les intervalles entre les valeurs entières de l'ordre du filtre (figure 2.9) sont complétés (figure 2.12). L'ordre non-entier permet de choisir un ordre aussi petit que  $(k + n_s)^+$  tandis que l'ordre entier minimal doit être  $k + n_s + 1$ . Les performances avec des valeurs de  $n$  telles que  $n = 1.1 + k0.1$  avec  $k \in \llbracket 0, 28 \rrbracket$  et  $n = 1.01$  sont représentées sur les figures 2.12 à 2.14 permettent de compléter les intervalles visibles sur les figures 2.9 à 2.11.

Les tracés à droite sur la figure 2.13 représentent la contrainte à placer vis-à-vis du maximum de la sensibilité relative au signal de commande pour atteindre en pratique la limite de saturation lors des simulations temporelles de réponse à un échelon et la pulsation de coupure  $\omega_F$  du filtre obtenu. Une fois que ces paramètres sont déterminés, l'approximation rationnelle est réalisée à l'aide du module « Identification des systèmes non-entiers » de la « toolbox CRONE » [Oustaloup et al., 2000b, Lanusse et al., 2013].

Il peut être observé que le temps de réponse est minimal pour un ordre du filtre  $n = 2.9$  et vaut 0.557 s tandis que l'erreur de traînage est minimale pour un ordre du filtre  $n = 1.8$  et vaut 0.234 m.s<sup>-1</sup>. Un fait intéressant à observer est que pour les valeurs entières d'ordre du filtre,  $I_e$  et  $\varepsilon_f$  sont similaires tandis que leurs sens de variations respectifs entre deux valeurs entières de  $n$  consécutives sont opposés. Par conséquent, le minimum de  $I_e$

est mesuré comme 0.234 pour  $n = 1.5$ . De plus, en dessous d'un ordre de valeur 1.8 plus la valeur de  $n$  diminue, plus l'erreur de traînage augmente tandis que le temps de réponse est allongé :

- pour  $n = 1.8$  :  $t_s 5\% = 0.576$  s,  $\min(\varepsilon_f) = 0.234$  m.s<sup>-1</sup> et  $I_e = 0.24$
- pour  $n = 2.9$  :  $\min(t_s 5\%) = 0.557$  s,  $\varepsilon_f = 0.264$  m.s<sup>-1</sup> et  $I_e = 0.262$
- pour  $n = 1.5$  :  $\min(t_s 5\%) = 0.557$  s,  $\varepsilon_f = 0.264$  m.s<sup>-1</sup> et  $\min(I_e) = 0.234$

Cependant, il est à noter que la réactivité du système, c'est-à-dire l'inertie aux temps courts pour une réponse à un échelon, est de plus en plus faible pour des valeurs de  $n$  de plus en plus petites comme cela peut être observé sur les tracés en figure 2.14. Cela peut être interprété comme suit : un ordre faible du filtre implique une réaction rapide du système mais le signal de commande met plus de temps à converger vers sa valeur statique. De plus, pour des ordres de filtre inférieurs à deux, la réactivité est meilleure qu'avec le régulateur  $C_{pidf1}(s)$  seul, tandis que le temps de réponse et le premier dépassement restent meilleurs avec le « feedforward » et le préfiltre en plus.

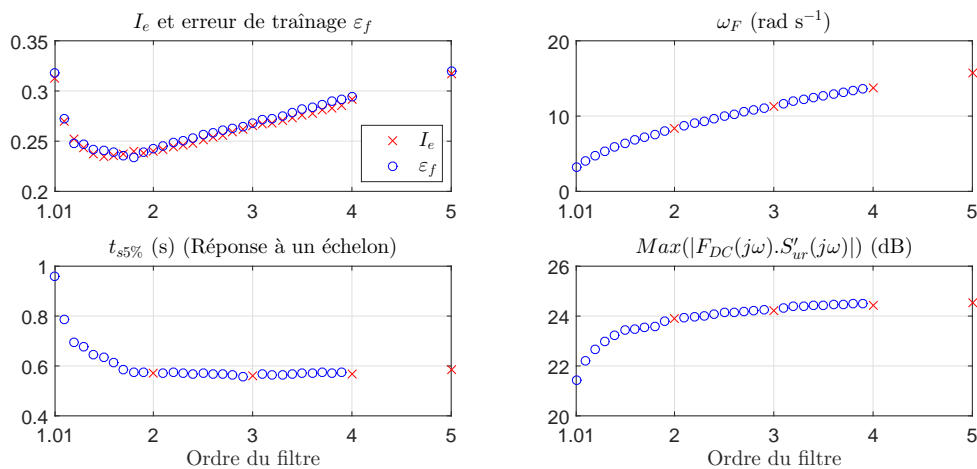


FIGURE 2.12 – Performances de la boucle fermée avec un filtre non-entier, un « feedforward » et  $FF(s) = G_{ns}(s)$

### 2.4.3 Variations paramétriques

Les variations paramétriques ne sont pas prises en compte dans le dimensionnement du préfiltre dans cette application car la bande passante du correcteur est choisie où il n'y a pas de variations paramétriques. Néanmoins, les résultats obtenus avec le correcteur  $C_{pidf1}(s)$  seul et avec la boucle de commande contenant rétroaction et « feedforward »



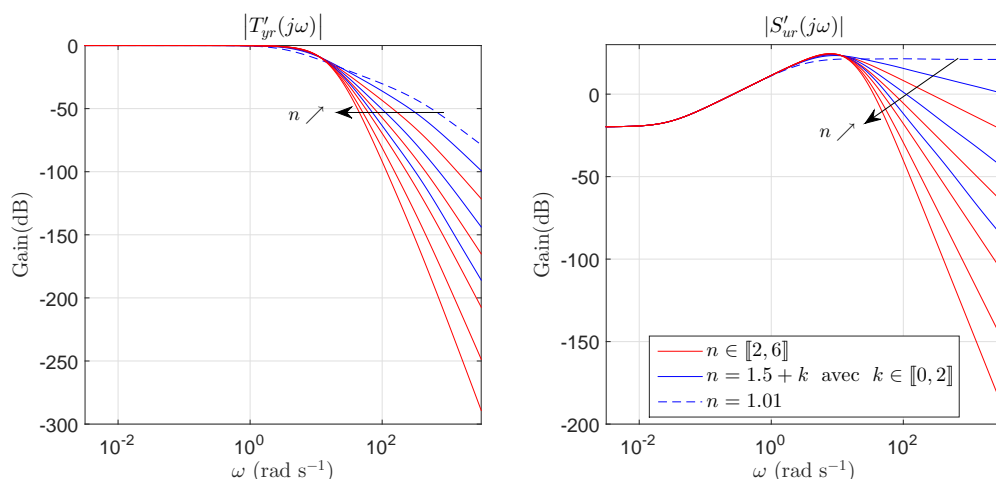


FIGURE 2.13 – Modules des fonctions de sensibilité  $T'_{yr}$  (gauche) et  $S'_{ur}$  (droite) avec un filtre non-entier, un « feedforward » et  $FF(s) = G_{ns}(s)$

préfiltrés sont comparés pour les trois modèles représentant l'enveloppe des modèles linéarisés du véhicule (table A.4). Les réponses à un échelon sont présentées avec les signaux de commande correspondant en figure 2.15.

	Modèle	$D_1$ (%)	$t_{s5\%}$ (s)	$\max(u(t))$ (V)	$\varepsilon_f$ (m.s <sup>-1</sup> )
	$G_n$	20.5	1.26	15.96	0.01
$C_{pidf1}(s)$	$G_{b1}$	25.8	1.19	17.38	0.025
	$G_{b2}$	20.8	1.75	17.34	0.002
$C_{pidf2}(s)$ + $FF$ ( $n = 1.5$ )	$G_n$	–	0.63	15.97	0.24
	$G_{b1}$	–	0.5	17.74	0.25
	$G_{b2}$	4.1	0.64	17.16	0.24

TABLE 2.2 – Performances temporelles avec les deux régulateurs PIDF dimensionnés

La saturation du signal de commande est fixée à 24 V de manière à ce que celui-ci ne sature pas pour les modèles limites. Ceci peut se justifier par le fait que pour le premier modèle limite  $G_{b2}$ , un tel véhicule ne peut aller plus vite que la vitesse (130 km.h<sup>-1</sup>) correspondant à ce point de fonctionnement, et pour le second modèle limite  $G_{b1}$  que le niveau statique du signal de commande est plus faible pour les basses vitesses. L'ordre du filtre est choisi égal à 1.5 car cela correspond à la valeur minimum de  $I_e$  et à des premiers dépassements plus faibles pour les modèles limites comparés à ceux obtenus avec des valeurs de  $n$  plus grandes, des valeurs de  $n$  plus faibles dégradant fortement

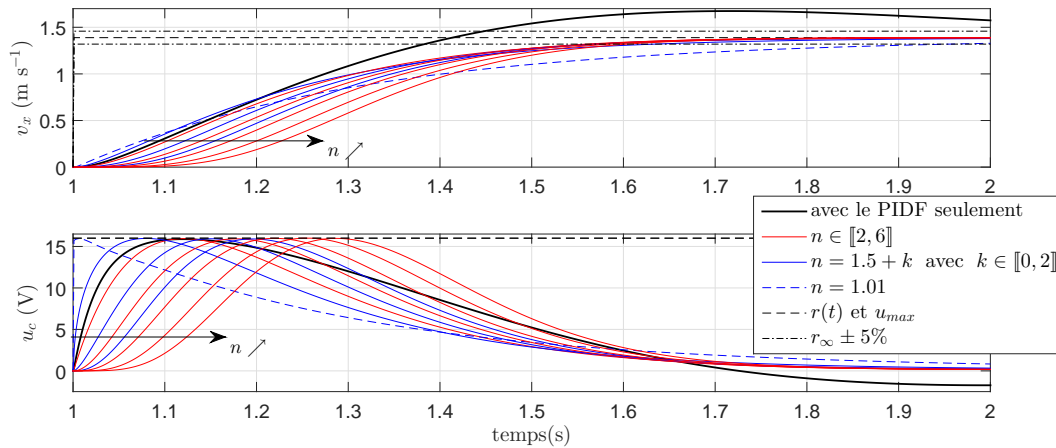


FIGURE 2.14 – Réponses à un échelon (haut) et signaux de commande correspondants (bas) avec un filtre d'ordre non-entier, un « feedforward » et  $FF(s) = G_{ns}(s)$

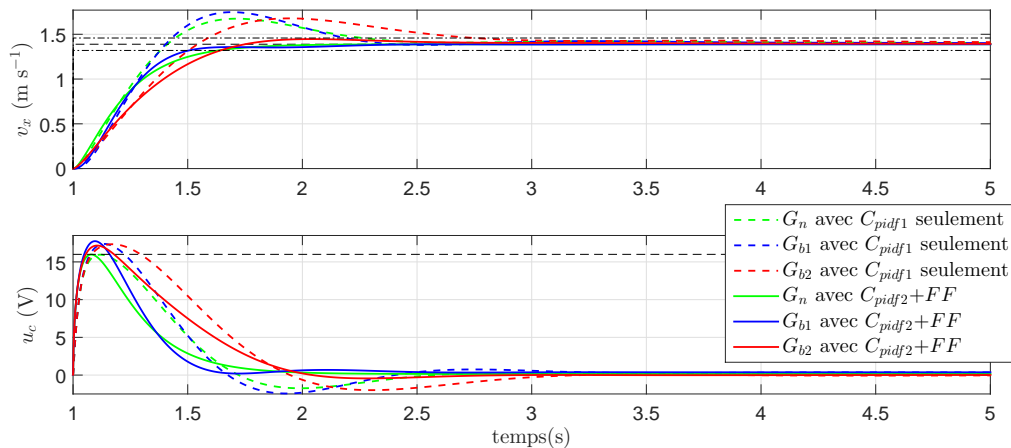


FIGURE 2.15 – Comparaison des réponses à un échelon (haut) et signaux de commande correspondants (bas) avec les modèles représentatifs et différentes stratégies de commande ( $n = 1.5$  pour celle avec filtrage et « feedforward »)

l'erreur de traînage et le temps de réponse. Les performances temporelles des boucles fermées obtenues sont présentées dans le tableau 2.2. Les tendances des variations sont les mêmes pour les deux lois de commande excepté pour l'erreur de traînage qui varie moins en présence du « feedforward ». De plus, les valeurs de l'erreur de traînage sont plus grandes avec la boucle contenant un « feedforward » que sans car la mesure est prise dans les deux cas entre une rampe de consigne non filtrée et la réponse correspondante. En revanche, si la mesure, dans le cas avec « feedforward » est prise entre la rampe filtrée par le préfiltre de consigne et la réponse, les résultats sont très proches de zéro. Tout ces

résultats montrent les améliorations apportées par la présence d'un « feedforward » et d'un préfiltre en termes de performances, sans dégrader le degré de stabilité ni augmenter la valeur maximale du signal de commande par rapport à une boucle de régulation simple.

## 2.5 Génération de consigne de vitesse longitudinale avec anticipation de perte d'adhérence exploitant le modèle de Pacejka

Dans cette section, l'objectif est de déterminer un signal de référence en accélération pour la boucle de régulation de vitesse du véhicule. Le système permet, comme un système de contrôle de traction (TCS), d'éviter le dérapage du véhicule durant les phases d'accélération [Stellet et al., 2014, Hori et al., 1998, Lee et Tomizuka, 1995]. Cependant, la méthode présentée ici génère un signal de consigne qui permet d'éviter la perte d'adhérence alors qu'un système de contrôle de traction est déclenché dans les cas utiles seulement, soit quand une perte d'adhérence est détectée. La méthodologie mise en place est similaire au système ABS d'anti-blocage des roues au freinage, et sera basée sur la seconde loi de Newton et le modèle du pneumatique de Pacejka [Pacejka et Besselink, 1997, Bakker et al., 1987, Pacejka, 2002, Bakker et al., 1989].

### 2.5.1 Application de la seconde loi de Newton

La seconde loi de Newton appliquée à la dynamique longitudinale du véhicule donne [Gillespie, 1992, Anderson et al., 2012] :

$$M_t \cdot \Gamma_x(t) = \sum_{k=1}^4 F_{xp_k}(t) - \left( F_a(t) + F_{rr}(t) + F_{\alpha_r}(t) + f_{x_0}(t) \right), \quad (2.20)$$

où  $\Gamma_x(t)$  est l'accélération longitudinale, et les différentes forces :

- $F_{xp_k}(t)$  est la force longitudinale tangente à la route développée par le  $k^e$  pneumatique,
- $F_a(t)$  est la traînée aérodynamique,
- $F_{rr}(t)$  est la résistance au roulement,
- $F_{\alpha_r}(t)$  est la force induite par la gravité selon l'inclinaison de la route  $\alpha_r$ ,
- $f_{0_x}(t)$  sont les forces de perturbation longitudinales induites par le vent.

Pour simplifier les prochains calculs, les hypothèses suivantes sont faites.

**Hypothèse 1.** La charge du véhicule est répartie symétriquement entre la gauche et la droite du véhicule. Les forces induites par le vent sont négligées.

Le tableau 2.3 répertorie quels paramètres opérationnels apparaissent dans les différentes forces. L'adhérence de la route modifie les forces induites par les pneumatiques qui seront développées dans la prochaine sous-section.

	$M_t$ (kg)	$V_{x_0}$ (km h <sup>-1</sup> )	$\alpha_r$ (%)	$\mu$
$F_a(t)$		✓		
$F_{rr}(t)$	✓	✓		
$F_{\alpha_r}(t)$	✓		✓	
$\sum_{k=1}^4 F_{xp_k}(t)$	✓			✓

TABLE 2.3 – Paramètres opérationnels présents dans les différents termes du bilan des forces longitudinales

où  $\alpha_r$  est la pente de la route et  $\mu$  le taux d'adhérence de la route.

## 2.5.2 Application des formules de Pacejka

Pour déterminer les efforts développés par les pneumatiques, la formule adéquate de Pacejka est utilisée. Tout d'abord, en utilisant l'hypothèse 1, les forces développées par les pneumatiques avant et arrière peuvent être séparées comme suit dans l'expression des forces développées par les quatre pneumatiques :

$$\sum_{k=1}^4 F_{xp_k}(t) = 2F_{xp_{front}}(t) + 2F_{xp_{rear}}(t). \quad (2.21)$$

où  $F_{xp_{front}}$  est la force longitudinale développée par le pneumatique avant et  $F_{xp_{rear}}$  par le pneu arrière.

**Hypothèse 2.** Comme seules les deux roues avant sont motrices et que le taux de glissement des deux roues arrières est très faible, il peut être considéré que  $F_{xp_{rear}}(t) = 0$ .

Pour calculer les forces développées par les deux roues motrices avant, on considère que le pneumatique est utilisé dans des conditions où son comportement peut être considéré comme linéaire. Cela correspond à un taux de glissement compris entre  $-5\%$  et  $+5\%$ . La figure 2.16 représente, pour le pneumatique considéré dans ces travaux, l'effort

longitudinal développé par ce pneumatique en ligne droite avec une charge statique verticale minimale et pour différentes valeurs d'adhérence de la route  $\mu$ . La valeur maximale de chacune de ces caractéristiques correspond à la limite d'adhérence du pneumatique dans les conditions correspondantes. C'est pourquoi, pour éviter le dérapage, le point de fonctionnement du pneumatique doit correspondre à un taux de glissement plus faible que celui générant la force maximale. Dans ces conditions, le modèle de Pacejka linéarisé donne :

$$\begin{aligned} F_{xp}(\tau) &= c_x \cdot \tau \\ c_x &= \mu \cdot BCD \end{aligned} \quad , \quad (2.22)$$

où  $\tau$  est le taux de glissement en %,  $c_x$  est la pente dans la zone linéaire de  $F_{xp}(\tau)$ ,  $\mu$  le taux d'adhérence de la route et  $BCD$  une donnée empirique du modèle de Pacejka.

Les paramètres empiriques donnés par les formules du modèle de Pacejka apparaissent dans la relation suivante :

$$BCD = (b_3 F_z^2 + b_4 F_z) e^{-b_5 F_z} \quad , \quad (2.23)$$

où  $F_z$  est la charge verticale sur le pneumatique et  $b_3$ ,  $b_4$  et  $b_5$  des paramètres empiriques.

La figure 2.17 représente, pour une route plane  $\alpha_r$  et un effort vertical sur le pneumatique minimum  $F_z$  (empiriquement déterminée comme 1500 N durant une phase d'accélération), le taux de glissement  $\tau_{eq}$  (2.24) qui permet d'avoir une vitesse constante, correspondant à l'équilibre avec une accélération nulle, en fonction de cette vitesse pour différentes valeurs de taux d'adhérence de la route.

$$\begin{aligned} F_{x_{eq}}(\tau) &= \frac{F_a(t) + F_{rr}(t) + F_{\alpha_r}(t)}{2} \\ \tau_{eq} &= \frac{F_{x_{eq}}}{\mu \cdot BCD} \end{aligned} \quad (2.24)$$

### 2.5.3 Principe de génération du signal de référence en accélération

Selon les développements précédents, une valeur maximale de l'accélération peut être déterminée en choisissant une valeur de référence pour le taux de glissement. Dans le cadre de ces travaux, ce taux est fixé à  $\tau_{ref} = 3\%$ , car cette valeur permet de pouvoir accélérer dans un maximum de conditions réalistes (une vitesse supérieure à 90 km h<sup>-1</sup> sur une

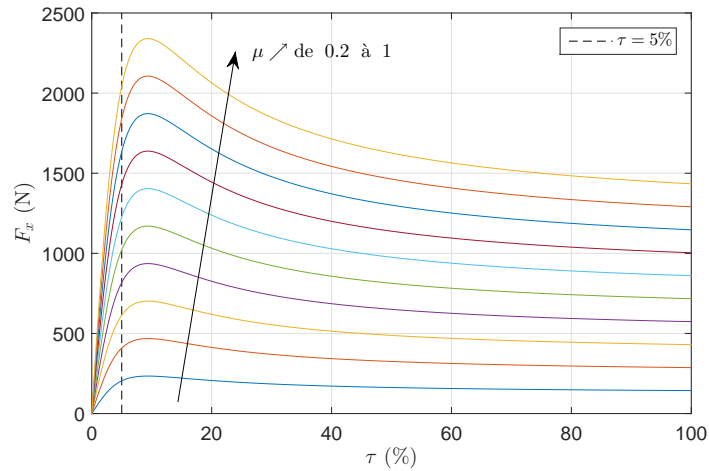


FIGURE 2.16 – Forces longitudinales développées par un pneumatique selon le modèle de Pacejka pour une pression de 3 bars et une charge verticale constante de 2000N pour différents taux d’adhérence de la route

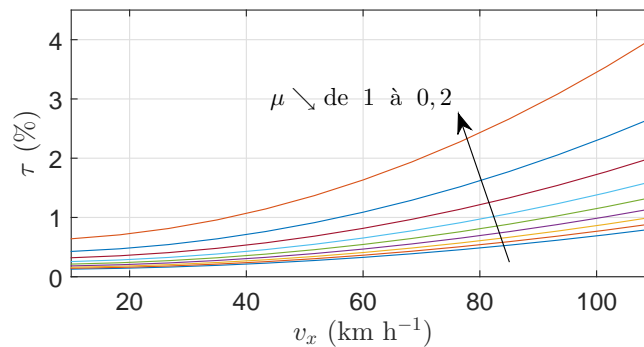


FIGURE 2.17 – Valeurs de  $\tau$  à l’équilibre en fonction de la vitesse longitudinale pour différents taux d’adhérence de la route

route glacée n’est pas sûre et irréaliste) comme cela peut être vu en figure 2.17 et, de plus, cette valeur est inférieure à 5% donc dans la zone linéaire de fonctionnement. Alors, l’accélération maximale induite par le choix de  $\tau_{ref}$  peut être exprimée comme (2.25) :

$$F_{x_{max}} = \tau_{ref} \cdot \mu \cdot BCD \Rightarrow a_{max} = \frac{1}{M_t} \left[ 2F_{x_{max}} - (F_a(t) + F_{rr}(t) + F_{\alpha_r}(t)) \right] \quad (2.25)$$

Ensuite, l’accélération maximale  $a_{max}$  est utilisée pour déterminer l’accélération de

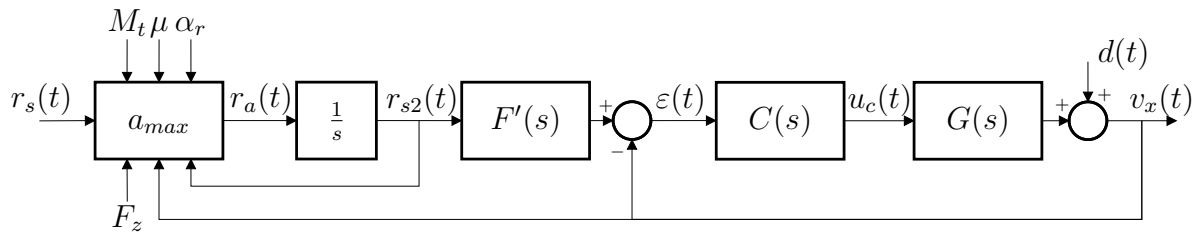


FIGURE 2.18 – Boucle de contrôle préfiltrée avec génération de consigne de vitesse via l'utilisation du modèle de Pacejka où on reprend les éléments choisis et dimensionnés précédemment pour  $F'$ ,  $C$  et  $G$

référence  $r_a$  puis la vitesse de référence  $r_{s2}$  à partir de la vitesse désirée  $r_s(t)$ , selon les notations utilisées pour le schéma bloc de la figure 2.18. Ce schéma bloc représente la mise en place de la boucle de contrôle de vitesse longitudinale prenant en compte la limite d'accélération, induite par la dynamique du véhicule, lors de la génération de la vitesse de référence.

En pratique,  $a_{max}$  est calculée en considérant le point de fonctionnement courant via une estimation des paramètres de fonctionnement, puis, si  $r_{s2}(t)$  est strictement inférieur (respectivement strictement supérieur) à  $r_s(t)$  alors  $r_a = +a_{max}$  (respectivement  $r_a = -a_{max}$ ), sinon,  $r_a = 0$ . Pour la mise en place, un intervalle autour de la valeur de  $r_s(t)$  est considéré lors de la comparaison de manière à atteindre un régime permanent non strictement atteignable numériquement. Ici, la précision est fixée à  $0.5 \text{ km h}^{-1}$ .

## 2.5.4 Résultats obtenus

Dans cette section, les résultats obtenus avec la loi de commande présentée précédemment sont discutés (figure 2.19). Tout d'abord, pour une masse donnée (masse moyenne), une pente de la route donnée (route plane) et un taux d'adhérence variable, les réponses à un échelon de consigne de  $10 \text{ km h}^{-1}$  à  $110 \text{ km h}^{-1}$  sont tracées en bleu plein pour  $\mu = 1$ , en rouge plein pour  $\mu = 0.6$  et en rouge pointillé pour  $\mu = 0.2$ . De manière évidente, plus la route est sèche ( $\mu \rightarrow 1$ ) plus la valeur maximale de l'accélération est grande. De même, le véhicule peut accélérer plus sur une route sèche que sur une route verglacée.

Ensuite la pente de la route varie et les autres paramètres sont fixés tels que la masse soit égale à la masse moyenne et la route soit sèche ( $\mu = 1$ ). La ligne bleue pleine représente les résultats pour une route plane, le trait vert plein, une pente de la route de  $-10\%$ , la ligne pointillée verte, une pente de la route de  $+10\%$ . Logiquement, en descente, le potentiel

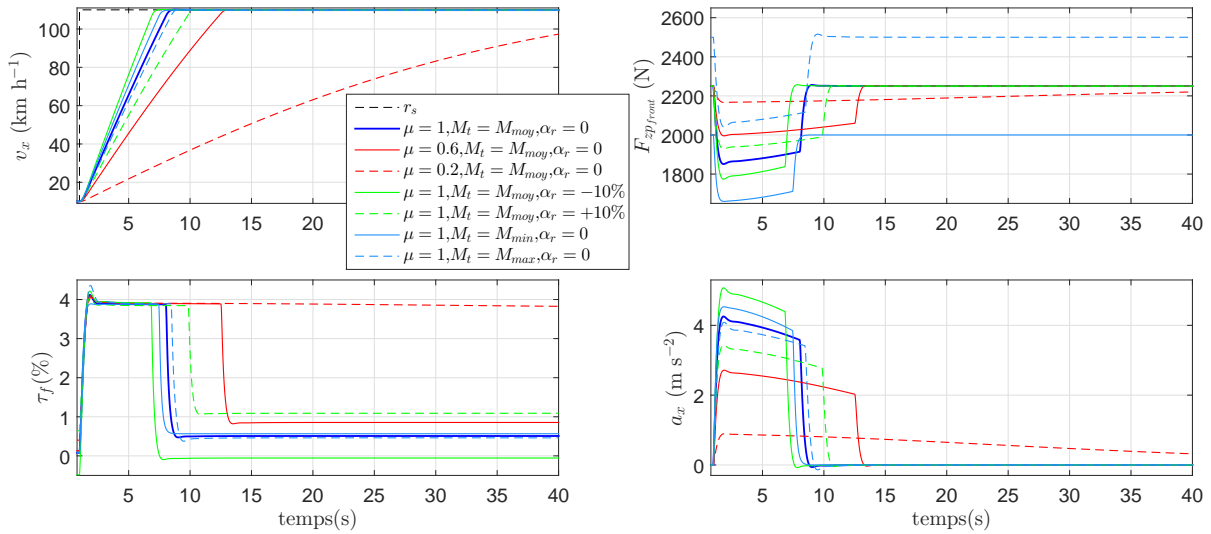


FIGURE 2.19 – Réponses à un échelon obtenues avec le simulateur Matlab/Simulink du VÉLV, en haut à gauche : vitesse longitudinale  $v_x(t)$ , en haut à droite : efforts verticaux sur chaque roue avant  $F_{z_{pfront}}(t)$ , en bas à gauche : taux de glissement des chaque roue avant  $\tau_f(t)$ , en bas à droite : accélération longitudinale  $a_x(t)$

d'accélération est plus grand qu'en montée. Finalement, la masse embarquée varie, pour une route plane et sèche. Les résultats pour la masse moyenne sont représentés en bleu plein, pour la masse minimale en bleu clair plein et pour la masse maximale en bleu clair pointillé. Plus le véhicule est léger, plus l'accélération maximale possible est élevée. Il peut être observé que l'adhérence de la route a un impact important sur l'accélération maximale atteignable par le véhicule. Les variations de la masse embarquée produisent peu de variations pour l'accélération maximale en comparaison à des variations de la pente de la route ou de l'adhérence de la route. Cependant, des variations de masse induisent de plus grandes modifications du signal de commande en comparaison à celles provoquées par la pente de la route comme cela est représenté en figure 2.20. Ceci peut être expliqué par le fait que la gravité induit des variations d'accélération quand la pente de la route varie, alors que quand le poids varie cela est compensé par les forces de traction développées par les roues motrices.

Il peut être observé que la valeur maximale du taux de glissement est quasiment la même dans tous les cas. Cependant, cette valeur est plus élevée que celle de référence fixée à 3%. En effet, le taux de glissement durant la phase d'accélération est autour de 3.9%. Ceci vient de l'approximation faite en linéarisant le modèle de Pacejka. La figure 2.21 représente des agrandissements des tracés des forces longitudinales du modèle de



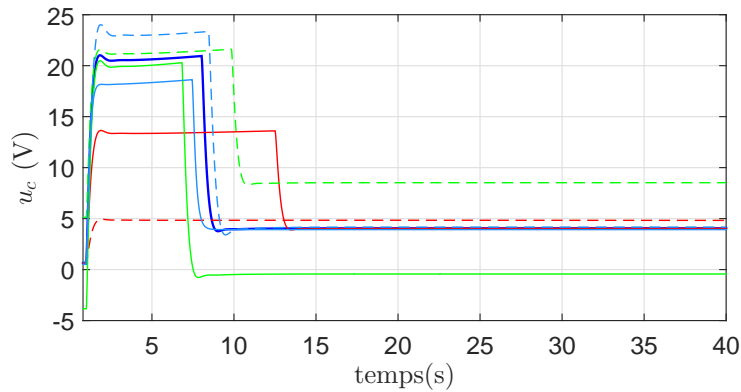


FIGURE 2.20 – Signaux de commande correspondants aux simulations de la figure 2.19

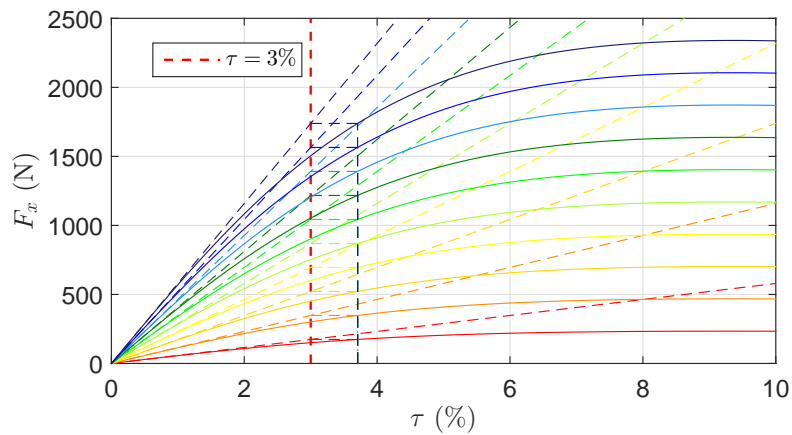


FIGURE 2.21 – Modèle de Pacejka et son approximation linéaire : efforts longitudinaux développés par un pneumatique

Pacejka visibles en figure 2.16, autour de  $\tau_{ref} = 3\%$ . Cette figure montre que si  $\tau_{ref} = 3\%$ , la valeur obtenue avec le modèle linéaire va être  $\tau_{ref} \approx 3.7\%$  avec le modèle complet de Pacejka. Ensuite, les observations montrent que le taux de glissement mesuré représenté en figure 2.19 sont proches de 3.9% alors que  $\tau_{ref} = 3\%$  sont justifiables par cette erreur de linéarisation. Néanmoins, l'objectif de ne jamais perdre l'adhérence est rempli. Le système permet d'avoir un signal de consigne primaire indépendant de la dynamique du véhicule, ensuite la génération de référence va prendre en compte les conditions de fonctionnement de manière à calculer le signal adéquat à appliquer à la boucle de régulation de vitesse longitudinale.

## 2.6 Conclusion

Pour conclure, en préfiltrant une boucle de commande avec un élément « feedforward », un ordre non-entier du préfiltre de consigne libère la contrainte sur l'ordre du filtre. Cependant, cela fait apparaître un dilemme entre la réactivité, le temps de réponse et l'erreur de traînage du système en réponse à des variations du signal de consigne.

Il pourrait être considéré de prendre des filtres légèrement différents pour les deux parties rétroaction et action directe sur la commande pour augmenter les possibilités de réglage pour le dimensionnement de la boucle de commande. En effet, un filtre de type Davidson-Cole impose un dépassement de la valeur finale pour le modèle nominal nul alors qu'en pratique, à cause des imprécisions de modélisation ce cas idéal apparaît très rarement.

Le préfiltrage a ensuite été augmenté d'une intégration, en faisant varier la valeur de l'accélération intégrée en fonction des conditions de fonctionnement. L'accélération devient ainsi la référence d'une boucle de commande en vitesse. Ceci se base sur des travaux précédents où un intégrateur pur est ajouté dans le préfiltre [Orsoni, 2002]. Par conséquent, un signal de référence apparenté à la méthode bang-bang est obtenu, à la différence près que l'accélération intégrée est quelconque et non constante. Le signal de référence généré est donc une rampe, au moins localement, d'où l'intérêt d'étudier l'erreur de traînage et de la minimiser. Au final, la méthode mise en place est une alternative aux approches basées sur un dimensionnement entrée/sortie du système.

On peut aussi considérer la prise en compte des variations paramétriques du système lors du dimensionnement du préfiltre en considérant les performances obtenues avec les modèles représentatifs de l'enveloppe de modèles linéarisés et pas seulement le modèle nominal.

Ainsi, un système de régulation de vitesse du véhicule est proposé. Dans le cas d'un véhicule actuel, le système de contrôle de traction est une aide à la conduite qui est déclenchée si le conducteur accélère trop de manière à atteindre un taux de glissement trop important. Ici, le but était de définir une loi de commande pour un véhicule autonome. Le système développé ici est utile pour permettre au véhicule autonome d'adapter son niveau d'accélération aux conditions de fonctionnement qu'il rencontre comme le ferait un conducteur humain, certes plus ou moins bien, d'où l'intérêt du contrôle de traction. En effet, un conducteur assez expérimenté, sait quel niveau d'accélération est adéquat pour des conditions données. Le système permet ainsi de mimer ce comportement. Les données à récupérer via des capteurs pour mettre en place ce système sont : la vitesse longitudinale qui est facilement accessible, puis la charge verticale sur les roues motrices,

la pente de la route, l'adhérence de la route et la charge totale, ces dernières données étant plus compliquées à récupérer. En effet, elles ne sont pas directement accessibles dans les véhicules actuels et une estimation doit être réalisée pour mettre en place la méthode. On peut imaginer que la pente de la route et l'adhérence soit accessible via les données d'un réseau de localisation et de météorologie. L'adhérence peut aussi être grossièrement estimée par les capteurs de détection de pluie déclenchant les essuies-glace et les capteurs de température éventuellement. La charge totale peut être estimée à partir du poids à vide du véhicule et du nombre de passager présents, possiblement connus grâce au système d'alerte de ceinture non attachée par exemple.

# Chapitre 3

## Régulation de vitesse adaptative connectée pour déplacement en peloton

---

3.1	Principe de fonctionnement . . . . .	63
3.1.1	Formalisation du peloton de véhicules . . . . .	64
3.1.2	Double boucle de régulation . . . . .	64
3.2	Politiques d'espacement appliquées aux systèmes de type ACC . . . . .	65
3.2.1	Espacement garantissant la sécurité . . . . .	67
3.2.2	Espacement augmentant la fluidité du trafic . . . . .	68
3.3	Dimensionnement d'un ACC connecté (CACC) et d'un ACC non connecté . . . . .	69
3.3.1	ACC non connecté . . . . .	70
3.3.2	Prise en compte de données issues des communications intervéhiculaires . . . . .	77
3.4	Résultats . . . . .	85
3.4.1	Cas de vie fonctionnels . . . . .	85
3.4.2	Cas de vie représentatifs d'une situation de trafic . . . . .	95
3.5	Conclusions . . . . .	103

---



## 3.1 Principe de fonctionnement

Dans ce chapitre, le système régulateur de vitesse *adaptatif* (ou *actif*) est étudié. Ce système est une amélioration du régulateur de vitesse classique. Un régulateur de vitesse classique (*abrégié CC pour Cruise Control*) permet de définir une vitesse de référence puis de réguler la vitesse du véhicule par rapport à cette référence. La Chrysler Imperial de 1958 fut la première voiture commercialisée à être équipée d'un régulateur de vitesse. Le régulateur de vitesse adaptatif (*abrégié ACC pour Adaptive (ou Activ, ou Autonomous) Cruise Control*) permet grâce à un système de type radar placé à l'avant du véhicule, de réguler, en plus de la vitesse, la distance entre le véhicule et son leader. De tels systèmes sont apparus sur des véhicules commercialisés dans les années 1990, par exemple sur des modèles Mitsubishi, Mercedes et Toyota notamment. Sur les véhicules commerciaux les deux systèmes CC et ACC sont proposés comme ADAS pour le conducteur. Celui-ci doit enclencher le système et choisir une vitesse de référence, d'une part, et un TIV de référence d'autre part dans le cas de l'ACC [Winner, 2012]. En général, la vitesse peut être choisie au kilomètre par heure près, alors que le TIV de référence est sélectionné parmi un ensemble réduit de valeurs, comprises généralement entre 1 et 2 secondes. Le choix des valeurs du TIV de référence permet de couvrir les temps de réaction de la plupart des conducteurs afin d'avoir un système qui se comporte de manière comparable aux humains. Si l'on considère que le véhicule est autonome, on peut imaginer réduire significativement la valeur du TIV de référence. La figure 3.1 résume le fonctionnement d'un système ACC connecté (CACC), avec possibilité de recueillir également des informations d'autres véhicules via la communication inter-véhiculaire [Bu et Chan, 2012]. Si le système est enclenché, alors le véhicule détermine s'il possède ou non un leader. Si le véhicule est mené par un leader plus lent que lui, il asservit sa distance par rapport à celui-ci pour se placer derrière lui au TIV de référence. Si le véhicule n'a pas de leader détecté, alors une régulation de vitesse classique se met en place. Si le véhicule est connecté et reçoit des informations d'un leader également connecté, alors le véhicule peut, par exemple, utiliser ces informations supplémentaires pour anticiper un freinage d'un leader connecté plus éloigné que le leader direct. Les difficultés du système connecté étant la fiabilité des données transmises et reçues en termes de positionnement (voie du véhicule et distance entre les véhicules notamment) et le nombre de données à traiter lorsque le nombre de véhicules équipés augmente.

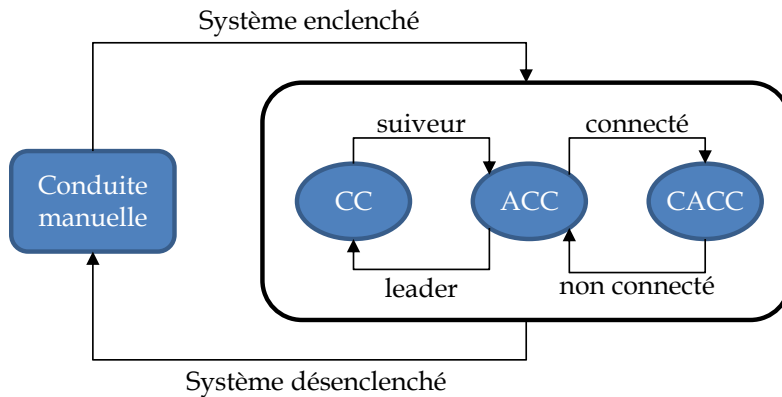


FIGURE 3.1 – Schéma de principe d'activation du système ACC

### 3.1.1 Formalisation du peloton de véhicules

Dans le cadre de nos travaux, un formalisme du peloton de véhicules est nécessaire. La figure 3.2 représente les notations utilisées dans la suite [Ploeg, 2014]. Nous noterons  $i$  l'égo-véhicule à la  $i$ -ème position, les meneurs sont numérotés avec des nombres inférieurs à  $i$  et inversement pour les suiveurs. Ce choix permet de noter le leader global du peloton 0 ou 1 et de compter à partir de celui-ci. Le capteur de type radar permet d'obtenir l'interdistance du  $i$ -ème véhicule avec son leader  $i + 1$ -ième, nous noterons cette interdistance  $d_i$ . La vitesse longitudinale sera notée  $v_{x,i}$  pour le  $i$ -ème véhicule.

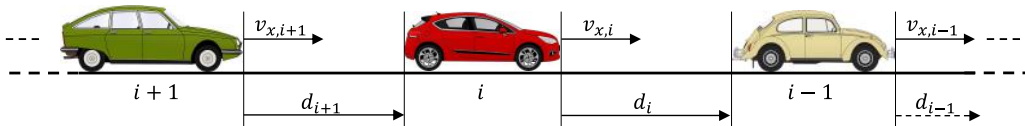


FIGURE 3.2 – Formalisme de peloton de véhicules utilisé

### 3.1.2 Double boucle de régulation

La loi de commande correspondant au comportement ACC se compose de deux boucles imbriquées (figure 3.3, le bloc régulation de vitesse contenant la boucle de régulation de vitesse)[Ploeg, 2014, Bu et Chan, 2012]. Une boucle interne correspond de manière évidente au régulateur de vitesse et une boucle externe au régulateur de position. Pour la boucle externe, il est nécessaire de définir l'interdistance de référence puis de mettre en place le régulateur à proprement parler. La boucle externe permet de générer la vitesse de référence pour la boucle interne. La boucle de régulation externe doit ainsi permettre de réduire la vitesse si l'on se trouve trop proche du leader et que l'on souhaite s'en éloi-

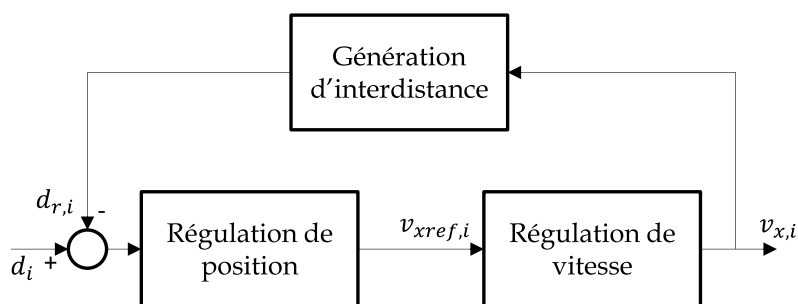


FIGURE 3.3 – Schéma de principe de régulation ACC

gner et inversement augmenter la vitesse si l'on est plus loin du leader et que l'on peut s'en rapprocher. L'interdistance de référence calculée pour le véhicule  $i$  sera notée  $d_{r,i}$ . Au niveau du peloton de véhicules, le problème d'optimisation suivant peut être formulé [Ploeg, 2014] :

$$\begin{aligned}
 \min_t \left( \varepsilon_i(t) = d_{r,i}(t) - d_i(t) \right) \quad \forall i \\
 \text{sous contraintes de stabilité} \\
 \text{et de respect du code de la route}
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Dans la suite, différentes méthodes de génération d'interdistance de référence sont présentées, puis les outils d'analyse de stabilité utilisée pour mettre en place la régulation sont détaillés. Les algorithmes de commande seront implantés de manière *décentralisée* et une solution au problème d'optimisation (3.1) sera proposée permettant d'obtenir des performances de régulation acceptables.

## 3.2 Politiques d'espacement appliquées aux systèmes de type ACC

Ici, différentes méthodes de détermination de l'interdistance de référence pouvant être utilisées sont répertoriées. Celles-ci se décomposent en deux grandes familles :

- les règles donnant priorité à la sécurité, utilisées pour l'ACC de type aide à la conduite car un comportement proche de l'humain est recherché pour ne pas perturber les autres véhicules considérés majoritairement contrôlés par des humains ;
- les règles cherchant à fluidifier le trafic mais nécessitant généralement une interdistance faible par rapport à la distance de sécurité correcte pour un conducteur



humain.

Les courbes représentées sur la figure 3.4 donnent quelques exemples de ces types de loi : à droite, une génération d'interdistance de sécurité, à gauche la loi classique basée sur le TIV en rouge et des lois visant à fluidifier le trafic [Wang et Rajamani, 2004] ; à droite les valeurs négatives d'interdistance peuvent avoir un sens car elles représentent le terme additionnel généré par l'écart entre les vitesses quadratiques du véhicule et de son leader, si on se déplace plus lentement que celui-ci, une valeur négative va entraîner une accélération pour se rapprocher du leader. Le contenu de ses différentes règles est détaillé par la suite (section 3.2.1).

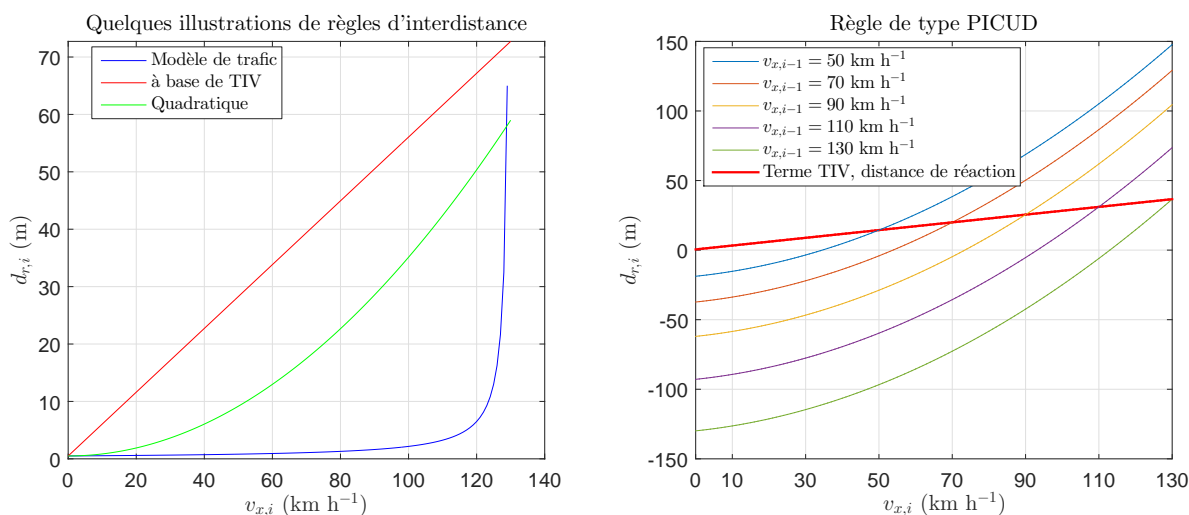


FIGURE 3.4 – Quelques exemples de règles d'espacement de véhicule

La loi la plus simple utilisée pour ces travaux est basée sur le TIV (3.2) [Ploeg, 2014] :

$$d_{r,iTIV} = v_{x,i}(t)h_1 + r, \quad (3.2)$$

où  $h_1$  (en s) correspond au TIV sélectionné par le conducteur pour un ADAS ou réglé par le concepteur pour le véhicule autonome, et  $r$  est la distance souhaitée à l'arrêt entre le véhicule et son leader. Une illustration est donnée pour  $h_1 = 1$ s et  $r = 1$ m en figure 3.4 sur la courbe en trait rouge plus gras, dénommée « Terme TIV, distance de réaction » dans la légende.

Avec ce type de formulation, la vitesse du véhicule est traduite en distance en fonction du TIV souhaité, puis la distance à l'arrêt est ajustée par un décalage. Cette loi permet notamment de simplifier l'étude de stabilité du système et est efficace pour l'étude de la dynamique d'un peloton formé sans entrée ni sortie de véhicule. Le principal inconvénient

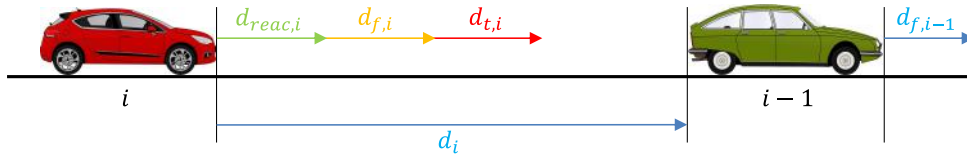


FIGURE 3.5 – Illustrations des grandeurs utilisées pour définir la condition de sécurité PICUD

de cette loi est sa faible robustesse aux variations de conditions de trafic. Concrètement, si le peloton rattrape un véhicule plus lent, ce type de loi ne garantit pas un suivi performant de ce véhicule leader. En effet, lorsque le véhicule est détecté, le suiveur cherche à le rattraper, mais ne ralentit pas assez tôt pour éviter la collision.

### 3.2.1 Espacement garantissant la sécurité

La définition d'un critère de sécurité est formalisée dans [Derbel, 2014] sous le nom de Potential Index for Collision with Urgent Deceleration (PICUD). Le principe est d'évaluer les distances de freinage du véhicule et de son leader ainsi que la distance de réaction du véhicule pour vérifier que le véhicule contrôlé a assez de marge spatiale pour éviter de percuter le véhicule en cas de freinage à décélération maximale. Les termes à prendre en compte sont :

- distances de freinage du véhicule et de son leader :  $d_{f,i}(t) = \frac{v_{x,i}(t)^2}{2|a_{max,i}|}$ , où  $|a_{max,i}|$  est la capacité de décélération maximale du  $i$ -ème véhicule en  $\text{m s}^{-2}$ ,
- distance de réaction du véhicule  $i$  :  $d_{reac,i}(t) = \tau_{reac,i}v_{x,i}(t)$ , où  $\tau_{reac,i}$  est le temps de réaction du véhicule  $i$ ,
- distance « tampon » à l'arrêt entre les deux véhicules  $d_{t,i}$ .

À partir de ces grandeurs, le critère PICUD et la distance de référence  $d_{r,i_{PICUD}}$  qui en découle sont définis par :

$$d_i(t) + d_{f,i-1}(t) \geq d_{reac,i}(t) + d_{f,i}(t) + d_{t,i}, \quad (3.3)$$

d'où l'on tire :  $d_{r,i_{PICUD}}(t) = d_{reac,i}(t) + d_{f,i}(t) - d_{f,i-1}(t) + d_{t,i}$ .

Si l'on considère que le peloton est homogène alors  $a_{max,i} = a_{max}$  quel que soit le véhicule  $i$  du peloton considéré et que la distance à l'arrêt est une constante notée  $r$ , la

génération de distance donne alors :

$$d_{r,i_{PICUD}}(t) = r + v_{x,i}(t)\tau_{reac,i} + \frac{v_{x,i}(t)^2 - v_{x,i-1}(t)^2}{2|a_{max}|}. \quad (3.4)$$

On retrouve dans cette dernière expression la fonction affine en vitesse  $r + v_{x,i}(t)h_1$  simple présentée dans la sous-partie précédente, où le TIV de référence peut être interprété comme le temps de réaction du véhicule (ou de son conducteur). Le terme quadratique ajouté, dépendant des vitesses du véhicule et de son leader, permet ainsi de prendre une marge supplémentaire d'interdistance avec le leader si celui-ci est plus lent ou inversement d'imposer un rapprochement plus important si le véhicule leader est plus rapide.

De telles lois de génération d'interdistance permettent ainsi de garantir une marge de sécurité par rapport au véhicule leader. Dans ces travaux, ce type de loi sera utilisée si le véhicule meneur est très lent par rapport au véhicule qui le rattrape. De plus, en général, ce type de loi peut être utilisée pour un faible taux de pénétration de la technologie de manière à ce que le comportement du véhicule contrôlé par l'ACC paraisse cohérent par rapport aux conducteurs humains l'entourant.

Les courbes de droite de la figure 3.4 permettent de visualiser pour l'application numérique  $\tau_{reac,i} = 1$  s,  $r = 1$  m et  $a_{max} = 5$  m s<sup>-2</sup> la distance de référence générée par la méthode présentée pour différentes valeurs de vitesse du leader. Notons que, logiquement, la loi simple basée uniquement sur le TIV coïncide avec celle-ci lorsque  $v_{x,i-1} = v_{x,i}$ , est supérieure (respectivement inférieure) à celle-ci lorsque  $v_{x,i-1}$  est supérieure (resp. inférieure)  $v_{x,i}$ , ce qui rejoint les remarques faites précédemment.

On remarque que, pour le cas où l'on rattrape un véhicule plus lent, le terme additionnel de cette méthode peut devenir important. Si un véhicule roule à 90 km h<sup>-1</sup> et rattrape des véhicules pris dans un ralentissement à 50 km h<sup>-1</sup>, avec l'application numérique précédente on a  $d_{r,i_{PICUD}} \approx 69$  m et  $d_{r,i_{TIV}} = 26$  m.

### 3.2.2 Espacement augmentant la fluidité du trafic

On peut trouver dans la littérature des travaux dont le but est de déterminer pour des conditions de trafic données, quelle est la distance de référence permettant de fluidifier au moins ces conditions. Les travaux tels que ceux rapportés dans [Wang et Rajamani, 2004] utilisent l'inverse d'un modèle macroscopique de trafic pour déterminer l'interdistance à fixer entre chaque véhicule. Ceux développés sur le même schéma que [Zhou et Peng, 2005]

mettent en place un problème d'optimisation pour aboutir au résultat.

La loi de génération de distance définie dans [Wang et Rajamani, 2004] se base sur un cas particulier du modèle macroscopique du trafic de Pipes. Une interdistance de référence, que le véhicule doit appliquer, peut alors être déduite du modèle de trafic macroscopique considéré :

$$d_{r,i_{Pipes}}(t) = \left( \rho_m \left( 1 - \frac{v_{x,i}}{v_f} \right) \right)^{-1}, \quad (3.5)$$

où  $v_f$  est un paramètre sur la vitesse du flux de véhicule et  $\rho_m$  un paramètre sur la densité de trafic. On peut remarquer que  $\rho_m^{-1}$  correspond à la valeur fixée pour l'interdistance à l'arrêt.

La loi de génération de distance définie dans [Zhou et Peng, 2005] est définie par un polynôme de degré deux de la variable  $v_{x,i}(t)$ , le coefficient constant peut être vu comme l'interdistance à l'arrêt, les deux autres coefficients du polynôme sont obtenus par une optimisation. Le résultat obtenu par les auteurs est :

$$d_{r,i_{Optim}}(t) = 1 + 0.0019v_{x,i}(t) + 0.0448v_{x,i}^2(t). \quad (3.6)$$

Les courbes de gauche de la figure 3.4 permettent de comparer les deux lois présentées ici à la loi affine simple. On constate que ce type de loi nécessite que les véhicules soient plus proches les uns des autres qu'avec les règles d'interdistance présentées précédemment. Le phénomène est vraiment très marqué pour la loi basée sur le modèle de Pipes, les véhicules doivent se déplacer à environ 5 m les uns des autres à 120 km h<sup>-1</sup>. Ce type de loi est donc réaliste pour des taux de pénétration de la technologie proche de 100% ; dès que des véhicules conduits par des humains seraient dans le trafic, les conditions prévues seraient fortement dégradées et ces conducteurs seraient très perturbés par le comportement des autres véhicules autonomes.

### 3.3 Dimensionnement d'un ACC connecté (CACC) et d'un ACC non connecté

Ici, une loi de commande de type ACC sera mis en place sur un véhicule. Dans un premier temps, le véhicule est autonome et non connecté, puis, dans un second temps des

informations issues de communications entre les véhicules seront utilisées pour essayer d'améliorer le système. Pour la boucle interne, c'est-à-dire la boucle de régulation de vitesse, la méthode présentée dans le chapitre précédent est utilisée.

### 3.3.1 ACC non connecté

#### 3.3.1.1 Principe de fonctionnement

Ici, un ACC non connecté est dimensionné. Un tel système peut se représenter par le schéma de la figure 3.6. La loi de génération d'interdistance est la loi simple, basée sur un TIV de référence, introduite précédemment et formalisée par l'équation (3.2). La boucle de régulation interne de vitesse du  $i$ -ème véhicule est notée  $T_{CC,i}$ . Pour l'étude théorique de la stabilité du système, la régulation de vitesse correspond à celle de la figure 2.8 avec, pour application numérique, les paramètres suivants :

- $G_n(s) = G_{ns}(s)$  le modèle de véhicule nominal défini en Annexe A ;
- $C(s) = C_{pidf2}(s)$  le correcteur défini dans le chapitre 2 ;
- le préfiltre entier de consigne  $F(s) = \frac{1}{(1+0.088s)^3}$ , dimensionné avec la méthode présentée au chapitre précédent et pris entier pour faciliter l'implémentation dans un premier temps ;
- pour rappel,  $h_1$  correspond au TIV souhaité en seconde et  $r$  à l'interdistance à l'arrêt, ce sont les deux paramètres de la stratégie de génération d'interdistance choisie.

Dans ce cadre, pour l'étude théorique, la régulation prend l'expression (3.7) où  $G_{13}(s)$  prend les expressions définies au tableau A.4. Le modèle limite 1 est séparé en deux pour cette étude. Le modèle  $G_{13,AW,b1}(s)$  correspond à une route sèche ( $\mu^e = 1$ ) ; cependant le modèle  $G_{13,AW,b1,bis}(s)$  correspond à une vitesse maximale sur route verglacée ( $\mu^e = 0.2$  et  $V_x^e = 50 \text{ km h}^{-1}$ ). Cette séparation est faite car un déplacement sur une route verglacée à une vitesse de  $130 \text{ km h}^{-1}$  amènerait un conservatisme élevé alors que la situation est irréaliste.

$$T_{CC,i}(s) = F(s) \frac{1 + C(s)G_{13,AW,n}(s)}{C(s)G_{13,AW,n}(s)} \frac{C(s)G_{13}(s)}{1 + C(s)G_{13}(s)} \quad (3.7)$$

Ces précisions étant données, il faut déterminer l'élément  $h_2^{-1}$  qui garantit la stabilité du système,  $h_2$  étant homogène à un temps. Ici, cet élément est fixé à un gain proportionnel

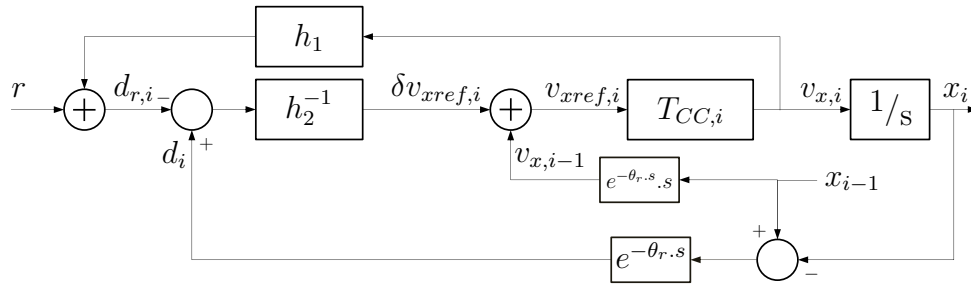


FIGURE 3.6 – Schéma bloc de l'ACC simple mis en place

pour faciliter l'étude dans un premier temps. Il peut très bien être envisagé par la suite que l'élément  $h_2^{-1}$  soit un régulateur plus élaboré. Une régulation d'interdistance par ce correcteur proportionnel est ainsi mise en place où  $h_2^{-1}$  est homogène à un temps. La vitesse captée du leader  $v_{x,i-1}$  sert de vitesse de référence primaire. La boucle de régulation d'interdistance génère un différentiel de vitesse en accord avec la situation courante. Si le véhicule est trop proche de son leader, alors l'erreur  $\varepsilon_i = d_i - d_{r,i}$  est négative; celle-ci est multipliée par le gain positif  $h_2^{-1}$ , un différentiel de vitesse négatif est généré et le véhicule ralentit pour s'éloigner. Inversement, si le véhicule est trop proche du leader, l'erreur positive génère un différentiel de vitesse positif et le véhicule tend à se rapprocher de son leader. Le retard  $\theta_r$  (en s) permet de modéliser le temps d'obtention des données, et surtout de calculs, de l'organe type radar dont l'objectif est de capter l'interdistance entre le véhicule et son leader et la vitesse de ce leader. La distance maximale à laquelle un véhicule  $i$  détecte un leader sera notée  $z_{r,i}$ . Si un leader est au-delà de cette distance, il ne sera pas détecté par le véhicule.

### 3.3.1.2 Stabilité du système

Le schéma bloc de la figure 3.6 peut être mis sous la forme équivalente représentée en figure 3.7. On peut alors distinguer nettement les différents éléments classiques de régulation qui interviennent lorsque l'on dimensionne un système ACC de cette forme.

Pour simplifier l'expression des fonctions de transfert détaillées après, le transfert  $\beta_i$  est défini comme suit :

$$\beta_i(s) = \frac{h_2^{-1} T_{CC,i}(s)}{s} (e^{-\theta_r \cdot s} + h_1 s) . \quad (3.8)$$

L'étude de cette boucle ouverte avec les outils classiques nous permet de déterminer

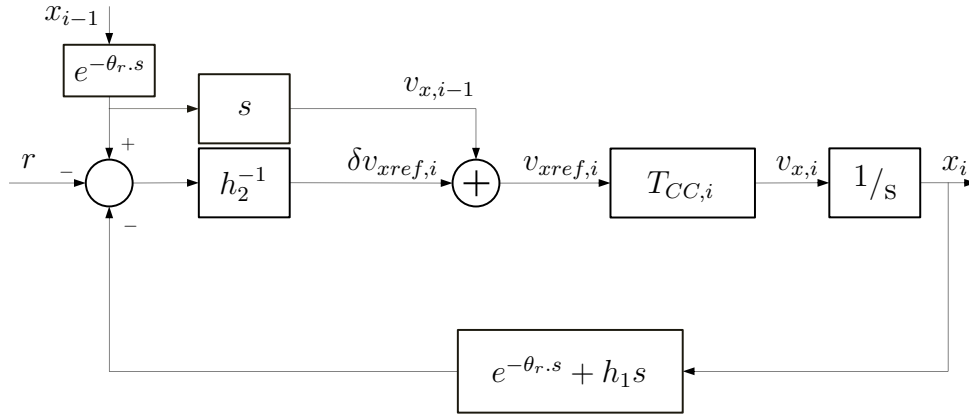


FIGURE 3.7 – Schéma bloc équivalent de l'ACC simple mis en place

le degré de stabilité du système dimensionné et de déterminer l'effet des paramètres, notamment de  $h_2^{-1}$ , sur le degré de stabilité.

Le transfert en boucle fermée entre les variations de position (ou de vitesse) entre un véhicule et son leader direct,

$$\Gamma_i(s) = \frac{X_i(s)}{X_{i-1}(s)} = \frac{\frac{T_{CC,i}(s)}{s} e^{-\theta_r s} (s + h_2^{-1})}{1 + \beta_i(s)}, \quad (3.9)$$

permet d'analyser la stabilité de corde du système (Annexe B).

### 3.3.1.3 Stabilité de la boucle de régulation de distance

Dans cette partie, des résultats numériques obtenus pour le véhicule décrit en annexe A sont présentés de manière à illustrer les points théoriques qui ont été introduits précédemment. Pour étudier la stabilité de la boucle de régulation obtenue, la valeur de  $h_1$  utilisée variera, plusieurs retards d'obtention de données,  $\theta_r$ , seront également considérés. La valeur maximale de  $h_1$  prise en compte est de 18 s, cela correspond à l'interdistance en temps entre deux véhicules espacés de 350 m roulant à  $70 \text{ km h}^{-1}$ , ce cas de figure peut arriver dans la loi connectée proposée plus loin.

Tout d'abord, en figure 3.8, nous voyons un exemple de tracé de la boucle ouverte pour des valeurs de  $h_1$  et de  $\theta_r$  données. La valeur maximale du gain  $h_2^{-1}$  possible est alors déterminée, elle correspond à l'inverse du gain de la boucle ouverte avec correcteur unitaire pour la pulsation à laquelle la phase vaut  $-180^\circ$ .

Sur la figure 3.9, le maximum de  $h_2^{-1}$ , pour lequel le système est stable au sens classique, est représenté en fonction de  $h_1$  et de différentes valeurs de retard. À partir de

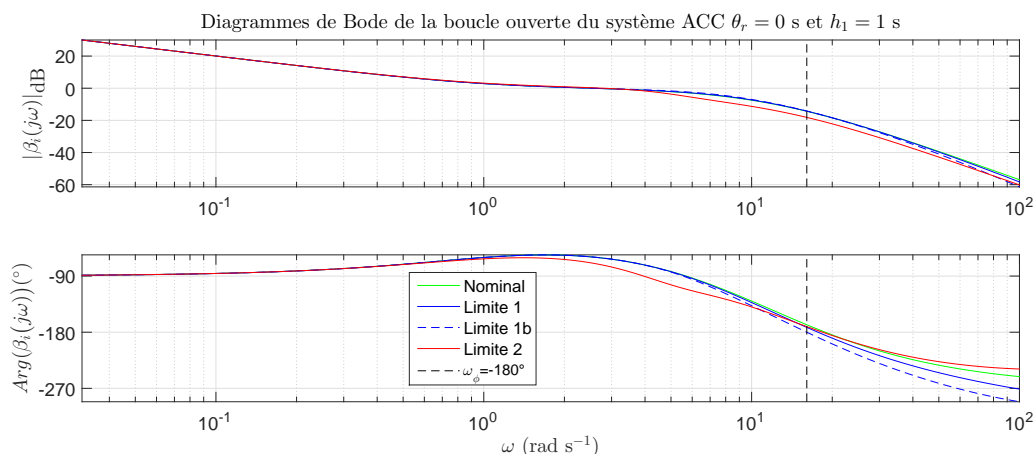


FIGURE 3.8 – Exemple de tracés fréquentiels de la boucle ouverte obtenue avec le système ACC pour les modèles représentatifs

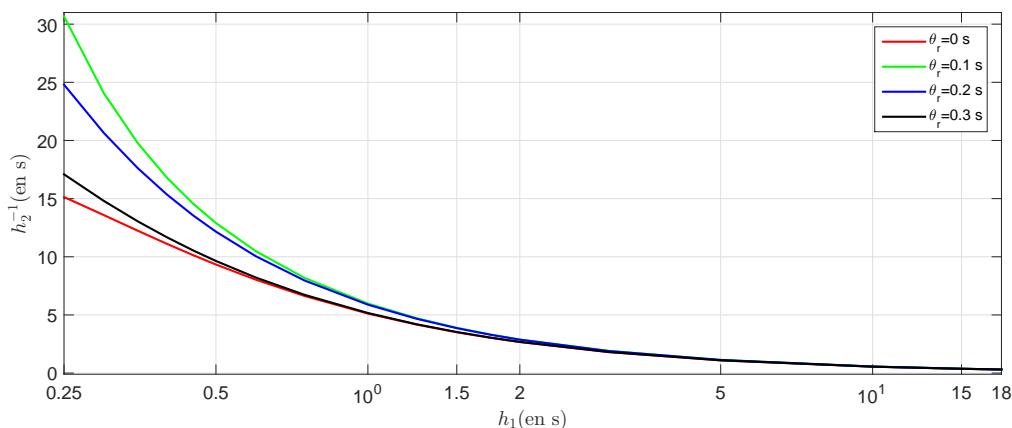


FIGURE 3.9 – Maximum du coefficient  $h_2^{-1}$  assurant la stabilité classique pour différentes valeurs de retard  $\theta_r$

cela, la figure 3.10 permet de se rendre compte de la bande passante maximum réalisable en conservant la stabilité pour cet exemple de réalisation d'ACC.

### 3.3.1.4 Stabilité de corde

La sous-partie précédente donne une valeur maximale pour  $h_2^{-1}$ , ici les valeurs permettant de satisfaire le critère de stabilité de corde seront déterminées. Comme dans la partie précédente, nous allons détailler sur quelques exemples les différentes étapes nécessaires. La figure 3.11 représente, à gauche, une application numérique où le critère de stabilité de corde est vérifiée pour tous les modèles représentatifs du véhicule, à droite un cas où ce critère n'est pas toujours vérifié.



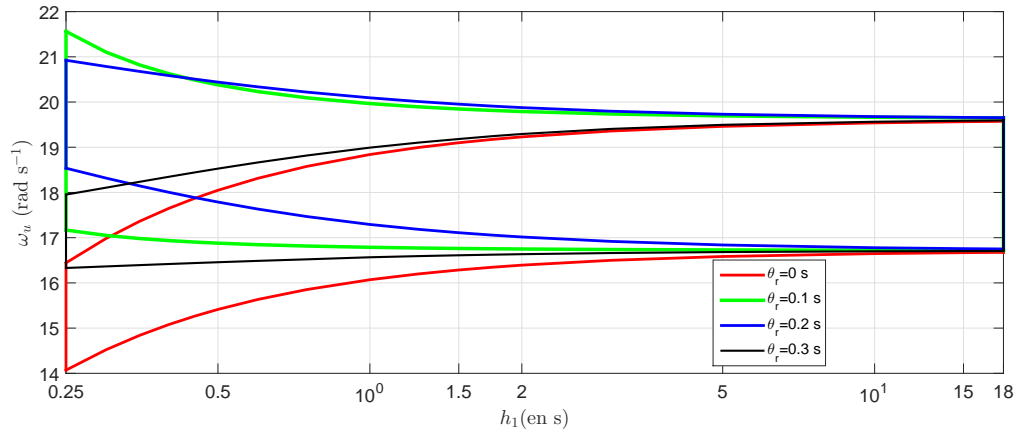


FIGURE 3.10 – Valeur maximale de  $\omega_u$  pour différentes valeurs de retard  $\theta_r$  pour les modèles représentatifs

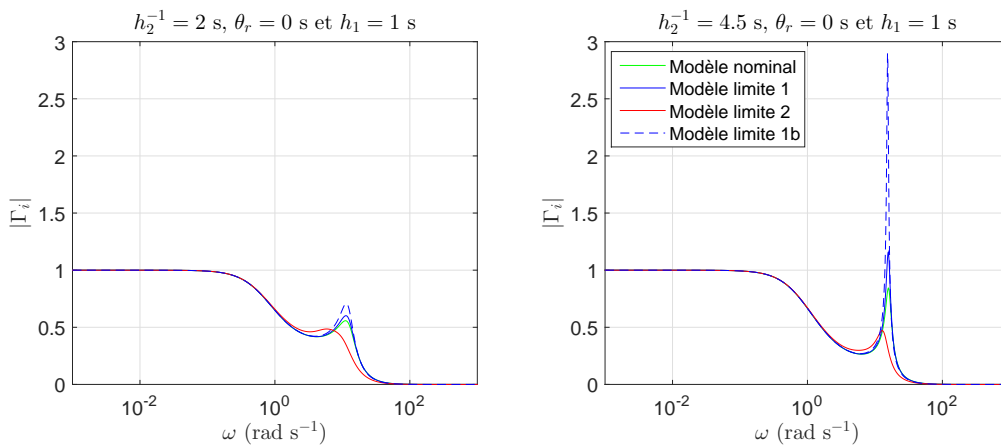


FIGURE 3.11 – Exemple de tracés fréquentiels de  $\Gamma_i$  un cas où la stabilité de corde est vérifiée et un cas où elle ne l'est pas

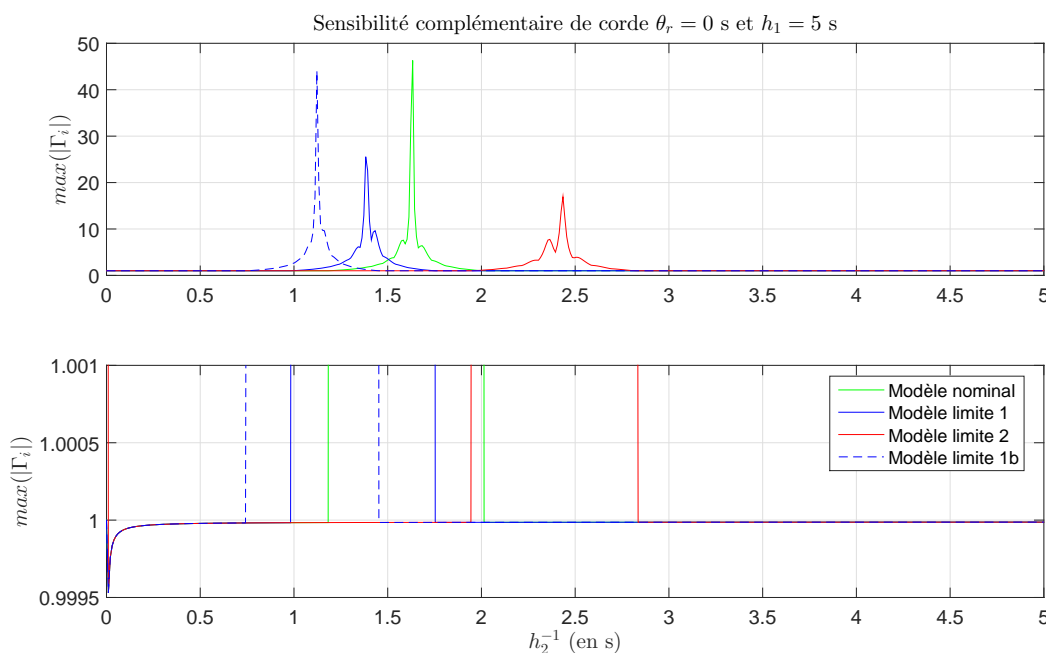


FIGURE 3.12 – Exemple de tracé du maximum du gain de la fonction  $\Gamma_i$  en fonction de  $h_2^{-1}$  pour les différents modèles représentatifs

Numériquement, la fonction de transfert  $\Gamma_i$  est calculée pour plusieurs valeurs de  $h_2^{-1}$  sachant que  $h_1$  et  $\theta_r$  sont pour cela fixés. Dans chaque cas, le maximum du gain de  $\Gamma_i$  est déterminé. La figure 3.12 montre les résultats obtenus pour  $h_1 = 1$  s et  $\theta_r = 0$  s. À partir de cela, les intervalles de valeurs de  $h_2^{-1}$  garantissant la stabilité de corde sont déterminés. Les résultats obtenus sont visibles en figure 3.13. Finalement, l'ensemble de valeurs garantissant les deux critères de stabilité définis, quel que soit le modèle ou le retard (inférieur à 0.3s) considéré est représenté en figure 3.14. Pour les essais, une valeur de  $h_2^{-1}$  comprise dans cet ensemble sera donc utilisée.

### 3.3.1.5 Prise en compte de situations non sécurisées

Lors des essais, il a été remarqué que la génération de distance considérée ( $d_{r,i_{TIV}}$ ), ne permet pas de garantir la sécurité dans des cas de vie classique de fusion de peloton, comme par exemple lorsque le peloton considéré rattrape un bouchon. Pour prendre en compte cela, si l'écart de vitesse entre le premier véhicule du peloton et le nouveau leader qui se fait rattraper est supérieure à un certain seuil  $\Delta_{v,safe,x}$ , qui a été déterminé égal à  $40 \text{ km h}^{-1}$  de manière empirique pour notre exemple, alors la règle d'interdistance  $d_{r,i_{PICUD}}$  est appliquée. Comme cela a été mentionné en introduction de cette partie, cela permettra

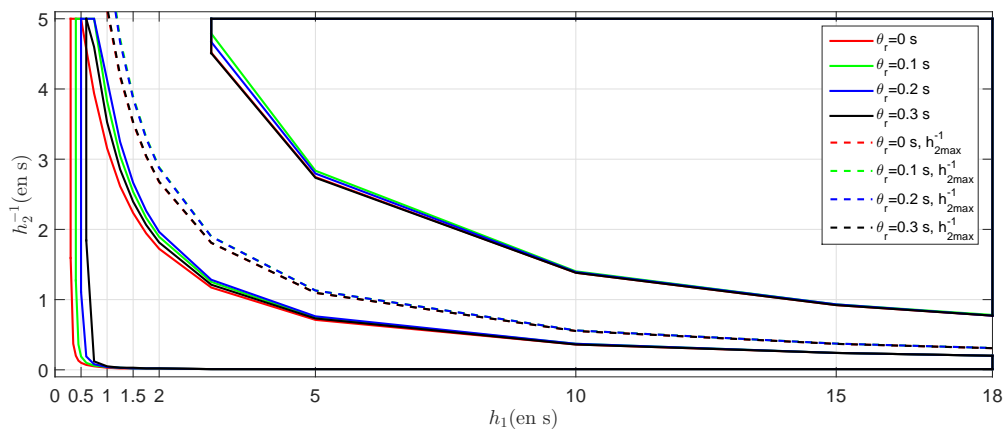


FIGURE 3.13 – Ensemble des valeurs de  $h_2^{-1}$  assurant la stabilité de corde pour différentes valeurs de retard  $\theta_r$  pour le système ACC étudié

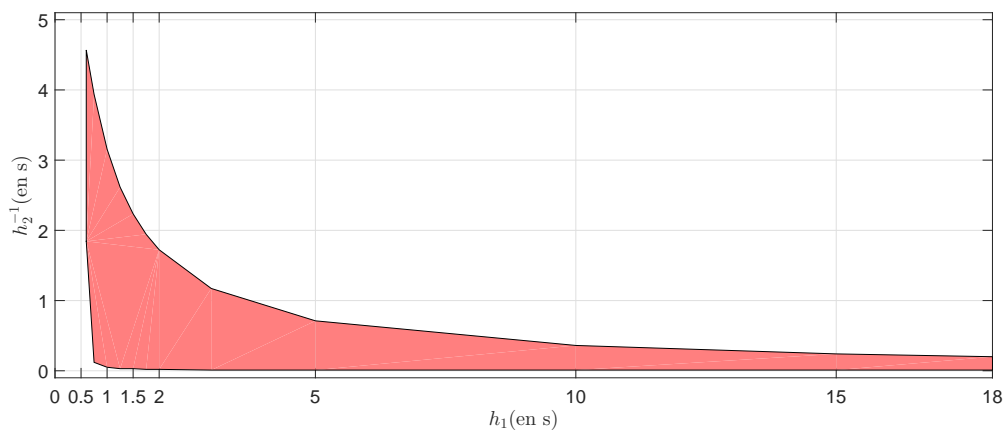


FIGURE 3.14 – Ensemble des valeurs de  $h_2^{-1}$  assurant les stabilités de la boucle de régulation et de corde pour différentes valeurs de retard  $\theta_r$  pour le système ACC étudié

de décélérer de manière cohérente et ainsi d'éviter la collision avec les véhicules rattrapés. La logique mise en place est résumée par :

$$d_{r,i}(t) = \begin{cases} d_{r,i_{TIV}}(t) & \text{si } v_{x,i}(t) - v_{x,i-1}(t) \geq \Delta_{v,safe,x} \\ & \text{ou } v_{xref,i}(t) - v_{x,i-1}(t) \geq \Delta_{v,safe,x} \\ d_{r,i_{PICUD}}(t) & \text{sinon} \end{cases}, \quad (3.10)$$

où  $\Delta_{v,safe,x}$  est le seuil d'écart de vitesse entre l'égo-véhicule et l'objet qu'il rattrape à partir duquel la loi d'interdistance basée sur le TIV ne permet plus de garantir la sécurité.

### 3.3.2 Prise en compte de données issues des communications intervéhiculaires

Dans cette partie, des modifications possibles du système en prenant en compte des données issues de communications entre les véhicules sont proposées. L'impact de telles modifications sur l'étude de la stabilité du système est détaillée, les résultats numériques obtenus précédemment sont réitérés.

#### 3.3.2.1 Modifications possibles et données supplémentaires disponibles

La figure 3.15 montre le schéma de principe obtenu dans le cas où l'on considère un véhicule autonome et connecté. La différence est que la vitesse du leader peut être celle de n'importe quel leader dans le peloton et pas seulement le leader local. Dans ce cas, le retard d'obtention des données est différent entre la connectivité et le radar avec un impact sur l'étude de la stabilité du système qui est étudié après. En effet, pour mesurer l'interdistance avec le leader, le système radar est conservé car celui-ci mesure directement un écart auquel le retard est appliqué, ce qui est beaucoup plus simple que de reconstruire l'écart entre les véhicules à partir d'un partage de position entraînant un biais temporel et spatial. Plusieurs questions se posent : À quel instant correspond la position partagée par le leader ? Quelle est la précision de la mesure de position du leader et de notre véhicule ?

La distance maximale de connectivité est noté  $z_{c,i}$  pour le véhicule  $i$ . Si un leader ou un suiveur est au-delà de cette distance, les données qu'il transmet ne seront pas reçues par le véhicule.

Dans ce cadre, la figure 3.16 montre le schéma de régulation équivalent. On constate que la boucle ouverte est inchangée, l'étude de la stabilité classique sera donc strictement identique au cas non connecté. La différence est la vitesse injectée en feedforward qui ne

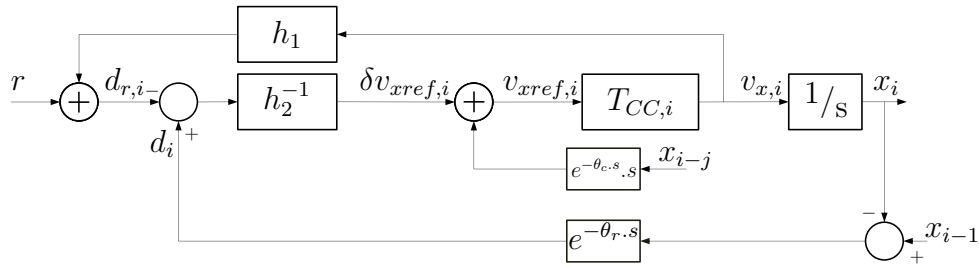


FIGURE 3.15 – Schéma bloc du CACC simple mis en place

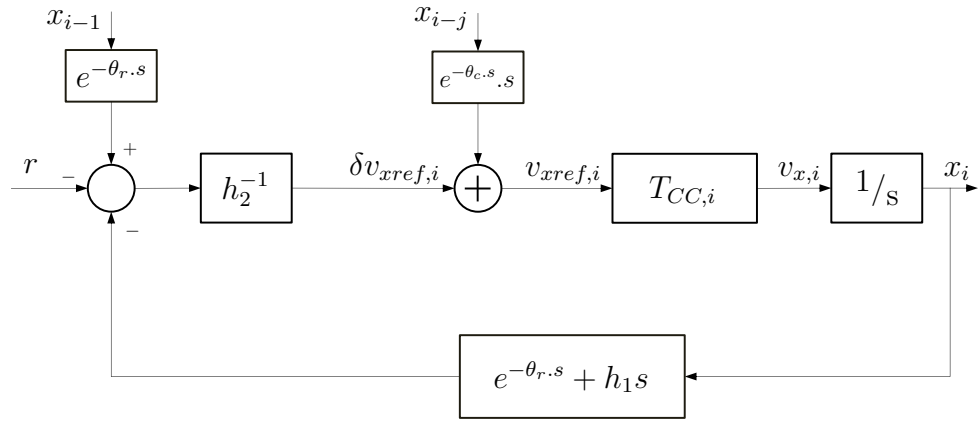


FIGURE 3.16 – Schéma bloc équivalent du CACC simple mis en place

sera pas forcément celle du leader local et avec un retard de communication différent du retard du radar.

Dans le cas où  $v_{x,i-j} \neq v_{x,i-1}$ , l'expression de  $V_{x,i}(s)$  devient :

$$\begin{aligned} V_{x,i}(s) &= \frac{e^{-\theta_c s} T_{CC,i}}{1+\beta_i(s)} V_{x,i-j}(s) + \frac{T_{CC,i} e^{-\theta_r s} h_2^{-1}}{s(1+\beta_i(s))} V_{x,i-1}(s) \\ &= \Gamma_{i,i-j}(s) V_{x,i-j}(s) + \Gamma_{i,i-1}(s) V_{x,i-1}(s) \end{aligned} \quad (3.11)$$

Dans le cas conservateur qui revient à l'ACC où  $v_{x,i-j} = v_{x,i-1}$ , on retrouve l'expression (3.9). Pour l'étude de stabilité, nous vérifierons le critère de stabilité de corde pour chacun des transferts  $\Gamma_{i,i-1}$ ,  $\Gamma_{i,i-j}$ , le cas limite revenant à l'ACC  $\Gamma_i$ .

### 3.3.2.2 Domaine de stabilité classique et de corde

Les figures 3.17 et 3.18 permettent de justifier l'étude des trois fonctions  $\Gamma_{i,i-1}$ ,  $\Gamma_{i,i-j}$  et  $\Gamma_i$ . Dans le premier cas, on note que le critère de stabilité de corde est vérifié pour  $\Gamma_{i,i-1}$ ,  $\Gamma_{i,i-j}$  mais pas pour  $\Gamma_i$ . Dans le second cas, le critère de stabilité de corde est vérifié pour  $\Gamma_{i,i-1}$  et  $\Gamma_i$  mais pas pour  $\Gamma_{i-j}$ . Ceci vient de la condition nécessaire mais non suffisante

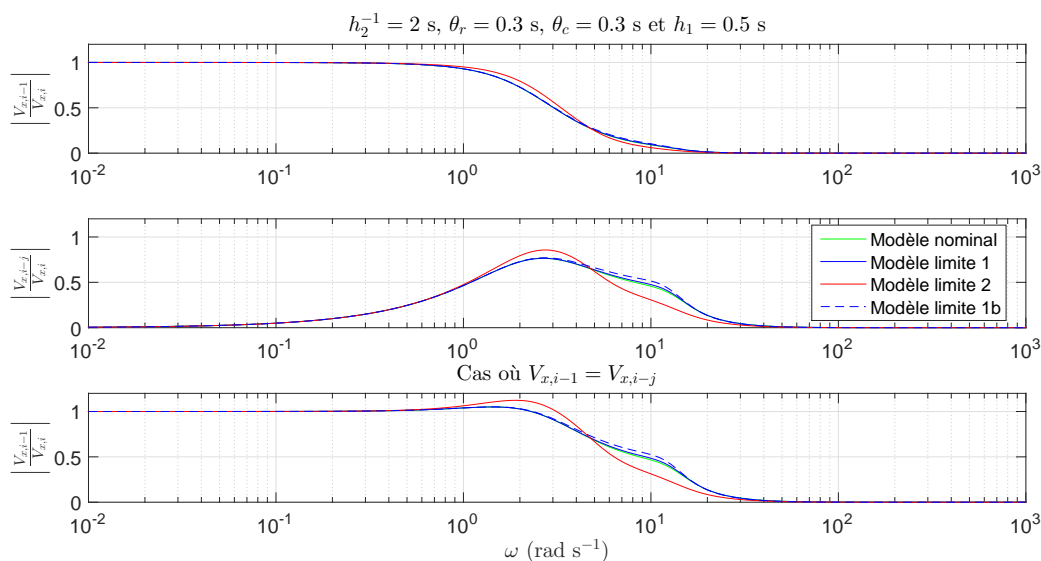


FIGURE 3.17 – Premier exemple de tracés fréquentiels des fonctions d'étude de stabilité de corde pour un système ACC connecté

du critère de stabilité de corde.

Si l'on réitère la méthode décrite pour l'ACC, on obtient les ensembles représentés en figure 3.19 pour les valeurs de  $h_2^{-1}$ . La figure en bas représente le résultat obtenu en considérant que le retard de connectivité est toujours inférieur à celui du radar, on retombe alors sur le cas de l'ACC. En revanche, comme le retard de connectivité peut être élevé si les véhicules sont éloignés, le cas général où le retard de communication est plus grand que le retard du radar semble réaliste et entraîne une diminution du domaine acceptable pour  $h_2^{-1}$ , celui visible en figure du haut.

### 3.3.2.3 Une méthode d'exploitation des données issues des véhicules connectés

Dans cette partie, une méthode d'exploitation des données issues des communications entre véhicules est présentée. Deux fonctionnalités sont proposées et peuvent être utilisées indépendamment.

**Anticipation des accélérations des leaders** La première de ces fonctionnalités consiste à anticiper un ralentissement dans le peloton. Si un des leaders ralentit, tous les véhicules connectés ralentissent. Ce comportement est mis en place en récupérant les vitesses de tous les leaders du peloton puis en sélectionnant le minimum de ces vitesses, soit avec les

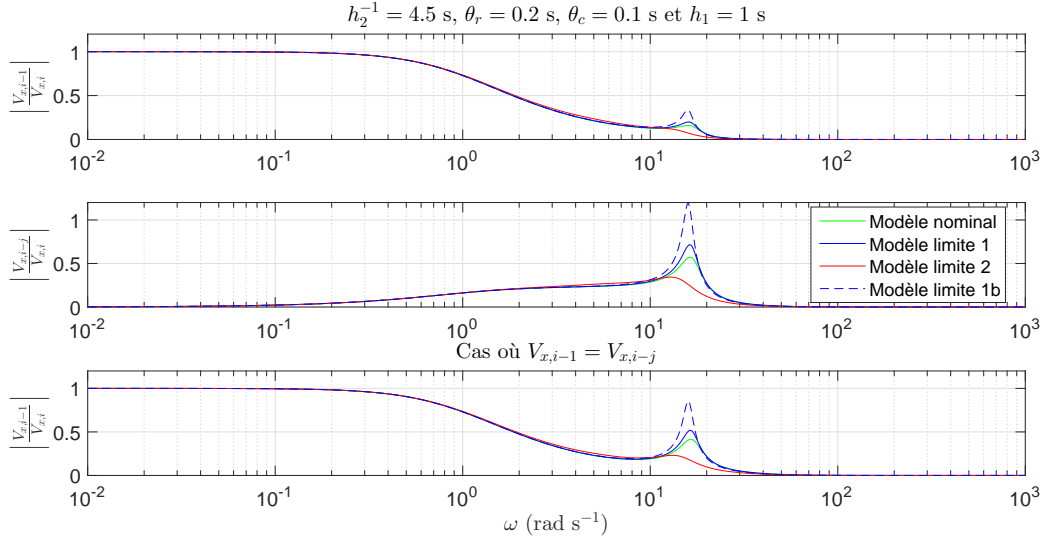


FIGURE 3.18 – Deuxième exemple de tracés fréquentiels des fonctions d'étude de stabilité de corde pour un système ACC connecté

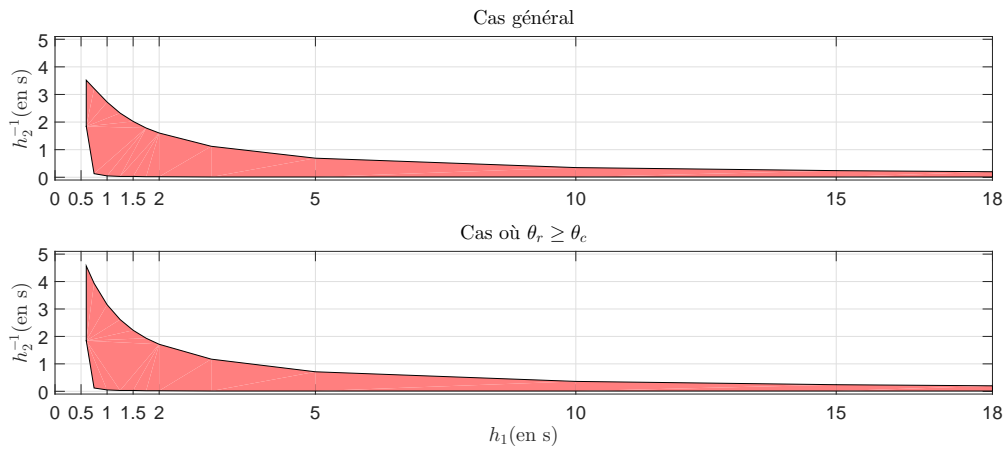


FIGURE 3.19 – Ensemble des valeurs de  $h_2^{-1}$  assurant les stabilités de la boucle de régulation et de corde pour différentes valeurs de retard  $\theta_r$  pour le système ACC connecté pour deux cas : le cas général et le cas où la connectivité possède un retard moins important que le capteur de type radar

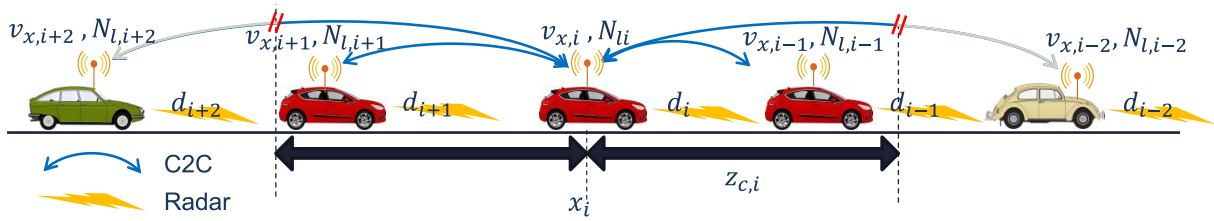


FIGURE 3.20 – Communications de données entre les véhicules dans le cadre de la loi proposée (Wifi Icon made by Smashicons from www.flaticon.com )

notations de la figure 3.16 :

$$v_{xref,i-j}(t) = \min_{k \in L_{c,i}} v_{x,i-k}(t) , \quad (3.12)$$

où  $L_{c,i}$  est l'ensemble d'indexation des leaders connectés avec  $L_{c,i} \subset \mathbb{N}$ .

Il a été envisagé d'anticiper à la fois les freinages et les accélérations en considérant, en plus des vitesses, que chaque leader communique son accélération. Si une seule accélération des leaders est strictement négative, on applique le minimum des vitesses des leaders anticipant le ralentissement du peloton en aval. Si toutes les accélérations sont positives, le maximum des vitesses des leaders est appliqué anticipant une ré-accelération. Cette solution est fonctionnelle mais offre des résultats très mauvais en termes de confort à cause de commutations dans le choix de  $v_{xref,i-j}$ , le leader local, qui amènent des sauts d'accélération brutaux. Des résultats concluants sont obtenus dans la littérature pour des solutions similaires, mais il est nécessaire dans ces études que tous les véhicules soient connectés. Les inconvénients de notre solution sont supprimés en transmettant l'accélération du leader global grâce à la connectivité des véhicules et en l'appliquant directement en « feedforward » aux suiveurs. Cela nécessite que tous les véhicules aient la même structure de commande. Nous faisons le choix le plus conservateur, favoriser la sécurité en anticipant les décélérations sans anticiper pas les ré-accelérations et en transmettant seulement les vitesses des véhicules connectés au véhicule contrôlé qui les exploitera à souhait.

**Espacement des véhicules lié à la densité du trafic** La seconde fonctionnalité proposée vise à exploiter le nombre de véhicules présents dans l'environnement connecté pour adapté l'espace entre ces véhicules. Chaque véhicule connecté communique son nombre de leaders. Le véhicule détermine le nombre de véhicules présents dans sa voie à travers le nombre de communication qu'il reçoit. La figure 3.20 représente les communications entre les véhicules et les données transmises et reçues. Une première limitation apparaît



quand le véhicule est en limite de zone d'émission/réception avec un autre véhicule. On perd la connectivité avec le leader, d'où la nécessité de récupérer le nombre de leaders de son leader local pour ajuster son nombre de leader :

$$N_{l,i}(t) = \begin{cases} N_{l,i}(t) & \text{si } N_{l,i-1}(t) - N_{l,i}(t) \leq -1 \\ N_{l,i-1}(t) + 1 & \text{sinon} \end{cases}, \quad (3.13)$$

où  $N_{l,i}$  est le nombre total de véhicules meneurs du véhicule  $i$  soit la somme des  $N_{v,ij}$  pour  $j$  devant  $i$  (3.14). Si le nombre de leaders du véhicules  $i$  est égal au nombre de leader de son leader moins un, alors le nombre de véhicules détectés par ces deux véhicules est identique. Si le nombre de leaders du véhicule précédant immédiatement l'égo-véhicule est supérieur ou égal au nombre de leaders du véhicule, alors on prend cela en compte en considérant que le nombre de leaders du véhicule est égal au nombre de leaders du véhicule précédant immédiatement l'égo-véhicule plus un, le véhicule précédant immédiatement l'égo-véhicule lui-même. Cette même limitation entraîne la nécessité de placer une transition douce, en limite de détection entre les véhicules, de type :

$$N_{v,ij}(d_{ij}) = \tanh \left( \left( \frac{d_{ij} - z_{c,i}}{\alpha_z} \right)^2 \right), \quad (3.14)$$

où  $N_{v,ij}$  est l'indice de détection du véhicule  $j$  par le véhicule  $i$  qui vaut 0 si le véhicule est hors de portée, 1 dans la portée de communication et une valeur intermédiaire en limite de portée;  $d_{ij}$  l'interdistance entre les véhicules  $i$  et  $j$ ,  $\alpha_z$  le coefficient de lissage de la zone de transition. La figure 3.21 représente l'application numérique utilisée par la suite. Ce lissage implique que le nombre de véhicules détectés est un réel et non un entier, l'équation (3.13) reste valable.

À partir de la donnée sur le nombre de véhicules, le but recherché est d'équirépartir les véhicules. Les véhicules seront alors espacés de manière uniforme s'ils sont tous autonomes et connectés. Si un véhicule humain ou non connecté se trouve dans le peloton, il n'y a aucune raison qu'il respecte la loi définie. La distance de référence se définit alors comme suit :

$$d_{r,i_{N_{v,i}}}(t) = \begin{cases} z_{c,i} & \text{si } N_{v,i}(t) \in ]0, 1] \\ \frac{z_{c,i}}{N_{v,i}(t)} & \text{si } N_{v,i}(t) \geq 1 \\ \text{nondéterminé} & \text{si } N_{v,i} = 0 \end{cases}, \quad (3.15)$$

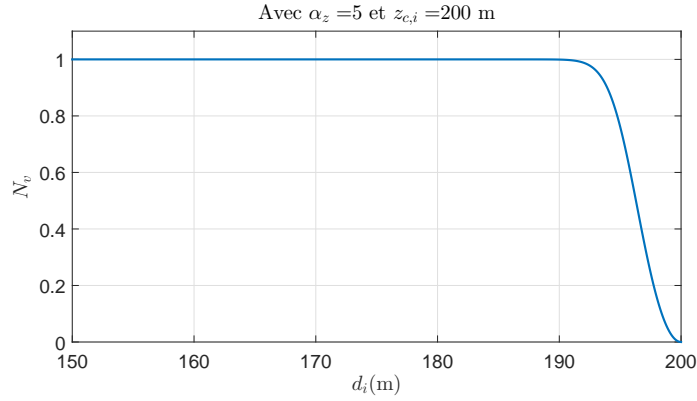


FIGURE 3.21 – Illustration de la fonction de lissage de l'indice de détection de véhicule utilisé

où  $N_{v,i}$  est le nombre total de véhicules meneurs et suiveurs du véhicule  $i$  :

$$N_{v,i}(t) = \sum_{j \in V_{c,i}} N_{v,ij} , \quad (3.16)$$

où  $V_{c,i} = L_{c,i} \cup S_{c,i}$  est l'ensemble d'indexation des véhicules connectés à portée du véhicule  $i$ ,  $L$  pour les leaders et  $S$  pour les suiveurs.

Pour conserver une répartition qui dépend de la vitesse des véhicules, de manière à éviter que les véhicules soient espacés de centaines de mètres pour des vitesses quasi-nulles, cette première distance de référence est convertie en un TIV de référence :

$$h_{1N_{v,i}}(t) = \frac{d_{r,iN_{v,i}}(t) - r}{v_{lim}} , \quad (3.17)$$

où  $r$  est, pour rappel, l'interdistance à l'arrêt et  $v_{lim}$  la vitesse réglementaire de la voie.

Pour que le système se comporte dans le cas le plus dégradé comme un ACC non connecté, le TIV appliqué correspond alors au maximum entre celui qui vient d'être défini (3.17) et celui de la loi ACC non connectée  $h_{1TIV}$  :

$$h_{1CACC}(t) = \max(h_{1TIV}, h_{1N_{v,i}}(t)) . \quad (3.18)$$

De manière analogue à la loi d'interdistance à base de TIV, l'interdistance du CACC est alors :

$$d_{r,iCACC}(t) = h_{1CACC}(t)v_{x,i}(t) + r , \quad (3.19)$$

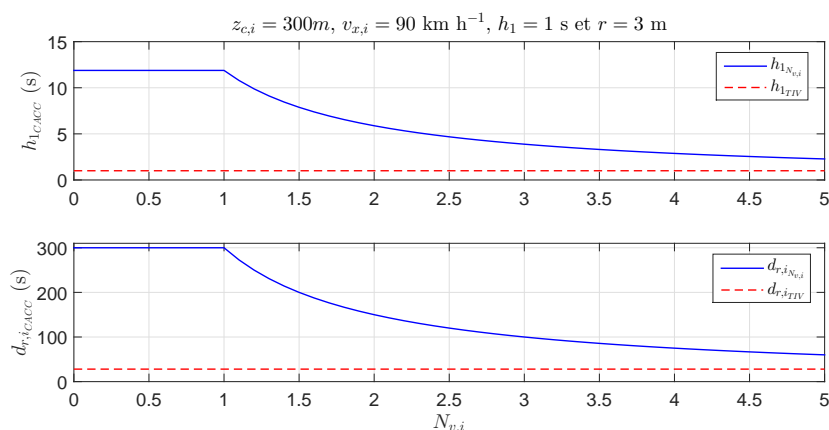


FIGURE 3.22 – Exemple sur une application numérique de la génération de référence en environnement connecté  $d_{r,i,CACC}$

où  $v_{x,i}(t)$  est la vitesse du véhicule  $i$ .

Cette loi ne fonctionne pas de manière optimale pour des faibles taux de véhicules équipés. Le véhicule connecté essaie de s'espacer plus que de raison de son leader ce qui n'est pas le but recherché. Cet inconvénient peut être pallié par une loi de changement de voie efficace ou par une utilisation centralisée du système. On peut imaginer que l'infrastructure pourrait évaluer le TIV de référence à appliquer en fonction de la densité de trafic et de la configuration aval de la route. Par exemple, si des véhicules s'insèrent dans la voie de l'égo-véhicule, cette technique permettrait de leur indiquer de laisser plus d'espace par rapport à leur leader pour favoriser le processus d'insertion imminent.

La figure 3.22 montre un exemple d'interdistance généré avec une telle loi, la figure en haut montre le TIV de référence généré et celle du bas la conversion en distance de référence. Le cas présenté est un cas idéal où tous les véhicules sont équipés de manière homogène. Également dans ce contexte idéal, la figure 3.23 représente la politique d'espacement des véhicules. À l'instant initial les véhicules sont répartis aléatoirement, les connections entre véhicules sont représentées, elles ne le sont pas pour les autres cas pour alléger la figure. On note, sur la troisième figure que si seul  $i$  est autonome connecté, ce véhicule est le seul à utiliser la loi pour se placer par rapport à son leader. La figure du bas montre le comportement si tous les véhicules sont connectés : les véhicules qui se détectent s'équirépartissent le long du rayon de connectivité.

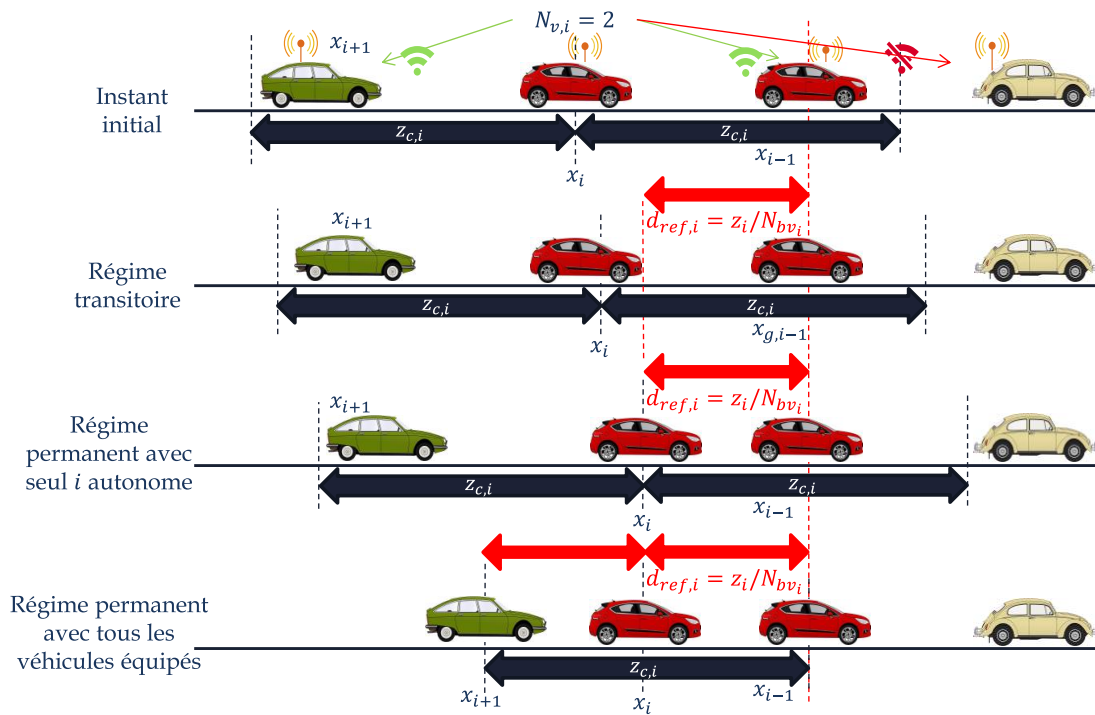


FIGURE 3.23 – Illustration du principe de fonctionnement de la loi proposée (Wifi Icon made by Freepik from www.flaticon.com )

## 3.4 Résultats

Dans cette section, différents cas de vie sont définis, puis les essais sont réalisés sous Matlab/Simulink avec le modèle de véhicule défini en annexe A pour l'analyse des performances microscopiques des lois dimensionnées, sous Aimsun, pour l'analyse de l'impact macroscopique sur une situation de trafic. Pour nommer les différentes lois dimensionnées nous utilisons la nomenclature suivante :

- l'*ACC* non connecté est nommé simplement *ACC* ;
- le *CACC* connecté utilisant uniquement l'anticipation de freinage est nommé *CACC1* ;
- le *CACC* connecté utilisant l'anticipation de freinage et la répartition en fonction de la densité est nommé *CACC2*.

### 3.4.1 Cas de vie fonctionnels

Les résultats microscopiques obtenus pour des cas de vie courants sont répertoriés ici :

- Le peloton est formé et on applique un cycle de vitesse au leader.

- Le leader pile et les résultats avec ou sans la présence d'un conducteur imprudent qui ne peut éviter son leader sont présentés.
- Un cas de vie ayant nécessité l'utilisation d'une commutation entre l'utilisation de la loi d'interdistance basée uniquement sur le TIV et celle exploitant le critère PICUD : un peloton de véhicules formé rattrape un véhicule plus lent.

Tout d'abord, les performances dynamiques du peloton avec les différentes lois sont observées.

La figure 3.24 permet de représenter les caractéristiques en boucle ouverte en fonction des différentes valeurs de  $h_1$  utilisées pour la visualisation des résultats. La courbe du haut permet de visualiser la valeur du paramètre  $h_2^{-1}$  en fonction de  $h_1$ . Les valeurs de  $h_2^{-1}$  ont été choisies de manière à garantir une marge de phase constante à  $60^\circ$  pour le modèle *nominal* et un retard nul, ce que l'on peut constater sur les tracés de la deuxième ligne colonne de gauche en vert. On constate que le retard diminue fortement la marge de phase pour des valeurs de  $h_1$  faibles et qu'en règle général la bande passante est plus faible avec le modèle *limite2*, alors qu'elle est sensiblement similaire pour les trois autres modèles. Différentes valeurs de  $h_1$  ont été choisies :

- 0.1 s : véhicules très proches les uns des autres mais critère de stabilité de corde jamais vérifié,
- 0.25 s : véhicules très proches les uns des autres et critère de stabilité de corde vérifié uniquement pour des retards faibles,
- 1 s : interdistance faible pour un conducteur humain mais raisonnable pour un véhicule autonome,
- 3 s : conducteur humain prudent,
- 18 s : interdistance en temps entre deux véhicules espacés de 350 m roulant à  $70 \text{ km h}^{-1}$ , cas de figure extrême pour le *CACC2*.

Les relations entre les critères définis et les caractéristiques du trafic sont les suivantes :

- La *sécurité* est caractérisée par  $S_{MDWT}$  et  $S_{safe}$  de manière directe et par  $S_{SC}$  indirectement. Si  $S_{MDWT}$  vaut 100, la situation est sûre, les véhicules sont toujours assez espacés les uns des autres ; plus le temps où les véhicules se retrouvent trop proches les uns des autres augmente, plus le critère est dégradé. Plus  $S_{safe}$  est grand plus la situation est sûre,  $S_{safe}$  représentant l'écart moyen sur tous les véhicules avec

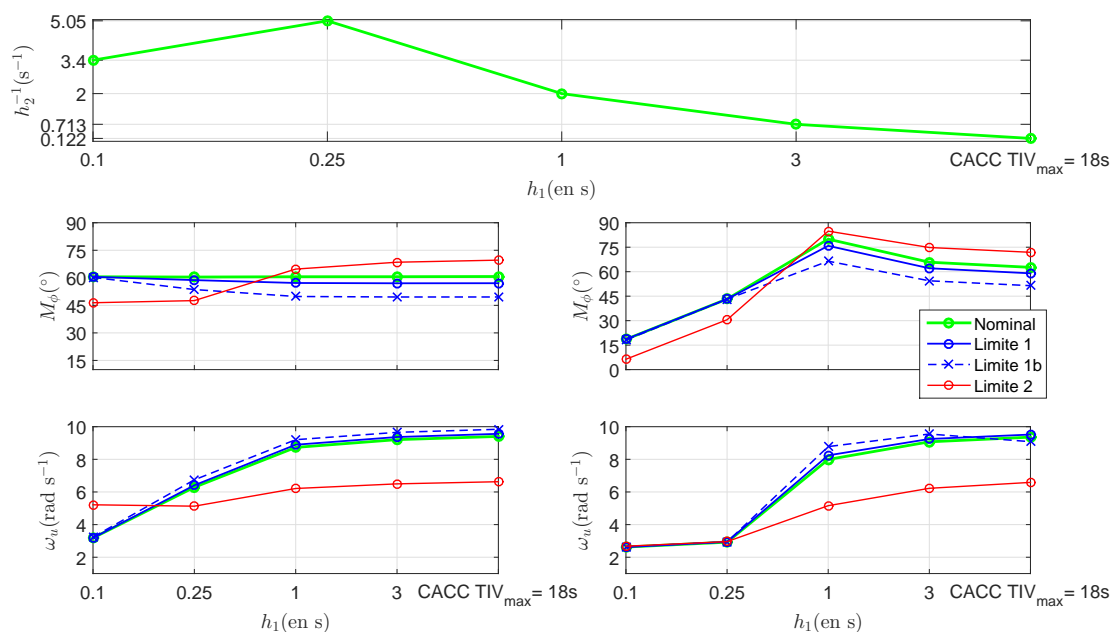


FIGURE 3.24 – Variations de marge de phase ( $M_\phi$ ) et de bande passante ( $\omega_u$ ) des boucles de commande ACC et CACC (1 et 2) dimensionnées en fonction de différentes valeurs de  $h_1$  considérées avec les paramètres  $h_2^{-1}$  correspondant (en haut) : pour  $\theta_r = 0$  s en colonne de gauche et pour  $\theta_r = 0.3$  s en colonne de droite

la distance de sécurité. Lorsque  $S_{SC}$  devient très élevé, cela traduit une instabilité de corde pouvant mener à des collisions ou des situations dangereuses.

- La fluidité globale du trafic n'est pas de premier intérêt dans cette partie, mais  $S_{safe}$  et  $S_{SC}$  donnent des indications. Une augmentation de  $S_{safe}$  diminue le débit de trafic car elle diminue la densité de celui-ci. Une augmentation de  $S_{SC}$  entraîne une augmentation de l'« effet d'accordéon ».
- Le confort est estimé par le critère  $S_{conf}$  ; plus la valeur de ce critère augmente plus le confort est dégradé. En effet plus ce critère est important, plus les variations d'accélération et de vitesse sont importantes.
- Une première estimation de la consommation d'énergie et des émissions de polluants, s'il y a lieu, peut être réalisée grâce au critère  $S_{conf}$ . Si  $S_{conf}$  augmente alors ces deux paramètres augmentent également, mais ceci est valable uniquement pour des essais où les temps de freinage ne seraient pas prépondérants.

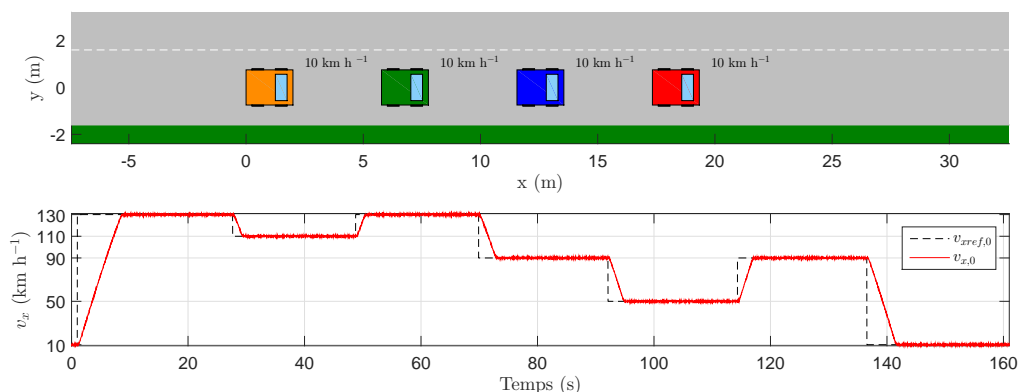


FIGURE 3.25 – Essai réalisé pour caractériser les performances dynamiques d’un peloton de véhicules pour les lois de contrôle longitudinal dimensionnées. En haut : positions initiales des véhicules, en bas : cycle de vitesse appliqué au leader du peloton

### 3.4.1.1 Dynamique du peloton

Pour étudier le comportement dynamique des lois de commande mises en place, l’essai réalisé est résumé par la figure 3.25. L’image du haut montre les positions et vitesses initiales des véhicules : ceux-ci roulent à  $10 \text{ km h}^{-1}$  et le peloton est à l’équilibre. La courbe du bas montre la vitesse de référence et la vitesse mesurée du véhicule leader : celui-ci passe d’abord de  $10 \text{ km h}^{-1}$  à  $130 \text{ km h}^{-1}$  (passage de péage par exemple), puis  $130 \text{ km h}^{-1}$  à  $110 \text{ km h}^{-1}$  et inversement (zone de virages dangereux sur autoroute), ensuite la vitesse diminue à  $90 \text{ km h}^{-1}$ , puis  $50 \text{ km h}^{-1}$ , revient à  $90 \text{ km h}^{-1}$ , puis retourne à  $10 \text{ km h}^{-1}$  comme si le véhicule sortait de l’autoroute par exemple. Les essais ont été réalisés avec une masse embarquée moyenne sur une route plane et sèche. Différentes valeurs de retards et de  $h_1$  ont été considérées. La portée du radar est prise égale à  $z_{r,i} = 200 \text{ m}$  et celle du réseau connecté  $z_{c,i} = 300 \text{ m}$ .

Les résultats obtenus pour les différents critères sont représentés en figure 3.26 pour quatre valeurs de  $h_1$  et des retards nuls sur la ligne du haut et égaux à  $0.3 \text{ s}$  pour la ligne du bas. Ceci permet de confirmer l’analyse de stabilité de corde effectuée lors du dimensionnement. Les valeurs de  $h_1$  de  $1 \text{ s}$  et  $3 \text{ s}$  sont les deux seules considérées permettant de garantir la stabilité pour les conditions les plus contraignantes considérées. Ainsi, les figures 3.27 et 3.28 représentent les valeurs des différents critères obtenus dans ces conditions pour différentes combinaisons de retards. Le *CACC2*, représenté en rouge, correspond à un seul essai avec  $h_1$  variant, par définition de cette loi de commande, d’où la constance observée des résultats tracés.

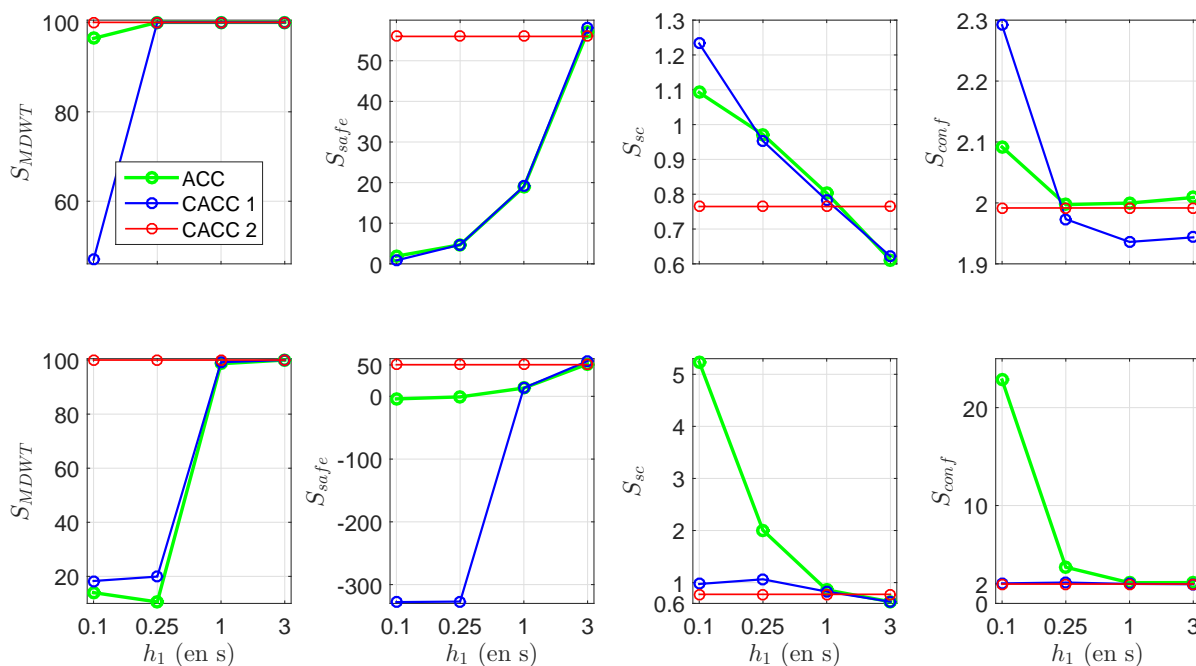


FIGURE 3.26 – Résultats obtenus pour les différents critères pour l'étude de la dynamique du peloton avec  $h_1 \in \{0.1, 0.25, 1, 3\}$  s pour : en haut  $\theta_r = \theta_c = 0$  s et en bas  $\theta_r = \theta_c = 0.3$  s

Au niveau de la sécurité,  $S_{MDWT}$  nous indique que pour  $h_1 = 0.1$  s, sans retard, la situation est sûre pour toutes les lois de commande, sauf avec le *CACC1* dont la vitesse de référence sature fortement, d'où les résultats globaux très mauvais pour cette loi avec  $h_1 = 0.1$  s. Pour la loi *ACC*, les résultats de sécurité sont fortement dégradés quand le retard augmente. Le critère  $S_{safe}$  caractérise que la loi *CACC2* garantit un niveau de sûreté équivalent à l'*ACC* et au *CACC1* avec  $h_1 = 3$  s. La valeur très faible de ce même critère indique que les véhicules équipés du *CACC1* rentrent en collision entre eux pour un retard élevé.

En conclusion, la loi *CACC2* est logiquement la plus sûre, les véhicules essayant de s'espacer s'ils le peuvent, la loi *ACC* n'est plus sûre pour des valeurs de retard élevées et la loi *CACC1* est peu sûre pour  $h_1$  trop faible voire dangereuse si de plus le retard augmente. Pour des valeurs de  $h_1$  assurant la stabilité, les lois *ACC* et *CACC1* entraînent des résultats forts similaires. Les résultats sont meilleurs pour le *CACC1* si le retard de connectivité est plus faible que celui du radar.

Pour cet essai, les tendances du critère de stabilité de corde  $S_{SC}$  et du critère de confort  $S_{conf}$  sont similaires. Pour des valeurs faibles de  $h_1$  (0.1 et 0.25 s), le critère



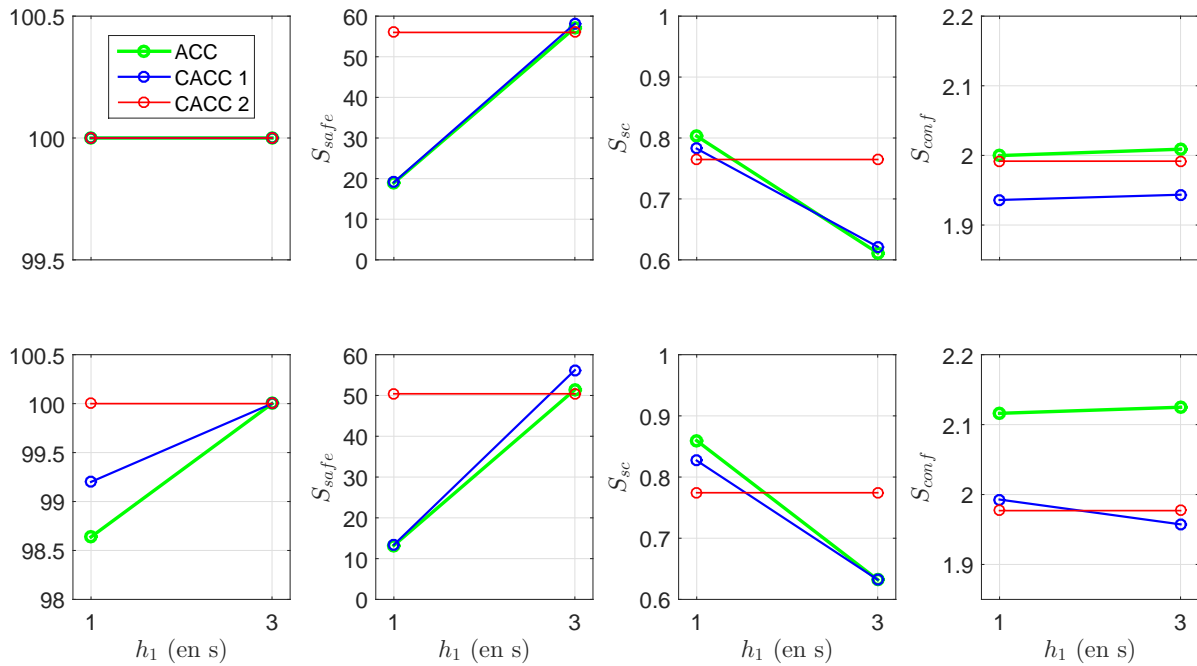


FIGURE 3.27 – Résultats obtenues pour les différents critères pour l'étude de la dynamique du peloton avec  $h_1 \in \{1, 3\}$  s pour : en haut  $\theta_r = \theta_c = 0$  s en bas  $\theta_r = \theta_c = 0.3$  s

$S_{SC}$  est supérieur ou proche de 1 pour des retards faibles, et sensiblement supérieur à 1 pour des retards plus élevés. Cela se traduit par une augmentation du critère de confort et de consommation  $S_{conf}$  et donc une diminution du confort et une augmentation de la consommation. Ce phénomène est particulièrement flagrant pour l'ACC et peu exploitable pour le CACC1 avec un retard, car comme la remarque a été faite, en présence de retard la situation entraîne collisions et comportements erratiques. Il peut être observé qu'avec  $h_1 \in \{1, 3\}$ , les lois mettant à profit la connectivité augmentent le confort d'autant plus que les valeurs des retards augmentent. La loi CACC1 est la plus performante des trois lois quand le retard de connectivité est inférieur ou égal au retard du radar alors le CACC2 prend le pas.

En gros, les résultats de l'analyse de stabilité de corde se sont révélés cohérents. Pour des valeurs de  $h_1$  permettant de garantir la stabilité de corde, les lois mettant à profit la connectivité garantissent, au minimum, le même niveau de sécurité tout en améliorant les performances en termes de confort et de consommation d'énergie d'environ, 5% en présence de retard et d'1% pour des retards très faibles. La loi CACC2 propose dans ce cadre un compromis maîtrisable entre sécurité et densité du trafic.

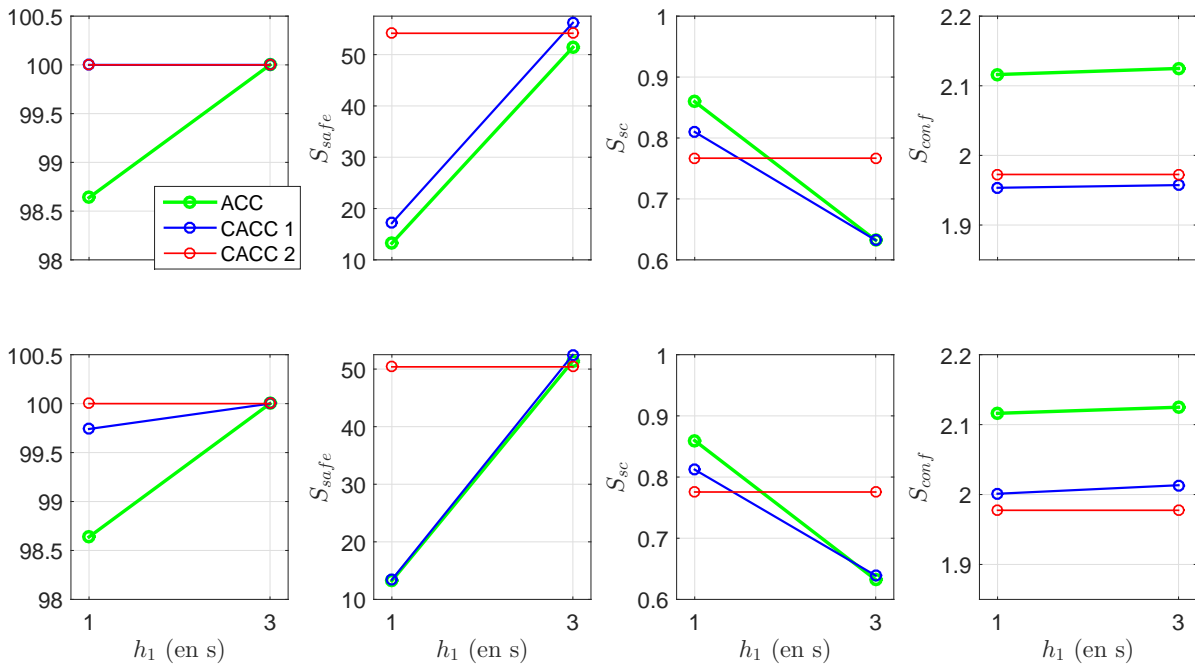


FIGURE 3.28 – Résultats obtenues pour les différents critères pour l'étude de la dynamique du peloton avec  $h_1 \in \{1, 3\}$  s pour : en haut  $\theta_r = 0.3$  s et  $\theta_c = 0.1$  s et en bas  $\theta_r = 0.1$  s et  $\theta_c = 0.3$  s ; pour la loi ACC  $\theta_r = 0.3$  s dans tous les cas

### 3.4.1.2 Cas d'urgence avec conducteur imprudent

Le cas de vie étudié ici est le freinage du leader du peloton. Un peloton de trois véhicules se déplace à  $90 \text{ km h}^{-1}$ , puis le leader freine au maximum de ses capacités. Un conducteur humain imprudent est modélisé par un véhicule recopiant la vitesse de son leader avec un certain temps de réaction. Ici, ce temps de réaction a été considéré comme égal à une seconde. À l'instant initial les conducteurs imprudents se déplacent avec un TIV de 1.15 s par rapport à leur leader, entraînant une collision pour l'essai de freinage d'urgence réalisé. Les figures 3.29 représentent les positions et vitesses initiales ainsi que le type des véhicules pour les différents cas de figure mis en place pour cet essai. Le leader est considéré connecté pour étudier les cas les plus favorables. Si le leader n'était pas connecté, les résultats relevés avec l'ACC sont observés avec toutes les lois. Sept configurations sont définies par les figures 3.29 :

- Cas 1 : le leader est suivi de deux conducteurs imprudents.
- Cas 2 : le leader est suivi d'un conducteur imprudent, puis d'un véhicule équipé de l'ACC.

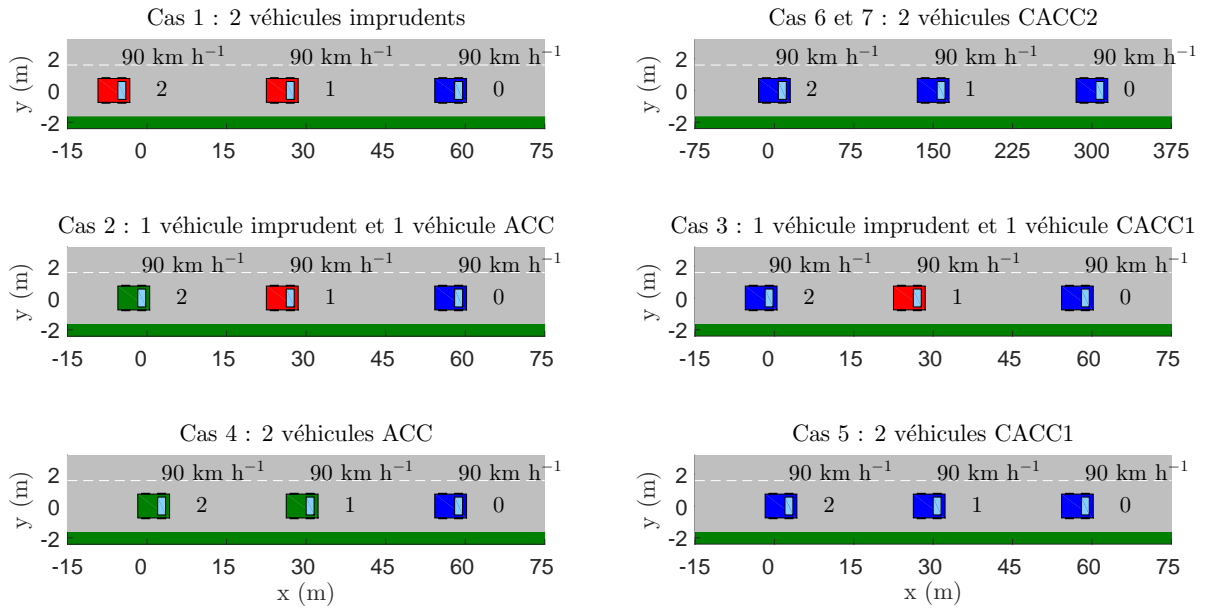


FIGURE 3.29 – Essais réalisés pour caractériser le comportement lors du freinage d’urgence du leader. Les véhicules bleus sont autonomes et connectés, les verts autonomes seulement et les rouges sont des humains imprudents

- Cas 3 : le leader est suivi d’un conducteur imprudent, puis d’un véhicule équipé du *CACC1*.
- Cas 4 : le leader est suivi de deux véhicules équipés de l’*ACC*.
- Cas 5 : le leader est suivi de deux véhicules équipés du *CACC1*.
- Cas 6 : le leader est suivi de deux véhicules équipés du *CACC2*, le temps de simulation est égal au cas précédent.
- Cas 7 : idem que le cas 6, mais avec un temps de simulation permettant d’atteindre l’arrêt complet des véhicules.

Pour tous les cas, le leader débute la phase de freinage au bout de 5 s de simulation. Les simulations des six premiers cas durent 20 s, temps suffisant pour que les trois véhicules s’arrêtent complètement, sauf pour le sixième, d’où le septième cas où le temps de simulation est augmenté à 100 s. Ceci permet d’observer les résultats obtenus pour des horizons temporels équivalents et pour des situations équivalentes. Une seule valeur de retard est considérée :  $\theta_c = \theta_r = 0.1$  s. Les véhicules autonomes *ACC* et *CACC1* sont dimensionnés avec  $h_1 = 1$  s. Les valeurs de  $h_2^{-1}$  introduites précédemment sont utilisées.

Les résultats obtenus pour les différents critères sont représentés en figure 3.30.

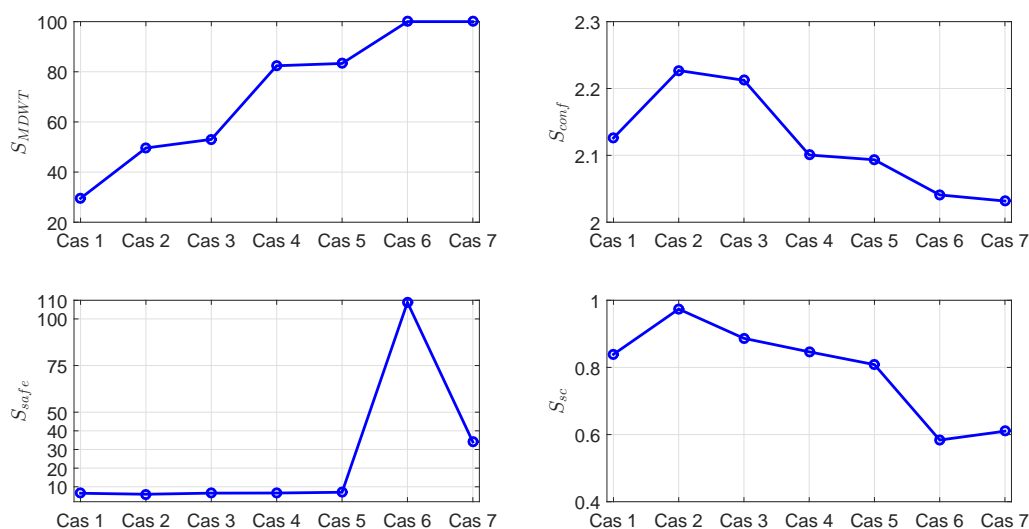


FIGURE 3.30 – Résultats obtenus pour le comportement du peloton, lors du freinage d’urgence du leader, pour les différents cas définis

On observe que la présence de véhicules autonomes, connectés ou non, améliore la sécurité ( $S_{MDWT}$  augmente), si le véhicule est connecté la sécurité est encore améliorée. Les véhicules imprudents percutent leur leader, les véhicules autonomes, connectés ou non, arrivent à s’arrêter sans percuter leur leader. Les critères  $S_{safe}$  sont équivalents pour les cinq premiers cas car les imprudents se déplacent plus loin du leader pendant les 5 s précédant le freinage. Logiquement, l’espacement important impliqué par le *CACC2* conduit à une situation très sûre. Nous ne commenterons pas les résultats de consommation d’énergie car c’est une phase de freinage. Pour le confort, le cas 1 est plus faible que les 2 et 3 car il y a collision, alors que dans les cas 2 et 3 les véhicules autonomes décélèrent sur un temps plus long pour éviter cette collision. En présence de véhicules équipés, la connectivité améliore le confort et bien sûr la loi *CACC2* améliore grandement le confort. La stabilité de corde suit la même tendance même si pour ce type d’essai, commenter ce critère n’est pas primordial, il est surtout question de sécurité ici.

*En conclusion, la connectivité permet d’améliorer la sécurité et le confort dans une telle situation d’urgence.*

### 3.4.1.3 Cas d’un véhicule plus lent rattrapé par le peloton de véhicules

Les cas de vie étudiés ici concernent un peloton de véhicules qui rattrapent un véhicule ou un objet plus lent. Trois cas peuvent se présenter :

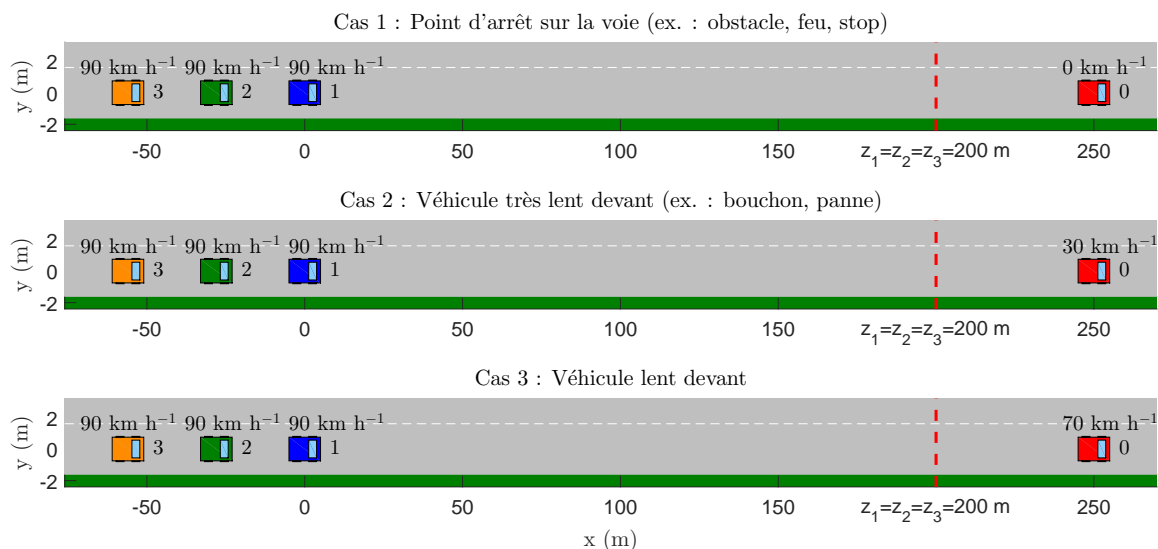


FIGURE 3.31 – Essais réalisés pour caractériser le comportement lors de la jonction avec un véhicule plus lent pour un peloton de véhicules équipés des lois de contrôle longitudinal dimensionnées

- Situation 1, il y a un arrêt imposé dans la voie : intersection non franchissable, trafic arrêté ou obstacle.
- Situation 2, un objet très lent est présent : trafic très dense ou tracteur.
- Situation 3, un véhicule légèrement plus lent est rattrapé : jeune conducteur, conducteur très prudent.

Ici, les distances de détection du radar sont considérées égales à 200 m. La figure 3.31 représentent les positions et vitesses initiales des véhicules. Le peloton est en régime permanent et aucun des véhicules ne détecte le leader à l'instant initial. Les cas 1 et 2 entraînent l'utilisation du cas de sécurité d'utilisation de  $d_{r,iPICUD}$  par le leader du peloton. Les véhicules autonomes *ACC* et *CACC1* sont dimensionnés avec  $h_1 = 1$  s. Les valeurs de  $h_2^{-1}$  introduites précédemment sont utilisées.

Les résultats obtenus sont placés en figure 3.32. *On note que le CACC1 améliore très légèrement la sécurité au niveau des deux critères  $S_{MDWT}$  et  $S_{safe}$  alors que le CACC2 les améliorent très significativement.* Ces remarques sont valables quel que soit le retard considéré. Au niveau du confort, le critère est similaire sans présence de retard, avec un retard l'*ACC* est dégradé alors que les lois connectés maintiennent la même valeur de critère. Le critère de stabilité de corde est plus grand pour les lois connectés car celles-ci travaillent sur le peloton dynamiquement pour lui faire atteindre un nouveau régime

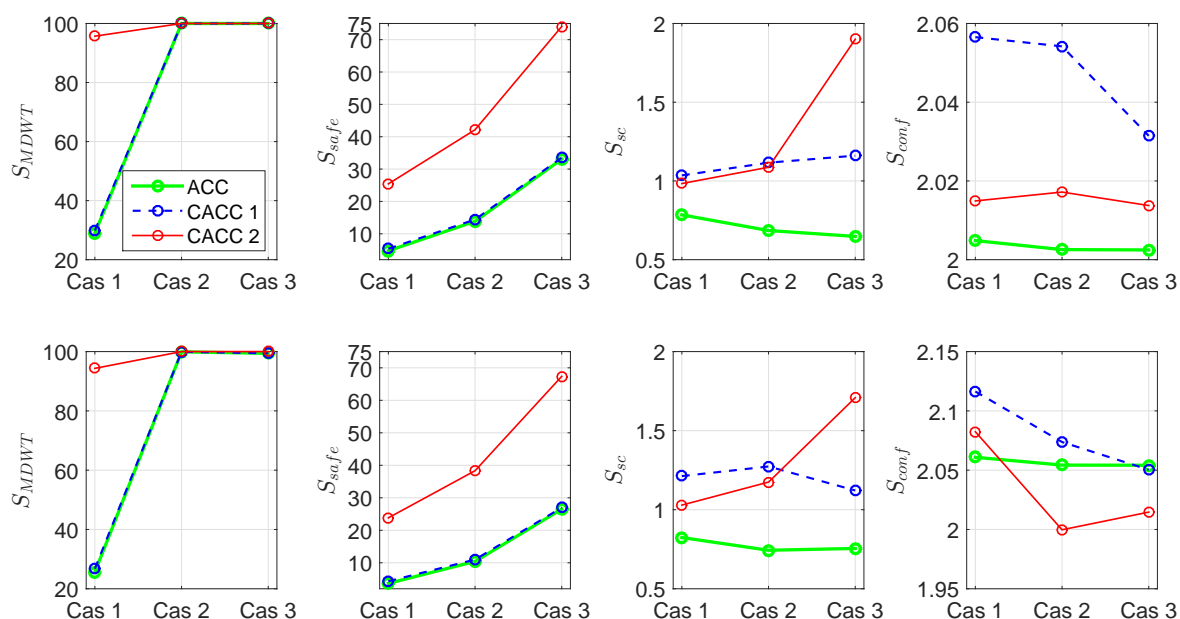


FIGURE 3.32 – Résultats réalisés pour le comportement lors de la jonction avec un véhicule plus lent pour un peloton de véhicules équipés des lois de contrôle longitudinal dimensionnées

permanent, ce qui implique qu'un suiveur peut être en régime transitoire alors que son leader ne l'est pas. Comme la loi d'équirépartition impacte surtout les véhicules du milieu de peloton, ceci explique que le critère de stabilité de corde relevé puisse être plus élevé que 1. De plus, ici, le leader de vitesse très inférieure n'est pas capté simultanément par tous les véhicules, mais au fur et à mesure que ceux-ci le rattrapent. Cependant dès que le véhicule plus lent est détecté, la loi d'anticipation de décélération fait que le véhicule considérera cette vitesse comme vitesse de référence entraînant une décélération supplémentaire sur ce véhicule.

### 3.4.2 Cas de vie représentatifs d'une situation de trafic

Le logiciel Aimsun est utilisé pour étudier l'impact des lois dimensionnées sur un trafic routier réaliste. Le module MicroSDK de ce logiciel est mis en place pour modifier le comportement microscopique des véhicules. Pour diminuer le temps d'exécution, les véhicules autonomes connectés sont modélisés par le modèle nominal du VÉLV. Aimsun offre alors la possibilité de mettre en place une infrastructure, puis d'appliquer une certaine demande de trafic en entrée de cette infrastructure. Il est alors intéressant de faire varier le

taux de véhicules équipés des lois de commande entrant dans le trafic pour voir l'impact que ceux-ci ont en fonction de leur proportion dans le trafic. Par défaut, les véhicules se comportent suivant les modèle de Gipps en suivi et en changement de voie. Dans ce chapitre, le modèle de suivi sera remplacé par une des trois lois modélisées. Les cas de vie sont d'abord présentés en section 3.4.2.1, puis les résultats obtenus en 3.4.2.2 .

### 3.4.2.1 Cas étudiés

Pour étudier les performances des lois de commande, deux scénarios sont retenus : un cas d'insertion pour ajouter des véhicules dans les pelotons formés en voie principale et un cas de ralentissement puis de réaccélération, par exemple des travaux sur une rocade. Les débits d'entrée des véhicules prennent comme base le document concernant la rocade de Bordeaux [DREAL, 2014]. Il est considéré qu'un trafic dense correspond à un débit de  $1500 \text{ veh h}^{-1}$  sur une voie et un trafic libre à  $750 \text{ veh h}^{-1}$ .

La figure 3.33 représente l'infrastructure mise en place pour réaliser un cas d'insertion. Les notations des centroïdes d'entrée (E1 et E2) et de sortie (S1) y sont définies, ainsi que les longueurs des différentes sections de route. *Centroïde* est le terme utilisé dans le logiciel Aimsun pour décrire les points de génération et/ou d'absorption de véhicules. La vitesse réglementaire est fixée à  $90 \text{ km h}^{-1}$  dans toute l'infrastructure. Notons que le logiciel Aimsun propose deux méthodes de définition des demandes de trafic : une première qui consiste à chaque point d'entrée de renseigner un débit souhaité de véhicule qui ne permet pas de contrôler directement les trajets des véhicules dans l'infrastructure et une seconde, très utilisée dans la simulation de trafic, est basée sur une matrice Origine/Destination (O/D). Des centroïdes sources et puits sont définis aux entrées et aux sorties souhaitées de l'infrastructure. Une matrice permet alors de définir combien de véhicules de chaque type doivent effectuer le trajet entre une paire d'entrée/sortie. Cette méthode a été utilisée car le logiciel propose bien plus de fonctionnalité associée à celle-ci. Le tableau 3.1 définit, dans ce cadre, la matrice O/D des essais d'insertion réalisés. Pour cette infrastructure, les caractéristiques idéales du trafic sont les suivantes :

- un temps de parcours à vitesse réglementaire de 160 s entre E1 et S1 et de 92 s entre E2 et S1, en sachant que la voie d'insertion à une longueur de 300 m,
- une densité maximale de VAC (avec l'interdistance de l'ACC) de  $31 \text{ veh km}^{-1}$  à  $90 \text{ km h}^{-1}$ , de  $48 \text{ veh km}^{-1}$  à  $50 \text{ km h}^{-1}$  et de  $143 \text{ veh km}^{-1}$  à l'arrêt en respectant l'interdistance  $r$ .

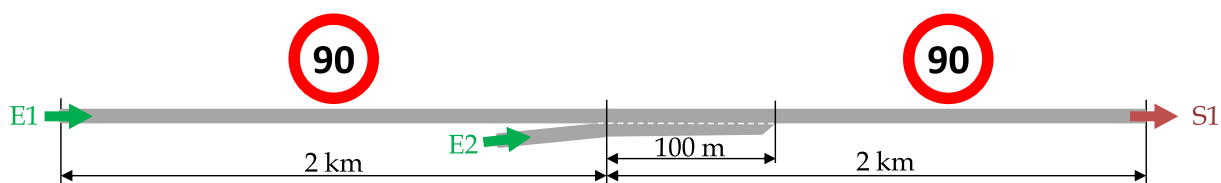


FIGURE 3.33 – Infrastructure Aimsun pour les essais d’insertion

	$E_1$	$E_2$
$S_1$ (1500 veh h <sup>-1</sup> )	750	100
$S_1$ (800 veh h <sup>-1</sup> )	400	50

TABLE 3.1 – Matrice O/D des simulations d’insertion pour les deux valeurs de débit considérées et un temps total de simulation de 30 min

La figure 3.34 représente l’infrastructure mise en place pour réaliser un cas de ralentissement, analogue à une zone de travaux par exemple. Le tableau 3.2 définit la matrice O/D des essais de ralentissement réalisés. Pour cette infrastructure, les caractéristiques idéales du trafic sont les suivantes :

- un temps de parcours à vitesse réglementaire de 156 s entre E1 et S1, sachant que le premier kilomètre n’est pas pris en compte pour ne pas considérer un régime transitoire trop important,
- une densité maximale de VAC similaire à celle de l’infrastructure du cas d’insertion décrit précédemment.

	$E_1$
$S_1$ (1500 veh h <sup>-1</sup> )	750 veh
$S_1$ (800 veh h <sup>-1</sup> )	400 veh
$S_1$ (2500 veh h <sup>-1</sup> )	1250 veh

TABLE 3.2 – Infrastructure Aimsun pour les essais de ralentissement

Les véhicules autonomes et connectés ont tous les mêmes caractéristiques dyna-

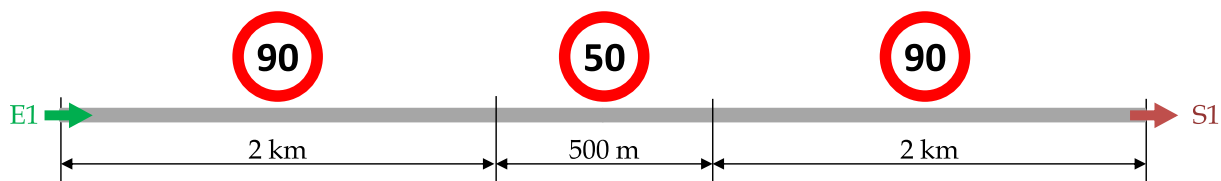


FIGURE 3.34 – Infrastructure Aimsun pour les essais en cas de ralentissement (travaux par exemple)



miques et géométriques, 4 m de longueur, qui est utilisée pour calculer les densités maximales. La largeur n'a pas d'importance pour cette simulation. Les caractéristiques des véhicules humains sont définies, de manière aléatoire à la création de l'objet véhicule lors de la simulation, par des gaussiennes tronquées de manière à définir des saturations minimales et maximales :

- longueur : 4 m en moyenne pour un écart-type de 0.5 m et des valeurs comprises entre 3.5 et 4.5 m,
- vitesse maximale : 110 km h<sup>-1</sup> en moyenne pour un écart-type de 10 km h<sup>-1</sup> et des valeurs comprises entre 80 et 150 km h<sup>-1</sup>,
- acceptation de vitesse : 1 en moyenne pour un écart-type de 0.05 et des valeurs comprises entre 0.9 et 1.1.

L'acceptation de vitesse est définie par une constante proche de 1 qui détermine comment les conducteurs respectent la limitation, il y aura donc potentiellement des véhicules qui roulent 10% plus vite que la vitesse réglementaire.

Les véhicules entrant depuis E1 sont générés avec un temps intervéhiculaire suivant une loi exponentielle de paramètre égal au débit d'entrée en veh s<sup>-1</sup>. Depuis E2, les véhicules doivent entrer dès que possible.

### 3.4.2.2 Impact du taux de pénétration des technologies sur le trafic

Lors des essais, les trois lois dimensionnées et nommées *ACC*, *CACC1* et *CACC2* sont implémentées pour étudier leur impact sur le trafic. Chaque loi est mise en place indépendamment des autres. Le trafic est composé de véhicules humains et de VACs équipés d'une des trois lois, cette loi étant fixée pour une simulation donnée. Le code couleur utilisé pour la représentation des résultats est le suivant :

- en rouge, en colonne de gauche : les VACs sont équipés du système *ACC*,
- en bleu, dans la colonne du milieu : les VACs sont équipés du système *CACC1*,
- en vert, dans la colonne de droite : les VACs sont équipés du système *CACC2*.

Les résultats présentés sont obtenus en réalisant 10 répliques d'une même simulation, la graine aléatoire étant différente pour chacune des simulations. Les échantillons temporels de chacune des séries de données obtenues sont moyennés, puis l'intégrale discrète de ce signal temporel moyen est calculée. Les intégrales discrètes obtenues sont alors comparées. Les données reportées ici sont le temps de trajet moyens de tous les véhicules entre une entrée et la sortie, qui donne une information sur la fluidité du flux de véhicules, et la

densité de véhicules, qui donne une information sur le nombre de véhicules qui circulent entre une entrée et la sortie.

**Cas d'insertion** Pour le cas d'insertion, la figure 3.35 représente les temps de trajet moyens des véhicules et la figure 3.36 les densités de trafic avant et après l'insertion pour un débit souhaité sur la voie principale de  $800 \text{ veh h}^{-1}$ . Pour les temps de trajet, quelle que soit la loi utilisée, l'écart-type des données se réduit quand le taux de véhicules équipés augmente; ceci peut se justifier par le fait que les véhicules autonomes n'ont pas de caractéristiques différentes les uns des autres. Les résultats obtenus pour l'*ACC* et le *CACC1* sont très similaires en termes de temps de trajet pour les deux trajets possibles et pour tous les taux de pénétration. En revanche, la loi *CACC2* favorise la voie d'insertion en faisant gagné entre 10 et 20 s de temps de trajet moyen sur cette voie. En revanche quelques secondes sont perdues par les véhicules de la voie principale. Les véhicules de la voie principale se déplacent à vitesse maximale, car le temps de trajet est proche de 160s, en revanche même avec la loi *CACC2* l'insertion peut être fluidifiée, le temps de trajet optimale valant 92 s. De même, avec la loi *CACC2* la densité de véhicules augmente en amont sur la voie principale et diminue de manière assez importante en amont dans la voie d'insertion. Les VACs se déplaçant au minimum plus proche que les humains, plus leur taux de présence augmente, plus la densité de véhicules dans la voie d'insertion augmente avec les trois lois, bien que les densités en aval et en amont dans la voie principale restent les mêmes. *Ainsi les lois ACC et CACC1 améliorent de manière similaire la situation et la loi CACC2 permet de favoriser encore plus l'insertion des véhicules; la voie principale étant fluide au départ, temps de trajet proche de l'idéal, le gain potentiel n'est pas important.*

La figure 3.37 représente les temps de trajet moyens des véhicules et la figure 3.38 les densités de trafic avant et après l'insertion pour un débit souhaité sur la voie principale de  $1500 \text{ veh h}^{-1}$ . La situation en voie principale est largement perfectible, 240 s de temps de trajet moyen pour uniquement des véhicules humains sur le trajet principal E1-S1, donc une minute peut être gagnée et sur le trajet secondaire ce sont 148 s qui peuvent être gagnées. Les trois lois permettent d'améliorer le trafic progressivement, de plus en plus quand le taux de véhicules équipés augmente. En voie principale le temps de trajet est quasi idéal pour un trafic composé uniquement de véhicules équipés. En insertion, une minute est gagnée entre un trafic de véhicules traditionnels et un trafic de VAC. Dans ce cas de trafic plus encombré, la loi *CACC2* se comporte de manière très similaire aux

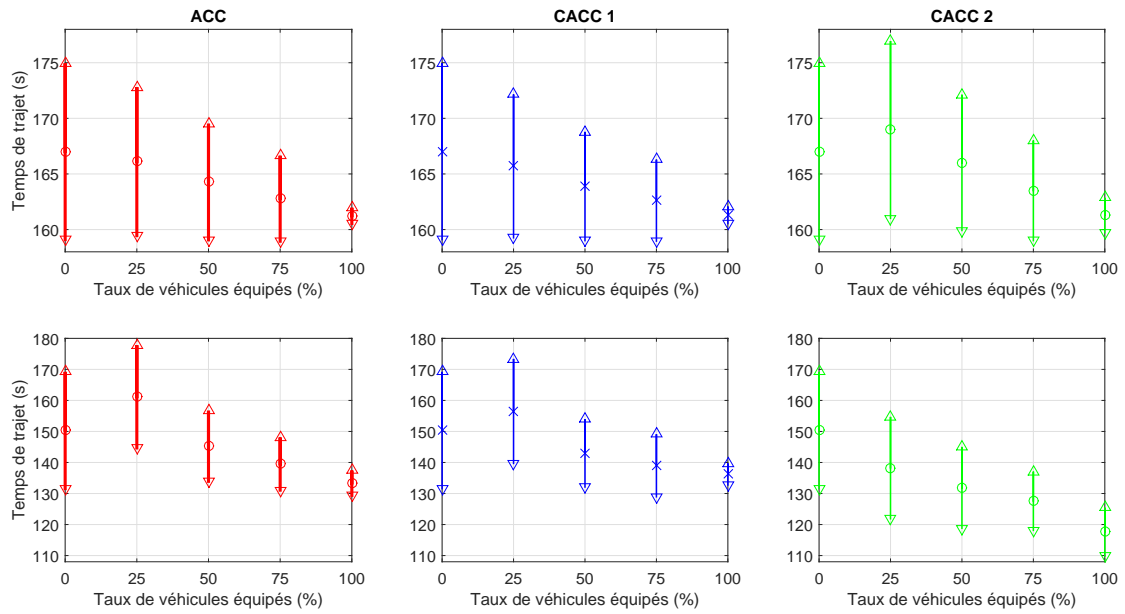


FIGURE 3.35 – Temps de trajet pour le cas d’insertion, avec un débit de  $800 \text{ veh h}^{-1}$  d’entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : sur la voie principale (entre E1 et S1) en haut, depuis la voie d’insertion (entre E2 et S1) en bas

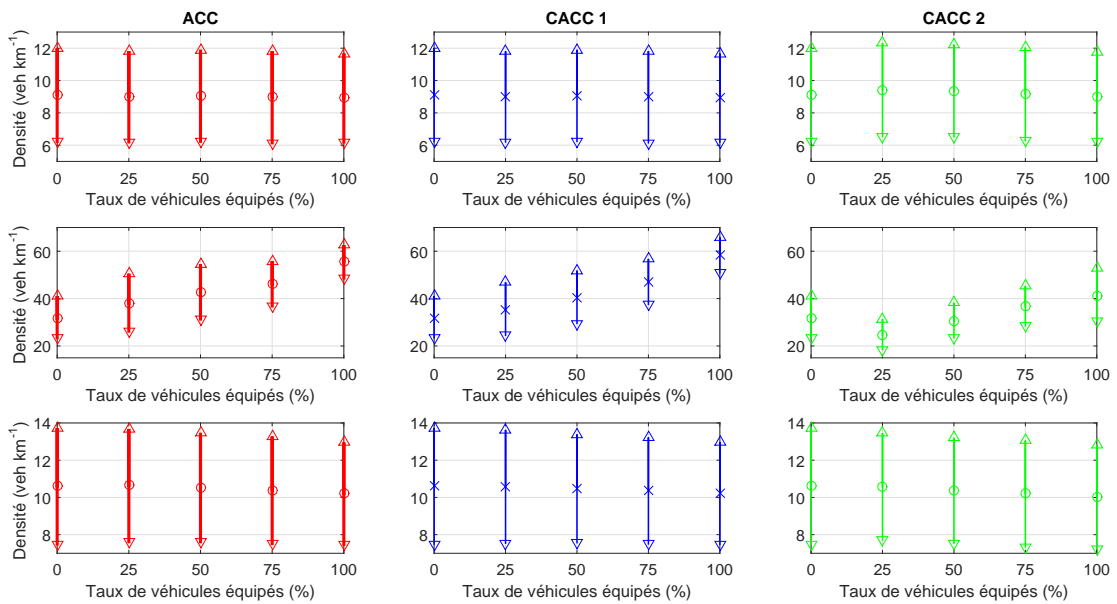


FIGURE 3.36 – Densité de véhicules pour le cas d’insertion, avec un débit de  $800 \text{ veh h}^{-1}$  d’entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : en amont de l’insertion sur la voie principale en haut, en amont de l’insertion sur la voie d’insertion au milieu et en aval de l’insertion en bas

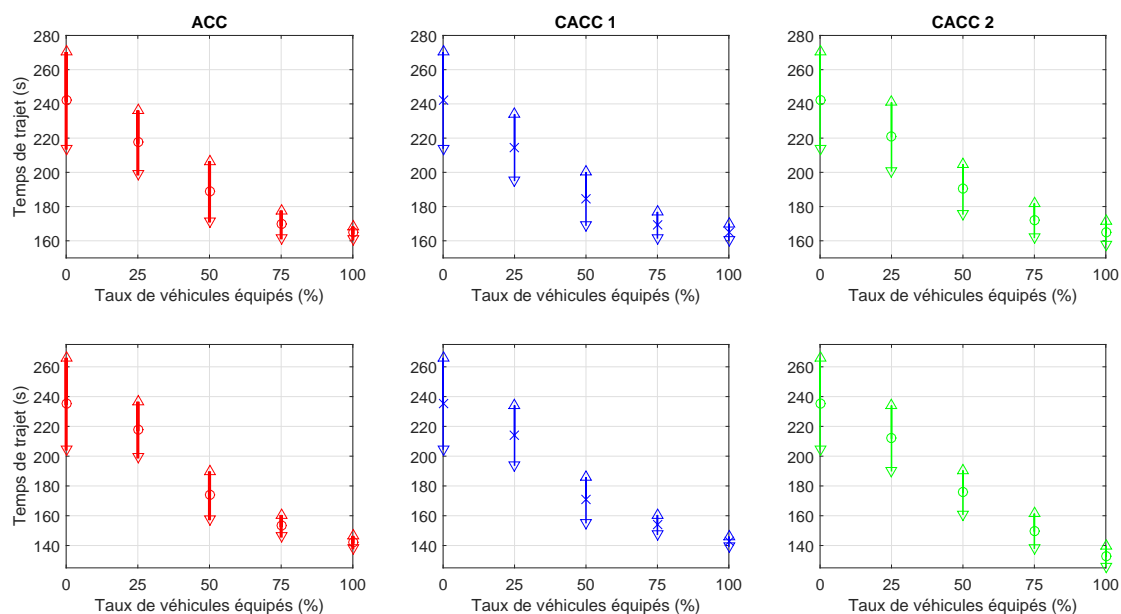


FIGURE 3.37 – Temps de trajet pour le cas d’insertion, avec un débit de  $1500 \text{ veh h}^{-1}$  d’entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : sur la voie principale (entre E1 et S1) en haut, depuis la voie d’insertion (entre E2 et S1) en bas

deux autres lois, bien que la densité de véhicules en insertion soit réduite et légèrement augmentée en aval, signe que les véhicules s’insèrent de manière plus efficace qu’avec les deux autres lois.

*En conclusion, pour ce cas d’insertion, les trois lois proposées, connectées ou non, permettent d’améliorer la fluidité du trafic. La loi CACC2 permet une amélioration par rapport aux deux autres pour des trafics assez peu denses. Ceci est logique car les véhicules peuvent alors plus s’espacer, alors que si le trafic est dense, l’interdistance imposée par les trois lois tend à être similaire.*

**Cas de ralentissement** La figure 3.39 représente les temps de trajet moyens des véhicules et la figure 3.40 les densités de trafic avant, après et pendant le ralentissement pour un débit souhaité sur la voie principale de  $800 \text{ veh h}^{-1}$ . En moyenne 6 s, peuvent être gagnées, l’ACC et le CACC1 permettent d’en gagner une partie, en revanche la loi CACC2 est peu efficace dans ce cas. La densité augmente en amont avec la loi CACC2 car les véhicules sont légèrement plus espacés en aval, ce qui empêche les véhicules en amont d’avancer. La loi CACC1 permet de réduire légèrement l’écart-type autour du temps de trajet moyen.

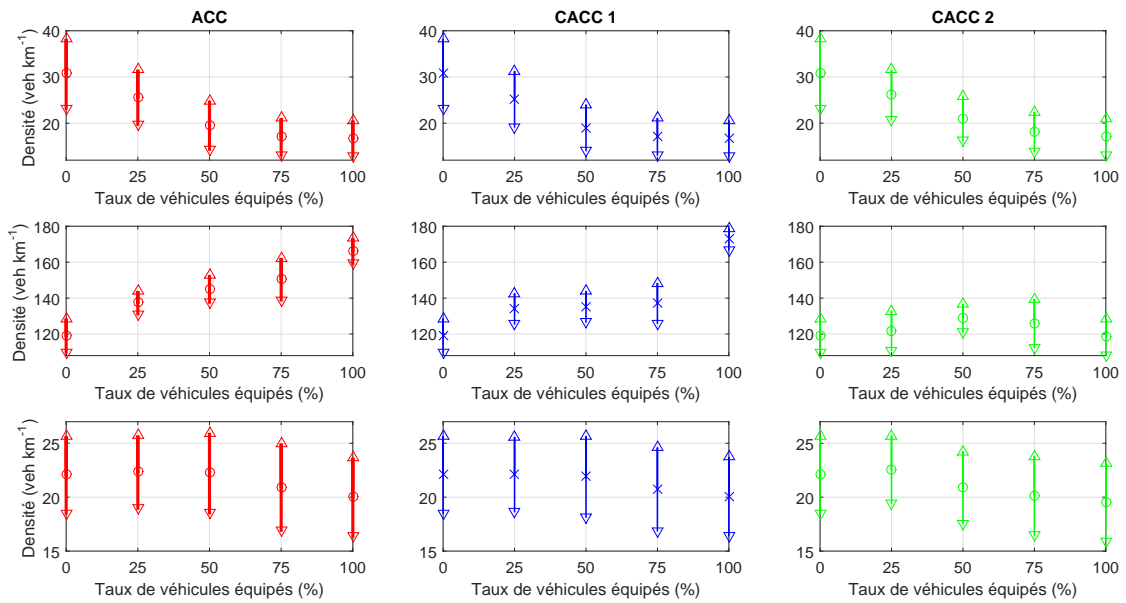


FIGURE 3.38 – Densité de véhicules pour le cas d’insertion, avec un débit de 1500 veh h<sup>-1</sup> d’entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : en amont de l’insertion sur la voie principale en haut, en amont de l’insertion sur la voie d’insertion au milieu et en aval de l’insertion en bas

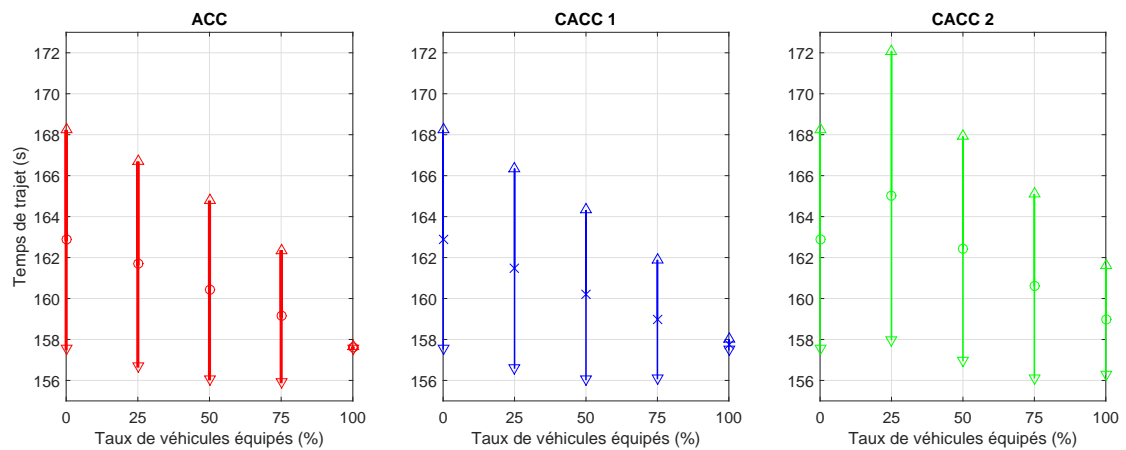


FIGURE 3.39 – Temps de trajet pour le cas de ralentissement, avec un débit de 800 veh h<sup>-1</sup> d’entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés, sur la voie principale entre E1 et S1

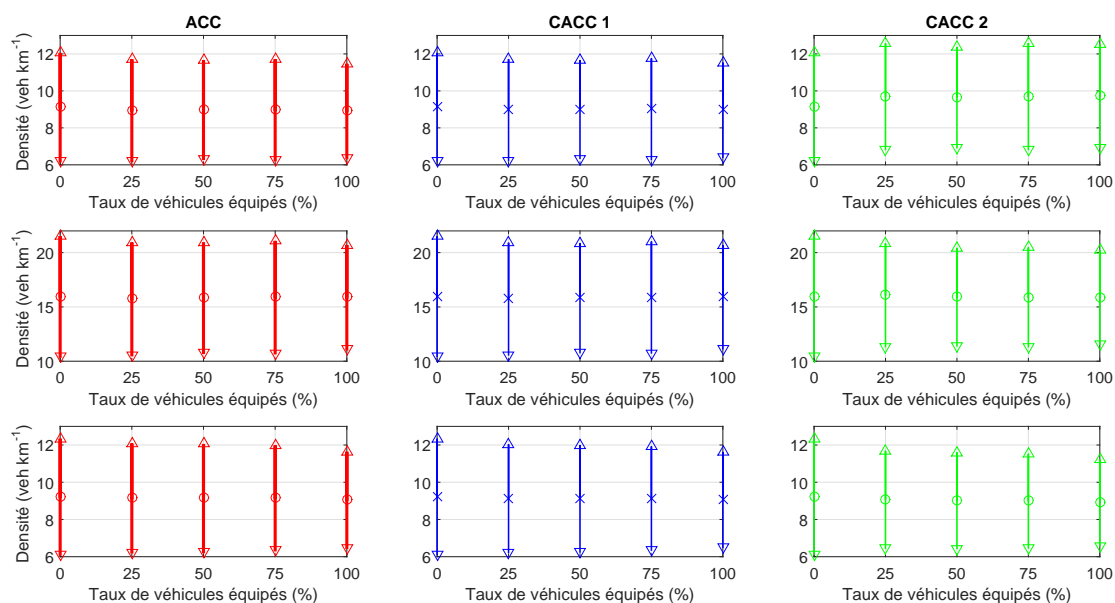


FIGURE 3.40 – Densité de véhicules pour le cas de ralentissement, avec un débit de  $800 \text{ veh h}^{-1}$  d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés : en amont du ralentissement sur la voie principale en haut, en amont du ralentissement sur la voie d'insertion au milieu et en aval du ralentissement en bas

La figure 3.41 représente les temps de trajet moyens des véhicules et la figure 3.42 les densités de trafic avant, après et pendant le ralentissement pour un débit souhaité sur la voie principale de  $1500 \text{ veh h}^{-1}$ . Les observations faites pour un débit d'entrée de  $800 \text{ veh h}^{-1}$  peuvent être réitérées. *En conclusion, la loi CACC2 dégrade encore plus la situation en amont. Ceci vient du fait que sa dynamique est plus lente que celle des deux autres lois. Par conséquent, les variations de trafic ont plus d'impact sur celle-ci.*

### 3.5 Conclusions

En conclusion, une méthode de synthèse de loi de type ACC a été proposée et mise en place. L'analyse de la stabilité de corde a été intégrée au processus de dimensionnement. Des propositions de lois CACC sont faites pour mettre à profit les connexions entre véhicules. Les travaux se concentrent sur des lois de type décentralisé. Les résultats obtenus en terme de dynamique de peloton sont intéressants en termes de sécurité et de confort ainsi que de consommation d'énergie. Les connexions entre véhicules permettent d'améliorer encore plus la situation étudiée que la loi sans connectivité. Cependant, les résultats concernant l'impact sur le trafic sont plus nuancés. La loi connectée proposée, utilisant la

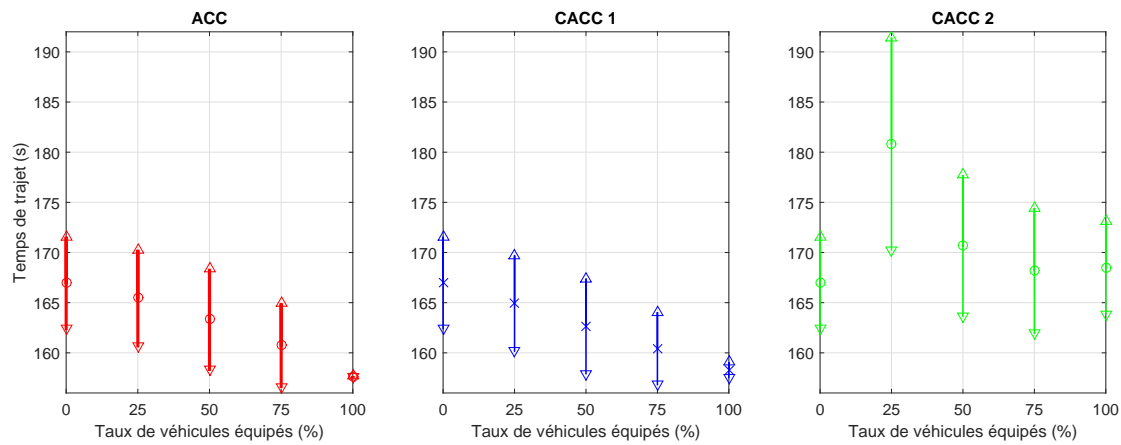


FIGURE 3.41 – Temps de trajet pour le cas de ralentissement, avec un débit de  $1500 \text{ veh h}^{-1}$  d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés, sur la voie principale entre E1 et S1

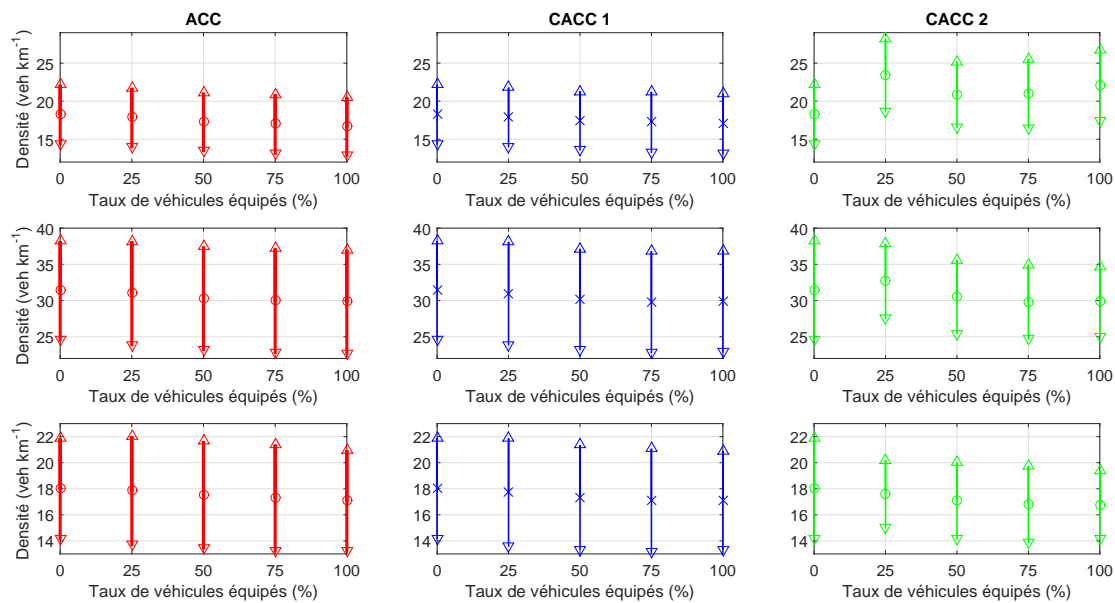


FIGURE 3.42 – Densité de véhicules pour le cas de ralentissement, avec un débit de  $1500 \text{ veh h}^{-1}$  d'entrée sur la voie principale, en fonction du taux de véhicules équipés. En amont du ralentissement sur la voie principale en haut, en amont du ralentissement dans la section de ralentissement au milieu et en aval du ralentissement en bas

densité du trafic comme donnée supplémentaire, améliore légèrement les performances en insertion, mais la loi pour véhicule autonome non connecté permet déjà des améliorations significatives. Comme des améliorations restent possibles, il peut être induit que la prise en compte de collaborations latérales entre véhicules connectés permettrait de gagner en efficacité d'insertion. En effet, seul le comportement longitudinal est autonome ici, et si les véhicules accèdent en même temps à l'intersection aucune aide à la conduite latérale n'est mis en place pour l'instant. Il serait intéressant dans de futurs travaux de mettre en place un correcteur  $h_2^{-1}$  plus complexe dans la boucle de régulation d'interdistance qui permettrait de garantir une bonne robustesse du degré de stabilité classique, la stabilité de corde et de bonnes performances dynamiques de la loi de suivie dimensionnée. En effet, l'utilisation d'un simple proportionnel pénalise fortement les performances en termes de bande passante de la loi connectée *CACC2* qui, par conception, peut générer des TIV grands. Cependant, cette même loi proposée peut être utilisée dans un cadre décentralisée, l'infrastructure pourrait fixer le temps intervéhiculaire de référence de manière plus précise que de manière décentralisée. Enfin, telle que dimensionnée, la loi *CACC2* offre des performances moyennes pour des taux de pénétrations inférieurs à 30%.





# Chapitre 4

## Changements de voie autonomes et connectés

---

4.1	Introduction . . . . .	109
4.2	Régulation latérale du véhicule . . . . .	109
4.2.1	Loi de commande mise en place . . . . .	109
4.2.2	Performances dynamiques temporelles . . . . .	114
4.2.3	Conclusion . . . . .	115
4.3	Génération de consigne de déplacement latéral . . . . .	116
4.3.1	Modèle Minimizing Overall Braking Induced by Lane changing (MOBIL) . . . . .	118
4.3.2	Adaptation du modèle MOBIL au véhicule autonome . . . . .	119
4.3.3	Prises en compte de connexions entre les véhicules . . . . .	121
4.4	Résultats . . . . .	122
4.4.1	Cas de vie fonctionnels . . . . .	122
4.4.2	Impact sur le trafic . . . . .	127
4.5	Conclusions . . . . .	138

---



## 4.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à l'étude du changement de voie du véhicule. Le but est de mettre en place une automatisation du changement de voie se basant sur des données issues des organes de perception du véhicule, dans un premier temps, puis ensuite en ajoutant des données pouvant être obtenues grâce à des connexions entre les véhicules.

Dans un premier temps, une boucle de régulation latérale du véhicule est mise en place. La méthode présentée au chapitre 2 de dimensionnement d'un filtre pour une régulation avec « feedforward » sera utilisée. Les performances devront permettre de changer de voie assez rapidement tout en garantissant des niveaux d'accélération latérale acceptables pour un passager humain.

Dans un second temps, le modèle MOBIL, qui permet de déclencher les changements de voie si besoin, est adapté pour être utilisé comme génération de référence de la régulation latérale définie précédemment. La génération de référence est alors enrichie par deux niveaux de coopération : un niveau local, qui permet aux véhicules connectés de ne pas se bloquer si possible et un niveau global, qui permet aux véhicules connectés de choisir la voie la plus rapide sur leur horizon spatial d'obtention de données.

Les lois dimensionnées seront illustrées sur Matlab et l'effet sur des situations de trafic grâce au logiciel Aimsun.

## 4.2 Régulation latérale du véhicule

La régulation latérale du véhicule mise en place utilise la structure de commande proposée dans [Morand, 2014] enrichie d'un élément « feedforward » dimensionné, avec le préfiltre de consigne nécessaire, suivant la méthode proposée au chapitre 2. Pour la modélisation et les applications numériques, nous utiliserons les éléments présentés en annexe A.

### 4.2.1 Loi de commande mise en place

La loi de commande mise en place est constituée de deux boucles imbriquées. Une boucle interne de régulation de lacet et une boucle externe de régulation de déplacement latéral (figure 4.1). La référence de la boucle de régulation est la position latérale, un élément « feedforward » permet de générer une précommande de braquage. L'origine latérale

est placée au milieu de la voie de droite, ce processus peut être compliqué à mettre en place sur un véhicule réel, nous considérons ici que la fusion de données nous donne le milieu de la voie de droite.

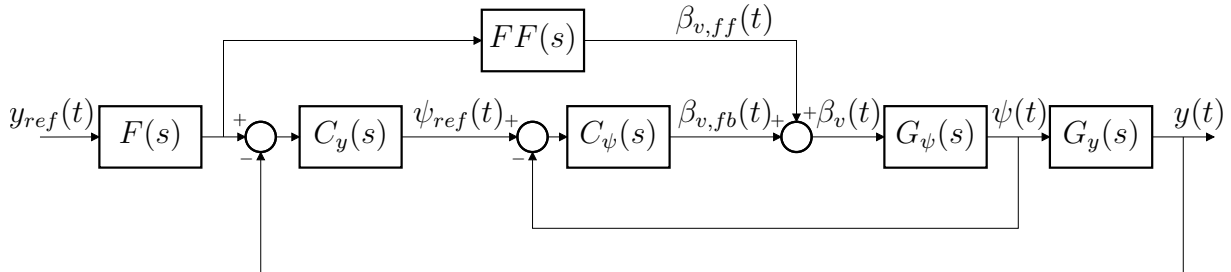


FIGURE 4.1 – Schéma bloc de la régulation latérale du véhicule mise en place

Pour le dimensionnement des lois de commande, le modèle considéré comme nominal correspond au point de fonctionnement suivant :

- $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ ,
- $\mu^e = 1$ , route sèche,
- $\alpha_r^e = 0\%$ , route plane,
- $M_t^e = 600 \text{ kg}$ , masse à vide.

Les notations et la gamme complète de modèles sont définies en annexe A.

#### 4.2.1.1 Boucle interne

La boucle interne de régulation correspond à une régulation simple de lacet. Le transfert entre le lacet et l'angle de braquage des roues est donné par :

$$G_\psi(s) = G_{21}(s) , \quad (4.1)$$

où, avec les notations de l'annexe A,  $G_{21} = \frac{\psi(s)}{\beta_v(s)} \Big|_{y_G=0}$ .

La figure 4.2 représente alors les variations paramétriques du modèle à réguler pour la boucle interne. La pente de la route n'est pas prise en compte car ce paramètre induit peu de variations sur les dynamiques latérales modélisées. Une augmentation de la masse du véhicule augmente le gain haute fréquence et augmente la fréquence transitionnelle du système. Une augmentation de la vitesse statique entraîne un gain en basse fréquence plus élevé et une fréquence transitionnelle plus basse. Une diminution du taux d'adhérence diminue le gain et la fréquence transitionnelle, pour des taux d'adhérence très faible, une résonance apparaît.

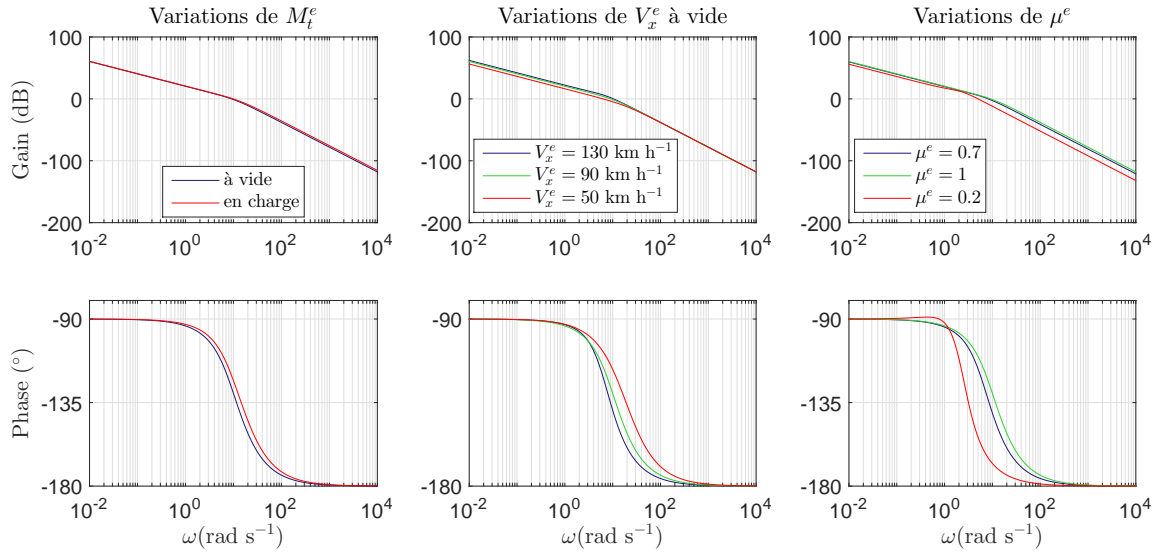


FIGURE 4.2 – Variations paramétriques du gain de la fonction de transfert en boucle fermée  $H_\psi = \frac{\psi(s)}{\psi_{ref}(s)}$  pour le véhicule VÉLV

La boucle interne devant être plus rapide que la boucle externe de régulation, la pulsation au gain unité de la boucle interne est fixée à  $20 \text{ rad s}^{-1}$ . Un correcteur proportionnel est mis en place pour cette boucle. Nous noterons alors le transfert obtenu par cette boucle fermée :

$$H_\psi(s) = \frac{\psi(s)}{\psi_{ref}(s)} = \frac{C_\psi G_\psi}{1 + C_\psi G_\psi}, \quad (4.2)$$

avec les notations de la figure 4.1.

Le gain du transfert (4.2) est représenté en figure 4.3 avec les variations paramétriques. Lorsque la masse du véhicule diminue, le gain à la pulsation de résonance augmente et cette pulsation de résonance diminue. Lorsque la vitesse statique augmente, la pulsation de résonance augmente très légèrement alors que le gain à cette pulsation augmente significativement. Plus le taux d'adhérence diminue, plus la pulsation de résonance diminue et le gain à cette pulsation augmente.

#### 4.2.1.2 Boucle externe

Pour la boucle externe, le transfert entre  $y$  et  $\psi$  est défini comme :

$$G_y(s) = \frac{y(s)}{\psi(s)} = \frac{y(s)}{\beta_v(s)} \frac{\beta_v(s)}{\psi(s)} = G_{11}(s) G_\psi^{-1}(s), \quad (4.3)$$

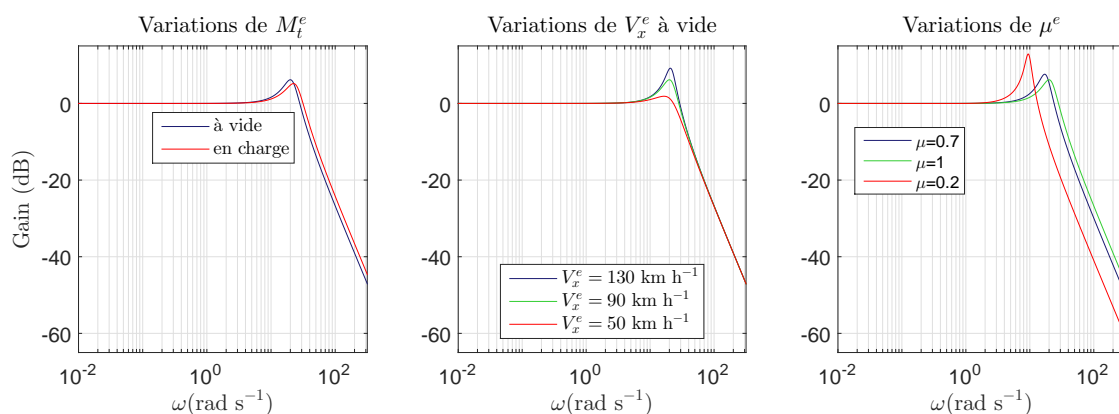


FIGURE 4.3 – Variations paramétriques du transfert  $G_{21}(s)$  pour le véhicule VÉLV. Les paramètres fixes sont :  $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ ,  $\mu^e = 1$ , masse à vide et  $\alpha_r^e = 0$

où, avec les notations de l'annexe A,  $G_{11} = \frac{y_G(s)}{\beta_v(s)} \Big|_{\psi=0}$ .

Le procédé à réguler par la boucle externe de commande est alors :

$$G_{y,\psi_{ref}}(s) = H_\psi(s)G_y(s) . \quad (4.4)$$

Un correcteur de la forme (2.1) est alors dimensionné, c'est-à-dire un correcteur de type PIDF, Proportionnel-Intégral-Dérivée-Filtré. Les performances choisies sont :  $\omega_u = 1 \text{ rad s}^{-1}$ ,  $M_\varphi = 65^\circ$ ,  $\frac{\omega_u}{\omega_i} = 10$  et  $\frac{\omega_f}{\omega_u} = 10$ . Il serait intéressant de dimensionner un autre type de loi de commande dans la suite des travaux (CRONE...), le but principal de l'étude était d'étudier l'impact de loi de commande dans le trafic sous Aim-sun, par manque de temps seul ce correcteur PIDF a été étudié. La figure 4.4 représente alors le diagramme de Bode de la boucle ouverte obtenue pour la régulation de la boucle externe. Les valeurs statiques ne varient pas, elles sont prises égales aux valeurs nominales définies en début de chapitre. Les variations de masse du véhicule ne changent pas l'asservissement obtenu en basse et moyenne fréquence, seule une réaugmentation du gain et de la phase observée en haute fréquence intervient plus bas en fréquence et avec une plus grande amplitude quand la masse diminue. Lorsque la vitesse statique diminue le gain statique diminue également entraînant une bande passante plus faible; de plus, la marge de phase observée est légèrement plus grande pour les vitesses les plus basses. La réaugmentation de gain et de phase observée apparaît à une pulsation quasiment égale pour chaque vitesse statique mais plus la vitesse est importante, plus le phénomène de diminution puis réaugmentation observé est prononcé. Des variations d'adhérence de la

route n'entraînent pas de modification basse fréquence. En revanche, plus le taux d'adhérence est faible plus la réaугmentation du gain et de la phase observée intervient pour une pulsation faible et avec de plus grandes amplitudes pénalisant dans le même temps le degré de stabilité du système obtenu.

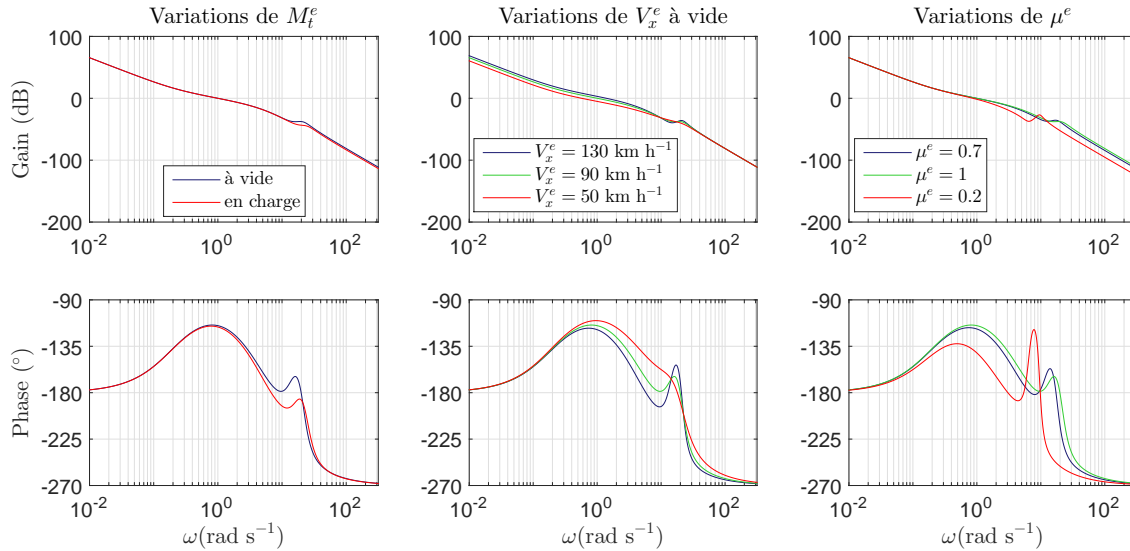


FIGURE 4.4 – Variations paramétriques de la boucle ouverte de la boucle externe de régulation latérale dimensionnée pour le véhicule VÉLV. Les paramètres fixes sont :  $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ ,  $\mu^e = 1$ , masse à vide et  $\alpha_r^e = 0$

L'élément « feedforward » choisi est :

$$FF(s) = \left( \frac{G_{y,nom} G_{\psi,nom}}{1 + C_{\psi} G_{\psi,nom}} \right)^{-1}, \quad (4.5)$$

avec les notations choisies dans cette partie et le modèle nominal décrit en introduction.

Le filtre de consigne est alors dimensionné pour limiter l'accélération latérale à 0.2 g pour un changement de voie de largeur 3.2 m :

$$F(s) = \left( \frac{1}{1 + 0.675s} \right)^3. \quad (4.6)$$

Dans ces conditions, les gains de l'asservissement obtenus sont représentés en figure 4.5 conformément aux notations de la figure 4.1. Les variations de masse du véhicule n'influent quasiment pas sur les performances observées. Plus la vitesse statique est faible plus la bande passante diminue et une résonance apparaît, de plus la sensibilité de com-



mande atteint des valeurs plus élevées. Pour des variations de taux d'adhérence, les effets apparaissent pour des faibles taux d'adhérence comme l'apparition d'un pic de résonance et une augmentation significative du gain de sensibilité de commande.

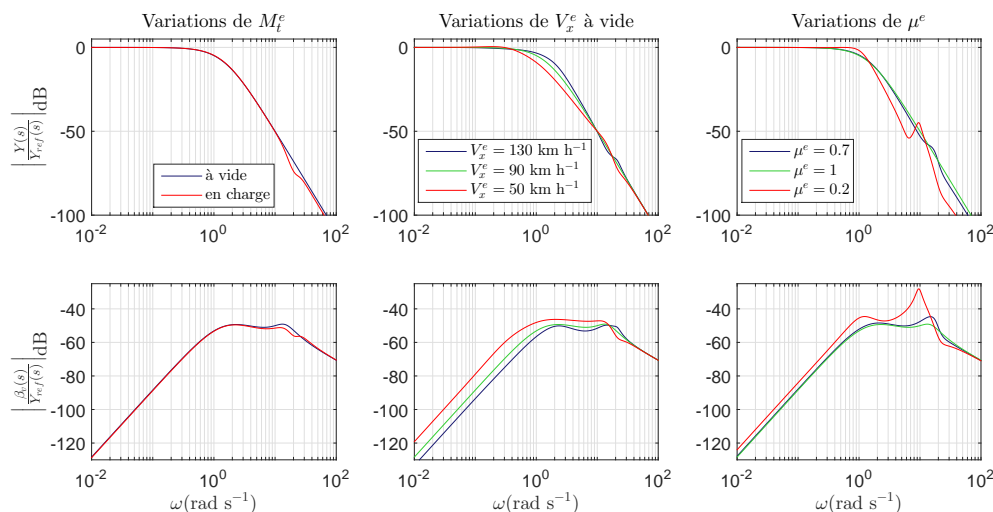


FIGURE 4.5 – Variations paramétriques de la sensibilité complémentaire  $\left| \frac{Y(s)}{Y_{ref}(s)} \right|_{dB}$  et sensibilité du signal de commande  $\left| \frac{\beta_v(s)}{Y_{ref}(s)} \right|_{dB}$  de la régulation latérale dimensionnée pour le véhicule VÉLV. Les paramètres fixes sont :  $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ ,  $\mu^e = 1$ , masse à vide et  $\alpha_r^e = 0$

## 4.2.2 Performances dynamiques temporelles

Dans cette partie, les résultats temporels obtenus avec le modèle de validation pour un changement de voie sont représentés pour différentes combinaisons de paramètres du système. Une voie est considérée comme ayant une largeur de 3.2 m, un échelon de cette valeur est appliqué au bout d'une seconde de simulation. Les signaux relevés sont : la position latérale  $y$ , l'accélération latérale  $a_y$ , l'angle de lacet  $\psi$  et l'angle de braquage des roues avant  $\beta_v$ .

La figure 4.6 représente les résultats obtenus avec les masses extrêmes du VÉLV. Comme cela a été observé dans le domaine fréquentiel, les résultats sont similaires : on peut noter un angle de braquage légèrement supérieur à vide. On note un temps de réponse de l'ordre de 5 s pour une accélération latérale maximale inférieure à 0.2 g.

La figure 4.7 représente les résultats obtenus pour une variation de taux d'adhérence à une vitesse nominale de  $90 \text{ km h}^{-1}$ . Lorsque le taux d'adhérence diminue beaucoup,

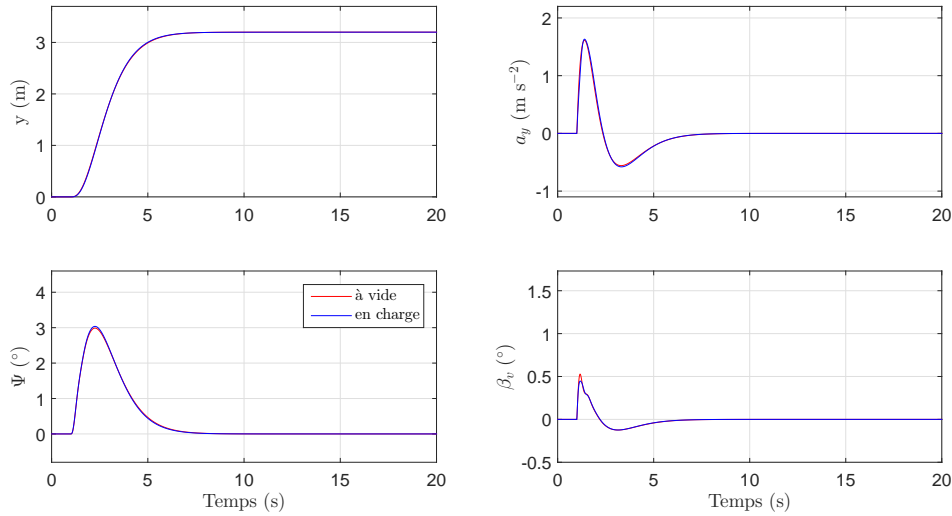


FIGURE 4.6 – Résultats temporels obtenus pour un changement de voie avec les valeurs de masse totale extrêmes de VÉLV et avec  $V_x^e = 90 \text{ km h}^{-1}$ ,  $\alpha_r^e = 0$  et  $\mu = 1$

un dépassement apparaît et des oscillations importantes sont observées sur l’angle de braquage des roues ; la valeur du lacet maximale augmente également. Ces observations sont cohérentes avec celles effectuées sur les courbes fréquentielles. Logiquement, pour un taux d’adhérence faible, un changement de voie à cette vitesse nécessite beaucoup de travail sur le volant pour contrecarrer une augmentation plus rapide du lacet. Des résultats similaires pour une vitesse de  $50 \text{ km h}^{-1}$  sont représentés en figure 4.8. Pour cette vitesse plus raisonnable, les oscillations de braquage des roues sont plus raisonnables.

La figure 4.9 représente les variations observées pour différentes valeurs de vitesse statique. Plus la vitesse est faible plus le dépassement de la valeur finale et le temps de réponse sont importants. De plus on observe logiquement une augmentation des valeurs maximales de braquage et de lacet lorsque la vitesse diminue. En revanche, plus la vitesse augmente, plus le maximum d’accélération latérale subit par le véhicule est important.

### 4.2.3 Conclusion

Une loi de commande réaliste vis-à-vis de la dynamique du véhicule étudié est donc dimensionnée. Le niveau de performances est dépendant du maximum d’accélération garantissant le confort des passagers. Le temps de réponse, soit le temps nécessaire à réaliser un changement, est alors imposé. La loi de commande présentée est utilisée dans la suite des travaux.

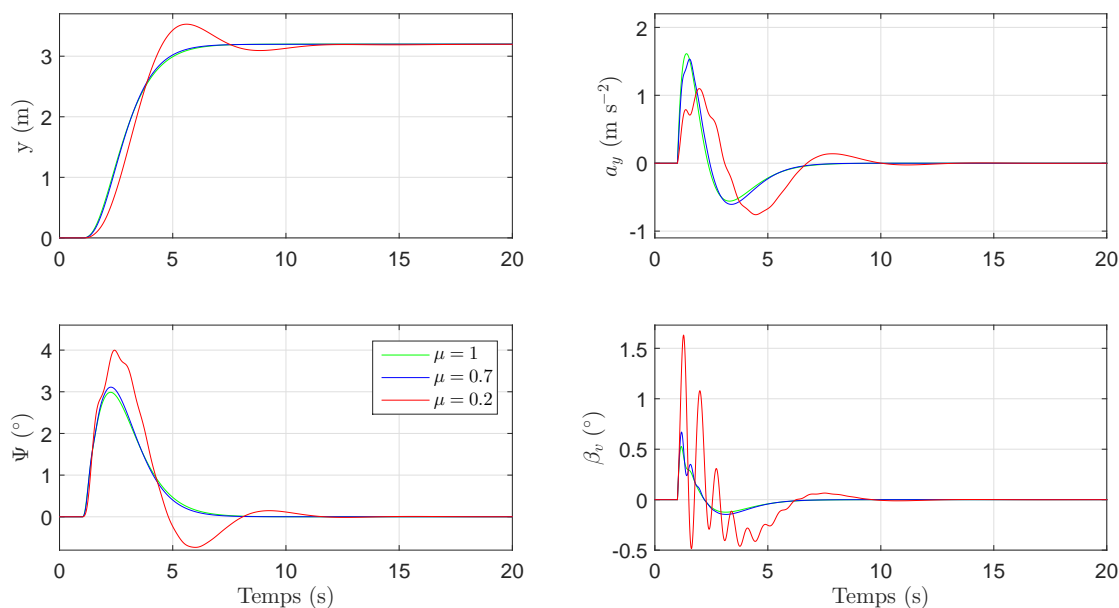


FIGURE 4.7 – Résultats temporels obtenus pour un changement de voie pour des variations du taux d'adhérence de la route avec  $V_x^e = 90\ km\ h^{-1}$ ,  $\alpha_r^e = 0$  et pour la masse à vide

### 4.3 Génération de consigne de déplacement latéral

Dans cette partie, une génération de consigne latérale du véhicule est mise en place. Afin de déclencher un changement de voie, deux critères sont considérés : sécurité et intention. En règle générale, les modèles intègrent la méthode d'acceptation d'écart où les écarts observés sont comparés à des écarts définis comme critiques [Gipps, 1986b, Toledo et al., 2003, Ahmed, 1999]. Le modèle MOBIL [Kesting et al., 2007] est adapté puis utilisé pour calculer l'ordonnée à considérer comme référence de déplacement latéral. La figure 4.10 illustre les notations qui sont utilisées par rapport à l'égo-véhicule, noté  $e$ . Les suiveurs sont notés par l'indice  $s$ , les leaders par  $l$ . Les véhicules dans la même voie que l'égo-véhicule sont notés  $o$ , pour « old » car ce sera l'ancien suiveur ou leader en cas de changement, et de même  $n$ , pour « new » dans les voies adjacentes car ces véhicules peuvent être de potentiels nouveaux voisins. Enfin, les véhicules à droite sont notés  $d$  et à gauche  $g$ . Par exemple, suivant ces notations, le suiveur à gauche sera noté  $sng$ .

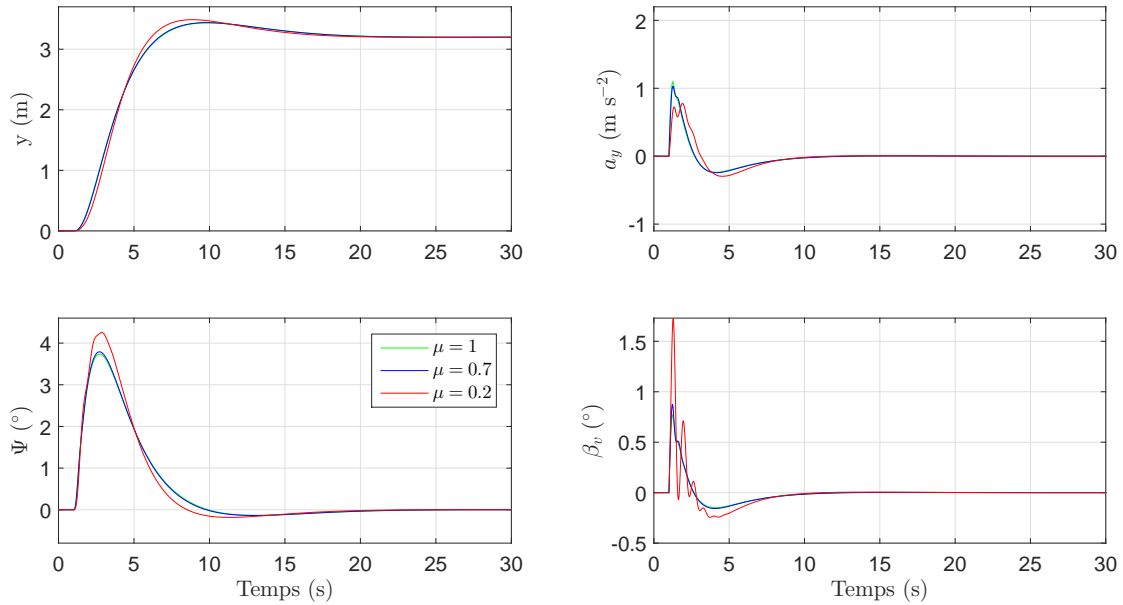


FIGURE 4.8 – Résultats temporels obtenus pour un changement de voie pour des variations du taux d’adhérence de la route avec  $V_x^e = 50 \text{ km h}^{-1}$ ,  $\alpha_r^e = 0$  et pour la masse à vide

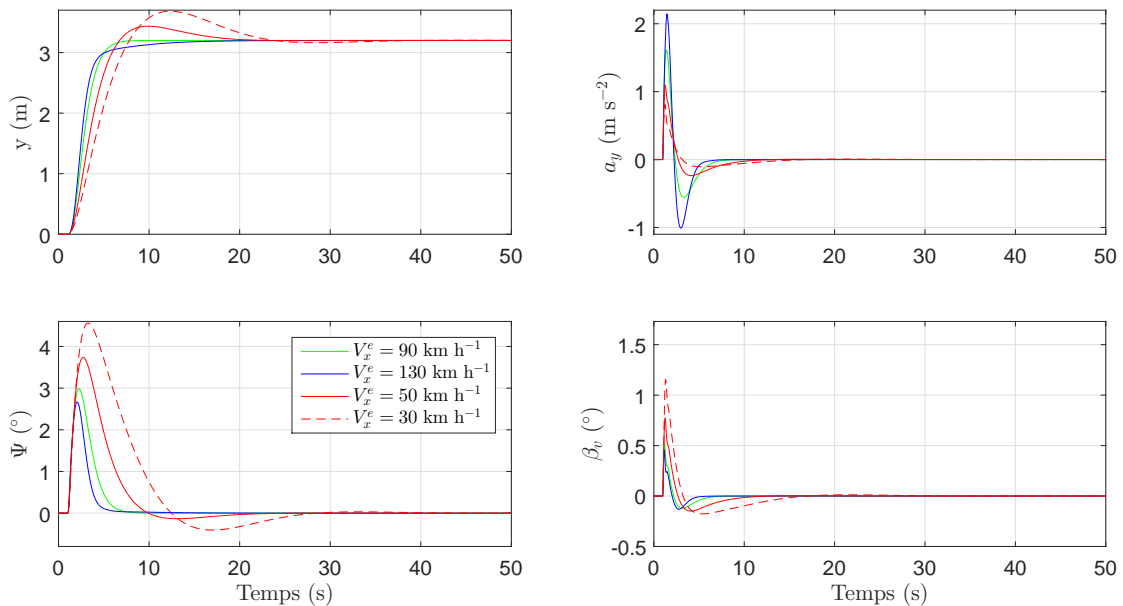


FIGURE 4.9 – Résultats temporels obtenus pour un changement de voie pour différentes vitesses longitudinales statiques du véhicule avec  $\alpha_r^e = 0$ ,  $\mu = 1$  et pour la masse à vide

### 4.3.1 Modèle Minimizing Overall Braking Induced by Lane changing (MOBIL)

Dans cette section, le modèle MOBIL tel qu'il est introduit par ses auteurs est décrit. Le modèle MOBIL met en place une décision sur le déclenchement d'un changement de voie utilisant un modèle de suivi de manière générique ce qui nous permettra de l'adapter par la suite. L'accélération du véhicule est évaluée grâce à un modèle de poursuite :

$$a_\alpha \equiv \frac{dv_\alpha}{dt} = a(s_\alpha, v_\alpha, \Delta v_\alpha) , \quad (4.7)$$

où  $a_\alpha$  l'accélération du véhicule  $\alpha$ ,  $v_\alpha$  sa vitesse,  $\Delta v_\alpha = v_\alpha - v_{\alpha-1}$  la vitesse relative entre le véhicule et son leader et  $s_\alpha$  la distance pare-choc à pare-choc avec le leader.

Le critère de sécurité de la manœuvre de changement de voie est défini comme :

$$\tilde{a}_{sn} \geq -b_{safe} , \quad (4.8)$$

où  $\tilde{a}_{sn}$  est l'accélération estimée du nouveau suiveur potentiel si le changement de voie est effectué et  $-b_{safe}$  la décélération maximale admissible.

Un critère d'intention de dépassement du véhicule est défini pour des règles symétriques de changement de voie :

$$\underbrace{\tilde{a}_e - a_e}_{\text{égo-véhicule}} + p \left( \underbrace{\tilde{a}_{sn} - a_{sn}}_{\text{nouveau suiveur}} + \underbrace{\tilde{a}_{so} - a_{so}}_{\text{ancien suiveur}} \right) \geq \Delta a_{seuil} , \quad (4.9)$$

où  $\tilde{a}_{so}$  est l'accélération estimée du suiveur dans l'ancienne voie en cas de changement,  $a_{so}$  son accélération actuelle,  $a_{sn}$  l'accélération actuelle du nouveau suiveur si le changement de voie a lieu et  $\tilde{a}_e$  l'accélération estimée de l'égo-véhicule dans en cas de changement de voie,  $a_e$  son accélération actuelle et  $\Delta a_{seuil}$  le gain minimum en accélération pour déclencher le changement de voie.

Pour définir un critère d'intention cohérent avec les règles asymétriques de circulation, le modèle de poursuite doit prendre en compte l'interdiction de doubler par la gauche :

$$a_e^{eur} = \begin{cases} \min(a_e, \tilde{a}_e) & \text{si } v_e > v_{lng} > v_{crit} \\ a_e & \text{sinon} \end{cases} , \quad (4.10)$$

où  $v_e$  est la vitesse de l'égo-véhicule,  $v_{lng}$  la vitesse du leader dans la voie de gauche,  $v_{crit}$  la vitesse limite entre trafic libre et congestionné et  $a_e^{eur}$  l'accélération de l'égo-véhicule

générée pour le modèle asymétrique. Ainsi, le trafic n'est pas congestionné et que le véhicule de gauche est plus lent que l'égo-véhicule, celui-ci est considéré comme leader et l'égo-véhicule ralenti, si le trafic est congestionné on peut doublé par la droite.

Les critères d'intention asymétriques, en notant la gauche  $G$  et la droite  $D$  deviennent :

$$\begin{cases} G \rightarrow D : \tilde{a}_e^{eur} - a_e + p(\tilde{a}_{so} - a_{so}) > \Delta a_{seuil} - \Delta a_{biais} \\ D \rightarrow G : \tilde{a}_e - a_e^{eur} + p(\tilde{a}_{sn} - a_{sn}) > \Delta a_{seuil} + \Delta a_{biais} \end{cases}, \quad (4.11)$$

où  $\Delta a_{biais}$  est un biais pour donner la priorité au retour dans la voie de droite. Dans chaque cas, une grandeur avec un tilde représente la grandeur estimée avant qu'un changement ne soit effectué, une grandeur sans tilde correspond à cette grandeur à l'instant donnée. Ce modèle est valable pour une route à deux voies, il faut le complexifier un peu pour plus de deux voies, notamment pour la voie du milieu. De gauche à droite, on utilise la correction asymétrique pour l'estimation de l'accélération en cas de changement de voie ( $\tilde{a}_e^{eur}$ ) car, dans ce cas, on aura potentiellement un leader à gauche, mais pas pour l'accélération actuelle car on prend en compte l'accélération si l'on reste dans la voie et avec deux voies, pas de voie à gauche dans ce cas. Même chose de droite à gauche, si on change de voie il n'y aura pas de voie plus à gauche, si l'on reste dans la voie il y aura la voie gauche à prendre en compte.

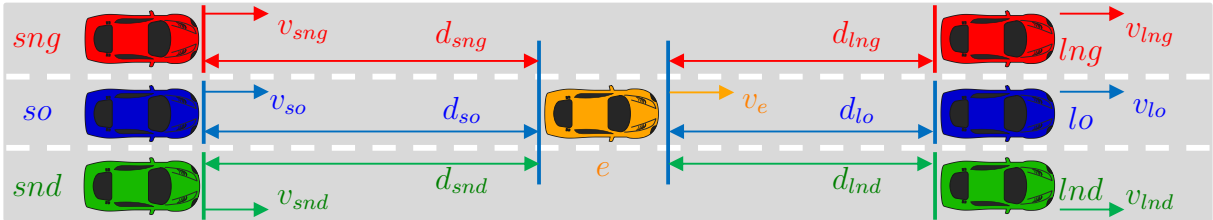


FIGURE 4.10 – Notations pour les véhicules du voisinage de l'égo-véhicule

### 4.3.2 Adaptation du modèle MOBIL au véhicule autonome

Le principe du modèle MOBIL est utilisé comme base dans ces travaux pour générer une consigne latéral pour un véhicule autonome. Comme les travaux du chapitre 3 portent sur des distances et des vitesses, grandeurs seront privilégiées au détriment des accélérations utilisées par les auteurs de MOBIL. Contrairement aux modèles de poursuite utilisés classiquement, un modèle de génération de vitesse est utilisé ici. Les écarts de vitesse seront pris en compte. Le modèle de suivi considéré est la loi ACC dimensionnée au chapitre

3 donc  $d_{refe}$  correspond  $d_{r,i}$  de l'équation (3.10), avec  $d_{refe}$  la distance de référence par rapport au leader dans la voie. Pour les véhicules autonomes, nous considérerons que le paramètre de politesse  $p$  vaut 0. La vitesse de référence qui serait appliquée dans chaque cas au véhicule à l'instant donné est calculée en fonction des données représentées en figure 4.10, où l'interdistance avec ce leader potentiel est  $d_l$ , la vitesse de ce leader  $v_l$  et la vitesse de l'égo-véhicule  $v_e$  et  $v_{lim}$  la vitesse réglementaire dans la voie :

- dans la voie courante :  $v_{xrefeo} = \min(v_{lim}, h_2^{-1}(d_{lo} - d_{refe}) + v_{lo})$ ,
- dans la voie de gauche :  $v_{xrefeg} = \min(v_{lim}, h_2^{-1}(d_{lng} - d_{refe}) + v_{lng})$ ,
- dans la voie de droite :  $v_{xrefed} = \min(v_{lim}, h_2^{-1}(d_{lnd} - d_{refe}) + v_{lnd})$ .

Les critères d'intention asymétriques (4.11), deviennent alors :

$$\begin{cases} G \rightarrow D : v_{xrefed} - v_{xrefeo} > \Delta V_{seuil} - \Delta V_{biais} \\ D \rightarrow G : v_{xrefeg} - v_{xrefeo} > \Delta V_{seuil} + \Delta V_{biais} \end{cases}, \quad (4.12)$$

où  $\Delta V_{biais}$  et  $\Delta V_{seuil}$  sont, respectivement, le biais pour donner la priorité au retour dans la voie de droite et le seuil de vitesse d'écart entre les deux voies pour déclencher un changement.

Une estimation des vitesses de référence qui seraient appliquées aux nouveaux suiveurs potentiels en cas de changement de voie doit être faite pour réécrire le critère de sécurité :

- dans la voie de gauche :  $v_{xrefsng} = \min(v_{lim}, h_2^{-1}(d_{sng} - (d_{refsng})) + v_e)$ ,
- dans la voie de droite :  $v_{xrefsnd} = \min(v_{lim}, h_2^{-1}(d_{snd} - (d_{refsnd})) + v_e)$ .

Le critère de sécurité de la manœuvre de changement de voie est alors redéfini comme :

$$v_{xrefsni} - v_{sni} \geq -\Delta V_{safe}, \quad (4.13)$$

où  $i$  peut être indifféremment  $d$  ou  $g$  suivant que l'on considère le suiveur dans la voie de gauche ou de droite.

En notant  $y_{intg}$  et  $y_{intd}$  deux booléens résultant du critère d'intention 4.12, si  $y_{intg} = 1$  le véhicule veut changer de voie à gauche, et si  $y_{intd} = 1$  le véhicule veut changer de voie à droite, et en notant de la même manière  $S_d$  et  $S_g$  pour les critères de sécurité à droite

et à gauche; la génération de référence latérale est alors définie par la logique suivante :

$$\begin{array}{ll}
 \text{si } (y_{intg} = 1 \text{ et } S_g = 1 \text{ et } (y_{intd} = 0 \text{ ou } S_d = 0)) & \text{alors } y_{ref} = y_{ref} + l_{voie} \\
 \text{sinon si } (y_{intd} = 1 \text{ et } S_d = 1 \text{ et } (y_{intg} = 0 \text{ ou } S_g = 0)) & \text{alors } y_{ref} = y_{ref} - l_{voie} \\
 \text{sinon si } (y_{intd} = 1 \text{ et } S_d = 1 \text{ et } y_{intg} = 1 \text{ et } S_g = 1)) & \text{alors } y_{ref} = y_{ref} + l_{voie} \\
 \text{sinon} & y_{ref} = y_{ref}
 \end{array} \quad , \quad (4.14)$$

où  $l_{voie}$  la largeur des voies de la route.

La loi définie ici sera notée *MOBILnc* dans la suite.

### 4.3.3 Prises en compte de connexions entre les véhicules

Les résultats montrent qu'un tel modèle de changement de voie impose que si un élément plus lent est rattrapé par un peloton et que des véhicules se déplacent dans la voie parallèle empêchant un dépassement immédiat alors les véhicules pourront déclencher leur changement par ordre décroissant du peloton. Le leader du peloton doit attendre que tous les autres aient dépassé. Pour pallier ce phénomène, qui est d'ailleurs observé fréquemment pour des conducteurs humains, les communications entre véhicules sont mises à profit. Pour mettre en place les deux niveaux de coopération, les données suivantes doivent être communiquées entre les véhicules :

- les critères d'intention à gauche et à droite de manière à requérir un changement de voie si le critère de sécurité n'est pas vérifié,
- un booléen, noté  $y_{coop}$ , qui indique si le véhicule coopère pour un éventuel changement de voie si le leader dans la voie adjacente communique qu'il a l'intention de changer de voie,
- les vitesses et les voies actuelles des véhicules pour déterminer quelle voie est la plus fluide à l'instant  $t$ .

#### 4.3.3.1 Coopération locale

La coopération locale peut se faire entre deux véhicules connectés. Si un véhicule connecté empêche un autre de déboîter, cet autre véhicule communique que son intention de changer de voie vaut 1. Le véhicule attend alors que le suiveur concerné lui communique qu'il coopère. Cette coopération est alors indiquée par ce véhicule dès qu'il prend en compte le véhicule qui souhaite s'insérer dans son calcul de vitesse de référence ( $y_{coop} = 1$ ).



De manière à éviter les ralentissements intempestifs dans les voies d'insertion, les véhicules dans la voie principale ne sont pas pris en compte dans le calcul de la référence de vitesse, seul le bout de la voie d'insertion est considéré comme un point d'arrêt. Enfin, si le suiveur gênant coopère, alors le critère de sécurité est placé d'office à 1 :

$$v_{xrefsni} - v_{sni} \geq -\Delta V_{safe} \text{ ou } y_{coopsni} = 1 . \quad (4.15)$$

Cette loi est notée *MOBILcl*.

### 4.3.3.2 Coopération globale

La coopération globale se base sur les vitesses des véhicules leaders de l'égo-véhicule. Chaque véhicule connecté communique ses positions et vitesses, les véhicules calculent les moyennes de vitesse de chaque voie en aval de sa position. Si une voie est significativement plus rapide que la sienne, l'égo-véhicule a alors l'intention de changer de voie dans la direction de celle-ci. Le critère d'intention de la loi *MOBILnc* est alors enrichi par cette condition. Nous noterons cette loi *MOBILc* pour MOBIL coopératif. Cette loi n'est pas étudiée pour le cas fonctionnel, sous Matlab, car il faut beaucoup de véhicules pour que son fonctionnement soit observé. Son impact est étudié à l'aide d'Aimsun.

## 4.4 Résultats

Dans cette section, le comportement dynamique des lois dimensionnées est illustré dans un premier temps sur deux cas simples de trafic : un dépassement et une insertion. Dans un second temps, des infrastructures simulant des cas de vie classiques, insertion et réduction de voie sont mises en place sous Aimsun pour caractériser l'impact des lois dimensionnées sur le trafic. Pour les différents essais réalisés par la suite, sur Matlab et Aimsun, les valeurs numériques des paramètres sont répertoriées dans le tableau 4.1.

### 4.4.1 Cas de vie fonctionnels

Dans cette partie, la dynamique du véhicule, la boucle de régulation et la génération de consigne présentées précédemment sont mises en place sous Matlab/Simulink pour observer le comportement avec la loi non connectée et la loi avec coopération locale. Le

Notations	Description	Unité	Valeur
$h_1$	TIV de la loi de suivie ACC	s	1
$h_2^{-1}$	Correcteur proportionnel de l'ACC	$s^{-1}$	0.6
$r$	Interdistance minimale de l'ACC	m	3
$\Delta V_{seuil}$	Seuil minimal déclenchant un changement de voie	$km\ h^{-1}$	1
$\Delta V_{biais}$	Biais pour prioriser la voie de droite	$km\ h^{-1}$	5
$\Delta V_{safe}$	Seuil de sécurité de changement de voie	$km\ h^{-1}$	10
$v_{lim}$	Vitesse réglementaire de la voie	$km\ h^{-1}$	90
$v_{crit}$	Vitesse de congestion de la voie	$km\ h^{-1}$	60
$N_{voies}$	Nombre de voies dans la section principale		2
$l_{voie}$	largeur de la voie	m	3.2
$\Delta V_{glob}$	Seuil de vitesse de la coopération globale	$km\ h^{-1}$	30

TABLE 4.1 – Valeurs numériques des paramètres utilisées pour les essais de caractérisation des lois de changements de voie

comportement nominal du véhicule est considéré. Un peloton de quatre véhicules est mis en place, tous les véhicules sont équipés du système étudié. Un leader régulé en vitesse seulement est placé comme élément perturbateur. Pour le cas d'insertion, un leader de vitesse nulle est placé artificiellement en bout de la voie d'insertion.

Les résultats observés seront : la vitesse et l'accélération longitudinales, la position et l'accélération latérales ainsi que la position longitudinale relative au véhicule 1. La légende utilisée est la suivante :

- le véhicule noté 1, avec l'abscisse initiale la plus grande, en bleu,
- le véhicule noté 2, avec la seconde abscisse initiale la plus grande, en vert,
- le véhicule noté 3, avec la troisième abscisse initiale la plus grande, en orange,
- le véhicule noté 4, avec la plus petite abscisse initiale, en cyan.

#### 4.4.1.1 Dépassement simple

Le premier cas de vie est le plus simple pour une étude monovoie. Le peloton de quatre véhicules rattrape un véhicule plus lent qui réaccélère pendant la manœuvre de dépassement du peloton. Ce cas d'étude est défini en figure 4.11. Les notations et les couleurs sont conservées pour les résultats. Les résultats observés sont les mêmes pour toutes les lois latérales mises en place.

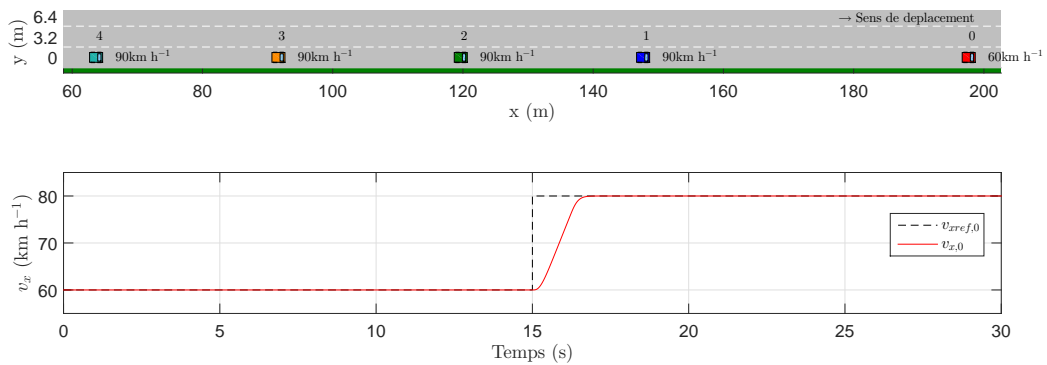


FIGURE 4.11 – Essai réalisé pour caractériser le comportement des lois de changement de voie mises en place pour un dépassement simple

La figure 4.12 représente les résultats obtenus pour ce cas de dépassement. On note que dès que la vitesse du véhicule diminue celui-ci enclenche un dépassement par la gauche. La variation de vitesse observée est inférieure au seuil fixé car ce sont les vitesses mesurées des véhicules qui sont représentées ici et non leurs vitesses de référence qui servent à déclencher le dépassement. On note que les niveaux d'accélération restent assez faibles aussi bien longitudinalement que latéralement. Le dernier véhicule met plus de temps à dépasser comparé aux autres, comme cela peut être vu sur la courbe cyan en haut à gauche, car le véhicule lent réaccélère pendant le dépassement ; ceci permet de vérifier que le retour dans la voie de droite est bien effectué. Enfin les courbes de positions relatives au véhicule 1 montrent que le peloton conserve son ordre initial pendant et après le dépassement avec quasiment pas de variation par rapport aux interdistances en régime permanent.

On en conclut que les modèles de changement de voie permettent d'effectuer un dépassement d'un véhicule lent de manière réaliste avec un niveau de confort acceptable.

#### 4.4.1.2 Insertion

Un second cas permet d'étudier l'effet de la coopération locale mise en place entre les véhicules connectés. La figure 4.13 définit la position initiale et la topologie de la voie d'insertion. Deux véhicules sont sur la voie principale et deux autres sur la voie d'insertion, les véhicules sur la voie d'insertion sont placés volontairement légèrement devant les véhicules de la voie principale pour déclencher la coopération des véhicules sur la voie principale.

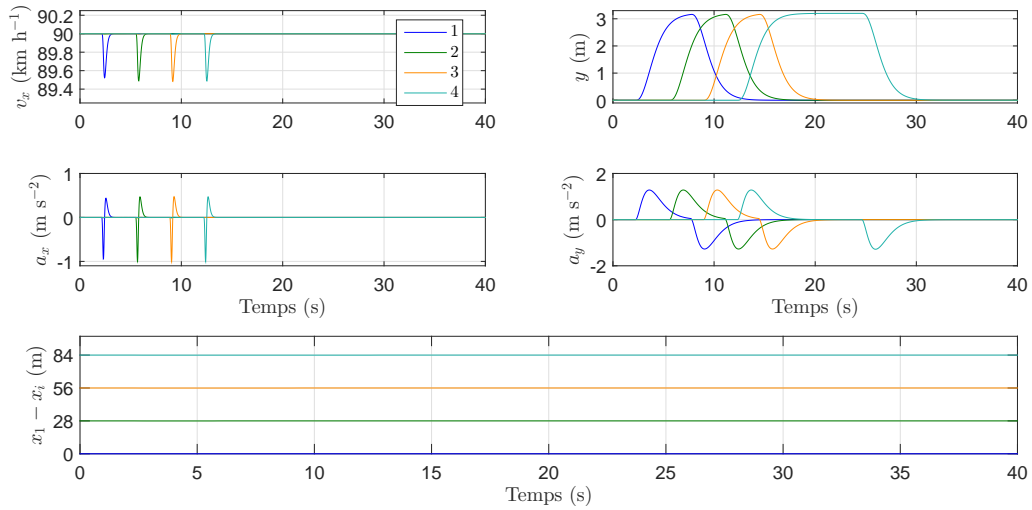


FIGURE 4.12 – Résultats temporels relevés pour la situation de dépassement simple

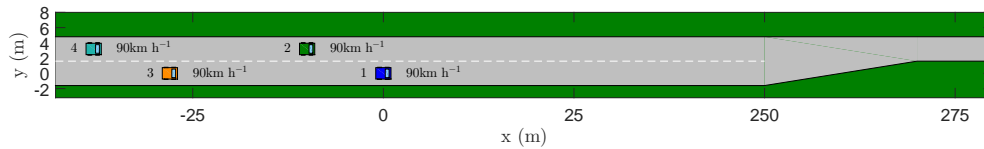


FIGURE 4.13 – Essai réalisé pour caractériser le comportement des lois de changement de voie mises en place pour un cas d’insertion

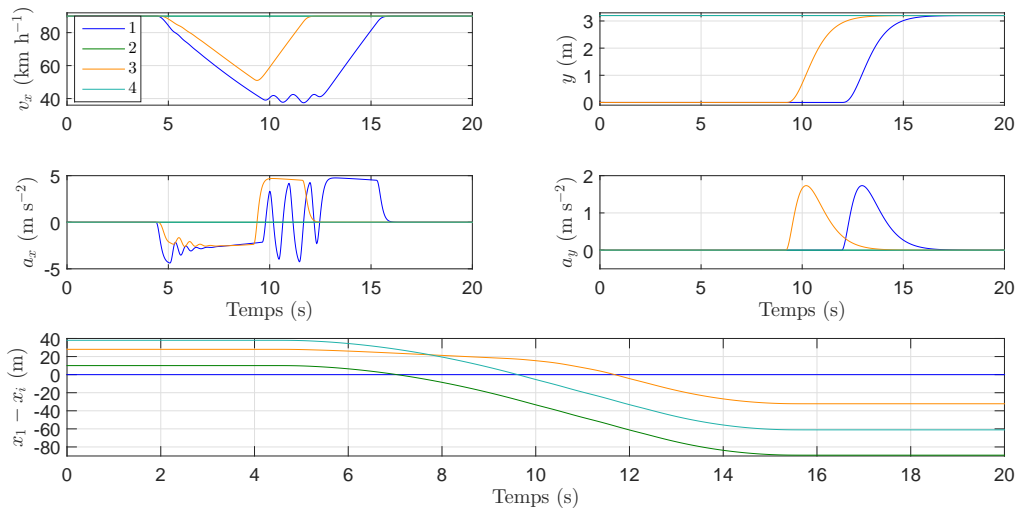


FIGURE 4.14 – Résultats temporels relevés pour la situation d’insertion avec la loi *MOBILnc*

Les résultats observés avec la loi *MOBILnc* sont représentés en figure 4.14. Les positions relatives des autres véhicules par rapport au véhicule 1 montrent que les véhicules 2 et 4 de la voie principale bloquent les véhicules 1 et 3 souhaitant s’insérer. Ensuite le véhicule 3 déboîte dès qu’il peut, avant le véhicule 1 qui change de voie en dernier. Les niveaux d’accélération latérale sont toujours acceptables et équivalents. En revanche, les véhicules de la voie d’insertion doivent fortement ralentir avant de s’insérer, le véhicule 1 déclenche même la loi permettant de s’arrêter en bout de voie avant de pouvoir s’insérer, d’où les oscillations observées. Ces oscillations sont amplifiées par un effet de seuil mal maîtrisé, par manque de temps en fin d’étude, dû au calcul de  $d_{refe}$  avec l’équation (3.10). Les véhicules qui sont déjà sur la voie principale ne sont pas gênés dans leur avancée et maintiennent un niveau de vitesse longitudinale constant.

Les résultats observés avec la loi *MOBILcl* sont représentés en figure 4.15. Dans ce cas, les véhicules dans la voie principale coopèrent à l’insertion des autres véhicules. Les véhicules vont alors former un peloton respectant l’ordre initial des abscisses, les véhicules 1 et 3 ne se retrouvent pas bloqués dans la voie d’insertion. Ce comportement a pour effet de faire ralentir de plus en plus les véhicules en amont pour laisser passer les véhicules s’insérant car l’essai concerne le cas où les véhicules dans la voie d’insertion demandent une coopération.

En résumé, la loi coopérative permet bien de faciliter l’insertion pour les véhicules le souhaitant. Les deux cas présentés sont les deux extrêmes. En non connecté, personne

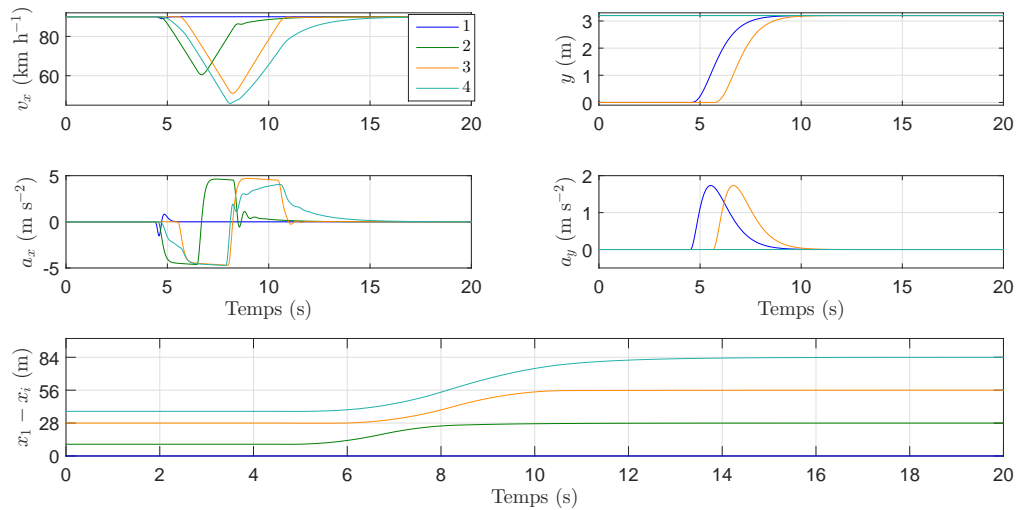


FIGURE 4.15 – Résultats temporels relevés pour la situation d’insertion avec la loi *MOBILcl*

ne coopère ce qui pénalise les premiers à vouloir s’insérer. En connecté, tous les suiveurs ralentissent pour respecter l’alternance entre voie principale et voie d’insertion.

#### 4.4.2 Impact sur le trafic

La méthode mise en place est analogue à celle de la section 3.4.2. Aimsun est utilisé pour simuler des situations de trafic routier réalistes. Le modèle dynamique latéral par défaut utilisé pour modéliser les véhicules humains est basé sur un modèle d’acceptation d’écart (gap acceptance en anglais), une machine d’état est mise en place pour définir si les véhicules humains coopèrent ou non.

Pour l’étude de fonctions multivoies, les trois lois mises en place et nommées *MOBILnc*, *MOBILcl* et *MOBILc*, sont implémentées pour étudier leur impact sur le trafic. Chaque loi est mise en place indépendamment des autres. Le trafic est composé de véhicules humains (avec les modèles et paramètres par défaut d’Aimsun) et de VACs équipés d’une des trois, cette loi étant fixée pour une simulation donnée. Le code couleur utilisé pour la représentation des résultats est le suivant :

- en rouge : les VACs sont équipés du système *MOBILnc* ;
- en bleu : les VACs sont équipés du système *MOBILcl* ;
- en vert : les VACs sont équipés du système *MOBILc*.

De la même manière qu’au chapitre 3, les résultats présentés sont obtenus en réalisant

10 essais d'une même simulation, en introduisant des variations aléatoires des paramètres sur chacune des simulations. Les échantillons temporels de chacune des séries de données obtenues sont moyennées puis l'intégrale discrète de ce signal temporel moyen est calculée. Les intégrales discrètes obtenues sont alors comparées. Les données reportées ici sont le temps de trajet moyen de tous les véhicules entre une entrée et la sortie, qui donne une information sur la fluidité du flux de véhicules et la densité de véhicules, qui donne une information sur le nombre de véhicules qui circulent entre une entrée et une sortie. De plus, le nombre total de changements de voie observés est relevé pour se rendre compte du coût en changements de voie des améliorations qui pourraient être potentiellement observées.

Le tableau 4.2 définit les demandes d'entrée de véhicules pour les différents essais réalisés. Seul le cas avec un débit de  $1500 \text{ veh } h^{-1}$  est étudié pour avoir un trafic assez dense. Comme l'essai dure une demi heure, le nombre de véhicules demandé est le débit en  $\text{veh } h^{-1}$  divisé par deux dans le cas d'une voie et le débit en  $\text{veh } h^{-1}$  dans le cas de deux voies.

	$E_1$	$E_2$
$S_1$ ( $1500 \text{ veh } h^{-1}$ ) 1 voie principale	750	100
$S_1$ ( $1500 \text{ veh } h^{-1}$ ) 2 voies principales	1500	100

TABLE 4.2 – Matrice Origine/Destination des simulations multivoies pour un temps total de simulation de 30 min

Aimsun ne permettant pas de définir une dynamique latérale, les changements de voie sont immédiatement réalisés dès qu'une voie est sélectionnée et validée par le modèle.

#### 4.4.2.1 Cas simple : pas de modification de l'infrastructure

Le premier étudié est simple, 4 km de ligne droite à deux voies, la limitation de vitesse est tout le long de  $90 \text{ km } h^{-1}$ , le taux de véhicules équipés varie (figure 4.16) et les caractéristiques du trafic sont relevées.

Sur la figure 4.17, le temps de trajet moyen des véhicules est relevé. Le temps de trajet à vitesse réglementaire est de 160 s. Le gain potentiel est donc assez faible puisqu'avec un trafic composé uniquement de conducteurs humains le temps moyen est de 166 s. Les trois lois dimensionnées permettent de gagner 6 s. En revanche, avec la loi de coopération globale, les résultats avec peu de véhicules humains sont fortement dégradés

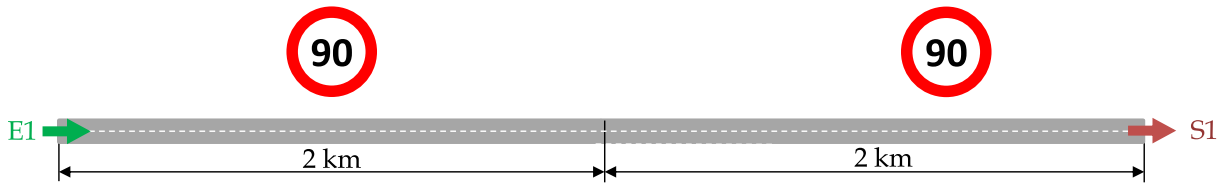


FIGURE 4.16 – Infrastructure Aimsun pour l’essai simple multivoies

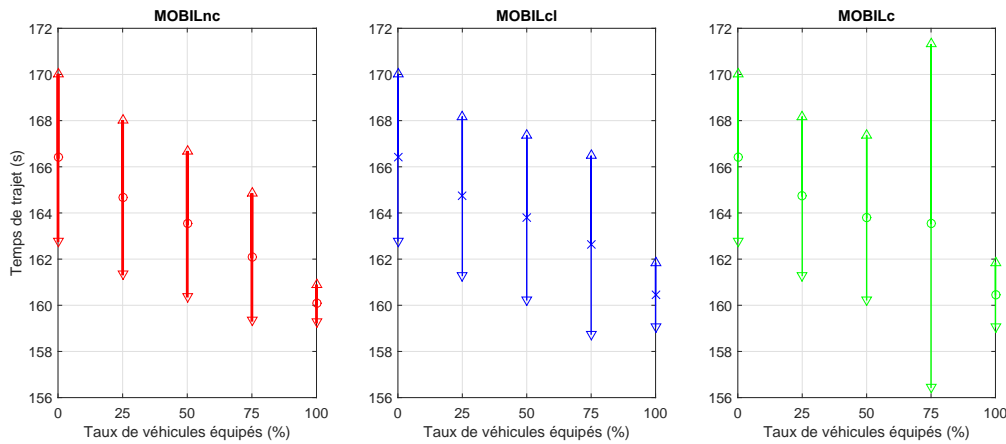


FIGURE 4.17 – Temps de trajet pour le cas simple en fonction du taux de véhicules équipés

au niveau de l’écart-type observé. Ce phénomène s’explique par des comportements très différents entre les VACs et les conducteurs humains dans ce cas.

En figure 4.18, on observe la densité moyenne de véhicules sur les 4 km. La diminution du temps de trajet entraîne une légère diminution de la densité de véhicule. La situation est plus fluide lorsque le taux de véhicules équipés augmente, autant de véhicules passent en moins de temps.

En revanche, pour atteindre ce gain en fluidité, le nombre de dépassements observés augmente beaucoup lorsque le taux de véhicules équipés augmente. Notamment lorsque 25% de véhicules humains sont présents le nombre de changement de voie atteint son maximum qui est particulièrement élevé pour la loi de coopération globale. La loi *MOBILnc* minimise le nombre de dépassements observés car les véhicules autonomes ne coopèrent pas entre eux contrairement aux deux autres lois avec les véhicules connectés.

*On en conclut que les lois dimensionnées ne perturbent pas la fluidité du trafic libre mais augmente le nombre de changement de voies.*



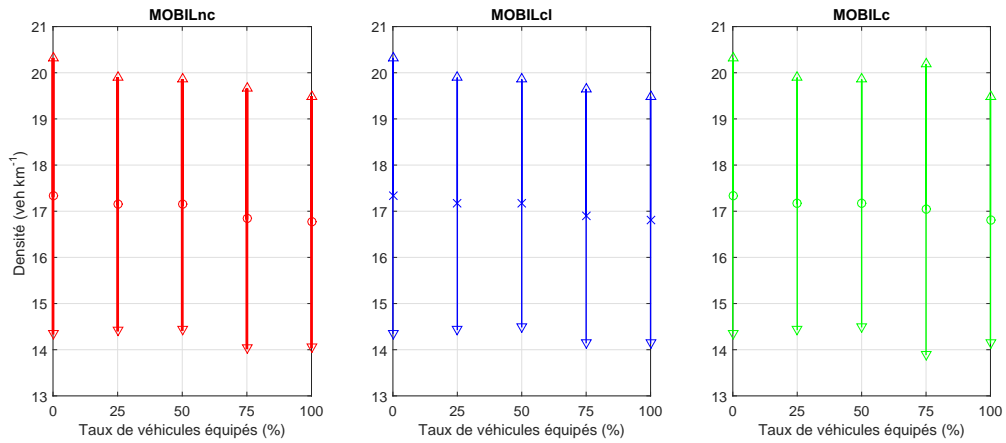


FIGURE 4.18 – Densité de véhicules pour le cas simple en fonction du taux de véhicules équipés

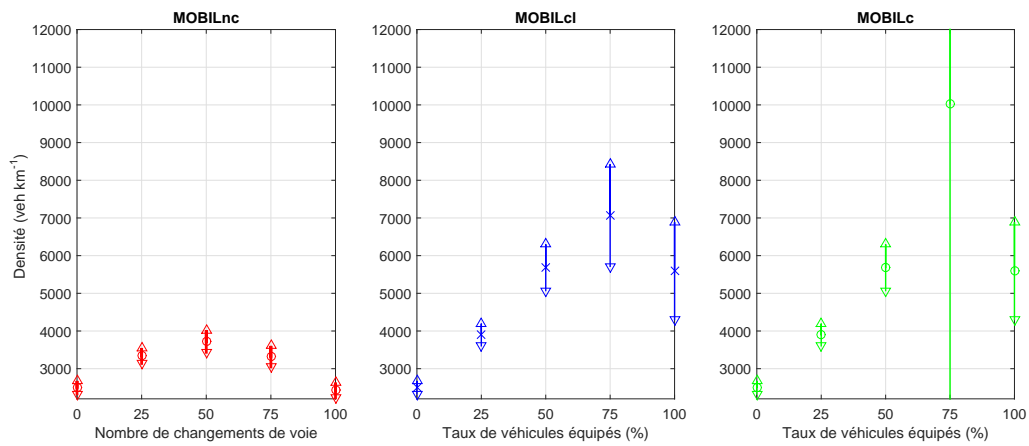


FIGURE 4.19 – Nombre total de changements de voie observés pour le cas simple en fonction du taux de véhicules équipés

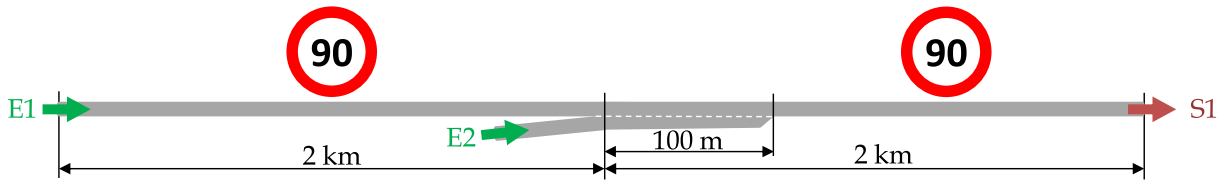


FIGURE 4.20 – Infrastructure Aimsun pour l’essai d’insertion avec une seule voie sur la route principale

#### 4.4.2.2 Cas d’insertion avec une voie sur la route principale

Ce cas de vie est le même que celui étudié au chapitre 3 pour l’insertion. La vitesse réglementaire est partout de  $90 \text{ km h}^{-1}$ , il y a 2 km de voie principale avant une insertion avec 200 m de voie d’insertion puis encore 2 km en aval de l’insertion (figure 4.20). Pour rappel, le temps de trajet à vitesse réglementaire est de 160 s entre  $E1$  et  $S1$ , et de 92 s entre  $E2$  et  $S1$ .

Sur la figure 4.21, le temps de trajet moyen des véhicules est relevé. Le gain potentiel est donc assez conséquent puisqu’avec un trafic composé uniquement de conducteurs humains le temps moyen est de 240 s depuis  $E1$  et 280 s depuis  $E2$ . Comme avec la loi monovoie simple du chapitre 3, avec les trois lois dimensionnées, plus le taux de véhicules équipés augmente plus le temps de trajet est diminué. En voie principale, dans le cas le plus favorable, est atteinte une valeur légèrement inférieure à 165 s et autour des 110 s depuis la voie d’insertion. Par rapport au cas monovoie, ce sont une trentaine de secondes qui sont gagnées avec de telles lois. On observe que les lois connectées n’ont pas d’impact en voie principale mais permettent de gagner une dizaine de secondes en voie d’insertion. En revanche, la loi de coopération globale n’apporte rien par rapport à la loi avec coopération locale seulement. Cela paraît logique avec une voie principale car le seul choix pour les véhicules de la voie d’insertion est de s’insérer sur la voie principale que celle-ci soit encombrée ou non.

En figure 4.22, on observe la densité moyenne de véhicules en amont de l’insertion sur les deux routes possibles et en aval de celle-ci. Les lois dimensionnées permettent de diminuer la densité de véhicules relevées car ceux-ci traversent l’infrastructure plus vite. Les lois connectées maintiennent un niveau de densité plus élevé en insertion car les véhicules mettent moins de temps à s’insérer et la moyenne s’effectue dans cette voie sur un horizon temporel plus restreint. La densité de véhicules diminue en aval de l’insertion pour des taux de véhicules connectés supérieurs à 50%

La figure 4.23 permet de se rendre compte que ce niveau de performances est obtenu

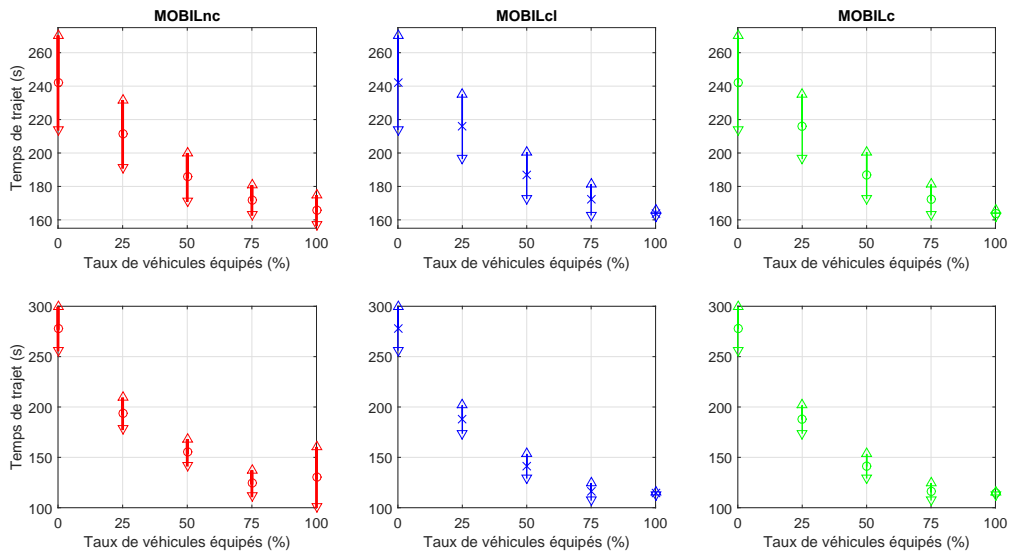


FIGURE 4.21 – Temps de trajet pour le cas d’insertion avec une voie sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés. En haut : sur la voie principale entre E1 et S1. En bas : depuis la voie d’insertion entre E2 et S1

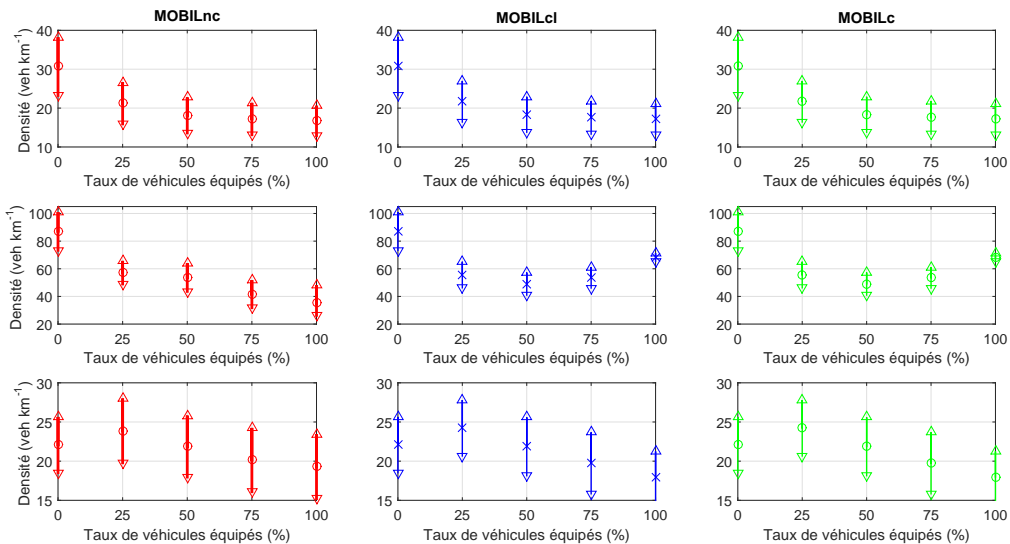


FIGURE 4.22 – Densité de véhicules pour le cas d’insertion avec une voie sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés. En amont de l’insertion sur la voie principale en haut, en amont d’insertion sur la voie d’insertion au milieu et en aval de l’insertion en bas

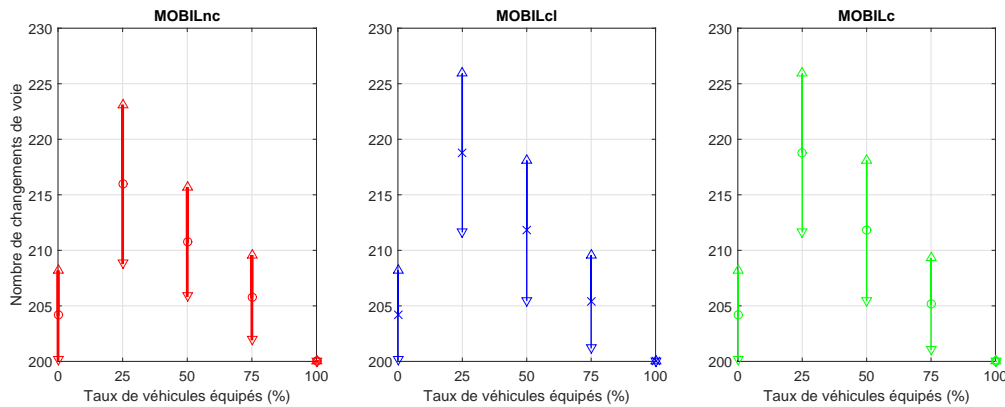


FIGURE 4.23 – Nombre total de changements de voie observés pour le cas d’insertion avec une voie sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés

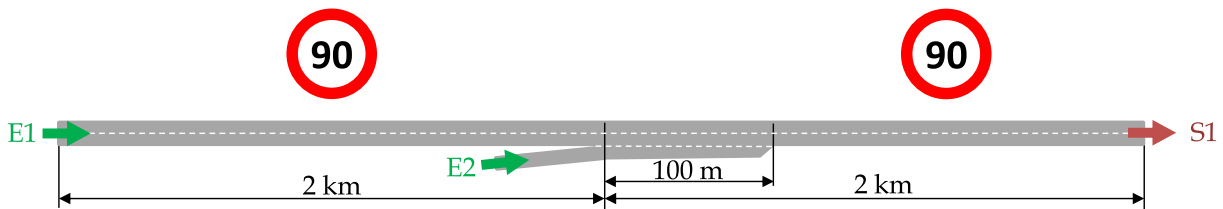


FIGURE 4.24 – Infrastructure Aimsun pour l’essai d’insertion avec deux voies sur la route principale

sans augmenter significativement le nombre de changements de voie observé. Notons que le nombre de changements de voie est supérieur au nombre de véhicules entrant de quelques unités car les véhicules humains de Aimsun non respectueux essaient de doubler par la voie d’insertion.

*En résumé, les lois de comportement permettent de gagner en temps moyen de trajet pour les véhicules s’insérant sans pénaliser la voie principale. Les lois connectées permettent un gain non négligeable par rapport à la loi non connectée. En revanche, la coopération globale n’apporte rien dans ce cas car la voie principale ne comporte qu’une seule voie donc cette fonctionnalité n’est pas exploitable ici.*

#### 4.4.2.3 Cas d’insertion avec deux voies sur la route principale

Ce cas de vie est similaire au précédent mais deux voies sont placées pour la route principale de manière à encore plus exploiter les changements de voie (figure 4.24). Le temps de trajet à vitesse réglementaire est toujours de 160 s entre  $E1$  et  $S1$ , et de 92 s entre  $E2$  et  $S1$ .

Sur la figure 4.25, le temps de trajet moyen des véhicules est relevé. Le gain potentiel

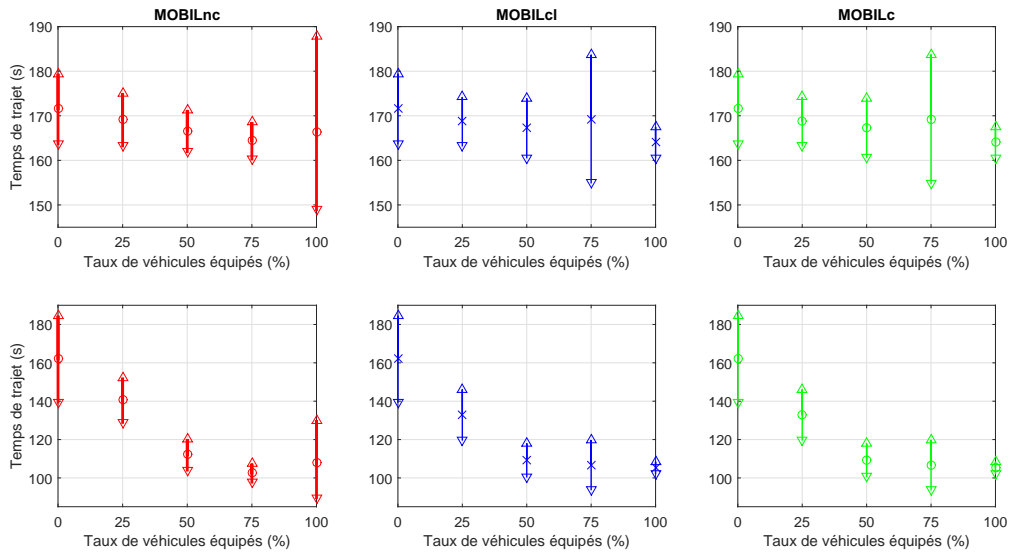


FIGURE 4.25 – Temps de trajet pour le cas d’insertion avec deux voies sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés. En haut : sur la voie principale entre E1 et S1. En bas : depuis la voie d’insertion entre E2 et S1

est assez faible en voie principale, un peu plus de 10 secondes. Les lois étudiées permettent de gagner la moitié de cet écart. Les lois connectées sont très efficaces pour de forts taux de pénétration par rapport à la loi non connecté. En revanche, jusqu’à 75% de taux de véhicules équipés, la loi non connectée est bien plus efficace car l’écart-type est plus resserré pour des gains en temps équivalents. En voie d’insertion les lois connectées sont cependant légèrement meilleures que la loi non connectée, le gain en temps est important en présence des véhicules connectés.

La figure 4.26 relève les densités de trafic dans les différents tronçons. Les résultats apparaissent relativement similaires pour les trois lois et le niveau de densité varie peu. En conséquence, plus il y a de véhicules connectés plus ils se répartissent latéralement et se déplacent proches les uns des autres longitudinalement.

La figure 4.27 montre le nombre de dépassements observé. Les lois connectées augmentent fortement ce nombre. Plus les véhicules connectés augmentent, plus le nombre de dépassements augmente.

*La situation est améliorée par les lois dimensionnées. Les lois connectées sont efficaces au prix d’un nombre de changement de voie plus conséquent. En revanche la loi avec coopération globale ne permet pas de gain par rapport à la loi avec coopération locale seule car le trafic est déjà assez fluidifié par la loi avec coopération globale.*

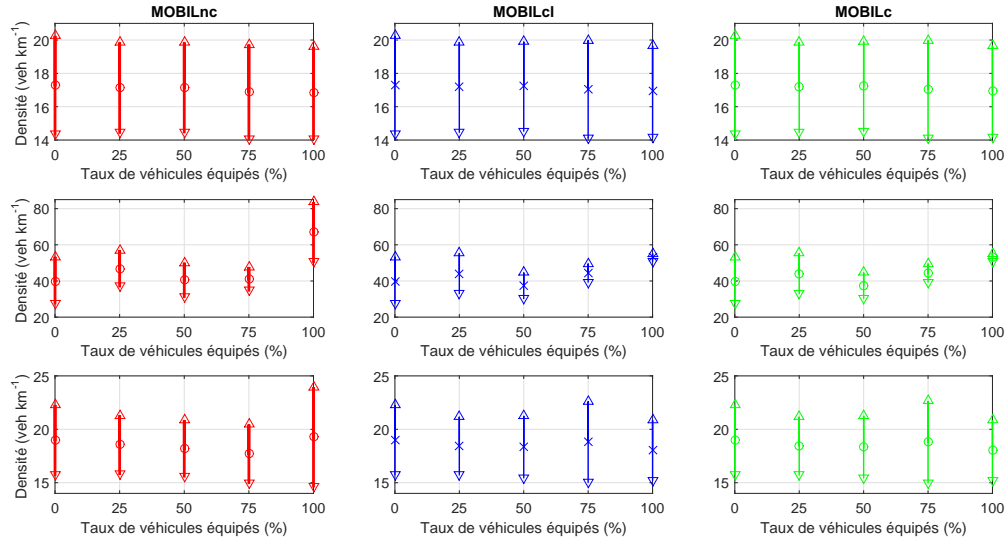


FIGURE 4.26 – Densité de véhicules pour le cas d’insertion avec deux voies sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés. En amont de l’insertion sur la voie principale en haut, en amont d’insertion sur la voie d’insertion au milieu et en aval de l’insertion en bas

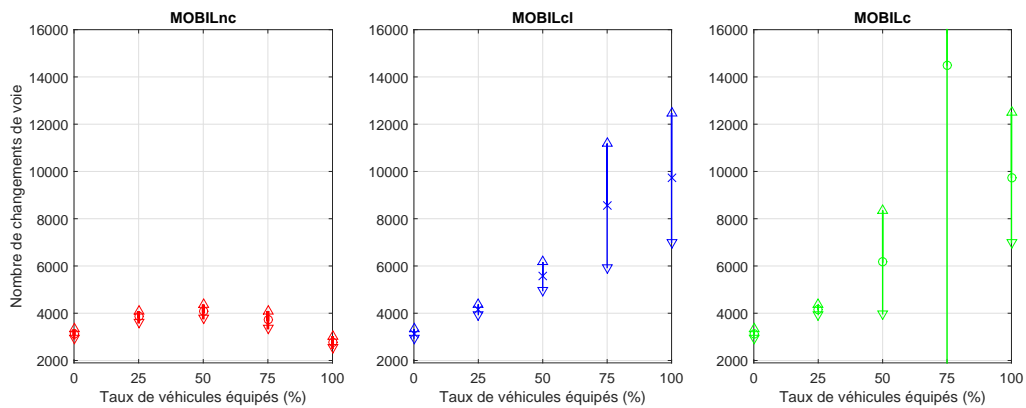


FIGURE 4.27 – Nombre total de changements de voie observés pour le cas d’insertion avec deux voies sur la route principale en fonction du taux de véhicules équipés

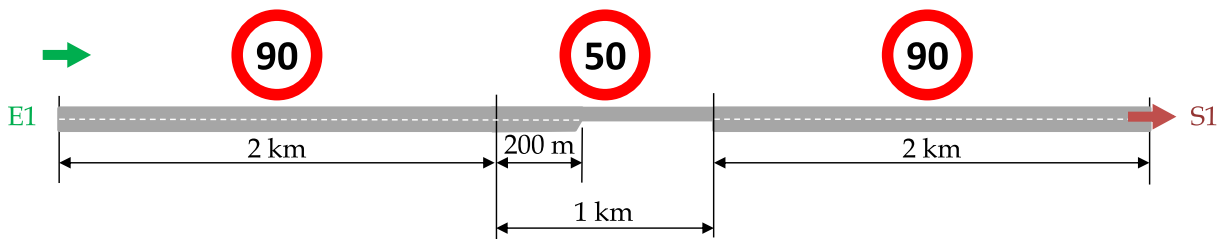


FIGURE 4.28 – Infrastructure Aimsun pour l’essai avec réduction d’une voie et de la limite de vitesse comme pour une zone de travaux

#### 4.4.2.4 Réduction de voie

Le dernier cas de vie étudié correspond, par exemple, à une zone de travaux sur une rocade. Un déplacement à  $90 \text{ km h}^{-1}$  peut s’effectuer sur 2 km avec deux voies puis sur 1 km la vitesse se réduit à  $50 \text{ km h}^{-1}$  et une voie est fermée, ensuite la situation revient à la normale avec deux voies et  $90 \text{ km h}^{-1}$  (figure 4.28). Le temps de trajet à vitesse réglementaire est de 232 s.

Sur la figure 4.29, le temps de trajet moyen des véhicules est relevé. Le gain potentiel est très élevé car le temps de trajet d’un trafic composé de véhicules tous non autonomes et non connectés est de 810 s environ. Les lois étudiées permettent de gagner beaucoup de temps moyen de trajet, plus de 100 s avec 25% de véhicules équipés, environ de 300 s avec 50% de véhicules équipés, environ de 450 s avec 75% de véhicules équipés et environ de 500 s avec 100% de véhicules équipés. Pour quelques dizaines de secondes, les lois connectées sont meilleures que la loi non connectée.

La figure 4.30 montre que pour les lois dimensionnées, les densités observées sont similaires. Des différences peuvent être observées pour 100% de véhicules équipés, pour les lois connectées, la densité diminue beaucoup dans la voie de réduction mais est plus importante dans les voies en aval. Ceci traduit le fait que les véhicules se répartissent mieux en sortie de la réduction.

La figure 4.31 montre que les performances sont améliorées avec 50% de changement de voie en plus pour la loi non connectée et en doublant au moins le nombre de changement pour les lois connectées. La loi avec coopération globale entraîne plus de dépassements que la loi avec coopération locale seule, surtout pour les taux de pénétration inférieurs ou égaux à 50%.

*Pour ce cas de vie, les lois mises en place se révèlent très efficaces. Au prix d’une augmentation significative du nombre de changements de voie, la coopération entre véhicules connectés permet d’améliorer encore la situation. En revanche, bien que la coopération*

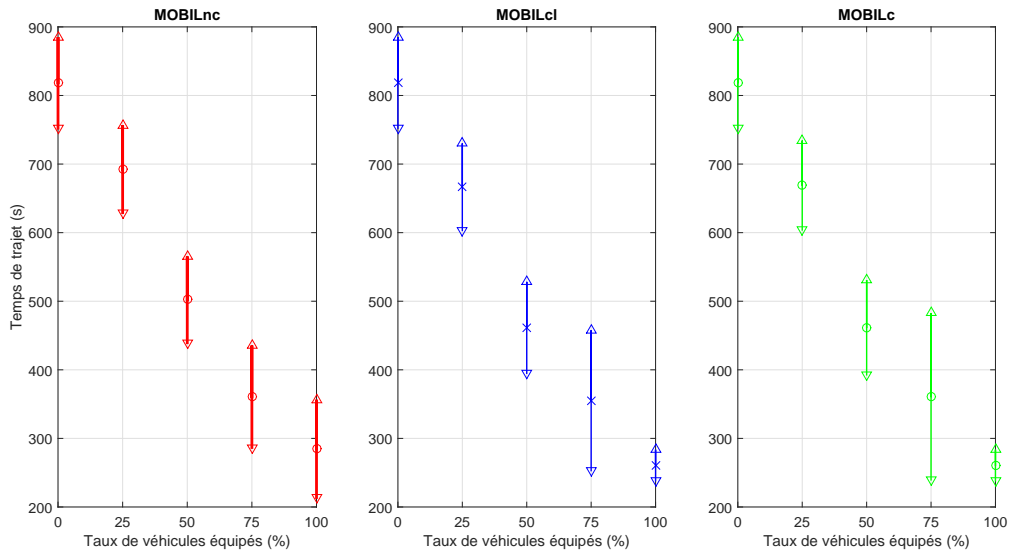


FIGURE 4.29 – Temps de trajet pour le cas de réduction de voie et de ralentissement en fonction du taux de véhicules équipés

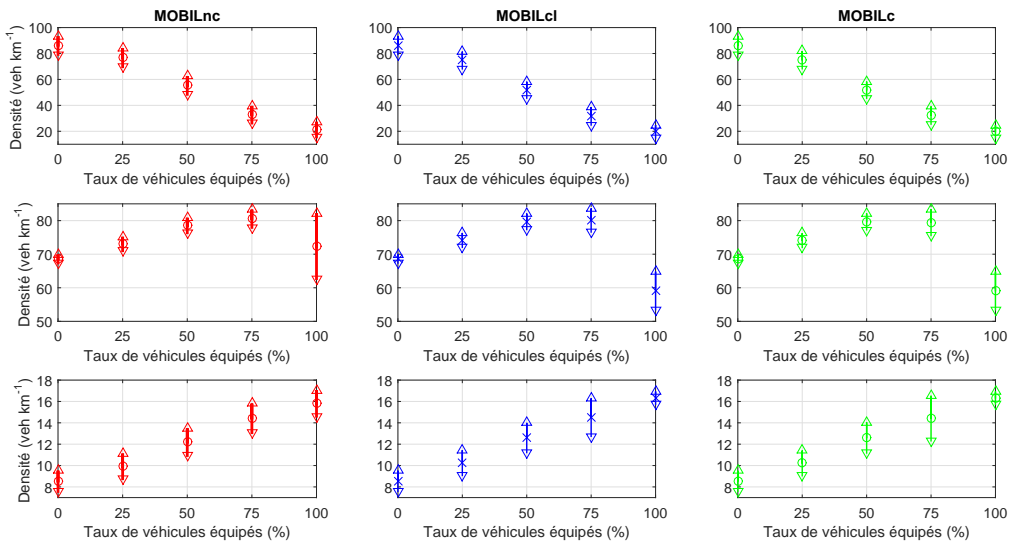


FIGURE 4.30 – Densité de véhicules pour le cas de réduction de voie et de ralentissement en fonction du taux de véhicules équipés. En haut : avant la réduction de voie, au milieu : sur le tronçon à une voie, en bas : après la réaugmentation du nombre de voie



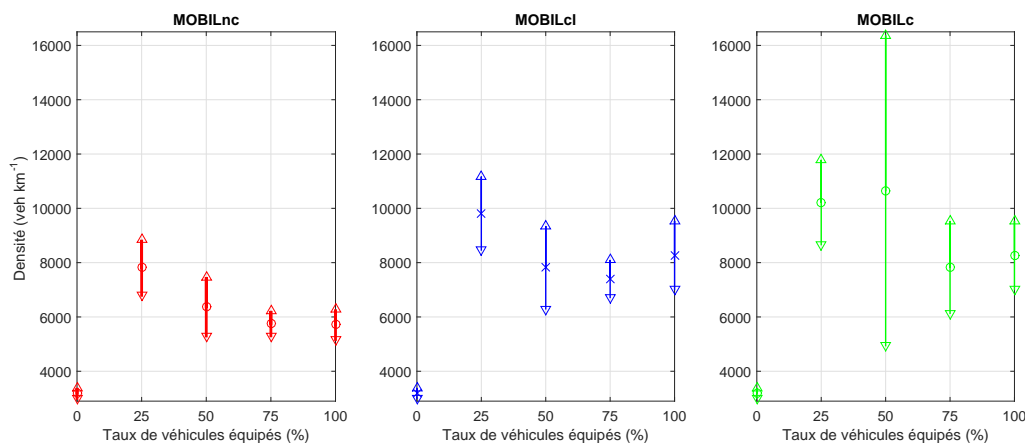


FIGURE 4.31 – Nombre total de changements de voie observés pour le cas de réduction de voie et de ralentissement en fonction du taux de véhicules équipés

*globale augmente le nombre de dépassements, les résultats observés sont similaires à ceux avec coopération locale seule.*

## 4.5 Conclusions

Pour conclure, une loi de commande latérale du véhicule a été proposée avec de bonnes performances dynamiques en termes de temps de changement de voie et de niveau d'accélération latérale. Un élément « feedforward » filtré est mis à profit pour cela. Dans un second temps, un modèle de sélection de voie discret est proposé pour effectuer la génération de consigne latérale du véhicule. Ce modèle respecte les règles de circulation européennes, avec dépassement par la gauche, le véhicule dépasse toujours à gauche et vient se rabattre toujours dans la voie la plus à droite.

La génération de référence est ensuite enrichie par des données issues de la coopération. Dans ce cadre, même les données simples de vitesse et d'écart par exemple pourraient être communiquées pour robustifier le système. En effet, la fusion de données n'est pas une problématique abordée ici, mais en pratique il est difficile d'obtenir des données fiables sur plusieurs voies. Ici, deux véhicules connectés coopèrent grâce à une loi de commande qui fait céder le passage au véhicule dans la voie principale par rapport à un véhicule voulant s'insérer. Il a aussi été imaginé une coopération dite globale, les véhicules récupèrent les vitesses de leurs leaders connectés et reconstruisent la vitesse moyenne de chaque voie pour sélectionner la plus fluide.

Dans ce cadre, des essais ont établi que les lois dimensionnées sont fonctionnelles

dans des cas de dépassement et d'insertion avec des niveaux de confort acceptables pour un passager.

Les essais sous Aimsun ont mis en évidence que l'introduction de véhicules autonomes et connectés dans le trafic permet d'améliorer des situations en termes de fluidité. Bien que les gains soient marginaux en déléguant seulement le comportement longitudinal à l'égo-véhicule, ici la présence de véhicules autonomes latéralement et longitudinalement améliore grandement la fluidité du trafic en augmentant le nombre de changements de voie. L'exploitation de données issues de communications entre véhicules a permis d'améliorer encore la situation même si une coopération locale s'est avérée aussi efficace qu'une coopération globale.

Les perspectives sont de faire les mêmes essais mais avec des paramètres différents notamment au niveau des seuils de déclenchement de dépassement afin d'étudier leur impact et d'affiner alors la coopération globale entre véhicules connectés en pondérant leur vitesse dans le calcul de la moyenne en fonction de leur éloignement pas exemple.



# Conclusion générale et perspectives

Une grande partie de ces travaux porte sur la mise en place de lois de commande longitudinales et latérales pour un véhicule. Dans ce cadre, un régulateur de vitesse complet, incluant un élément « feedforward » filtré par un transfert d'ordre non entier permet de choisir finement les performances dynamiques du système. Une génération de référence de vitesse longitudinale prenant en compte les conditions de fonctionnement du véhicule permet d'anticiper, dès cette étape, les éventuelles pertes d'adhérence du véhicule. Les résultats sont probants bien qu'il soit difficile d'obtenir certaines données en temps réel comme le taux de glissement, qui ne peut être que grossièrement estimé ou la pente de la route, qui pourrait être disponible via une cartographie avec un positionnement assez précis. La mise en place de préfiltres, alternatifs au préfiltre de type Davidson-Cole, est envisageable de manière à autoriser un dépassement de la valeur finale pour le modèle nominal et de pouvoir choisir les performances de l'asservissement comme l'on souhaite. Libérer cette contrainte de dépassement pourrait entraîner un gain en termes de rapidité notamment.

Dans un second temps, un modèle de poursuite de type ACC est étudié puis enrichi de données issues de connexions entre les véhicules. La stabilité de corde est utilisée pour dimensionner les lois proposées. Les performances en termes de confort, d'impact environnemental, de fluidité de trafic et de sécurité des lois dimensionnées sont étudiées. Les résultats montrent que la connectivité entre véhicules permet des gains de confort, de l'impact environnemental et de la sécurité mais pour la fluidité de trafic une loi autonome non connecté permet d'obtenir des résultats similaires. Il apparaît que la prise en compte du comportement en changement de voie est très important si l'on souhaite fluidifier le trafic. Il reste ainsi à améliorer la loi de suivi en termes de prise en compte du freinage d'urgence. Une loi de commande plus performante peut également être mise en place pour la boucle de régulation de distance intervéhiculaire de l'ACC. Ici, un gain simple est dimensionné, un correcteur plus performant permettrait d'améliorer encore les

performances des systèmes considérés.

Enfin l'étude du comportement latéral du véhicule a permis de mettre en place une double de régulation en lacet et en position latérale du véhicule reprenant la méthode incluant un élément « feedforward » développée pour la régulation longitudinale. Le modèle de changement de voie MOBIL est ensuite adapté en méthode de génération de référence latérale pour la régulation mise en place. Une coopération locale est proposée grâce aux communications entre véhicules connectés. Un véhicule communique son intention, si le véhicule qui l'empêche de déboîter est connecté celui-ci va ralentir et lui indiquer qu'il coopère et le laisse s'insérer. Un niveau global de répartition latérale des véhicules est mis en place, les véhicules calculent les vitesses moyennes des voies devant eux grâce aux informations collectées via les communications intervéhiculaires et sélectionnent la voie la plus rapide. Les performances obtenues en termes de fluidité du trafic se sont révélées très bonnes, les lois connectées sont plus efficaces que les lois non connectées. En revanche, aucun gain n'est relevé avec une coopération globale par rapport à l'étude avec la coopération locale isolée. Il serait intéressant d'étudier les lois dimensionnées avec d'autres valeurs de paramètres et d'autres méthodes globales de sélection de voie pour voir si la situation peut être améliorée.

# Bibliographie

- [Aerde, 1995] Aerde, M. « Single regime speed-flow-density relationship for congested and uncongested highways ». *74th TRB Annual Conference*.
- [Ahmed, 1999] Ahmed, K. I. *Modeling Drivers' Acceleration and Lane Change Behavior*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology.
- [Ahn et Ross, 1993] Ahn, F. et Ross, M. « Model of fuel economy with applications to driving cycles and traffic management ». *Transportation Research Record*, vol. 9, pp. 105–114.
- [Ahn, 1998] Ahn, K. *Microscopic fuel consumption and emission modeling*. PhD thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University.
- [Anderson et al., 2012] Anderson, M., Wibben, R. et Becker Jensen, H.-C. « Design of Slip-based Active Braking and Traction Control System for the Electric Vehicle QBEAK ». Master's thesis, Aalborg University.
- [Ardekani et al., 2011] Ardekani, S., Ghandehari, M. et Nepal, S. « Macroscopic speed-flow models for characterization of freeway and managed lanes ». *Politechnic diniasi*, vol. 7(no. 6).
- [Aron et al., 2003] Aron, M., Biecheler, M. et Peytavin, J. « Temps inter-véhiculaires et vitesses : Quels enjeux de sécurité sur les routes de normandie. deuxième étape : vitesses et inter-distances pratiquées, liens avec les débits et les accidents ». *Technical report, IFSTTAR*.
- [Bakker et al., 1987] Bakker, E., Nyborg, L. et Pacejka, H. B. « Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies ». In *SAE Technical Paper*. SAE International.
- [Bakker et al., 1989] Bakker, E., Pacejka, H. et Lidner, L. « A new model with an application in vehicle dynamics studies ». *Society of Automotive Engineers*, Paper 890087.
- [Barbieri, 1993] Barbieri, E. « ACC/CACC-control design, stability and robust performance ». *ASME J Dyn Syst Meas Control*, vol. 115(no. 3), pp. 546–551.

- [Bellemans et al., 2002] Bellemans, T., De Schutter, B. et De Moor, B. « Models for traffic control ». *Journal A*, vol. 43(no. 3-4), pp. 13–22.
- [Bellu, 1998] Bellu, S. « Histoire mondiale de l'automobile ». Flammarion.
- [Bester, 1981] Bester, C. *Fuel Consumption of Highway Traffic*. PhD thesis, University of Pretoria.
- [Bin et al., 2003] Bin, M., Uno, N., et Iida, Y. « A study of lane-changing behavior model at weaving section considering conflict ». *Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies*, vol. 5, pp. 2039–2052.
- [Bordes, 1979] Bordes, G. « Encyclopédie de A à Z ». *Atlas, Paris*, vol. 2, pp. 578.
- [Bowyer, 1984] Bowyer, D. « Procedures for estimating fuel consumption in small urban road networks : saturn validation ». *Technical report Australian Road Research Board*.
- [BP, 2017] BP. « BP Statistical Review of World Energy ». 67<sup>th</sup> edition.
- [Bu et Chan, 2012] Bu, F. et Chan, C.-Y. « Adaptive and Cooperative Cruise Control ». *Handbook of Intelligent Vehicles*, Chapter 9, pp. 191–207.
- [Buehler et al., 2009] Buehler, M., Lagnemma, K. et Singh, S. *The DARPA Urban Challenge - 2009 - Autonomous Vehicles in City Traffic*. Springer.
- [Burdzik et al., 2012] Burdzik, R., Folega, P., Konieczny, L., Lazarz, B., Stanik, Z. et Warczek, J. « Analysis of material deformation work measures in determination of a vehicle's collision speed ». *Archives of materials science and engineering*, vol. 58(no. 1), pp. 13–21.
- [Busch, 2015] Busch, M. « 150-Year-Old Technology ». *Sport Aviation*, vol. 26.
- [Cappiello et al., 2002] Cappiello, A., Chabini, I., K., N. E., Luè, A. et Abou Zeid, M. « A Statistical Model of Vehicle Emissions and Fuel Consumption ». *IEEE 5th International Conference on ITS Singapore*.
- [Caracalla, 1990] Caracalla, J.-P. *L'aventure Peugeot*. Denoël.
- [Carton et al., 1884] Carton, C. L., Delepierre, J. O. et Van de Putte, F. « Biographie des hommes remarquables de la Flandre-Occidentale ». p. 269.
- [Cebr, 2014] Cebr. « The future economic and environmental costs of gridlock in 2030, An assesment of the direct and indirect economic and environmental costs of idling in road traffic congestion to households in the UK, France, Germany and the USA ». Report for INRIX.

- [Chin et al., 1991] Chin, H., Quek, S., et Cheu, R. « Traffic conflicts in expressway merging ». *Journal of Transportation Engineering*, vol. 117(no. 6), pp. 633–643.
- [Chu, 1974] Chu, K.-C. « Optimal decentralized regulation for a string of coupled systems ». *IEEE Trans Autom Control*, vol. 19(no. 3), pp. 243–246.
- [Clark, 1981] Clark, S. *Mechanics of pneumatics tires*. NHTSA, US Department of Transportation (National Highway Traffic Safety Administration).
- [Coulibaly, 2007] Coulibaly, T. « Il y a un siècle, l’automobile ». *Éditions Ouest-France*, Rennes.
- [Davidson et Cole, 1951] Davidson, D. W. et Cole, R. H. « Dielectric Relaxation in Glycerol, Propylene Glycol, and n-Propanol ». *The Journal of Chemical Physics*, vol. 19(no. 12), pp. 1484–1490.
- [De Schutter et al., 2012] De Schutter, B., Ploeg, J., Baskar, L. D., Naus, G. et Nijmeijer, H. « Hierarchical, Intelligent and Automatic Controls ». *Handbook of Intelligent Vehicles*, Chapter 5, pp. 102–109.
- [Del Castillo et Benitez, 1995] Del Castillo, J. et Benitez, F. « On the functional form of the speed-density relationship : General theory ». *Transport Research Part B*, vol. 29, pp. 373–389.
- [Derbel, 2014] Derbel, O. *Modélisation microscopique et macroscopique du trafic. Impact des véhicules automatisés sur la sécurité du conducteur*. PhD thesis, UHA (Université de Haute Alsace - Mulhouse).
- [Derbel et al., 2012] Derbel, O., Mourllion, B. et Basset, M. « Extended safety descriptor measures for relative safety assessment in mixed road traffic ». *15th International IEEE Annual Conference on Intelligent Transportation Systems*, pp. 752–757.
- [Desoer et Vidyasagar, 2009] Desoer, C. et Vidyasagar, M. « Feedback systems : input-output properties classics in applied mathematics ». *Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM)*, Pennsylvania.
- [Drake et al., 1967] Drake, J., Schofer, J. et May, A. « A statistical analysis of speed density hypothesis ». *Highway Research Record*, vol. 156, pp. 53–87.
- [DREAL, 2014] DREAL, A. « Mise à 2 x 3 voies de la rocade ouest de Bordeaux entre les échangeurs 4 et 10 ». *Dossier de concertation*, Service Mobilité Transports et Infrastructures.
- [Drew, 1968] Drew, D. « Traffic flow theory and control ». *Technical report*, McGraw-Hill book Company.



- [DRIEA Île-de-France, 2014] DRIEA Île-de-France. « L’histoire du permis de conduire ». <http://www.driea.ile-de-france.developpement-durable.gouv.fr/>.
- [Duc et Font, 1999] Duc, G. et Font, S. « Commande  $H_\infty$  et  $\mu$ -analyse des outils pour la robustesse ». *Hermès-Science*.
- [Dugoff, 1969] Dugoff, H. *Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. Final report.*
- [Eckermann, 2001] Eckermann, E. « World History of the Automobile ». p. 15.
- [Ecoscore, 2013] Ecoscore. « Comment calculer les émissions de CO<sub>2</sub> en fonction de la quantité de carburant consommé ? ».
- [El-Sayed et Krishnaprasad, 1981] El-Sayed, M. et Krishnaprasad, P. « Homogeneous interconnected systems : an example ». *IEEE Trans Autom Control*, vol. 26(no. 4), pp. 894–901.
- [Fonseca et al., 2010] Fonseca, N., Casanova, J. et Espinosa, F. « Influence of driving style on fuel consumption and emissions in diesel powered passenger car ». *18th International Symposium Transport and Air Pollution*.
- [Freyssenet, 2007] Freyssenet, M. « La production automobile mondiale, des quatre continents et des principaux pays constructeurs, 1898-2016 ». *Édition numérique, freyssenet.com*, Document d’enquête : quatre tableaux et sept graphiques commentés.
- [GCDC, 2011] GCDC, G. C. D. C. « ITS Events ». [www.gcdc.net](http://www.gcdc.net).
- [Ge et al., 2008] Ge, H. X., Cheng, R. J. et Li, Z. P. « Two velocity difference model for a car following theory ». *Physica A*, vol. 387(no. 21), pp. 5239–5245.
- [Ge et Cui, 2000] Ge, S. et Cui, Y. « New potential functions for mobile robot path planning ». *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 16(no. 5), pp. 615–620.
- [Ge et Cui, 2002] Ge, S. et Cui, Y. « Dynamic Motion Planning for Mobile Robots Using Potential Field Method ». *Autonomous Robots*, vol. 13(no. 3), pp. 207–222.
- [Gehring et Fritz, 1997] Gehring, O. et Fritz, H. « Practical results of a longitudinal control concept for truck platooning with vehicle to vehicle communication ». *Proceedings of the IEEE conference on intelligent transportation systems*, Boston, pp. 117–122.
- [Gille, 1978] Gille, B. « Histoire des techniques ». *Gallimard*, vol. 41(Collection « La Pléiade »).
- [Gillespie, 1992] Gillespie, T. *Fundamentals of vehicle dynamics*, vol. 400, pp. Society of Automotive Engineers Warrendale.

- [Gindele et al., 2008] Gindele, T., Jagszent, D., Pitzer, B. et Dillmann, R. « Design of the planer of Team AnnieWAY's autonomous vehicle used in the DARPA Urban Challenge 2007 ». *IEEE IV Symposium*.
- [Gipps, 1986a] Gipps, P. « A model for the structure of lane-changing decisions ». *Transportation Research Part B : Methodological*, vol. 20(no. 5), pp. 403–414.
- [Gipps, 1986b] Gipps, P. G. « Model for the Structure of Lane-Changing Decisions ». *Transportation Research B*, vol. 20, pp. 403–414.
- [Greenberg, 1959] Greenberg, H. « A study of traffic capacity ». *Operation Research*, vol. 7(no. 1), pp. 79–85.
- [Greenshields, 1934] Greenshields, B. « A study of traffic capacity ». *Proceedings of the Highway Research Board*, vol. 14, pp. 448–477.
- [Guensler et al., 1993] Guensler, R., Washington, S. et Sperling, D. « A weighted disaggregate approach to modeling speed correction factors ». *Technical report, Institute of Transportation Studies, University of California Davis*.
- [Gunston, 1999] Gunston, B. « Development of Piston Aero Engines (2<sup>nd</sup> ed.) ». p. 21.
- [Hayward, 1972] Hayward, J. « Near miss determination through use of a scale of danger ». *Highway Research Board*, vol. 6(no. 384), pp. 24–34.
- [henryford.fr, 2017] henryford.fr. « Toutes les informations sur la Ford T - Ford Modèle T ». <https://www.henryford.fr/ford-de-legende/ford-t/>.
- [Hori et al., 1998] Hori, Y., Toyoda, Y. et Tsuruoka, Y. « Traction control of electric vehicle : Basic experimental results using the test EV-UOT Electric March ». *IEEE Trans. on Industry Applications*, vol. 34(no. 5), pp. 44–50.
- [Horowitz, 1992] Horowitz, I. « Quantitative Feedback design Theory (QFT) ». *QFT publications*.
- [Ickx, 1961] Ickx, J. *Ainsi naquit l'automobile*. Edita, Lausanne.
- [Ioannou PA, 1993] Ioannou PA, C. C. « Autonomous intelligent cruise control ». *IEEE Trans Vehicle Technol*, vol. 42(no. 4), pp. 657–672.
- [Jallouli-Khlif et al., 2008] Jallouli-Khlif, R., Melchior, P., Levron, F., Derbel, N. et Oustaloup, A. « Impulse response of third generation CRONE control ». *3rd IFAC-FDA '08*, Ankara, Turkey.
- [Jallouli-Khlif et al., 2009] Jallouli-Khlif, R., Melchior, P., Orsoni, B., Derbel, N. et Oustaloup, A. « Path tracking design : Comparison between Davidson-Cole prefilter with

- acceleration input and Shaping approach ». *Transactions on Systems, Signals and Devices*, vol. 4(no. 1), pp. 91–104.
- [Kesting et al., 2007] Kesting, A., Treiber, M. et Helbing, D. « General Lane-Changing Model MOBIL for Car-Following Models ». *Transportation Research Record : Journal of the Transportation Research Board*, Transportation Research Board of the National Academies, Washington D.C.(1999), pp. 86–94.
- [Kharoufeh et Gautam, 2004] Kharoufeh, J. et Gautam, N. « Deriving link travel-time distribution via stochastic speed processes ». *Transportation Science*, vol. 38(no. 1), pp. 97–106.
- [Kiencke et Daiß, 1997] Kiencke, U. et Daiß, A. « Observation of lateral vehicle dynamics ». *Control Engineering Practice*, vol. 5(no. 8), pp. 1145–1150.
- [Klinge et Middleton, 2009] Klinge, S. et Middleton, R. « Time headway requirements for string stability of homogeneous linear unidirectionally connected systems ». *Proceedings of the 48th IEEE conference on decision and control*, Shanghai, pp. 1992–1997.
- [Lanusse et al., 2013] Lanusse, P., Malti, R. et Melchior, P. « CRONE Control-System Design Toolbox for the control engineering Community ». *Philosophical Transactions of the Royal Society A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 371.
- [Le Méhauté et al., 1991] Le Méhauté, A., Heliodore, F. et Oustaloup, A. « Cole-Cole relaxation and CRONE relaxation ». *IMACS-IFAC symposium MCTS 91*, Lille, France.
- [Lee et Tomizuka, 1995] Lee, H. et Tomizuka, M. « Adaptive traction control ». PATH Res. Rep. UCB-ITS-PRR-95-32. Inst. Transportation Studies, Univ. California Berkeley.
- [Lee et al., 2011] Lee, M., Park, Y., Jung, K. et Yoo, J. « Estimation of fuel consumption using in-vehicle parameters ». *International Journal of u- and e- Service, Science and Technology*, vol. 4, pp. 37–46.
- [Lighthill et Whitham, 1955] Lighthill, M. et Whitham, J. « On kinematic waves : A theory of traffic flow on long crowded road ». *Royal society A*, vol. 229, pp. 317–345.
- [Lighthill et Whitham, 1956] Lighthill, M. et Whitham, J. « Shock waves on the highway ». *Operation Research*, vol. 4, pp. 24–51.
- [Lu et al., 2002] Lu, X.-Y., Hedrick, J. et Drew, M. « ACC/CACC-control design, stability and robust performance ». *American control conference*, Anchorage.
- [Luu, 2009] Luu, H. « Modélisation de la consommation en carburant d’un véhicule léger à partir de données expérimentale ».

- [MacNicholas, 2008] MacNicholas, M. J. « A simple and pragmatic representation of traffic flow ». *Greenshields 75 Symposium on The Fundamental Diagram*.
- [Majid et al., 2014] Majid, H. et al. « Distributed Model Predictive Control of Freeway Traffic Networks : A Serial Partially Cooperative Approach ». *IEEE 17th International Conference on ITSC Qingdao China*.
- [Melchior et al., 2007] Melchior, P., Poty, A. et Oustaloup, A. « Frequency band-limited fractional differentiator prefilter in path tracking design ». pp. 477–492.
- [Melchior et al., 2015] Melchior, P. et Victor, S. « Fractional path tracking ». *Chapter 4 of the book « Fractional derivative and dynamical systems : Application to systems and control theory », J. Sabatier, P. Lanusse, P. Melchior and A. Oustaloup*, Springer-Verlag Ed.
- [Melchior et al., 2013] Melchior, P., Yousfi, N., Inarn, C., Derbel, N. et al., O. « Path tracking design based on I/O Davidson-Cole type transfer function for square MIMO systems ». *Joint IFAC 5th SSSC'13, 11th TDS'13, 6th FDA'13*, Grenoble, France.
- [Michelin, 2017] Michelin. « 1891 - Le premier pneu démontable ». <https://www.michelin.com/fre/innovation/domaines-d-intervention/innovation-pneu-et-alternatives/1891-Premier-pneu-demontable2>.
- [Miller et Ross, 1993] Miller, K. et Ross, B. *An Introduction to the Fractional Calculus and Fractional Differential Equations*. Wiley-Blackwell, New York.
- [Minderhoud et Bovy, 2001] Minderhoud, M. et Bovy, P. « Extended time-to-collision measures for road traffic safety assessment ». *Accident Analysis and Prevention*, vol. 33, pp. 89–97.
- [Morand, 2014] Morand, A. *Commande assistée au conducteur basée sur la conduite en formation de type « banc de poissons »*. PhD thesis, Université de Bordeaux.
- [Mourllion, 2006] Mourllion, B. *Extension d'un système de perception embarqué par communication. Application à la diminution du risque routier*. PhD thesis, université Paris-Sud XI Faculté des sciences d'Orsay.
- [Naus et al., 2010] Naus, G., Vugts, R., Ploeg, J., van de Molengraft, M. et Steinbuch, M. « String-stable CACC design and experimental validation : a frequency domain approach ». *IEEE Trans Vehicle Technol*, vol. 59(no. 9), pp. 4268–4279.
- [Newell, 1961] Newell, G. « Nonlinear effects in the dynamics of car following ». *Operation Research*, vol. 9, pp. 209.

- [Oldham et Spanier, 1974] Oldham, K. et Spanier, J. *The fractionnal calculus*. Academic Press, New-York and London.
- [ONISR, 2016] ONISR. « La sécurité routière en France : Bilan de l'accidentalité de l'année 2016 ».
- [Orsoni, 2002] Orsoni, B. *Dérivée généralisée en planification de trajectoire et génération de mouvement*. PhD thesis.
- [Orsoni et al., 2001] Orsoni, B., Melchior, P. et Oustaloup, A. « Davidson-Cole transfer function in path tracking design ». *6th IEEE ECC'2001*, Porto, Portugal, pp. 1174–1179.
- [Oustaloup, 1983] Oustaloup, A. « Systèmes asservis d'ordre fractionnaire ». *Ed. Masson*.
- [Oustaloup, 1991] Oustaloup, A. « La commande CRONE : Commande Robuste d'Ordre Non Entier ». *Editions Hermès*, Paris, France.
- [Oustaloup, 1995] Oustaloup, A. « La dérivation non entière : théorie, synhtèse et applications ». *Editions Hermès*.
- [Oustaloup et al., 2000a] Oustaloup, A., Levron, F., Mathieu, B. et Nanot, F. « Frequency-band complex non integer differentiator : characterization and synthesis ». *IEEE Transactions on Circuits and Systems*, vol. 47(no. 1), pp. 25–40.
- [Oustaloup et al., 2000b] Oustaloup, A., Melchior, P., Lanusse, P., Cois, O. et Dancla, F. « The CRONE toolbox for Matlab ». *11<sup>th</sup> IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design, CACSD*, Anchorage, Alaska, USA, pp. 190–195.
- [Pacejka, 2002] Pacejka, H. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann.
- [Pacejka et Bakker, 1992] Pacejka, H. et Bakker, E. « The magic formula tyre model ». *Vehicle System Dynamics*, vol. 21(no. 1), pp. 1–18.
- [Pacejka et Besselink, 1997] Pacejka, H. et Besselink, I. « Magic formula tyre model with transient properties ». *Vehicle System Dynamics*, vol. 27(no. 1), pp. 234–249.
- [Payne, 1971] Payne, H. « Models of freeway traffic and control ». *Mathematical Models of Public Systems*, vol. 1, pp. 51–61.
- [Pipes, 1967] Pipes, L. « Car following models and the fundamental diagram of road traffic ». *Transport Research*, vol. 1, pp. 21–29.
- [Ploeg, 2014] Ploeg, J. *Analysis and design of controllers for cooperative and automated vehicles*. PhD thesis, TNO (nederlandse organisatie voor Toegepast-Natuurwetenschappelijk Onderzoek, (Organisation Néerlandaise pour la) Recherche Scientifique Appliquée).

- [Podlubny, 1999] Podlubny, I. *Fractional Differential Equations*. Academic Pres, San Diego.
- [Post et al., 1985] Post, K., Kent, J., Tomlin, J. et Carruthers, N. « Fuel consumption and emissions modeling by power demand and a comparaisn with other models ». *Transport Research A*, vol. 18, pp. 191–213.
- [Poty, 2006] Poty, A. *Planification de trajectoire dans un environnement dynamique et génération de mouvement d'ordre non entier*. PhD thesis, Université de Bordeaux.
- [Poty et al., 2006] Poty, A., Melchior, P. et Oustaloup, A. « Frequency band-limited fractional differentiator in path tracking design ». *2<sup>nd</sup> IFAC Workshop on "Fractional Differentiation and its Applications" (FDA'06)*, Porto, Portugal.
- [Puppo et al., 2016] Puppo, G., Semplice, M., Tosin, A. et Visconti, G. « Fundamental diagrams in traffic flow : the case of heterogenous kinetic models ». *Communications in mathematical sciences*.
- [Rakha et al., 2011] Rakha, H. A., Ahn, K., Moran, K., Saerens, B. et Van den Bulck, E. « Virginia Tech Comprehensive Power-Based Fuel Consumption Model : Model development and testing ». *Virginia Tech*.
- [SafeSpot, 2009] SafeSpot. « [www.safespot-eu.org](http://www.safespot-eu.org) ».
- [Samko et al., 1993] Samko, S., Kilbas, A. et Marichev, O. *Fractional Integrals and Derivatives : Theory and applications*. Gordon and Breach Science Publishers.
- [Savolainen et al., 2011] Savolainen, P. T., Mannering, F. L., Lord, D. et Quddus, M. A. « The statistical analysis of highway crash-injury severities : A review and assessment of methodological alternatives ». *Accident and Analysis Prevention*, vol. 43(no. 5), pp. 1666–1676.
- [Shacket, 1981] Shacket, S. R. « The complete book of electric vehicles ». *Domus Books*.
- [Souvestre, 1907] Souvestre, P. « Histoire de l'automobile ».
- [Soyster et Wilson, 1973] Soyster, A. et Wilson, G. « A stochastic model of flow versus applied to traffic flow on hills ». *Highway Research Record*, vol. 456, pp. 28–39.
- [Stanković et al., 2000] Stanković, S., Stanojević, M. et Siljak, D. « Decentralized overlapping control of a platoon of vehicles ». *IEEE Trans Control Syst Technol*, vol. 8(no. 5), pp. 816–832.
- [Stellet et al., 2014] Stellet, J., Giessler, M., Gauterin, F. et León, P. « Model-based traction control for electric vehicles ». *ATZ elektronik*, vol. 9, pp. 44–50.

- [Stern, 2005] Stern, D. « La g n se du moteur   explosion ». *Centraliens*, pp. 36–38.
- [Swaroop et Hedrick, 1996] Swaroop, D. et Hedrick, J. « String stability of interconnected systems ». *IEEE Trans Autom Control*, vol. 41(no. 3), pp. 349–357.
- [Swaroop et al., 1994] Swaroop, D., Hedrick, J., Chien, C. et Ioannou, P. « A comparison of spacing and headway control laws for automatically controlled vehicles ». *Veh Syst Dyn*, vol. 23(no. 1), pp. 597–625.
- [Swaroop et al., 2001] Swaroop, D., Hedrick, J. et Choi, S. « Direct adaptive longitudinal control of vehicle platoons ». *IEEE Trans Vehicle Technol*, vol. 50(no. 1), pp. 150–161.
- [Taghirad et Esmailzadeh, 1998] Taghirad, H. D. et Esmailzadeh, E. « Automobile Passenger Comfort Assured Through LQG/LQR Active Suspension ». *Journal of Vibration and Control*, vol. 4, pp. 603–618.
- [Taymans et al., 2016] Taymans, A., Melchior, P., Malti, R., Aioun, F., Guillemard, F. et Servel, A. « Fractional Linear Feedforward Design : Application to the Cruise Control of an Electric Vehicle ». *IFAC-ICFDA*, Novi Sad, Serbia.
- [Taymans et al., 2017] Taymans, A., Melchior, P., Malti, R., Aioun, F., Guillemard, F. et Servel, A. « Cruise control of an electric vehicle through fractional linear feedforward & prefiltering of an acceleration reference signal ». *20th IFAC World Congress*, Toulouse, France.
- [Toledo et al., 2003] Toledo, T., Koutsopoulos, H. N. et Ben-Akiva, M. E. « Modeling Integrated Lane-Changing Behavior ». *Transportation Research Record : Journal of the Transportation Research Board*, (no. 1857), pp. 30–38.
- [Tomasch, 2004] Tomasch, E. « Pan-european co-ordinated accident and injury databases ». *Technical report, Graz University of Technology, AT*.
- [Treiber et Helbing, 2002] Treiber, M. et Helbing, D. « Realistische mikrosimulation von stra enverkehr mit einem einfachen modell ». *Symposium Simulationstechnik ASIM*.
- [Underwood, 1961] Underwood, R. T. « Speed, volume and density relationship : quality and theory of traffic flow ». *Yale Bureau of Highway Traffic*, vol. 1, pp. 141–188.
- [Vairez, 2000] Vairez, R. *Automobilistes, tout ce que l'on vous cache*. Carnot Eds.
- [Vangi, 2004] Vangi, D. « Energy loss in vehicle to vehicle oblique impact ». *International Journal of Impact Engineering*, vol. 36, pp. 512–521.
- [Wang et al., 2011a] Wang, H., Ni, D., Chen, Q.-Y. et Li, J. « Stochastic modeling of the equilibrium speed-density relationship ». *Advanced Transportation*, vol. 47, pp. 126–150.

- [Wang et Rajamani, 2004] Wang, J. et Rajamani, R. « Should Adaptive Cruise-Control Systems be Designed to Maintain a Constant Time Gap Between Vehicles? ». *IEEE TTVT*, vol. 53(no. 5), pp. 1480–1490.
- [Wang et al., 2011b] Wang, Y., Ning, B., Cao, F., Schutter, B. D. et van den Boom, T. J. J. « A survey on optimal trajectory planning for train operations ». In *Proceedings of 2011 IEEE International Conference on Service Operations, Logistics and Informatics*, pp. 589–594.
- [Werling et al., 2008] Werling, M., Gindele, T., Jagszent, D. et Gröll, L. « A Robust Algorithm for Handling Moving Traffic in Urban Scenarios ». *IEEE IV Symposium*.
- [Winner, 2012] Winner, H. « Adaptive Cruise Control ». *Handbook of Intelligent Vehicles*, Chapter 24, pp. 615–659.
- [Wu, 2011] Wu, J. *Using the technology of cooperative driving for the traffic control at isolated intersection*. PhD thesis, Université de Technologie de Belfort-Montbéliard (UTBM).
- [Yang et al., 2012] Yang, S., Deng, C., Tang, T. et Qian, Y. « Electric vehicle’s energy consumption of car-following models ». *Springer Science+Business Media Dordrecht 2012*.
- [Zhou et Peng, 2005] Zhou, J. et Peng, H. « Range Policy of Adaptive Cruise Control Vehicles for Improved Flow Stability and String Stability ». *IEEE ITS*, vol. 6(no. 2), pp. 229–237.
- [Ziegler et al., 2014] Ziegler, J., Bender, P., Schreiber, M., Lategahn, H., Strauss, T., Stiller, C., Dang, T., Franke, U., Appenrodt, N., Keller, C. G., Kaus, E., Herrtwich, R. G., Rabe, C., Pfeiffer, D., Lindner, F., Stein, F., Erbs, F., Enzweiler, M., Knoppel, C., Hipp, J., Haueis, M., Trepte, M., Brenk, C., Tamke, A., Ghanaat, M., Braun, M., Joos, A., Fritz, H., Mock, H., Hein, M. et Zeeb, E. « Making Bertha Drive 2014 ;An Autonomous Journey on a Historic Route ». *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine*, vol. 6(no. 2), pp. 8–20.





# Annexe A

## Modèle de la dynamique du véhicule VéLV

---

A.1	Généralités . . . . .	155
A.2	Modélisation des pneumatiques . . . . .	156
A.2.1	Modèle de Pacejka . . . . .	157
A.2.2	Calcul des dérives pour chaque pneumatique . . . . .	160
A.2.3	Calcul du taux de glissement . . . . .	161
A.2.4	Calcul des reports de charge . . . . .	162
A.3	Dynamique du véhicule dans le plan horizontal . . . . .	162
A.3.1	Dynamique longitudinale de la caisse . . . . .	163
A.3.2	Dynamique transversale de la caisse . . . . .	164
A.3.3	Dynamique de lacet de la caisse . . . . .	164
A.3.4	Dynamique des roues en rotation . . . . .	165
A.4	Modèles linéarisés . . . . .	166
A.4.1	Linéarisation du modèle de déplacement longitudinal . . . . .	166
A.4.2	Linéarisation du modèle de déplacement latéral . . . . .	172
A.5	Application numérique sur le VéLV . . . . .	175
A.5.1	Présentation et paramètres . . . . .	175
A.5.2	Gammes de modèles . . . . .	177

---

### A.1 Généralités

Dans cette annexe, la modélisation de la dynamique du véhicule est réalisée. Ceci a pour but d'étudier le comportement d'un véhicule se déplaçant sur le sol grâce à des roues. La dynamique du véhicule peut être considérée comme le couplage d'une dyna-

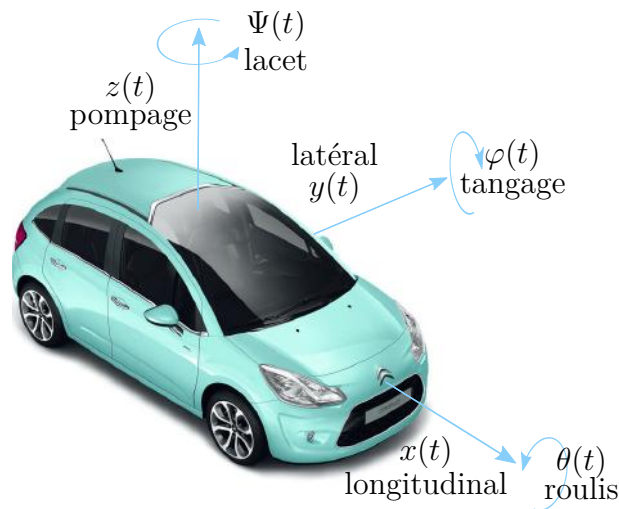


FIGURE A.1 – Repère et degrés de liberté du véhicule

mique verticale et d'une dynamique horizontale, la dynamique dans le plan horizontal sera détaillée alors que la dynamique verticale sera réduite aux transferts de charge seuls, en négligeant les éléments de type suspension notamment. Le pneumatique assure alors le couplage entre ces deux dynamiques et assure la liaison au sol. La figure A.1 représente les différents degrés de liberté possibles pour le véhicule dans le repère associé au centre de gravité de ce véhicule. Chaque comportement associé à ces degrés de liberté est ainsi défini et nommé.

Pour la mise en équation de la dynamique horizontale, un nombre non négligeable de paramètres doit être introduits. La figure A.2 représente les différentes notations considérées ici. Un modèle quatre roues est présenté, seules les roues avant sont directrices avec l'approximation selon laquelle leur angle de braquage  $\beta_v$  est le même. Pour repérer les roues, un indice numérique composé de deux chiffres est précisé : le premier chiffre vaut un pour les roues avant, deux pour les roues arrière, le second chiffre vaut un pour les roues côté gauche et deux pour les roues côté droit.

## A.2 Modélisation des pneumatiques

Le pneumatique est un élément important de la dynamique du véhicules car les pneumatiques sont les seuls éléments en contact avec le sol. Sa modélisation reste cependant difficile à cause de l'élasticité du matériau dont il est composé et du glissement qui apparaît au niveau du contact avec le sol [Clark, 1981]. La figure A.3 représente les différentes entrées/sorties et paramètres qui sont utilisés pour modéliser le pneumatique ainsi

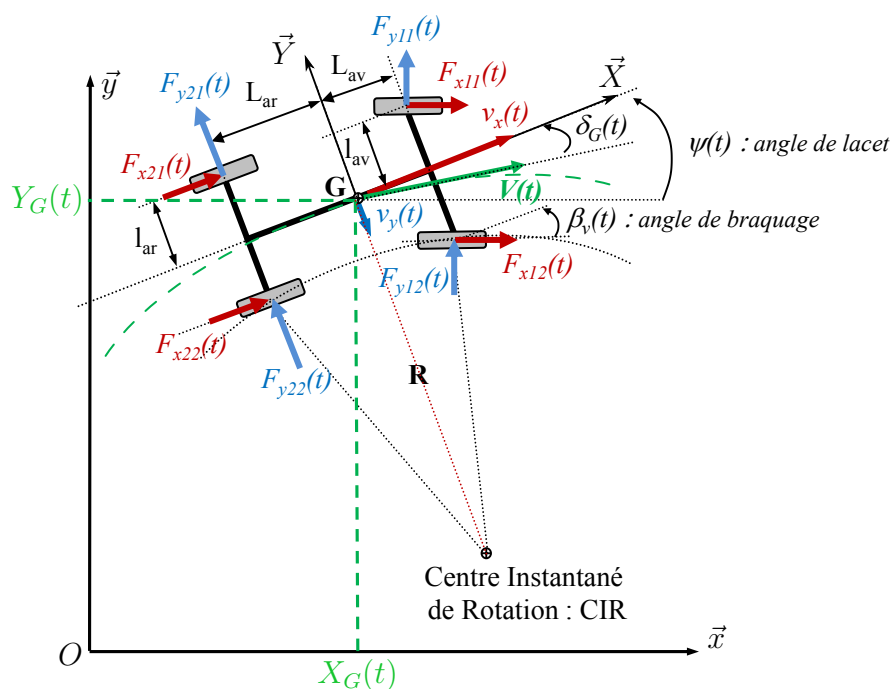


FIGURE A.2 – Repère pour modèle dynamique dans le « plan »

que les différents efforts entrant en jeu dans le repère du pneumatique. Les entrées non « commandables » sont liées aux paramètres géométriques du train roulant du véhicule, c'est-à-dire le carrossage, le parallélisme et la chasse, pour citer les principaux. Ce point ne sera pas plus détaillé ici. Pour ce qui est des entrées « commandables », il sera expliqué plus loin comment elles sont définies et évaluées. Deux paramètres sont primordiaux pour garantir un bon contact avec le sol : la pression de gonflage des pneumatiques, notée  $p$  ici et le coefficient d'adhérence du sol qui dépend à la fois de la qualité du revêtement de la route et des conditions climatiques (pluie ou gel).

Une variété importante de modèles du pneumatique se trouve dans la littérature. Les plus fréquemment utilisés sont les modèles de Dugoff [Dugoff, 1969], de Kiencke [Kiencke et Daiß, 1997] et de Pacejka [Bakker et al., 1987]. Dans nos travaux, seul le modèle de Pacejka sera utilisé ; ainsi la présentation de ce modèle est faite dans la suite.

### A.2.1 Modèle de Pacejka

Le modèle de Pacejka permet de représenter le pneumatique en régime statique [Bakker et al., 1989, Pacejka et Bakker, 1992, Pacejka et Besselink, 1997, Pacejka, 2002]. Ce modèle est de type semi-empirique car des formules mathématiques sont fixées au préalable, sans réel lien avec les phénomènes physiques entrant en jeu, puis les soixante

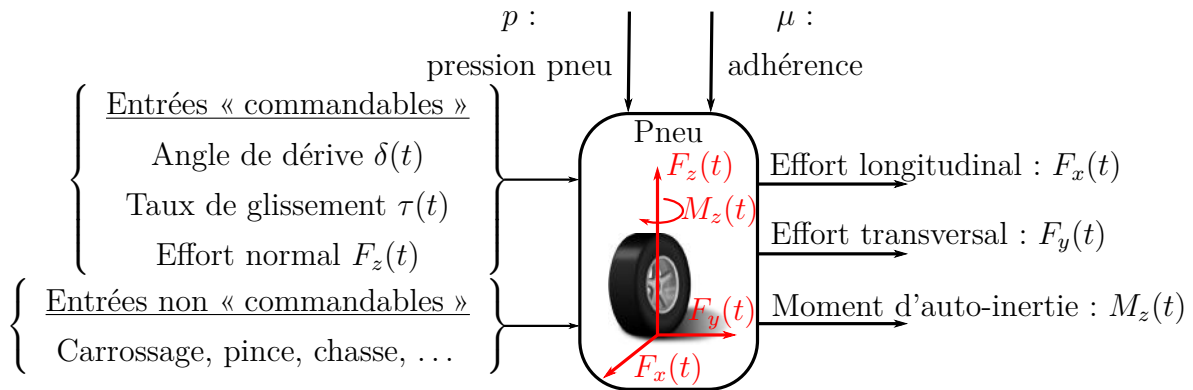


FIGURE A.3 – Grandeurs, efforts et moments, dans le repère pneumatique, associés à la modélisation du pneumatique

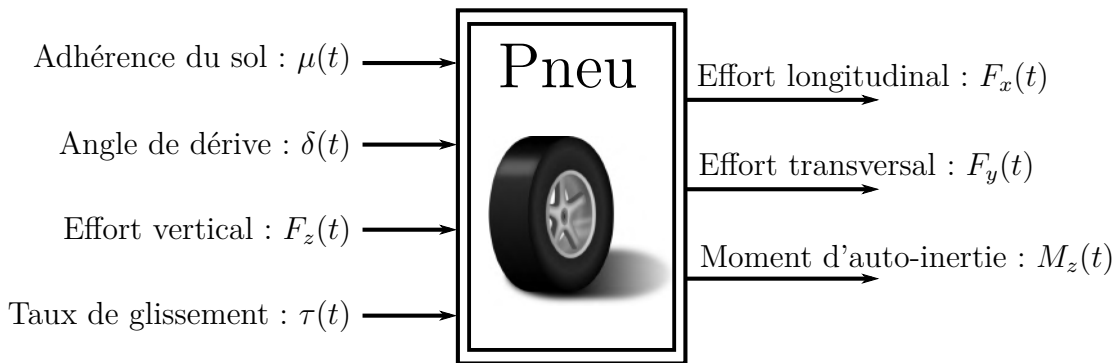


FIGURE A.4 – Entrées/sorties du modèle de Pacejka

paramètres présents dans ces formules sont mesurés sur un banc de test du pneumatique. Les paramètres fixés pour chaque série de mesure, et représentant donc les conditions de validité du modèle en découlant, sont la pression de gonflage du pneumatique et l'adhérence du support.

Sur la figure A.4, les entrées/sorties, du modèle de Pacejka considéré, sont représentées. Dans la suite, nous disposons d'un bloc Simulink et de trois jeux de paramètres permettant de modéliser le pneumatique grâce à ce modèle avec trois pressions de gonflage différentes. Une pression de gonflage de trois bars sera principalement utilisée dans les travaux présentés.

Les formules du modèle de Pacejka sont générales, la forme des efforts bruts sans couplage est représentée en (A.1). Ces équations permettent de calculer indépendamment les sorties du modèle pneumatique identifiées précédemment. Les efforts longitudinaux seront calculés en fonction du taux de glissement et les efforts transversaux et le moment d'auto-alignement en fonction de l'angle de dérive.

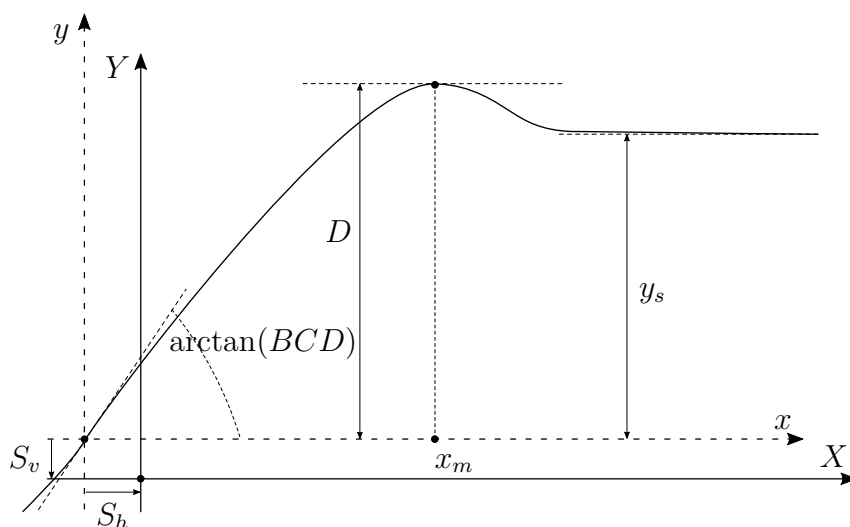


FIGURE A.5 – Macro-coefficients du modèle de Pacejka

$$y(x) = D \sin \left[ C \arctan \left( Bx - E \left[ Bx - \arctan (Bx) \right] \right) \right], \quad (\text{A.1})$$

avec  $Y(X) = y(x) + S_v$  et  $x = X + S_h$ .

Dans l'équation (A.1),  $Y$  correspond à une des trois sorties du modèle ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $M_z$ ) et la variable  $X$  au taux de glissement  $\tau$  pour  $F_x$  et à l'angle de dérive  $\delta$  pour les deux autres sorties. Il peut être observé en figure A.5 que  $S_v$  et  $S_h$  permettent d'introduire un décalage vertical et/ou horizontal, respectivement, de la caractéristique du pneumatique. Les autres paramètres sont appelés macro-coefficients et permettent d'ajuster la caractéristique du pneumatique par rapport aux résultats obtenus lors des expériences. On a alors :

- $B$ , le coefficient de rigidité qui permet d'ajuster la pente à l'origine,
- $C$ , le coefficient de forme qui détermine la forme de la caractéristique,
- $D$ , le coefficient d'amplitude qui détermine le maximum de la courbe,
- $E$ , le coefficient de courbure, permet de modifier la courbure sans pour autant influencer la tangente à l'origine,
- $BCD$ , correspond à la pente à l'origine de la courbe.

Dans un second temps, des termes de couplage sont déterminés pour prendre en compte que, par exemple, plus l'effort longitudinal est important et moins l'effort latéral a un effet significatif. Les expressions (A.2) expriment alors les efforts développés par les pneumatiques en fonction des efforts bruts et des termes de couplages  $G_k$  qui dépendent également de macro-paramètres.

$$\begin{cases} F_x(\tau, F_z, \delta) = F_{x0}(\tau, F_z)G_x(\tau, \delta) \\ F_y(\tau, F_z, \delta, \gamma) = F_{y0}(\delta, F_z, \gamma)G_y(\tau, \delta) + F_{xy}(F_z, \tau, \delta, \gamma) \end{cases} \quad (\text{A.2})$$

En pratique, pour les travaux présentés, un bloc simulink implémentant ces équations a été utilisé pour les simulations. Il faut déterminer les entrées qui doivent être fournies au bloc (taux de glissement, taux d'adhérence, effort vertical et dérive du pneumatique). Dans la suite, la détermination des entrées « commandables » est décrite, dans l'ordre : la dérive, le taux de glissement puis l'effort vertical via les reports de charge. Le taux d'adhérence sera lui fixé car c'est un paramètre indépendant du véhicule.

### A.2.2 Calcul des dérives pour chaque pneumatique

L'angle de dérive, noté  $\delta(t)$ , est l'angle entre l'axe longitudinal du pneumatique et la direction de la vitesse de translation du pneumatique  $v_c(t)$ , comme illustré en figure A.6. On peut alors exprimer cet angle grâce au vecteur vitesse de la caisse en translation ramené au point de contact entre le sol et le pneumatique, par l'équation (A.3), qui va induire une force de dérive, et donc un effort transversal. L'équation (A.3) montre aussi la linéarisation qui peut être écrite pour des faibles angles de dérive lors des phases de déplacement sur autoroute où les angles sont faibles.

$$\delta(t) = \arctan\left(\frac{v_{cy}(t)}{v_{cx}(t)}\right) \approx \frac{v_{cy}(t)}{v_{cx}(t)} \quad (\text{A.3})$$

Dans le cas applicatif du véhicule, il faut prendre en compte l'angle de braquage des roues directrices et reporter le vecteur vitesse du centre de gravité  $G$  dans le repère absolu au point de contact entre le sol et le pneumatique, dont on veut calculer la dérive, dans le repère associé au pneumatique. Si l'on considère les notations de la figure A.2, avec l'indice  $i$  pour distinguer l'avant (1) et l'arrière (2) puis  $j$  pour distinguer la gauche (1) et la droite (2), on peut exprimer l'angle de dérive  $\delta_{ij}(t)$  de chaque pneumatique.

Pour le transport du vecteur vitesse, on note  $c_{ij}$  le point de contact entre le pneumatique et le sol, on peut alors exprimer le vecteur :  $\overrightarrow{Gc_{ij}} = (-1)^{i+1}L_i\vec{X} + (-1)^{j+1}l_i\vec{Y}$ , avec  $L_1$  l'empattement avant,  $L_2$  l'empattement arrière,  $l_1$  la voie avant et  $l_2$  la voie arrière. Puis en remarquant que le taux de rotation entre le repère absolu  $(O, \vec{x}, \vec{y})$  et le repère véhicule  $(G, \vec{X}, \vec{Y})$  est  $\dot{\Psi}$  la vitesse de lacet, et que  $c_{ij}$  est un point fixe dans le repère véhicule, alors on peut utiliser la relation de changement de point d'un vecteur vitesse et en déduire l'équation de dérive pour chaque pneumatique (A.4). Le signe « - »

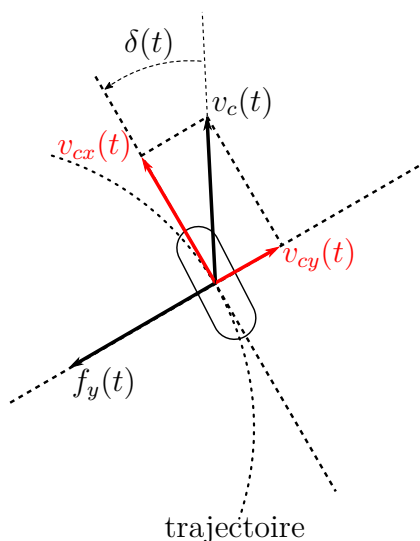


FIGURE A.6 – Illustration de la dérive du pneumatique

devant le terme  $\arctan$  vient des conventions utilisées, la force latérale développée par le pneumatique devant avoir le même signe que sa dérive.

$$\delta_{ij} = \beta_v (2 - i) - \arctan \left( \frac{v_y + (-1)^{i+1} \dot{\Psi} L_i}{v_x + (-1)^j \dot{\Psi} l_i} \right) \quad (\text{A.4})$$

### A.2.3 Calcul du taux de glissement

Le taux de glissement est une variable primordiale dans le comportement du pneumatique. En effet, si on considérait celui-ci nul, la force développée par le pneumatique serait très faible. C'est à travers la valeur de ce taux de glissement que les pneumatiques transmettent la force motrice du moteur aux roues en rotation puis à la caisse en translation. Cependant, un taux de glissement trop élevé en valeur absolue correspond au dérapage en accélération et au blocage d'une ou de plusieurs roues en freinage.

Le taux de glissement se définit alors grâce aux équations (A.5). Le terme  $r_0 \omega(t)$  correspond à la vitesse longitudinale observée dans un cas de roulement sans glissement, on constate que le taux de glissement vaut logiquement zéro dans ce cas. Le terme  $v_x(t)$  correspond à la vitesse longitudinale effectivement mesurée. Pour revenir aux cas extrêmes correspondant à des valeurs de taux de glissement élevées, si on dérape en accélération la caisse n'avance pas  $v_x(t) \approx 0$  alors que la roue tourne  $\omega(t) \neq 0$  donc  $\tau_{acc} \rightarrow 1$  le taux de glissement est maximale. De même, lors d'un blocage de roue,  $\omega(t) = 0$  alors que  $v_x(t) \neq 0$  donc  $\tau_{acc} \rightarrow -1$  le taux de glissement est maximale en valeur négative.



$$\begin{cases} \tau_{fr} = \frac{r_0\omega(t)}{v_x(t)} - 1 < 0, \text{ si } v_x(t) < r_0\omega(t) \\ \tau_{acc} = 1 - \frac{v_x(t)}{r_0\omega(t)} \geq 0, \text{ si } v_x(t) \geq r_0\omega(t) \end{cases} \quad (\text{A.5})$$

### A.2.4 Calcul des reports de charge

Les reports de charge correspondent à l'influence de l'accélération sur la charge verticale subit par le pneumatique (A.6). Ces reports, que l'on notera  $F_{zij}$  :

$$F_{zij} = F_{zij}^e + f_{zij}, \quad (\text{A.6})$$

se composent d'une partie statique, la charge induite par le véhicule lui-même, notée  $F_{zij}^e$  :

$$F_{zij}^e = M_{ij}g \cos(\alpha_r^e), \quad (\text{A.7})$$

où  $M_{ij}$  la masse suspendue sur la roue,  $g$  l'accélération de la pesanteur et  $\alpha_r^e$  la pente de la route, et d'une partie dynamique, qui correspond à l'effet de l'accélération, notée  $f_{zij}$  :

$$f_{zij} = (-1)^i a_x \frac{h_G M_t}{2L} + (-1)^j a_y \frac{L_{i'}}{L} \frac{h_G M_t}{2l_i}, \quad (\text{A.8})$$

où  $i' = \begin{cases} 1 & \text{si } i = 2 \\ 2 & \text{si } i = 1 \end{cases}$ ,  $h_G$  la hauteur du centre de gravité,  $M_t$  la masse totale du véhicule,

$L = L_1 + L_2$  l'empattement total divisé en deux par le centre de gravité pour exprimer les bras de levier :  $L_1$  partie avant,  $L_2$  partie arrière,  $l_i$  la voie avant ou arrière,  $a_x$  et  $a_y$  les composantes dans le plan de l'accélération.

## A.3 Dynamique du véhicule dans le plan horizontal

Dans le plan horizontal, si l'on dérive le vecteur vitesse du véhicule, on obtient l'expression (A.9) de l'accélération du véhicule. Grâce au principe fondamental de la dynamique en translation et en rotation, les accélérations  $a_x$  et  $a_y$  de la caisse du véhicule et les taux de rotation  $\dot{\Psi}$ , la vitesse de lacet de la caisse, et  $\omega_{ij}$ , le taux de rotation des roues, peuvent être exprimés. À partir de ces grandeurs,  $\dot{v}_x$  et  $\dot{v}_y$  peuvent être déterminés puis intégrés pour déterminer complètement la trajectoire dynamique du véhicule.

$$\begin{aligned}
 \vec{a} &= \frac{d\vec{v}}{dt} \\
 &= \dot{v}_x \vec{x} + v_x \dot{\vec{x}} + \dot{v}_y \vec{y} + v_y \dot{\vec{y}} \\
 &= (\dot{v}_x - v_y \dot{\Psi}) \vec{x} + (\dot{v}_y + v_x \dot{\Psi}) \vec{y}
 \end{aligned} \tag{A.9}$$

### A.3.1 Dynamique longitudinale de la caisse

La seconde loi de Newton appliquée à la dynamique longitudinale de la caisse du véhicule donne :

$$M_t a_x(t) = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 F'_{xij}(t) - (F_a(t) + F_{rr}(t) + F_{\alpha_r}(t) + f_{x_0}(t)), \tag{A.10}$$

où  $a_x(t)$  est l'accélération longitudinale,  $M_t$  la masse totale du véhicule, et les différentes forces :

- $F'_{xij}(t)$  est la force longitudinale tangente à la route développée par le pneumatique d'indice  $ij$ , dans le repère véhicule, qui est modélisée par les équations de Pacejka. Ici, remarquons que cette force est motrice ;
- $F_a(V_x) = \frac{1}{2} \rho S_x C_x V_x^2(t)$  est la traînée aérodynamique, où  $\rho$  est la masse volumique de l'air,  $S_x$  la surface avant du véhicule projetée suivant l'axe longitudinal et  $C_x$  le coefficient de traînée aérodynamique ;
- $F_{rr}(V_x) = (\lambda_0 + \lambda_2 V_x^2(t)) M_t g$  est la résistance au roulement, où  $g$  est l'accélération de la pesanteur,  $\lambda_0$  et  $\lambda_2$  des constantes ;
- $F_{\alpha_r}(\alpha_r) = M_t g \sin(\alpha_r(t))$  est la force induite par la gravité selon l'inclinaison de la route  $\alpha_r$  ;
- $f_{x_0}(t)$  sont les forces de perturbation longitudinales induites par le vent.

En considérant que les roues avant sont directrices, d'angle de braquage  $\beta_v$ , la somme des forces développées selon l'axe longitudinal par les quatre pneumatiques, exprimée dans le repère d'étude après projection, est écrite en (A.11).

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 F'_{xij}(t) &= \cos \beta_v (F_{x11}(t) + F_{x12}(t)) + F_{x21}(t) + F_{x22}(t) \\
 &\quad - \sin \beta_v (F_{y11}(t) + F_{y12}(t))
 \end{aligned} \tag{A.11}$$

Il s'ensuit à partir de (A.9) :

$$\dot{v}_x = a_x - v_y \dot{\Psi} . \quad (\text{A.12})$$

### A.3.2 Dynamique transversale de la caisse

La seconde loi de Newton appliquée à la dynamique transversale de la caisse du véhicule donne :

$$M_t a_y(t) = \left( \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 F'_{yij}(t) + f_{y0}(t) \right) , \quad (\text{A.13})$$

où  $a_y(t)$  est l'accélération transversale,  $M_t$  la masse totale du véhicule, et les différentes forces :

- $F'_{yij}(t)$  est la force transversale tangente à la route développée par le pneumatique d'indice  $ij$ , dans le repère du véhicule, modélisé par les équations de Pacejka ;
- $f_{y0}(t)$  sont les forces de perturbation latérales induites par le vent.

En considérant que les roues avant sont directrices d'angle de braquage  $\beta_v$ , la somme des forces développées selon l'axe transversal par les quatre pneumatiques, exprimée dans le repère d'étude après projection, est donnée par :

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 F'_{yij}(t) &= \cos \beta_v (F_{y11}(t) + F_{y12}(t)) + F_{y21}(t) + F_{y22}(t) \\ &\quad - \sin \beta_v (F_{x11}(t) + F_{x12}(t)) \end{aligned} . \quad (\text{A.14})$$

Il s'ensuit, à partir de (A.9) :

$$\dot{v}_y = a_y + v_x \dot{\Psi} . \quad (\text{A.15})$$

### A.3.3 Dynamique de lacet de la caisse

Le principe fondamental de la dynamique de la caisse en rotation permet de déterminer le taux de rotation de lacet  $\dot{\Psi}$ , nécessaire dans les expressions (A.12) et (A.15) :

$$I_z \ddot{\Psi}(t) = \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 M'_{zij}(t) + c_{z0}(t) , \quad (\text{A.16})$$

où  $\ddot{\Psi}(t)$  est l'accélération de lacet,  $I_z$  l'inertie totale du véhicule exprimée au centre de gravité, et les différents moments :

- $M'_{zij}(t)$  est le moment d'auto-alignement développé par le pneumatique d'indice  $ij$ , dans le repère du véhicule, modélisé par les équations de Pacejka ;
- $c_{z0}(t)$  est le couple de perturbation de lacet.

En considérant que les roues avant sont directrices d'angle de braquage  $\beta_v$ , la somme des moments d'auto-alignement développés par les quatre pneumatiques, exprimée dans le repère d'étude après projection, est décrite par :

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 M'_{zij}(t) = & L_1 \left( \sin \beta_v(t) (F_{x11}(t) + F_{x12}(t)) + \cos \beta_v(t) (F_{y11}(t) + F_{y12}(t)) \right) \\ & + l_1 \left( \cos \beta_v(t) (F_{x12}(t) - F_{x11}(t)) + \sin \beta_v(t) (F_{y11}(t) - F_{y12}(t)) \right) \cdot \\ & - L_2 (F_{y21}(t) + F_{y22}(t)) - l_2 (F_{x21}(t) + F_{x22}(t)) \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

### A.3.4 Dynamique des roues en rotation

Le principe fondamental de la dynamique en rotation pour chacune des roues permet d'obtenir le taux de rotation de chaque roue, nécessaire pour déterminer le taux de glissement et donc les efforts développés par les pneumatiques (décrits en équation (A.5)) :

$$J_r \Omega_{ij}(t) = \int_0^t \left( (2-i) C_{mij}(\tau) - r_0 F_{xij}(\tau) - C_{fij}(\tau) \right) d\tau + \Omega_{ij}(0), \quad (\text{A.18})$$

où  $\Omega_{ij}$  est le taux de rotation de la roue d'indice  $ij$ ,  $J_r$  l'inertie de la roue à son centre de gravité et :

- $C_{mij}(t)$  le couple moteur appliqué à la roue, nul pour les roues arrière car seules les roues avant sont considérées motrices pour ces travaux,
- $r_0 F_{xij}(t)$  les forces résistives longitudinales du pneumatique, ramenées en couple au centre de gravité, obtenues grâce au modèle de Pacejka,
- $C_{fij}(t) = b_{rij} \Omega_{ij}(t)$  les couples induits par les frottements de l'axe de roue,
- $\Omega_{ij}(0)$  le taux de rotation initial.

## A.4 Modèles linéarisés

Ici, le modèle de dynamique présenté précédemment est linéarisé pour des conditions de fonctionnement à vitesse constante en ligne droite de manière à ensuite étudier une accélération, un freinage, dans un premier temps, puis la même chose mais en latéral pour un changement de voie.

Pour les changements de direction, l'angle de braquage des roues avant est considéré comme entrée commandable. Le véhicule considéré est donc un véhicule propulsé par de l'énergie électrique, le couple moteur des roues est fourni par ce système. Pour la régulation longitudinale, les entrées commandables sont : la tension de commande des moteurs-roues et la tension de commande des systèmes électromécaniques de freinage. Dans les deux cas, seules les roues avant sont considérées équipées, les roues arrière sont laissées libres.

### A.4.1 Linéarisation du modèle de déplacement longitudinal

Pour le comportement longitudinal, les composantes latérales de la dynamique ainsi que le lacet sont négligés. Le véhicule est supposé chargé uniformément entre le côté droit et le côté gauche. Les roues arrière sont libres, leur taux de glissement est donc très faible c'est pourquoi les forces développées par les pneumatiques arrière sont négligées, dans les équations dynamiques seules les roues avant sont donc considérées pour la linéarisation. Un point de fonctionnement sera déterminé par les paramètres statiques suivants :

- la vitesse longitudinale  $V_x^e$ ,
- la pente de la route  $\alpha_r^e$ ,
- le taux d'adhérence de la route  $\mu^e$ ,
- la masse du véhicule  $M_t^e = m_1^e + m_2^e$ , avec  $M_t$  la masse totale,  $m_1$  la masse avant correspondante et  $m_2$  la masse arrière.

Pour les grandeurs physiques considérées, nous utiliserons la notation (A.19) où  $X(t)$  représente la valeur de la grandeur considérée dans le repère absolu,  $X^e$  représente la valeur constante fixée par le point d'équilibre et  $x(t)$  les petites variations de  $X(t)$  autour de l'équilibre.

$$X(t) = X^e + x(t) \tag{A.19}$$

Pour l'étude longitudinale, les variables suivantes sont utilisées :

$$\left\{ \begin{array}{l} V_x(t) = V_x^e + v_x(t) \\ \Omega_1(t) = \Omega_1^e + \omega_{1j}(t) \\ T_1(t) = T_1^e + \tau_1(t) \\ F_{x1}(t) = F_{x1}^e + f_{x1}(t) \\ F_a(t) = F_a^e + f_a(t) \\ F_{rr}(t) = F_{rr}^e + f_{rr}(t) \\ F_{\alpha_r}(t) = F_{\alpha_r}^e + f_{\alpha_r}(\alpha_r(t)) \\ C_{m1j}(t) = C_{m1}^e + c_{m1}(t) \end{array} \right. \quad (\text{A.20})$$

Pour calculer les différentes valeurs des signaux à l'équilibre, la procédure est la suivante :

1. On fixe le point de fonctionnement  $(V_x^e, \alpha_r^e, \mu^e, M_t^e = m_1^e + m_2^e)$  ;
2. On déduit de  $V_x^e, F_a^e$  et  $F_{rr}^e$  ; de  $\alpha_r, F_{\alpha_r}$  puis on somme ces trois forces pour obtenir  $\sum_{i=0}^2 F_{xi}^e$  ;
3. On déduit de  $\alpha_r^e$  et  $M_t^e$  l'effort vertical sur les pneumatiques avant à l'équilibre  $F_z^e$  (pour rappel les forces longitudinales développées par les roues arrière ( $F_{x2}^e = 0$ ) sont considérées nulles et celles par les roues avant égales avec les hypothèses faites) ;
4. De  $F_z^e, \mu^e$  et  $F_{x1}^e$ , on déduit le taux de glissement des roues avant  $T_1^e$  ;
5. De  $T_1^e$  et  $V_x^e$ , on déduit  $\Omega_1^e = \frac{V_x^e}{r_0} \left( \frac{1}{1-0.01.T_1^e} \right)$  le taux de rotation à l'équilibre des roues avant. Pour les roues arrière, le roulement sans glissement donne  $\Omega_2^e = \frac{V_x^e}{r_0}$  ;
6. On calcule ensuite le couple moteur initial transmis aux roues avant motrices (ce couple est nul pour les roues arrière) :  $C_{m1}^e = b_r \Omega_1^e + r_0 F_x^e$  puis le gain de l'actionneur donne la commande à l'état d'équilibre.

#### A.4.1.1 Linéarisation du pneumatique

Autour des points d'équilibre, le taux de glissement correspond à des valeurs de la zone linéaire de fonctionnement du pneumatique ( $T_1^e(V_x^e, \Omega_r^e) \in [-5\%; +5\%]$ ). L'effort longitudinal développé par le pneumatique s'écrit alors :

$$F_{x1j}(t) = F_{x1j}^e + f_{x1j}(t) , \quad (\text{A.21})$$

avec

$$F_{x1j}^e = c_{x1j} T_{1j}^e \quad (\text{A.22})$$

et

$$f_{x1j}(t) = c_{x1j} \tau_{1j}(t) , \quad (\text{A.23})$$

où  $c_x$  est issu du modèle de Pacejka et, dans le cas linéaire considéré,

$$c_x = \mu B_x C_x D_x , \quad (\text{A.24})$$

où le produit  $B_x C_x D_x$  dépend de l'effort statique vertical sur le pneumatique et de coefficients du modèle de Pacejka.

Pour linéariser le taux de glissement, il faut distinguer la phase motrice de la phase de freinage. L'indice de la roue est supprimé dans les équations suivantes pour alléger les notations. En phase d'accélération, les équations (A.25) et (A.26) sont obtenues. En phase de feinage, les équations (A.27) et (A.28) sont obtenues.

$$T_{acc}(V_x(t), \Omega(t)) = T_{acc}^e + \eta_{acc} \omega(t) + \mu_{acc} v_x(t) , \quad (\text{A.25})$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{acc}^e = 1 - \frac{V_x^e}{r_0 \Omega^e} \geq 0, \\ \eta_{acc} = \frac{\partial T_{acc}}{\partial \Omega} \Big|_{\substack{V_x=V_x^e \\ \Omega=\Omega^e}} = \frac{V_x^e}{r_0 \Omega^{e2}} = cste > 0 \\ \mu_{acc} = \frac{\partial T_{acc}}{\partial V_x} \Big|_{\substack{V_x=V_x^e \\ \Omega=\Omega^e}} = -\frac{1}{r_0 \Omega^e} = cste < 0 \end{array} \right. . \quad (\text{A.26})$$

$$T_{fre}(V_x(t), \Omega(t)) = T_{fre}^e + \eta_{fre} \omega(t) + \mu_{fre} v_x(t) , \quad (\text{A.27})$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{fre}^e = \frac{r_0 \Omega^e}{V_x^e} - 1 < 0, \\ \eta_{fre} = \frac{\partial T_{fre}}{\partial \Omega} \Big|_{\substack{V_x=V_x^e \\ \Omega=\Omega^e}} = \frac{r_0}{V_x^e} = cste > 0 \\ \mu_{fre} = \frac{\partial T_{fre}}{\partial V_x} \Big|_{\substack{V_x=V_x^e \\ \Omega=\Omega^e}} = -\frac{r_0 \Omega^e}{V_x^{e2}} = cste < 0 \end{array} \right. . \quad (\text{A.28})$$

#### A.4.1.2 Linéarisation de la résistance aérodynamique

La linéarisation de la résistance aérodynamique  $F_a(V_x)$  s'écrit sous la forme :

$$F_a(V_x(t)) = F_a^e + f_a(v_x(t)) , \quad (\text{A.29})$$

où

$$F_a^e = F_a(V_x^e) \quad (\text{A.30})$$

et

$$f_a(v_x(t)) = b_a v_x(t) , \quad (\text{A.31})$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a^e = \frac{1}{2} \rho S_x C_x V_x^{e2} = cste \\ b_a \frac{\partial F_a}{\partial V_x} \Big|_{V_x=V_x^e} = \rho S_x C_x V_x^e = cste \end{array} \right. , \quad (\text{A.32})$$

où  $b_a$  est homogène à un coefficient de frottement visqueux d'origine aérodynamique (en  $\text{N s m}^{-1}$ ) fonction de la vitesse  $V_x^e$ .

#### A.4.1.3 Linéarisation de la résistance au roulement

La linéarisation de la résistance au roulement  $F_{rr}(V_x)$  s'écrit sous la forme :

$$F_{rr}(V_x(t)) = F_{rr}^e + f_{rr}(v_x(t)) , \quad (\text{A.33})$$

où

$$F_{rr}^e = F_{rr}(V_x^e) \quad (\text{A.34})$$

et

$$f_{rr}(v_x(t)) = b_{rr} v_x(t) , \quad (\text{A.35})$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{rr}^e = (\lambda_0 + \lambda_2 V_x^{e2}) M_t g = cste \\ b_{rr} = \frac{\partial F_{rr}}{\partial V_x} \Big|_{V_x=V_x^e} = 2\lambda_2 M_t g V_x^e = cste \end{array} \right. , \quad (\text{A.36})$$

où  $b_{rr}$  est homogène à un coefficient de frottement visqueux (en  $\text{N s m}^{-1}$ ) fonction de la vitesse  $V_x^e$  et de la masse totale  $M_t$  du véhicule.

#### A.4.1.4 Linéarisation de la force de gravité induite par la pente de la route

Comme les angles de pente de la route rencontrés sont faibles, ici on considère, en valeur absolue, une pente maximale de  $10\% \approx 5.7^\circ$ , on peut écrire la linéarisation suivante, basée sur  $\sin \alpha_r \approx \alpha_r$  (en rad) :

$$F_{\alpha_r}(\alpha_r(t)) = F_{\alpha_r}^e + f_{\alpha_r}(\alpha_r(t)) , \quad (\text{A.37})$$



où

$$F_{\alpha_r}^e = M_t g \sin \alpha_r^e \quad (\text{A.38})$$

et

$$f_{\alpha_r}(\alpha_r(t)) = \alpha_r(t) M_t g . \quad (\text{A.39})$$

#### A.4.1.5 Représentation d'état et fonctions de transfert linéarisées du comportement longitudinal

Ici, la forme générique de la représentation d'état du modèle linéarisé du comportement est présentée (A.40)-(A.43). L'état se compose de la vitesse longitudinale du véhicule  $v_x$  et du taux de rotation de chacune des roues avant motrices  $\omega$  considéré égal pour chacune. La sortie observée est la vitesse longitudinale  $v_x$ . Les entrées sont les perturbations d'une part : la pente de la route  $\alpha_r$  et les forces perturbatrices, issues du vent par exemple,  $f_{x_0}$  et, d'autre part, la tension de commande de l'actionneur  $u_k$ .

L'indice  $k$  est à choisir entre *acc*, pour les phases d'accélération, et *fre* pour les phases de freinage. Ceci permet de choisir, suivant le cas étudié, les bons coefficients de l'expression linéarisée du taux de glissement ( $\mu_k$  et  $\eta_k$ ). L'actionneur correspondant au frein ne peut pas transmettre de couple moteur aux roues. L'actionneur moteur-roue peut fonctionner tant comme moteur que comme frein théoriquement mais l'utilisation de celui-ci comme frein reviendrait à essayer de faire tourner la roue motrice dans le sens opposé au sens moteur ce qui serait néfaste pour le pneumatique et provoquerait une surconsommation d'énergie. C'est pourquoi le moteur-roue est considéré comme actionneur moteur uniquement, donc pour les phases d'accélération.

Comme la dynamique de chacun des actionneurs est rapide en comparaison à la dynamique de la caisse en translation et de la roue en rotation, les actionneurs seront modélisés uniquement par leur gain statique qui donne le transfert entre la tension appliquée à l'actionneur et le couple, moteur ou frein, résultant appliqué à la roue. L'équation (A.43) définit ainsi en fonction de ces gains, le coefficient  $b_k$  de la matrice  $\mathbf{B}$  suivant le cas accélération ou freinage.

$$\begin{cases} \dot{x} = \mathbf{A}x + \mathbf{B}u \\ y = \mathbf{C}x + \mathbf{D}u \end{cases} , \quad (\text{A.40})$$

où

$$x = \begin{pmatrix} x_1 = v_x(t) \\ x_2 = \omega(t) \end{pmatrix}, u = \begin{pmatrix} u_1 = \alpha_r(t) \\ u_2 = f_{x_0}(t) \\ u_3 = u_k(t) \end{pmatrix} \text{ et } y = v_x(t), \quad (\text{A.41})$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} = \frac{2c_x\mu_k - b_a - b_{rr}}{M_t} & a_{12} = \frac{2c_x\eta_k}{M_t} \\ a_{21} = \frac{-r_0c_x\mu_k}{J_r} & a_{22} = \frac{-r_0c_x\eta_k - b_r}{J_r} \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} -g & \frac{-1}{M_t} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{b_k}{J_r} \end{bmatrix}, \quad (\text{A.42})$$

$$\mathbf{C} = [1 \quad 0] \text{ et } \mathbf{D} = 0],$$

$$b_k = \begin{cases} K_A K_T = \frac{C_{acc}}{U_{acc}} & \text{si } k = acc \\ K_{EMB} = \frac{C_{fre}}{u_{fre}} & \text{si } k = fre \end{cases}, \quad (\text{A.43})$$

où  $K_A$  en  $\text{A V}^{-1}$  le gain de l'amplificateur opérationnel du moteur électrique,  $K_T$  en  $\text{N m A}^{-1}$  la constante de couple du moteur électrique,  $C_{acc}$  le couple moteur transmis à la roue en fonction de  $u_{acc}$  la tension appliquée au moteur-roue,  $K_{EMB}$  en  $\text{N m V}^{-1}$  le gain du système de freinage,  $C_{fre}$  le couple de freinage transmis à la roue en fonction de  $u_{fre}$  la tension appliquée au système de freinage.

La matrice de transfert est alors donnée par la relation :

$$G(s) = \mathbf{C} [sI - \mathbf{A}]^{-1} \mathbf{B} + \mathbf{D} = [G_{11}(s) \quad G_{12}(s) \quad G_{13}(s)], \quad (\text{A.44})$$

où chaque transfert est défini comme :

$$G_{11}(s) = \left. \frac{V_x(s)}{\alpha_r(s)} \right|_{\substack{f_{x_0}=0 \\ u_k=0}}, G_{12}(s) = \left. \frac{V_x(s)}{F_{0x}(s)} \right|_{\substack{\alpha_r=0 \\ u_k=0}} \text{ et } G_{13}(s) = \left. \frac{V_x(s)}{U_k(s)} \right|_{\substack{f_{x_0}=0 \\ \alpha_r=0}}. \quad (\text{A.45})$$

Après calculs, on peut exprimer cette matrice de transfert en fonction des coefficients des matrices de la représentation d'état :

$$G(s) = \frac{1}{\det(sI - A)} \begin{bmatrix} -g(s - a_{22}) & -\frac{1}{M_t}(s - a_{22}) & -\frac{a_{12}b_k}{J_r} \end{bmatrix}, \quad (\text{A.46})$$

où

$$\det(sI - A) = s^2 - s(a_{11} + a_{22}) + a_{11}a_{22} - a_{21}a_{12}. \quad (\text{A.47})$$

On remarque que  $G_{11}(s)$  et  $G_{12}(s)$  ont la forme de fonctions de transfert du premier ordre avec un dénominateur d'ordre 2 et un numérateur d'ordre 1,  $G_{13}(s)$  a la forme d'un deuxième ordre canonique.

### A.4.2 Linéarisation du modèle de déplacement latéral

Pour le comportement latéral, un changement de voie à vitesse constante sur auto-route est considéré, seules les dynamiques transversales et de lacet seront prises en compte. Le véhicule est supposé chargé uniformément entre le côté droit et le côté gauche. Comme les angles de braquage, de lacet et de dérive sont faibles ( $\leq 10^\circ$ ), l'hypothèse des petits angles est utilisée pour linéariser les fonctions trigonométriques. Un point de fonctionnement sera déterminé par les paramètres statiques suivants :

- la vitesse longitudinale  $V_x^e$ ,
- la pente de la route  $\alpha_r^e$ ,
- le taux d'adhérence de la route  $\mu^e$ ,
- la masse du véhicule  $M_t^e = m_1^e + m_2^e$ , avec  $M_t$  la masse totale,  $m_1$  la masse avant correspondante et  $m_2$  la masse arrière.

Pour les grandeurs physiques considérées, nous utiliserons la notation (A.19) comme pour l'étude longitudinale.

Pour l'étude latérale, les variables suivantes sont utilisées :

$$\left\{ \begin{array}{l} V_y(t) = V_y^e + v_y(t) \\ \Delta_{ij} = \Delta_1^e + \delta_{ij}(t) \\ F_{yij}(t) = F_{yij}^e + f_{yij}(t) \\ \Psi(t) = \Psi^e + \psi(t) \\ \dot{\Psi}(t) = \dot{\Psi}^e + \dot{\psi}(t) \\ Y_G(t) = Y_G^e + y_G(t) \\ B_v(t) = B^e + \beta_v(t) \end{array} \right. \quad (\text{A.48})$$

où, avec les hypothèses réalisées,  $\Psi^e = \dot{\Psi}^e = B^e = \Delta_1^e = V_y^e = 0$ .

L'approximation des petits angles donne (A.49).

$$\beta \approx 0 \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \cos \beta = 1 \\ \sin \beta \approx \beta \approx 0 \end{array} \right. \quad (\text{A.49})$$

Dans ce contexte, et en remarquant que l'hypothèse d'un déplacement en ligne droite avant le changement de voie implique  $F_{xi1} = F_{xi2}$ , quel que soit  $i$ , les forces longitudinales développées par les deux pneumatiques avant sont égales et de même pour les pneumatiques arrière, les équations (A.13), (A.15) et ((A.16) permettent d'écrire :

$$\begin{cases} I_z \ddot{\Psi} &= L_1 (F_{y11} + F_{y12}) - L_2 (F_{y21} + F_{y22}) \\ \dot{v}_y &= \frac{1}{M_t} (F_{y11} + F_{y12} + F_{y21} + F_{y22}) - v_x \dot{\Psi} \end{cases} \quad (\text{A.50})$$

L'expression du vecteur vitesse du véhicule au centre de gravité de celui-ci dans le repère absolu donne la relation suivante pour la position latérale absolue du centre de gravité du véhicule  $Y_G(t)$  :

$$\begin{aligned} \dot{Y}_G &= V_x \sin \Psi + V_y \cos \Psi \\ &\approx V_x \Psi + V_y \end{aligned} \quad (\text{A.51})$$

#### A.4.2.1 Linéarisation du pneumatique

Le modèle de Pacejka exprime la force latérale développée par un pneumatique en fonction de la dérive de celui-ci. La dérive exprimée au centre de gravité  $\Delta_G$  est l'angle entre l'axe longitudinal, dans le repère véhicule, et le vecteur vitesse du véhicule. Seules les roues avant sont directrices, donc  $\beta_v$ , l'angle de braquage des roues est à ajouter à l'angle de dérive. Les hypothèses faites pour la linéarisation conduisent à des dérives égales pour les pneumatiques avant, d'une part, mais également pour les pneumatiques arrière, d'autre part. Ainsi, en utilisant les formules de changement de point, pour le vecteur vitesse, du centre de gravité au repère pneumatique, l'angle de dérive est obtenu par l'équation (A.52). Sachant que, pour l'approximation des petits angles, l'expression de la dérive au centre de gravité est  $\Delta_G(t) \approx \frac{V_y(t)}{V_x^e}$ .

$$\delta_i(t) = (2 - i)\beta_v(t) - \Delta_G(t) + (-1)^i \frac{L_i}{V_x^e} \dot{\psi} \quad (\text{A.52})$$

Autour des points d'équilibre, la dérive du pneumatique correspond à des valeurs de la zone linéaire de fonctionnement du pneumatique ( $\Delta_i^e \in [-1.5\%; +1.5\%]$ ). L'effort transversal développé par le pneumatique s'écrit alors :

$$F_{yi}(t) = F_{yi}^e + f_{yi}(t) , \quad (\text{A.53})$$

avec

$$F_{yi}^e = c_{yi} \Delta_i^e \quad (\text{A.54})$$

et

$$f_{yi}(t) = c_{yi} \delta_i(t) , \quad (\text{A.55})$$

où  $c_y$ , la rigidité de dérive, est issu du modèle de Pacejka et, dans le cas linéaire considéré,

$$c_y = \mu B_y C_y D_y , \quad (\text{A.56})$$

où le produit  $B_y C_y D_y$  dépend de l'effort statique vertical sur le pneumatique et de coefficients du modèle de Pacejka.

#### A.4.2.2 Représentation d'état et fonctions de transfert linéarisées du comportement latéral

Ici, la forme générique de la représentation d'état du modèle linéarisé du comportement générique est présentée (A.57), (A.58) et (A.60). L'état se compose de la vitesse latérale du véhicule  $v_y$  et du taux de lacet du véhicule  $\dot{\psi}$ . Les sorties observées sont la position latérale  $y_G$  et l'angle de lacet  $\psi$ . L'entrée est l'angle de braquage des roues avant  $\beta_v$ .

$$\begin{cases} \dot{x} &= \mathbf{A}x + \mathbf{B}u \\ y &= \mathbf{C}x + \mathbf{D}u \end{cases} , \quad (\text{A.57})$$

où

$$x = \begin{pmatrix} x_1 &= v_y(t) \\ x_2 &= \dot{\psi} \end{pmatrix} , u = \beta_v(t) \text{ et } y = \begin{pmatrix} y_1 &= y_G(t) \\ y_2 &= \psi(t) \end{pmatrix} . \quad (\text{A.58})$$

On note  $c_{y1} = c_{y11} + c_{y12}$  la rigidité de dérive avant,  $c_{y2} = c_{y21} + c_{y22}$  la rigidité de dérive arrière, le pouvoir directeur des essieux  $PDE = c_{y1}L_1 - c_{y2}L_2$  homogène à une raideur angulaire,  $b_z = \left( \frac{L_2^2 c_{y2} + L_1^2 c_{y1}}{V_x^e} \right)$  homogène à un coefficient de frottement visqueux de lacet et  $b_y = \left( \frac{c_{y1} + c_{y2}}{V_x^e} \right)$  homogène à un coefficient de frottement visqueux en translation. Avec l'expression linéarisée des pneumatiques, l'équation (A.50) se simplifie ainsi :

$$\begin{cases} I_z \cdot \ddot{\psi} &= c_{y1} L_1 \beta_v - \frac{PDE}{V_x^e} v_y - b_z \\ \dot{v}_y &= \frac{1}{M_t} \left[ c_{y1} \beta_v - b_y \cdot v_y - \left( \frac{PDE}{V_x^e} - M_t V_x^e \right) \right] \end{cases} \quad (\text{A.59})$$

Les matrices de la représentation d'état (A.57) se définissent alors comme suit :

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} = -\frac{b_y}{M_t} & a_{12} = -\frac{1}{M_t} \frac{PDE}{V_x^e} - V_x^e \\ a_{21} = -\frac{PDE}{V_x^e I_z} & a_{22} = -\frac{b_z}{I_z} \end{bmatrix} , \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} = \frac{c_{y1}}{M_t} \\ b_{21} = \frac{c_{y1} L_1}{I_z} \end{bmatrix} , \quad (\text{A.60})$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} s^{-1} & V_x^e s^{-2} \\ 0 & s^{-1} \end{bmatrix} \text{ et } \mathbf{D} = 0.$$

La matrice de transfert est alors donnée par :

$$G(s) = \mathbf{C} [sI - \mathbf{A}]^{-1} \mathbf{B} + \mathbf{D} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) \\ G_{21}(s) \end{bmatrix}, \quad (\text{A.61})$$

avec

$$G_{11}(s) = \left. \frac{y_G(s)}{\beta_v(s)} \right|_{\psi=0} \quad \text{et} \quad G_{21}(s) = \left. \frac{\psi(s)}{\beta_v(s)} \right|_{y_G=0}. \quad (\text{A.62})$$

Après calculs, on peut exprimer cette matrice de transfert en fonction des coefficients des matrices de la représentation d'état :

$$G(s) = \frac{1}{s^2 \det(sI - A)} \begin{bmatrix} b_{11}s^2 + \left( -a_{22}b_{11} + b_{21}(V_x^e - a_{12}) \right) s - V_x^e(a_{21}b_{11} + b_{21}a_{11}) \\ s(b_{21}s - a_{21}b_{11} + a_{11}b_{21}) \end{bmatrix}, \quad (\text{A.63})$$

où

$$\begin{aligned} \det(sI - A) &= s^2 - s(a_{11} + a_{22}) + a_{11}a_{22} - a_{21}a_{12} \\ &= s^2 + s \left( \frac{b_y}{M_t} + \frac{b_z}{I_z} \right) + \left( \frac{c_{y1}c_{y2}L^2 - PDE M_t V_x^{e2}}{M_t I_z V_x^e} \right) \\ &= s^2 + ps + q \end{aligned} \quad (\text{A.64})$$

Si l'on exprime les fonctions de transfert en fonction des paramètres du véhicule, on obtient :

$$G_{11}(s) = \frac{d_2 s^2 + d_1 s + d_0}{s^2 \det(sI - A)} \quad \text{et} \quad G_{21}(s) = \frac{s(b_1 s + b_0)}{s^2 \det(sI - A)}, \quad (\text{A.65})$$

où

$$\begin{aligned} d_2 &= \frac{c_{y1}}{M_t} & b_1 &= \frac{L_1 c_{y1}}{I_z} \\ d_1 &= \frac{(c_{y1}L_1^2 + c_{y2}L_2^2)c_{y1} - PDE L_1 c_{y1}}{M_t I_z V_x^e} & \text{et} & \\ d_0 &= \frac{(c_{y1} + c_{y2})c_{y1}L_1 - PDE c_{y1}}{M_t I_z} & b_0 &= \frac{\left( (c_{y1} + c_{y2})L_1 - PDE \right) c_{y1}}{M_t V_x^e I_z} \end{aligned} \quad (\text{A.66})$$

## A.5 Application numérique sur le VéLV

### A.5.1 Présentation et paramètres

Le véhicule Véhicule électrique Léger de Ville (VéLV) est un véhicule urbain, pouvant embarquer au maximum trois passagers, équipé de deux moteurs-roues avant électriques (du type Active Wheel) et de systèmes électromécaniques de freinage (EMB), pour les

deux roues avant également (figure A.7). Dans le tableau A.1, les variations des paramètres définissant les points de fonctionnement du véhicule sont définis.



FIGURE A.7 – Représentation du VéLV et des actionneurs utilisés pour la commande longitudinale (Active-Wheel et Electro-Mechanical Braking)

	$M_t^e = m_1^e + m_2^e$ (kg)	$V_x^e$ (km h <sup>-1</sup> )	$\alpha_r^e$ (°)	$\mu^e$
<i>Valeur min.</i>	600 = 400 + 200	10	-10	0.2 (sol verglacé)
<i>Valeur nominale</i>	600 = 400 + 200	50	0	1 (sol sec)
<i>Valeur max.</i>	900 = 500 + 400	130	10	1

TABLE A.1 – Variations des paramètres de fonctionnement du véhicule VéLV

$M_t^e$  représente la masse totale du véhicule au point de fonctionnement, se décomposant en  $m_1^e$  la masse avant et  $m_2^e$  la masse arrière, symétriquement répartie côtés entre droit et gauche.  $V_x^e$  est la vitesse longitudinale statique,  $\alpha_r^e$  la pente de la route au point de fonctionnement et  $\mu^e$  l'adhérence de la route au point de fonctionnement.

Pour obtenir les pentes du modèle de Pacejka linéaire, il faut, tout d'abord, calculer la charge verticale sur le pneumatique étudié. Avec l'hypothèse de chargement symétrique en transversal, on obtient la formule (A.67), que l'on trouve également dans la partie report de charge.

$$F_{zi}^e = \frac{m_i^e}{2} g \cos(\alpha_r^e) \cdot 10^{-3} \quad (\text{A.67})$$

Ensuite, les paramètres de BCD qui, multipliés par  $\mu$ , permettant de trouver la pente de la caractéristique de Pacejka dans la zone linéaire sont donnés par :

$$\begin{cases} B_x C_x D_x &= (b_3 F_{zi}^{e2} + b_4 F_{zi}^e) e^{-b_5 F_{zi}^e} \\ B_y C_y D_y &= a_3 \sin\left(2 \arctan\left(\frac{F_{zi}^e}{a_4}\right)\right) \end{cases} \cdot \quad (\text{A.68})$$

Le tableau A.2 donne les valeurs numériques des coefficients  $a_3$ ,  $a_4$ ,  $a_5$ ,  $b_4$  et  $b_5$  du modèle de Pacejka pour différentes valeurs de pression de gonflage du pneumatique. Lors de l'étude, les résultats sont obtenus pour une pression de gonflage de 3 bars.

$P_g$ (bar)	3	2.4	1.8
$a_3$	851.9	752.3	652.7
$a_4$	4.943	3.877	2.811
$b_3$	23.9		
$b_4$	242		
$b_5$	0		

TABLE A.2 – Paramètres du modèle de Pacejka utilisés pour la linéarisation du modèle pour différentes valeurs de pression de gonflage du pneumatique  $P_g$

Les paramètres numériques nécessaires à la modélisation du comportement du VÉLV, qui n'ont pas encore été précisés, sont placés, avec leur description et leur valeur, dans le tableau A.3.

## A.5.2 Gammes de modèles

Les résultats numériques obtenus pour les modèles linéarisés longitudinaux et latéraux, qui serviront au dimensionnement de correcteurs pour le contrôle longitudinal et le contrôle latéral, sont détaillés.

### A.5.2.1 Modèle longitudinal

Quel que soit l'actionneur considéré, le modèle de comportement longitudinal peut se mettre sous la forme classique d'un système du deuxième ordre :

$$G_{13}(s) = \frac{V_x(s)}{U_k(s)} = \frac{G_{0k}}{(1 + s/\omega_{1k})(1 + s/\omega_{2k})}. \quad (\text{A.69})$$

Pour les deux actionneurs longitudinaux considérés, les modèles représentatifs de la gamme complète de modèles choisis sont explicités dans le tableau A.4. Le modèle nominal correspond au comportement du véhicule sur une route sèche et horizontale, en ville, avec un poids minimal embarqué. Le second modèle limite,  $G_{13,k,b2}(s)$ , représente la dynamique du véhicule à vitesse très faible ( $10 \text{ km h}^{-1}$ ) sur route horizontale et sèche avec une masse maximale embarquée. Le premier modèle limite,  $G_{13,k,b1}(s)$ , correspond au comportement avec une masse minimale embarquée sur une autoroute horizontale et verglacée. Ce dernier modèle n'est pas réaliste en pratique mais permet de considérer un unique modèle pour décrire le comportement dynamique du véhicule à vitesse maximale



## A.5. APPLICATION NUMÉRIQUE SUR LE VÉLV

Paramètres	Description	Valeur
$I_z$	Inertie de lacet	$I_z^c = 360$ $I_z^v = 420$ kg m <sup>2</sup>
$L = L_1 + L_2$	Empattement total	2 m
$L_1$	Empattement avant	$L_1^c = 2/3$ m $L_1^v = 8/9$ m
$L_2$	Empattement arrière	$L_2^c = 4/3$ m $L_2^v = 10/9$ m
$l$	Voie totale	1.42 m
$l_1$	Demi-voie avant	0.71 m
$l_2$	Demi-voie arrière	0.71 m
$H_G$	Hauteur du centre de gravité	0.5 m
$\rho$	Masse volumique de l'air	1.225 kg m <sup>3</sup>
$S_x$	Surface projetée en longitudinal	2 m <sup>2</sup>
$C_x$	Coefficient de traînée longitudinal	0.5
$\lambda_0$	Paramètre de résistance au roulement	$13.6 \cdot 10^{-3}$
$\lambda_2$	Paramètre de résistance au roulement	$4 \cdot 10^{-8}$ s <sup>2</sup> m <sup>-2</sup>
$r_0$	Rayon de la roue sous charge	0.3 m
$J_r$	Inertie des roues	1 kg m <sup>2</sup>
$b_r$	Coefficient de frottement visqueux des roues	$10^{-3}$ N m s rad <sup>-1</sup>
$g$	Accélération de la pesanteur	9.81 m s <sup>-2</sup>
$K_A$	Gain de l'A.O. d'un moteur-roue	1 A V <sup>-1</sup>
$K_T$	Constante de couple d'un moteur-roue	25 N m A <sup>-1</sup>
$K_{EMB}$	Gain du système de freinage	125 N m V <sup>-1</sup>

TABLE A.3 – Paramètres pour la modélisation du VéLV avec l'exposant  $c$  pour les valeurs à masse maximale et  $v$  pour les valeurs à masse minimale

et en conditions de route verglacée. Les diagrammes de Bode et de Nichols de ces trois modèles sont représentés, ainsi que la gamme de modèles obtenues, en figure A.8 pour l'actionneur moteur-roue et en figure A.9 pour l'actionneur système de freinage.

On remarque que le gain du modèle avec le système de freinage est négatif, ce qui traduit le fait que cet actionneur transmet un couple résistant à la roue, c'est pourquoi la phase des modèles est positive entre 180° et 0. Le gain du moteur-roue est logiquement de signe positif car transmettant un couple moteur à la roue. Les pulsations de coupures des modèles obtenus avec les deux actionneurs sont très proches, la différence principale obtenue est le gain statique en fonction de l'actionneur considéré, en signe, mais aussi en valeur absolue.

		$G_0$	$\omega_1$	$\omega_2$	$M_t^e$	$V_x^e$	$\alpha_r^e$	$\mu^e$
Nominal :	$G_{13,AW,n}(s)$	9.78	$2.74 \cdot 10^{-2}$	$3.88 \cdot 10^2$	600	50	0	1
	$G_{13,EMB,n}(s)$	$-4.89 \cdot 10^1$	$2.74 \cdot 10^{-2}$	$3.89 \cdot 10^2$				
Limite 1 :	$G_{13,AW,b1}(s)$	3.76	$7.1 \cdot 10^{-2}$	$2.78 \cdot 10^1$	600	130	0	0.2
	$G_{13,EMB,b1}(s)$	$-1.88 \cdot 10^1$	$7.12 \cdot 10^{-2}$	$3 \cdot 10^1$				
Limite 2 :	$G_{13,AW,b2}(s)$	$4.86 \cdot 10^1$	$3.72 \cdot 10^{-3}$	$2.5 \cdot 10^3$	900	10	0	1
	$G_{13,EMB,b2}(s)$	$-2.43 \cdot 10^2$	$3.72 \cdot 10^{-3}$	$2.5 \cdot 10^3$				

TABLE A.4 – Caractéristiques des modèles nominal et limites du comportement dynamique du véhicule considéré

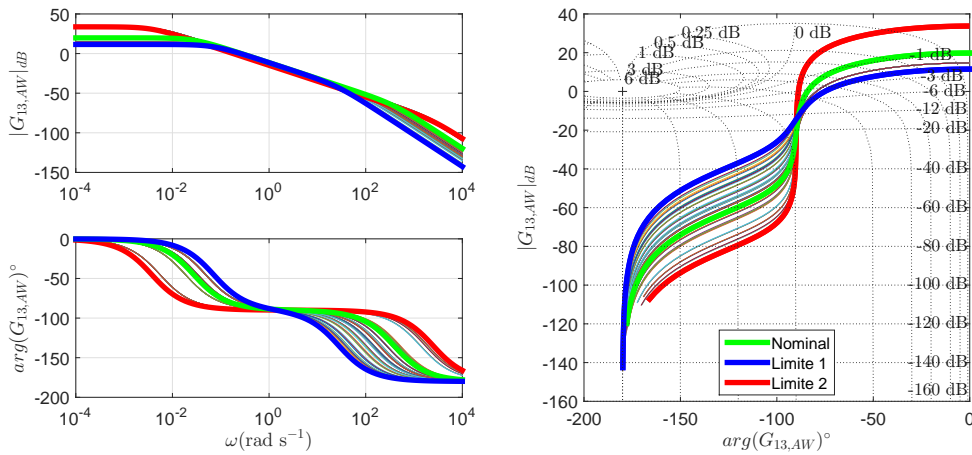


FIGURE A.8 – Gamme de modèles pour le transfert  $\frac{V_x}{U_{AW}}$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols

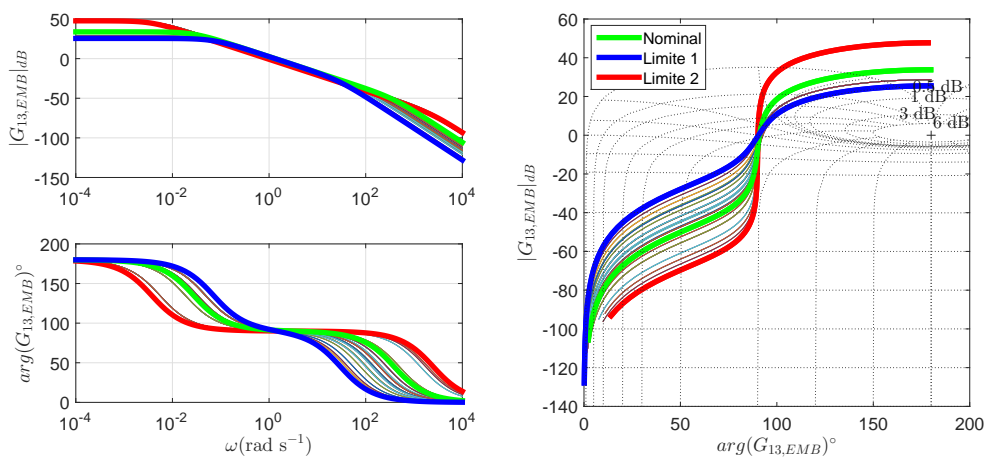


FIGURE A.9 – Gamme de modèles pour le transfert  $\frac{V_x}{U_{EMB}}$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols

Les figures A.10, A.11 et A.12 permettent d’observer les conséquences de variations paramétriques. Ici, seuls les modèles pour l’actionneur moteur-roue sont représentés. Des remarques identiques peuvent être formulées pour les modèles obtenus avec le système de freinage. La figure A.10 montre que, pour tous les autres paramètres fixés, une décroissance de la vitesse statique considérée entraîne un gain statique plus élevé, une augmentation de la plus haute pulsation de coupure et une diminution de la pulsation la plus basse. La pente de la route n’influe pas sur la dynamique considérée. La figure A.11 montre qu’une variation entre les deux masses extrêmes possibles n’entraîne pas de variation de gain statique, une très légère diminution de la pulsation de coupure la plus basse et une très légère augmentation de la pulsation la plus haute. La figure A.12 montre une diminution du taux d’adhérence de la route uniquement et une diminution de la pulsation de coupure la plus haute en fréquence. Les valeurs tracées pour chaque paramètre correspondent aux valeurs discrètes considérées dans l’intervalle de variations des paramètres pour obtenir la gamme de modèles.

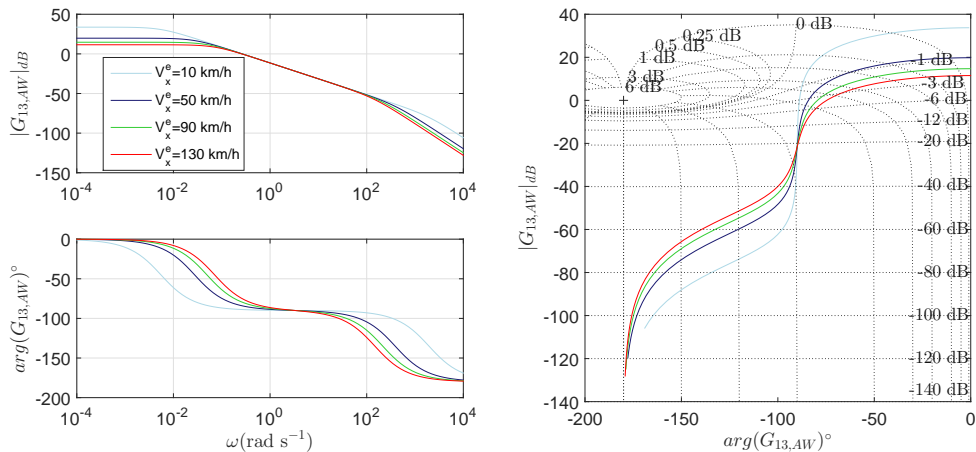


FIGURE A.10 – Modèles  $\frac{V_x}{U_{AW}}$  obtenus pour des variations de  $V_x^e$  avec  $M_t^e = 600$  kg,  $\alpha_r^e = 0$  % et  $\mu^e = 1$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols

### A.5.2.2 Modèles latéraux

Les deux modèles latéraux sont définis par les équations (A.64)-(A.66).

Pour les deux transferts, les modèles représentatifs de la gamme complète de modèles choisis sont explicités dans les tableaux A.5 et A.6. Les caractéristiques fréquentielles de la gamme de modèles sont représentées en figure A.13, pour le transfert entre la position latérale et l’angle de braquage des roues, et en figure A.17, pour le transfert entre l’angle

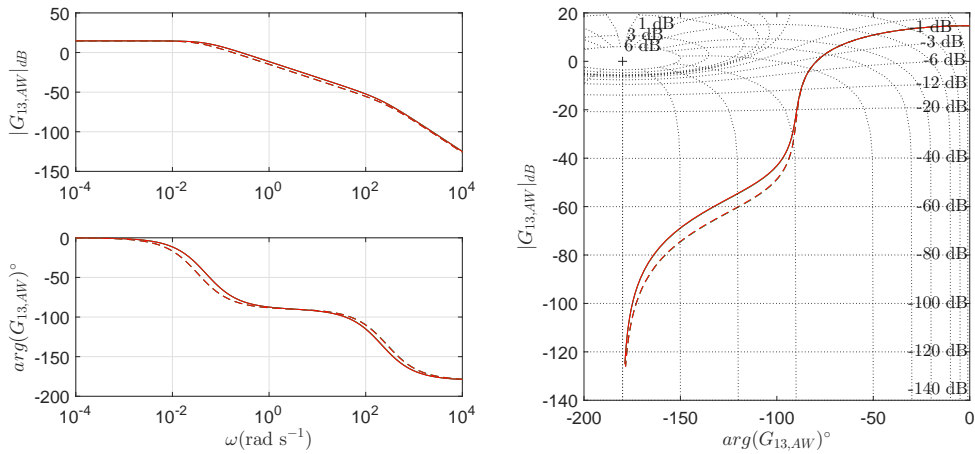


FIGURE A.11 – Modèles  $\frac{V_x}{U_{AW}}$  obtenus pour des variations de  $M_t^e$  avec  $\alpha_r^e = 0\%$  et  $\mu^e = 1$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols : en pointillés  $M_t^e = 900$  kg, en trait plein  $M_t^e = 600$  kg

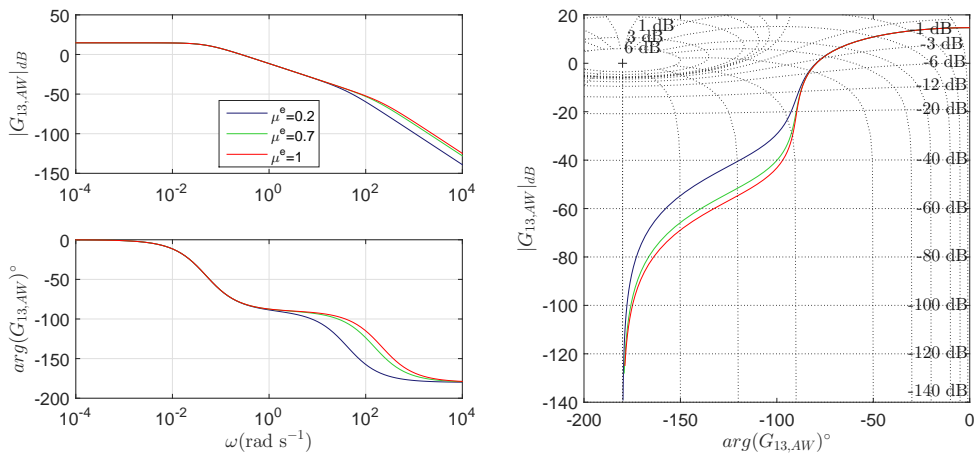


FIGURE A.12 – Modèles  $\frac{V_x}{U_{AW}}$  obtenus pour des variations de  $\mu^e$  avec  $M_t^e = 600$  kg et  $\alpha_r^e = 0\%$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols

de lacet et l'angle de braquage des roues. Le modèle *limite 1* permet de déterminer le minimum de phase et le minimum du gain en haute fréquence. Ce modèle correspond à une vitesse faible à masse embarquée minimale sur route plane et sèche. Le modèle *limite 2* permet de déterminer le maximum de phase et le minimum de gain basse fréquence. Ce modèle correspond à un déplacement à vitesse maximale sur autoroute verglacée à charge maximale en montée. Le comportement est évidemment irréaliste mais avec un seul modèle on peut définir deux limites de la gamme de modèles. Le modèle *nominal 1* définit un comportement moyen et, également, le minimum de phase en dessous d'1 rad s<sup>-1</sup> pour le transfert entre le lacet et l'angle de braquage des roues avant. Ce modèle correspond à

un déplacement en montée à  $50\text{km h}^{-1}$  sur route verglacée à masse embarquée minimale. Le modèle *nominal* 2 définit le gain maximal en basse fréquence et la phase minimale en moyenne fréquence. Ce modèle correspond à un déplacement sur autoroute sèche en montée à charge embarquée maximale.

Les variations paramétriques en fonction de la vitesse statique  $V_x^e$ , les autres paramètres étant fixés, sont représentées en figures A.14 et A.18. Pour la sortie position latérale, une diminution de la vitesse entraîne une diminution du gain basse fréquence et une augmentation de la valeur de la phase moyenne fréquence qui devient même positive pour les très basses vitesses. Pour la sortie angle de lacet, une diminution de vitesse diminue également le gain basse fréquence et augmente la fréquence transitionnelle équivalente du modèle.

La pente de la route  $\alpha_r^e$  n'a pas d'influence significative sur les modèles. Les variations paramétriques en fonction de la masse  $M_t^e$ , les autres paramètres étant fixés, sont représentées en figures A.15 et A.19. Pour la sortie position latérale, une augmentation de charge embarquée entraîne une diminution de la phase minimale et une légère diminution du gain haute fréquence. Le gain basse fréquence reste inchangé. Pour la sortie angle de lacet, une augmentation de charge embarquée augmente la pulsation de coupure équivalente du modèle et augmente aussi ainsi le gain haute fréquence. Le gain basse fréquence reste inchangé.

Les variations paramétriques en fonction du taux d'adhérence de la route  $\mu^e$ , les autres paramètres étant fixés, sont représentées en figures A.16 et A.20. Pour la sortie position latérale, une diminution du taux d'adhérence de la route entraîne une diminution du gain haute fréquence et de la phase moyenne fréquence. Le gain basse fréquence est sensiblement équivalent pour tous les modèles. Pour la sortie angle de lacet, une résonance apparaît pour des faibles taux d'adhérence. La fréquence transitionnelle équivalente augmente lorsque le taux d'adhérence augmente entraînant une augmentation de la phase et du gain haute fréquence. Lorsque le taux d'adhérence diminue le gain basse fréquence diminue légèrement.

	$p$	$q$	$M_t^e$	$V_x^e$	$\alpha_r^e$	$\mu^e$
<i>Limite 1</i>	$1.61 \cdot 10^2$	$6.2 \cdot 10^3$	600	10	0	1
<i>Limite 2</i>	2.82	4.32	900	130	10	0.2
<i>Nominal 1</i>	6.42	1.27	600	50	10	0.2
<i>Nominal 2</i>	$1.41 \cdot 10^1$	$5.6 \cdot 10^1$	900	130	10	1

TABLE A.5 – Caractéristiques du polynôme caractéristique et des conditions d’opération des modèles nominaux et limites du comportement dynamique latéral du véhicule considéré

	$d_2$	$d_1$	$d_0$	$b_1$	$b_0$
<i>Limite 1</i>	$1.31 \cdot 10^2$	$1.14 \cdot 10^4$	$2.38 \cdot 10^4$	$1.26 \cdot 10^2$	$8.59 \cdot 10^3$
<i>Limite 2</i>	$1.74 \cdot 10^1$	$3.45 \cdot 10^1$	$1.12 \cdot 10^3$	$3.32 \cdot 10^1$	$3.11 \cdot 10^1$
<i>Nominal 1</i>	$2.25 \cdot 10^1$	$9.08 \cdot 10^1$	$9.46 \cdot 10^2$	$2.5 \cdot 10^1$	$6.81 \cdot 10^1$
<i>Nominal 2</i>	$8.71 \cdot 10^1$	$8.63 \cdot 10^2$	$2.81 \cdot 10^4$	$1.66 \cdot 10^2$	$7.77 \cdot 10^2$

TABLE A.6 – Caractéristiques des dénominateurs des modèles nominaux et limites du comportement dynamique latéral du véhicule considéré

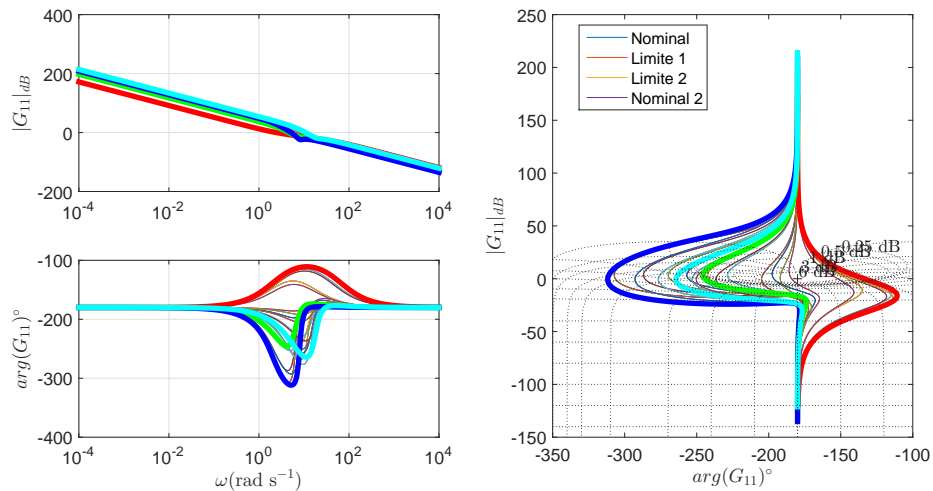


FIGURE A.13 – Gamme de modèles pour le transfert  $\frac{Y_G}{\beta_v}$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols, en bleu *Limite 1*, en rouge *Limite 2*, en vert *Nominal 1* et en cyan *Nominal 2*

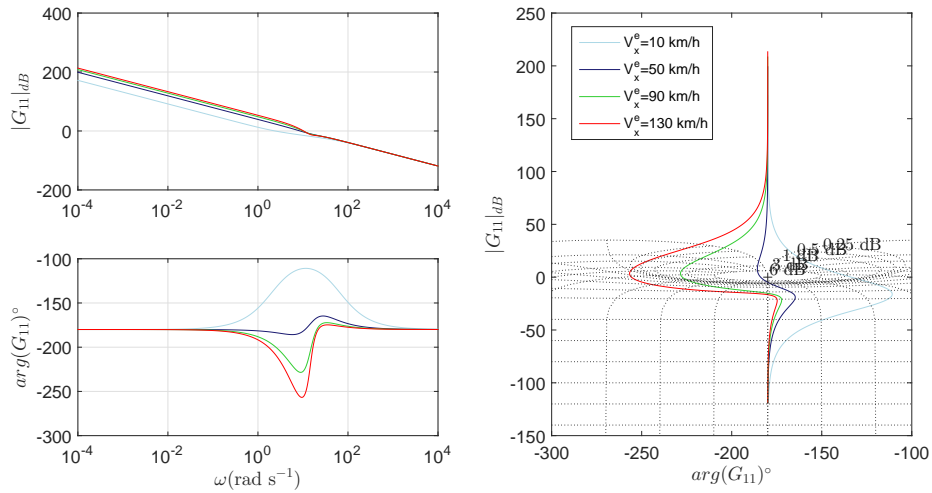


FIGURE A.14 – Modèles  $\frac{Y_G}{\beta_v}$  obtenus pour des variations de  $V_x^e$  avec  $M_t^e = 600$  kg,  $\alpha_r^e = 0$  % et  $\mu^e = 1$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols

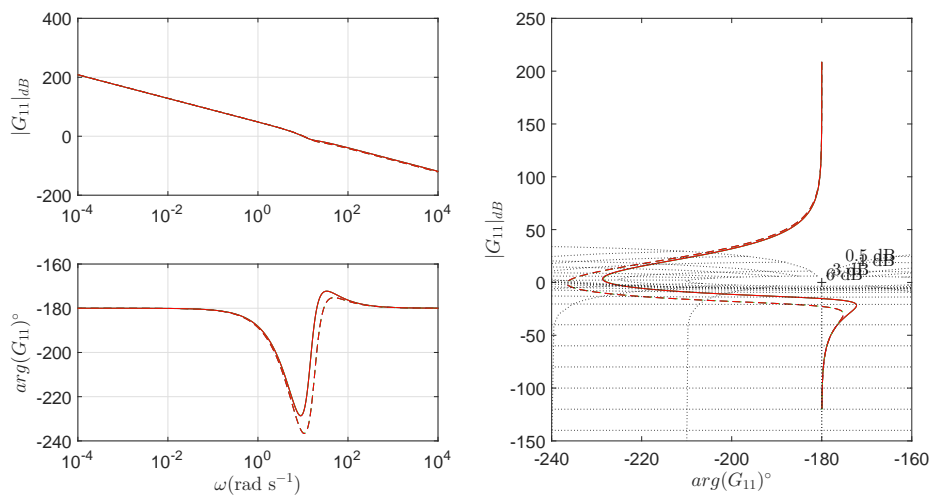


FIGURE A.15 – Modèles  $\frac{Y_G}{\beta_v}$  obtenus pour des variations de  $M_t^e$  avec  $\alpha_r^e = 0$  % et  $\mu^e = 1$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols : en pointillés  $M_t^e = 900$  kg, en trait plein  $M_t^e = 600$  kg

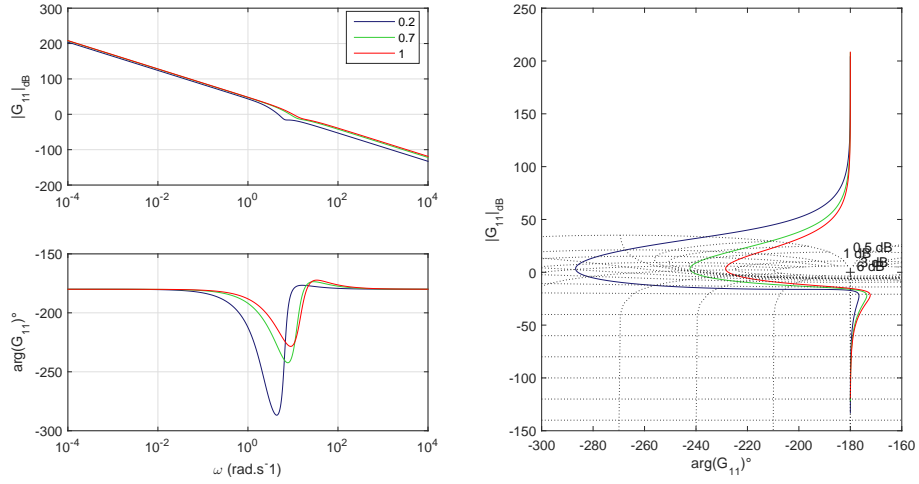


FIGURE A.16 – Modèles  $\frac{Y_G}{\beta_v}$  obtenus pour des variations de  $\mu^e$  avec  $M_t^e = 600$  kg et  $\alpha_r^e = 0$  % : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols

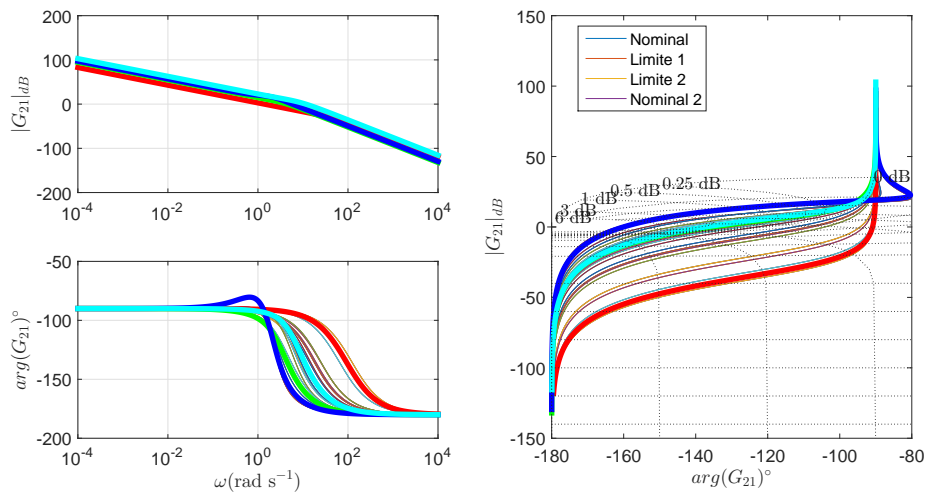


FIGURE A.17 – Gamme de modèles pour le transfert  $\frac{\Psi}{\beta_v}$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols, en bleu *Limite 1*, en rouge *Limite 2*, en vert *Nominal 1* et en cyan *Nominal 2*



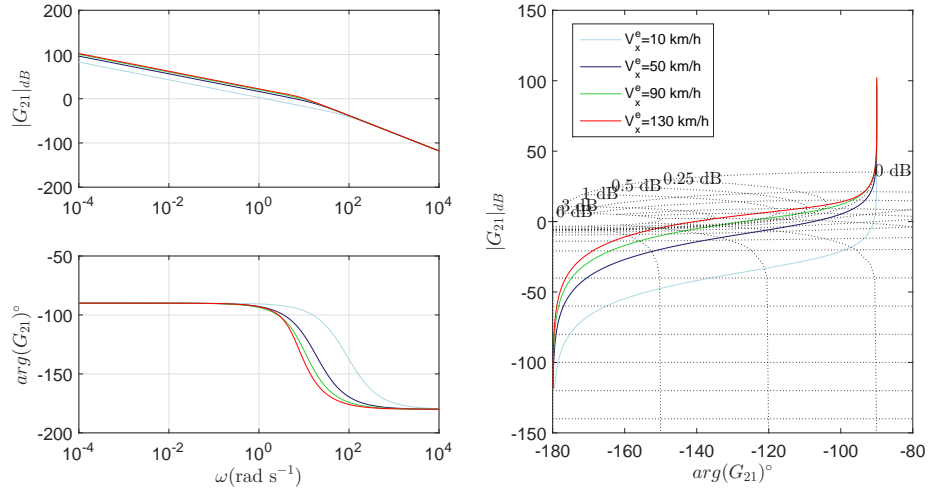


FIGURE A.18 – Modèles  $\frac{\Psi}{\beta_v}$  obtenus pour des variations de  $V_x^e$  avec  $M_t^e = 600$  kg,  $\alpha_r^e = 0$  % et  $\mu^e = 1$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols

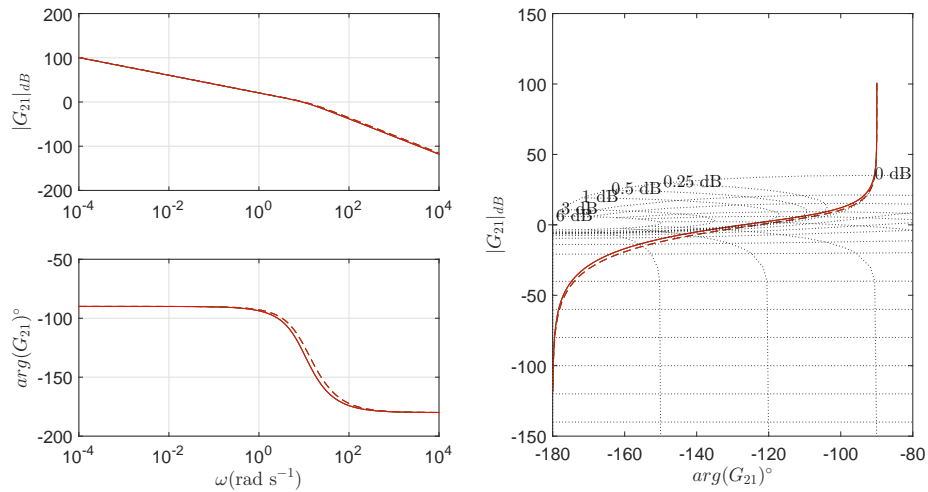


FIGURE A.19 – Modèles  $\frac{\Psi}{\beta_v}$  obtenus pour des variations de  $M_t^e$  avec  $\alpha_r^e = 0$  % et  $\mu^e = 1$  : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols : en pointillés  $M_t^e = 900$  kg, en trait plein  $M_t^e = 600$  kg

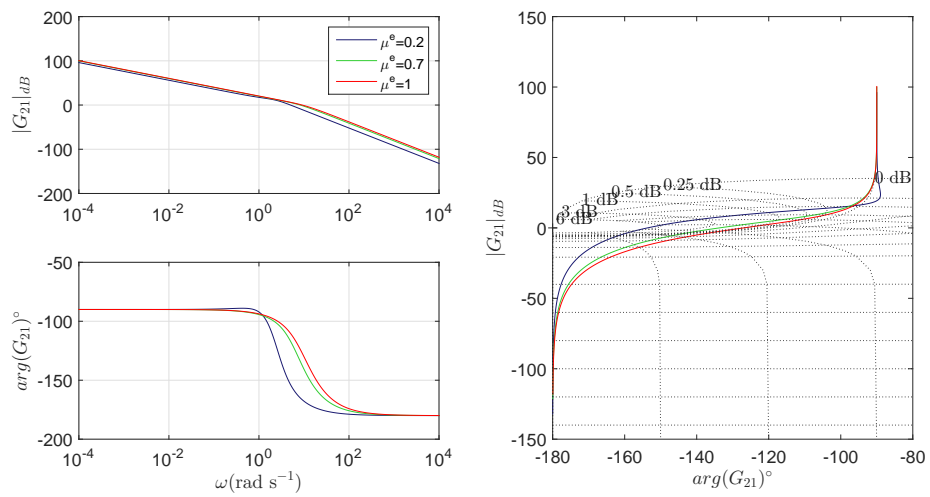


FIGURE A.20 – Modèles  $\frac{\Psi}{\beta_v}$  obtenus pour des variations de  $\mu^e$  avec  $M_t^e = 600$  kg,  $\alpha_r^e = 0$  % : à gauche, le diagramme de Bode, à droite le diagramme de Nichols



# Annexe B

## Stabilité de corde d'un peloton de véhicules

---

B.1	Formalisation du peloton de véhicule . . . . .	189
B.2	Définition générale de la stabilité de corde . . . . .	190
B.3	Exemples de définition orientée performances . . . . .	191
B.4	Critères utilisés pour la synthèse et l'étude temporelle de systèmes de type ACC 192	

---

Cette annexe permet d'introduire la notion de stabilité de corde d'un peloton de véhicules (« String stability » en anglais). Les différents outils développés dans la littérature seront évoqués. Un exemple de définition de stabilité de corde est donné. Puis les éléments retenus et définis pour cette étude seront présentés.

### B.1 Formalisation du peloton de véhicule

Dans un premier temps, un formalisme du peloton de véhicules est nécessaire pour définir les conventions utilisées. La figure B.1 représente les notations qui seront utilisées dans la suite [Ploeg, 2014]. L'indice  $i$  correspond à l'égo-véhicule à la  $i$ -ème position, les meneurs sont numérotés avec des nombres inférieurs à  $i$  et inversement pour les suiveurs. L'interdistance du  $i$ -ème véhicule avec son leader  $i + 1$ -ième sera notée  $d_i$ . La vitesse longitudinale sera notée  $v_{x,i}$  pour le  $i$ -ème véhicule.

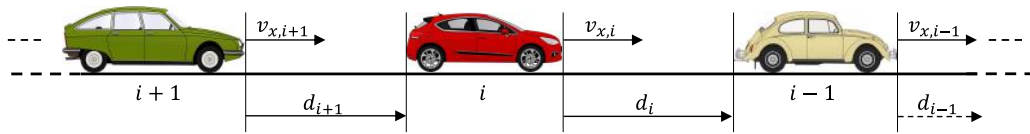


FIGURE B.1 – Formalisme de peloton de véhicule utilisé

## B.2 Définition générale de la stabilité de corde

Rappelons quelques généralités. Pour étudier la stabilité d'un système, nous pouvons prendre en compte l'évolution de ses états au cours du temps. Si tout mouvement d'un système issu d'un voisinage suffisamment petit d'un point d'équilibre  $x_e$  demeure au voisinage de ce point, alors  $x_e$  est dit stable au sens de Lyapunov. En régime temporel, la condition qu'un signal d'entrée borné entraîne un signal de sortie borné indique si un procédé asservi est stable ou non. Dans un peloton de véhicules, il doit également être vérifié que les perturbations induites par un véhicule sont atténuées en amont de celui-ci, ou tout du moins bornées. Ceci rejoint l'étude des systèmes dits cascades. Pour prendre un exemple, considérons l'effet Larsen : un système se compose d'un microphone et d'une enceinte connectés par un amplificateur. Le son est capté par le microphone, traité par l'amplificateur puis émis par l'enceinte. Si l'on place le microphone directement à côté de l'enceinte et que le gain de l'amplificateur est trop important, le son émis par l'enceinte sera de plus en plus important divergeant jusqu'à potentiellement endommager le matériel. Imaginons maintenant un peloton de véhicules, un véhicule externe s'insère et cause le ralentissement puis la stabilisation du véhicule directement derrière lui. Si, plus le peloton est remonté en aval de l'insertion plus les véhicules réagissent avec un dépassement important et que le peloton est assez long, des collisions peuvent apparaître. De plus selon [Lu et al., 2002], la stabilité de corde implique un comportement dynamique du trafic plus fluide et plus sûr.

Un bref état de l'art est reporté ici [De Schutter et al., 2012]. Les différentes méthodes rencontrées sont basées sur :

- des définitions utilisant la théorie de stabilité de Lyapunov [Klinge et Middleton, 2009, Swaroop et al., 2001, Swaroop et Hedrick, 1996]. Ces méthodes sont rigoureuses mais reflètent seulement la propagation des perturbations, l'ajout d'une entrée externe (par exemple un leader) est limité aux systèmes faiblement couplés. Ces méthodes sont difficilement associables à une méthode de synthèse de régulateur,
- des approches par transformée en  $\mathcal{Z}$  spatiale bidirectionnelle [Barbieri, 1993, El-Sayed et Krishnaprasad, 1981, Chu, 1974] qui considèrent un peloton infini de vé-

hicules, et sont donc peu réalistes,

- des approches orientées sur les performances des lois de régulations dimensionnées [Desoer et Vidyasagar, 2009, Gehring et Fritz, 1997, Naus et al., 2010, Stanković et al., 2000, Ioannou PA, 1993, Swaroop et al., 1994]. Ces méthodes visent à borner l'amplitude des signaux propagés dans le peloton de manière directe. Ces méthodes présentent l'inconvénient selon [Ploeg, 2014] d'être peu performantes pour les systèmes non linéaires et de ne pas être une définition mais plutôt un critère

### B.3 Exemples de définition orientée performances

Définissons la stabilité de corde avec propagation bornée. Considérons un peloton de  $m \in \mathbb{N}$  véhicules, alors ce peloton est considéré stable de corde si et seulement si :

$$\|z_i(t)\|_{\mathcal{L}_\infty} \leq \|z_{i-1}(t)\|_{\mathcal{L}_\infty}, \quad \forall i \in \{0, \dots, m\}, t \geq 0, \quad (\text{B.1})$$

où  $z_i$  peut être la position du véhicule  $i$   $x_i$ , sa vitesse  $v_{x,i}$  ou son accélération  $a_{x,i}$ . L'équation (B.1) traduit que la valeur du maximum des signaux temporels possibles pour  $z_i(t)$  doit décroître dans la direction amont du peloton. En général, le choix du signal considéré est arbitraire. De la théorie des systèmes linéaires, il vient :

$$\|\gamma_i(t)\|_{\mathcal{L}_1} = \max_{z_{i-1} \neq 0} \frac{\|z_i(t)\|_{\mathcal{L}_\infty}}{\|z_{i-1}(t)\|_{\mathcal{L}_\infty}}, \quad (\text{B.2})$$

où la norme  $\mathcal{L}_1$   $\|\gamma_i(t)\|_{\mathcal{L}_1}$  est égale à l'intégrale temporelle de  $|\gamma_i(t)|$  pour les réponses impulsionnelles à un scalaire. Ce qui mène à la condition nécessaire et suffisante de stabilité suivante :

$$\|\gamma_i(t)\|_{\mathcal{L}_1} \leq 1, \quad \forall i \in \{0, \dots, m\}, t \geq 0. \quad (\text{B.3})$$

En utilisant de nouveau la théorie des systèmes linéaires, la condition de stabilité de corde peut être traduite dans le domaine fréquentiel, dans une certaine mesure. La relation entre la norme de  $\gamma_i(t)$  et la fonction de transfert correspondante  $\Gamma_i(s)$ , sur l'axe imaginaire, est alors :

$$\|\Gamma_i(j\omega)\|_{\mathcal{H}_\infty} \leq \|\gamma_i(t)\|_{\mathcal{L}_1}, \quad (\text{B.4})$$

où la norme  $\mathcal{H}_\infty$  est égale, pour une fonction de transfert scalaire, au maximum en fréquence du gain  $|\Gamma_i(j\omega)|$ . Ce qui mène à la condition nécessaire de stabilité de corde

suivante :

$$\|\Gamma_i(j\omega)\|_{\mathcal{H}_\infty} \leq 1, \quad \forall i \in \{0, \dots, m\}, \quad (\text{B.5})$$

qui est beaucoup plus commode d'utilisation pour une synthèse de loi de commande. En général, la condition (B.5) est considéré nécessaire et suffisante pour avoir la stabilité de corde. En effet la norme  $\mathcal{H}_\infty$  est induite par les normes  $\mathcal{L}_2$  de l'entrée et de la sortie qui sont une mesure de l'énergie. Par conséquent, la condition (B.5) est interprétable comme la dissipation d'énergie requise en amont du peloton de véhicules.

## B.4 Critères utilisés pour la synthèse et l'étude temporelle de systèmes de type ACC

Pour nos travaux, un critère de stabilité de corde pour le dimensionnement de systèmes ACC est nécessaire. Le critère (B.5) est considéré. Lorsque deux leaders sont considérés, la transformée de Laplace de la vitesse s'écrit :

$$V_{x,i}(s) = \Gamma_{i,i-j}(s)V_{x,i-j}(s) + \Gamma_{i,i-1}(s)V_{x,i-1}(s), \quad (\text{B.6})$$

où  $v_{x,i-j}$  est la vitesse d'un des véhicules connectés en aval du véhicule  $i$  ( $j \in \mathbb{N}_*^+$ ) et  $v_{x,i-1}$  la vitesse du leader local. Lorsque  $v_{x,i-j} = v_{x,i-1}$ , on se retrouve dans le cas défini en section précédente. Lorsqu'il est possible que  $v_{x,i-j} \neq v_{x,i-1}$ , le critère est appliqué aux trois transferts  $\Gamma_{i,i-j}(s)$ ,  $\Gamma_{i,i-1}(s)$  et  $\Gamma_i(s)$ . En pratique, le cas limitant correspond au cas où  $v_{x,i-j} = v_{x,i-1}$ . Pour caractériser le comportement de corde d'un peloton lors d'essais temporels, la moyenne des intégrales normalisées des rapports des accélérations entre leader et suiveur est considérée :

$$S_{SC} = \frac{1}{N \cdot N_{veh}} \sum_{k=0}^{N_{veh}-1} \sum_{j=0}^N \frac{a_{x,k+1}^2(j)}{a_{x,k}^2(j)}, \quad (\text{B.7})$$

où  $N_{veh}$  le nombre de véhicules présents et  $N$  le nombre d'échantillons composant les signaux. L'intérêt de choisir l'accélération comme signal est que celle-ci est nulle en régime permanent, aucun traitement préalable des signaux n'est nécessaire pour obtenir un rapport des dynamiques des véhicules cohérents. Les signaux sont élevés au carré pour compter positivement dans le critère les accélérations et les décélérations.

# Bibliographie de l'auteur

## Communications dans des congrès internationaux

- [Taymans et al., 2016] Taymans, A., Melchior, P., Malti, R., Aioun, F., Guillemard, F. et Serval, A. « Fractional Linear Feedforward Design : Application to the Cruise Control of an Electric Vehicle ». IFAC-ICFDA, Novi Sad, Serbia.
- [Taymans et al., 2017] Taymans, A., Melchior, P., Malti, R., Aioun, F., Guillemard, F. et Serval, A. « Cruise control of an electric vehicle through fractional linear feedforward & prefiltering of an acceleration reference signal ». 20th IFAC World Congress, Toulouse, France.

## Brevets

[Taymans et al., 2018] Taymans, A., Melchior, P., Malti, R., Aioun, F., Guillemard, F. et Serval, A. « Dispositif de régulation d'une consigne d'un système par combinaison d'une boucle fermée de correction et d'une boucle ouverte de compensation à filtre fractionnaire ». Numéro de dossier interne : 2016P02027 FR, date de dépôt : 13/07/2016, FR 3 054 047 (numéro de publication nationale 16 56742), date de publication : 19/01/2018.



---

**Titre : Gestion de trafic par les assistances coopératives.****Résumé**

Les travaux réalisés s'inscrivent dans le contexte de l'apparition d'un environnement connecté pour les véhicules. L'objectif principal est de mettre en place des systèmes d'aide à la conduite, utilisant des données issues de connexions entre les véhicules, pour améliorer le trafic. Des critères permettant d'évaluer la situation en termes de fluidité du trafic, de sécurité, de confort et de réduction de l'impact environnemental sont choisis.

Une première contribution des travaux est la mise en place d'un système de régulation de vitesse longitudinale du véhicule enrichi, d'une part, d'un élément « feedforward » contenant un préfiltre d'ordre non entier et, d'autre part, d'une génération de référence prenant en compte les capacités d'accélération du véhicule compte tenu des conditions courantes de fonctionnement. L'intérêt est d'avoir un système anticipatif de contrôle de traction.

Dans une seconde contribution, des lois de suivi de véhicules, connectées et non connectées, sont proposées puis étudiées de manière à mettre en évidence leur intérêt sur l'amélioration des performances du trafic. Les résultats obtenus montrent des gains marginaux pour les lois connectées par rapport au cas non connecté en termes de fluidification de trafic. En revanche, la sécurité est grandement améliorée par l'utilisation de connectivité entre véhicules.

Pour améliorer les performances du trafic, une troisième contribution propose la mise en place de coopérations sur deux niveaux, local et global, entre les véhicules connectés pour réaliser des changements de voie.

**Mots clés :** Dynamique du véhicule, véhicule autonome connecté, gestion de trafic automobile, assistances à la conduite, CRONE, ACC, feedforward, VAC.

---

**Title: Traffic management using cooperative ADAS**

**Abstract** This study takes place in the framework of the VANets development. The main goal is to design ADAS, using data from C2C communications, improving traffic situation. Criteria to assess the traffic in terms of security, comfort, environmental impact and traffic fluidness are chosen.

A first contribution is the design of a cruise control system enriched, on the one hand, with feedforward element on the reference signal including a filter with a non integer order and, on the other hand, with an input reference signal generation taking into account vehicle dynamics and operating conditions.

A second input is the design of connected and not connected car following laws in order to study their impact on traffic. Results show marginal gains with connected laws compared to not connected law.

In order to improve traffic performances, a third contribution set up local and global cooperation between connected vehicles in order to improve lane changing impact on traffic.

**Keywords:** Vehicle dynamics, connected and autonomous vehicle, traffic management, ADAS, CRONE, ACC, feedforward, VAC.

---