



HAL
open science

**Analyse du risque et détection de situations limites :
application au développement des systèmes d'alerte au
conducteur.**

Chouki Sentouh

► **To cite this version:**

Chouki Sentouh. Analyse du risque et détection de situations limites : application au développement des systèmes d'alerte au conducteur.. Automatique / Robotique. Université d'Evry-Val d'Essonne, 2007. Français. NNT: . tel-00419414

HAL Id: tel-00419414

<https://theses.hal.science/tel-00419414v1>

Submitted on 23 Sep 2009

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.

N° d'ordre : 0000

Année 2007

Thèse

Présentée à

L'Université d'Evry Val d'Essonne

Par

Chouki SENTOUH

Pour obtenir le diplôme de

Docteur de L'Université d'Evry Val d'Essonne

Spécialité : **Automatique**

Lieu de réalisation : **IBISC**

**Analyse du risque et détection de situations
limites
Application au développement des systèmes
d'alerte au conducteur**

Soutenue le 22 Octobre 2007

Devant le jury Composé de :

| | | |
|-------------------------|--|------------|
| M. Ali Charara | Professeur, UTC, Compiègne | Rapporteur |
| M. Thierry-Marie Guerra | Professeur, Université de Valenciennes | Rapporteur |
| M. Michel Basset | Professeur, Université de Haute Alsace | Examineur |
| M. Mohammed M'Saad | Professeur, Université de Caen | Examineur |
| M. Gilles Duc | Professeur, Supélec | Examineur |
| M. Gilles Schaefer | Ingénieur chef de projet, SERA-CD | Invité |
| M. Sébastien Glaser | Chargé de Recherche, LIVIC | Encadrant |
| M. Saïd Mammar | Professeur, Université d'Evry | Directeur |

À mes parents
À mes frères et soeurs
À ma fiancée

Remerciements

Je voudrais exprimer ma gratitude et mes sincères remerciements à Monsieur Ali CHARARA, Professeur à l'UTC de Compiègne, et à Monsieur Thierry-Marie GUERRA, Professeur de l'Université de Valenciennes qui m'ont fait l'honneur d'être les rapporteurs de ma thèse.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Messieurs Michel BASSET, Professeur à l'Université de Haute Alsace, Gilles DUC, Professeur au Supélec et Mohammed M'SAAD, Professeur à l'Université de Caen, d'avoir accepté d'examiner mon travail.

C'est aussi un grand plaisir pour moi d'avoir parmi les membres du jury Monsieur Gilles SCHAEFER, Ingénieur chef de projet, SERA-CD.

Je remercie tout particulièrement Monsieur Saïd MAMMAR, professeur à l'Université d'Évry Val d'Essonne et associé de recherche au LIVIC, pour m'avoir accueilli au sein de son équipe de recherche, ainsi que pour ses conseils, sa disponibilité et sa sympathie. Il a su me transmettre une grande part de sa passion pour la recherche.

Je ne saurais remercier suffisamment Monsieur Sébastien GLASER, chercheur au LIVIC pour m'avoir guidé et conseillé tout au long de ma thèse et pour son aide inestimable et les conseils précieux qu'il m'a apportés et qui m'ont permis de finaliser au mieux ce travail.

Je tiens également à remercier Mademoiselle Lydie NOUVELIÈRE, Maître de conférence à l'Université d'Évry Val d'Essonne, pour les précieux conseils qu'elle m'a prodigués.

Je tiens à adresser toute ma profonde reconnaissance et ma gratitude à toutes les personnes qui, de près ou de loin, m'ont aidées, conseillées et encouragées.

Résumé

Le travail de thèse porte sur l'analyse du risque et la détection de situations limites de conduite en vue du développement de systèmes préventifs d'aide à la conduite. La première partie de cette thèse est dédiée aux problèmes de reconstitution de l'état et de l'estimation des glissements au niveau des pneumatiques (le glissement longitudinal et la dérive latérale du pneu) à partir des mesures disponibles. Afin de pouvoir suivre l'évolution des efforts dans la zone de pseudo-glissement ou de glissement total, il a été nécessaire de considérer les caractéristiques non-linéaires du contact avec des paramètres variant dans le temps. Pour ce faire, une architecture d'unité d'observation, constituée de blocs d'observateurs montés en cascade a été proposée pour l'adaptation des raideurs pneumatiques ainsi que l'estimation de la masse et du moment d'inertie vertical. La méthode de filtrage de Kalman étendu a été utilisée. L'approche est validée par simulation, puis, en utilisant des données réelles.

L'unité d'avertissement qui constitue la deuxième partie de cette thèse a pour but de fournir une information ou une alarme au conducteur, suffisamment en avance, en tenant compte de plusieurs critères (vitesse excessive, dynamique latérale, positionnement latéral, temps à sortie de voie TLC). Une première catégorie d'accidents de type sortie de route, liés à un problème de dynamique de véhicule ayant pour origine une vitesse excessive à l'approche d'un virage a d'abord été traitée. Pour donner une solution à ce problème, un nouveau modèle de vitesse critique en courbe a été développé. Afin de limiter la vitesse longitudinale en section ligne droite, la génération d'un profil de vitesse à l'approche de virage a été utilisée. Dans un deuxième temps, la dynamique latérale du véhicule permettant de traiter les situations éventuelles de survirage ou de sous-virage a été étudiée. Le gradient du caractère survirage ou sous-virage a été utilisé comme indicateur de risque. Dans le cas des sorties involontaires de route, l'écart latéral du véhicule par rapport au centre de la voie et le temps à sortie de voie ont été utilisés comme indicateurs de risque. Un module d'évaluation du risque associé à un système décisionnel pour l'alerte a été aussi développé. Les algorithmes de détection ont été testés sur plusieurs scénarios et les alertes obtenues correspondent bien aux ressentis des conducteurs et aux endroits exacts.

La dernière partie de la thèse, traite une autre catégorie d'accidents, liés au risque à long terme (> 5 sec). Un système d'alerte a été développé, dans le cadre des systèmes coopératifs, pour des accidents associés à la présence d'un obstacle, à la dégradation de l'adhérence et à un autre facteur directement lié à l'infrastructure. Le système est validé par expérimentation sur un véhicule prototype et les résultats obtenus sont satisfaisants.

Activités d'encadrement

Durant les années de thèse j'ai eu l'occasion de co-encadrer, avec M. Saïd Mammar, quatre stages de fin d'études : deux stages de Master2 Recherche, un stage de DESS et un stage de Master 1 (Maîtrise) à l'UFR S&T d'Evry.

En 2007 : Hamid Slimi

- Sujet : Modélisation et instrumentation d'un scooter et estimation d'état.
- M2-Recherche d'origine : Réalité Virtuelle et Systèmes Interactifs, Evry.
- Encadrement : C. Sentouh 50%, S. Mammar 50%.

En 2006 : Yazid Sebsadji

- Sujet : Observateurs à entrée inconnues pour l'estimation des attributs de la route.
- M2-Recherche d'origine : Réalité Virtuelle et Systèmes Interactifs, Evry.
- Encadrement : C. Sentouh 50%, S. Mammar 50%.

En 2005 :

1. Christophe Honvo
 - Sujet : Stabilisation de véhicules à 2 roues. Développement d'une interface d'affichage pour un système d'alerte.
 - DESS d'origine : Génie Electrique et Informatique Industrielle GEII, Evry.
 - Encadrement : C. Sentouh 50%, S. Mammar 50%.
2. Freddy Loubli
 - Sujet : Développement d'un système d'alerte au conducteur.
 - Maîtrise d'origine : Génie Électrique et Informatique Industrielle GEII, Evry.
 - Encadrement : C. Sentouh 50%, S. Mammar 50%.

Table des matières

| | |
|---|-----------|
| Table des figures | 16 |
| Liste des tableaux | 17 |
| 1 Méthodes, objectifs et état de l'art | 25 |
| 1.1 Introduction | 25 |
| 1.2 L'accidentologie | 26 |
| 1.2.1 Principaux facteurs d'accidents | 26 |
| 1.2.2 Les obstacles latéraux | 27 |
| 1.3 Les accidents par sortie de voie | 28 |
| 1.4 Classification des accidents par sortie de voie | 30 |
| 1.5 Le risque routier | 31 |
| 1.5.1 Définition du risque | 31 |
| 1.5.2 Indicateurs de risque liés au mode longitudinal | 31 |
| 1.5.3 Indicateurs de risque liés au mode latéral | 34 |
| 1.6 L'assistance au conducteur et génération des alertes | 39 |
| 1.6.1 Les systèmes avancés d'aide à la conduite ADAS | 39 |
| 1.6.2 Les systèmes d'alerte pour les sorties de voie | 42 |
| 1.6.3 Utilisation des bases de données cartographiques | 43 |
| 1.6.4 Utilisation des observateurs | 45 |
| 1.6.5 Systèmes d'alerte déjà développés dans la littérature | 46 |
| 1.7 Conclusion | 48 |
| 2 Modélisation du système Véhicule-Infrastructure-Conducteur | 51 |
| 2.1 Introduction | 51 |
| 2.2 Le véhicule | 52 |
| 2.2.1 Les différents mouvements du véhicule | 52 |
| 2.2.2 Définition des repères | 53 |
| 2.2.3 La dynamique du véhicule [Gla04, Nou02] | 53 |
| 2.2.4 Modélisation du contact pneumatique/chaussée | 56 |
| 2.2.5 Expressions des forces et des moments extérieurs | 63 |
| 2.2.6 Expressions finales du modèle de véhicule | 65 |
| 2.2.7 Validation du comportement du modèle | 66 |
| 2.3 L'infrastructure | 70 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 2.3.1 | Types de routes | 71 |
| 2.3.2 | Géométrie de la route | 71 |
| 2.3.3 | Modélisation de la route | 73 |
| 2.4 | Le comportement du conducteur | 74 |
| 2.4.1 | Temps de réaction du conducteur | 75 |
| 2.4.2 | Adhérence mobilisée par le conducteur | 75 |
| 2.5 | Conclusion | 76 |
| 3 | Synthèse d'observateurs et estimation des paramètres du véhicule | 77 |
| 3.1 | Introduction | 77 |
| 3.2 | Les observateurs et leurs applications dans le monde automobile | 78 |
| 3.3 | Critère de l'observabilité des systèmes | 81 |
| 3.3.1 | Systèmes linéaires stationnaires | 81 |
| 3.3.2 | Systèmes non-linéaires | 82 |
| 3.4 | Estimation conjointe des états et des paramètres dynamiques du véhicule | 82 |
| 3.4.1 | Modèle de synthèse pour le filtre de Kalman étendu EKF | 83 |
| 3.4.2 | Filtre de Kalman Étendu (EKF) | 83 |
| 3.4.3 | Estimation des états et glissements | 85 |
| 3.4.4 | Estimation des raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques | 86 |
| 3.5 | Estimation des paramètres mécaniques du véhicule | 87 |
| 3.5.1 | Le modèle bicyclette non linéaire | 87 |
| 3.5.2 | Estimation des paramètres avec le modèle bicyclette | 88 |
| 3.5.3 | Stabilité des estimateurs en cascade | 90 |
| 3.6 | Résultats des simulations et expérimentaux | 93 |
| 3.6.1 | Paramétrage des EKF et les sources d'erreurs | 93 |
| 3.6.2 | Résultats de simulations | 95 |
| 3.6.3 | Validation expérimentale | 101 |
| 3.7 | Estimation des entrées inconnues [SSMG07] | 108 |
| 3.7.1 | Introduction | 108 |
| 3.7.2 | Objectifs du travail | 108 |
| 3.7.3 | Les méthodes utilisées | 109 |
| 3.7.4 | Résultats de simulations et expérimentaux | 110 |
| 3.8 | Conclusion | 111 |
| 4 | Dynamiques limites latérale et longitudinale pour les sorties de route | 115 |
| 4.1 | Introduction | 115 |
| 4.2 | Unité d'alerte pour les sorties de voie | 116 |
| 4.3 | Dynamique longitudinale | 118 |
| 4.3.1 | Introduction | 118 |
| 4.3.2 | Modèles existants de vitesse autorisée en virage | 118 |

| | | |
|----------|--|------------|
| 4.3.3 | L'approche utilisée pour calculer la vitesse critique dans le virage [SGM06] | 120 |
| 4.3.4 | Calcul de la vitesse critique | 124 |
| 4.3.5 | Influence des paramètres | 126 |
| 4.3.6 | Validation du modèle | 129 |
| 4.3.7 | Conclusion | 131 |
| 4.4 | Dynamique limite latérale | 133 |
| 4.4.1 | Introduction | 133 |
| 4.4.2 | Dynamique latérale proprioceptive | 133 |
| 4.4.3 | Positionnement latéral du véhicule | 139 |
| 4.4.4 | Temps de sortie de route (TLC) | 140 |
| 4.4.5 | Conclusion | 143 |
| 4.5 | Le couplage entre l'assistance longitudinale et l'assistance latérale | 143 |
| 4.5.1 | Analyse de la vitesse longitudinale | 143 |
| 4.5.2 | Analyse de la dynamique latérale | 146 |
| 4.5.3 | Analyse du positionnement latéral du véhicule | 147 |
| 4.5.4 | Analyse du temps de sortie de voie | 148 |
| 4.6 | Expérimentation | 149 |
| 4.7 | Conclusion | 158 |
| 5 | Détection de situations critiques et alerte à long terme | 159 |
| 5.1 | Introduction | 159 |
| 5.2 | Présentation du système "WILLWARN " | 160 |
| 5.2.1 | Classification des dangers | 161 |
| 5.2.2 | Architecture du système | 162 |
| 5.3 | Le module de détection des dangers (HDM) | 163 |
| 5.4 | Quelques fonctions du bloc logique HDM | 164 |
| 5.4.1 | Détection d'obstacles | 167 |
| 5.4.2 | Détection d'une adhérence dégradée | 168 |
| 5.4.3 | Autres situations dangereuses | 169 |
| 5.5 | Simulation du système et affichage sur PDA | 169 |
| 5.6 | Expérimentation | 173 |
| 5.6.1 | Démonstration de la balise RSU de WILLWARN : | 174 |
| 5.6.2 | Test expérimental : | 175 |
| 5.7 | Conclusion | 175 |
| A | Matrices de changement de repères | 181 |
| B | Estimation des entrées inconnues | 185 |
| B.1 | Synthèse d'observateur PI à entrée inconnue | 185 |
| B.2 | Modèle du véhicule : | 187 |
| B.3 | Études des cas d'application | 188 |

| | |
|---|-----|
| C Les différentes approximations du TLC | 189 |
| Bibliographie | 193 |

Table des figures

| | | |
|------|---|----|
| 1 | Système de prévention de risque. | 21 |
| 1.1 | Sortie de voie: (a) en ligne droite sur un défaut de guidage, (b) en virage sur une perte de contrôle [Gla04]. | 29 |
| 1.2 | Comparaison de profils de vitesse pour trois courbures différentes. | 32 |
| 1.3 | Algorithme de génération d'alerte selon [Gla04]. | 34 |
| 1.4 | phase de freinage pour négocier un virage. | 35 |
| 1.5 | Comparaison de la trajectoire désirée avec un sous-virage (a) et un survirage (b). | 36 |
| 1.6 | Détermination de l'angle d'Ackermann. | 37 |
| 1.7 | Différents indicateurs pour le temps à sortie de voie. | 37 |
| 1.8 | Prédiction de risque lié au TLC. | 38 |
| 1.9 | La piste du LIVIC et les profils de vitesse associés. | 45 |
| 2.1 | les six degrés de liberté du véhicule. | 52 |
| 2.2 | Repère absolu et repère lié au véhicule. | 53 |
| 2.3 | vitesse résultante v_{result} | 56 |
| 2.4 | vitesse au niveau roue/sol et création de forces. | 57 |
| 2.5 | Forme de la courbe de la force longitudinale en fonction de glissement longitudinal. | 58 |
| 2.6 | Angle de dérive du pneumatique | 58 |
| 2.7 | coefficient d'adhérence en fonction du glissement pour différents types de chaussées (a) et différentes vitesses (b). | 60 |
| 2.8 | (a) courbe caractéristique selon le modèle de Pacejka, (b) force latérale selon Pacejka en fonction de la dérive du pneu. | 62 |
| 2.9 | courbe caractéristique selon le modèle de Pacejka pour des variation de C, B, D et E. | 62 |
| 2.10 | moment d'équilibre autour de l'axe z. | 65 |
| 2.11 | passage de chicane. | 66 |
| 2.12 | angle de braquage du véhicule. | 67 |
| 2.13 | trajectoire et angle du cap du véhicule. | 67 |
| 2.14 | comportement latéral du véhicule. | 68 |
| 2.15 | comportement longitudinal du véhicule. | 68 |
| 2.16 | véhicule instrumenté du LIVIC "VIPER". | 69 |

| | | |
|------|---|-----|
| 2.17 | les entrées du modèle : (a) les vitesses de rotation des quatre roues, (b) l'angle de braquage. | 69 |
| 2.18 | comparaison entre les états dynamiques donnés par le modèle et ceux mesurés. | 70 |
| 2.19 | roulis du véhicule et dévers de la route. | 73 |
| 2.20 | zone d'action de certaines assistances et les zones d'alerte. | 76 |
| 3.1 | Unité d'observation. | 78 |
| 3.2 | diagramme de la méthode d'adaptation des raideurs pneumatiques. | 87 |
| 3.3 | diagramme d'estimation des paramètres dynamiques du véhicule. | 89 |
| 3.4 | observateur en cascade dans le cas général. | 90 |
| 3.5 | simulation et estimation de : (a) angle de dérive latérale, (b) vitesse longitudinale, (c) vitesse latérale et (d) vitesse de lacet. | 96 |
| 3.6 | erreurs d'estimation de : (a) angle de dérive latérale, (b) vitesse longitudinale, (c) vitesse latérale et (d) vitesse de lacet. | 97 |
| 3.7 | simulation et estimation des glissements longitudinaux sur chaque pneumatique. | 98 |
| 3.8 | simulation et estimation des dérives latérales sur chaque pneumatique. | 99 |
| 3.9 | identification des raideurs latérales (a) et longitudinales (b) des pneumatiques. | 100 |
| 3.10 | transfert de charge des forces normales appliquées sur chaque pneumatique. | 100 |
| 3.11 | (a) Centrale inertielle, (b) Base de données, magnétoscope et cartes d'acquisition. | 101 |
| 3.12 | mesures obtenues à l'aide du véhicule expérimenté du LIVIC. | 102 |
| 3.13 | états estimés et mesurés. | 103 |
| 3.14 | erreur d'estimation des états. | 103 |
| 3.15 | courbes de l'estimation du glissement longitudinal comparées à celles obtenues par calcul à partir de la mesure. | 104 |
| 3.16 | courbes de l'estimation de la dérive latérale comparées à celles obtenues par calcul à partir de la mesure. | 105 |
| 3.17 | identification des raideurs des pneumatiques : latérales et longitudinales. | 106 |
| 3.18 | courbes de l'estimation : (a) angle de dérive latérale, (b) vitesse de lacet, (c) moment d'inertie et (d) masse du véhicule. | 107 |
| 3.19 | estimation de l'état et le moment de lacet sous l'effet du dévers et de la force du vent. | 111 |
| 3.20 | estimation de l'état et la force latérale du vent sous l'effet du dévers et du moment de lacet. | 112 |
| 3.21 | mesures d'acquisitions obtenues par le véhicule instrumenté du LIVIC. | 112 |
| 3.22 | estimation des états avec l'observateur PI : (a) angle de dérive latérale, (b) vitesse de lacet, (c) angle de roulis donné par INS et (d) vitesse de roulis donnée par INS. | 113 |

| | | |
|------|--|-----|
| 3.23 | estimation de l'angle de dévers, angle de roulis du véhicule, moment de lacet et force latérale du vent. | 113 |
| 4.1 | Architecture proposée pour le système d'aide au maintien de voie. | 117 |
| 4.2 | Ellipse de friction. | 123 |
| 4.3 | Influence des paramètres : (a) dévers, (b) pente, (c) adhérence et (d) longueur des essieux. | 127 |
| 4.4 | variation de la vitesse maximale autorisée en fonction du glissement longitudinal. | 127 |
| 4.5 | variation de la vitesse maximale autorisée en fonction du glissement longitudinal et l'angle de dérive latérale. | 130 |
| 4.6 | variation de la vitesse maximale autorisée en fonction : (a) hauteur du CG et la masse du véhicule, (b) les raideurs pneumatiques latérales et longitudinales. | 131 |
| 4.7 | comparaison du modèle dynamique de vitesse avec le modèle SAVV (situation de conduite normale à gauche et excessive à droite). | 132 |
| 4.8 | évolution du Self-Steer Gradient en fonction : (a) dérive latérale, (b) accélération latérale, (c) angle de braquage et (d) vitesse de lacet. | 136 |
| 4.9 | comparaison entre SSG mesuré et celui calculé en fonction des paramètres du véhicule. | 137 |
| 4.10 | comparaison entre SSG_{mes} , SSG_{min} et SSG_{moy} | 138 |
| 4.11 | vitesse de lacet mesurée, donnée par le modèle de véhicule et les limites d'alerte. | 139 |
| 4.12 | positionnement du véhicule sur la voie. | 140 |
| 4.13 | TLC calculé sur section ligne droite. | 142 |
| 4.14 | TLC calculé sur section circulaire (virage). | 142 |
| 4.15 | variation de t_r en fonction de la vitesse et la distance à l'entrée du virage. | 144 |
| 4.16 | véhicule sur une section circulaire. | 145 |
| 4.17 | variation de v_{lim} en fonction de l'écart latéral y_c et la distance l_c | 145 |
| 4.18 | Caméra en vision frontale et mesure de l'écart latéral. | 149 |
| 4.19 | (a) calcul du temps de réserve du conducteur, (b) calcul de distance à l'entrée du virage, (c) vitesse réelle du véhicule et le profil de vitesse calculé et (d) position du véhicule. | 150 |
| 4.20 | (a) limitations de vitesses, (b) distance à l'avant du véhicule, (c) écart latéral et (d) position du véhicule. | 152 |
| 4.21 | gradient du caractère sur-vireur ou sous-vireur (SSG). | 153 |
| 4.22 | TLCs pendant une situation normale de conduite (le conducteur suit le centre de la voie). | 154 |
| 4.23 | TLCs pendant une situation de sortie de voie. | 155 |
| 4.24 | comparaison des différents modules de détection. | 156 |
| 4.25 | endroits de détection des alertes sur la piste d'essais. | 157 |
| 4.26 | HMI de l'unité d'alerte développée sur Labview. | 157 |

| | | |
|------|--|-----|
| 5.1 | responsabilité des usagers impliqués dans les accidents en Allemagne pour l'année 2003. | 160 |
| 5.2 | classification des principales causes d'accidents. | 161 |
| 5.3 | architecture du système WillWarn. | 162 |
| 5.4 | la matrice de détection de risque [Hil05]. | 165 |
| 5.5 | le module de détection de risque (HDM). | 166 |
| 5.6 | diagramme bloc du module de détection. | 166 |
| 5.7 | schéma fonctionnel de détection d'obstacle sur Matlab Simulink. | 167 |
| 5.8 | schéma bloc de détection du freinage d'urgence. | 168 |
| 5.9 | schéma bloc de détection d'une faible adhérence sur la route. | 169 |
| 5.10 | diagramme bloc du système de bord de la route (RSU) développé sur Matlab Simulink. | 170 |
| 5.11 | simulation sur Matlab Simulink des autres situations dangereuses liées à l'infrastructure. | 170 |
| 5.12 | diagramme bloc du système d'alerte développé sur Labview. | 171 |
| 5.13 | (a) : simulateur du véhicule, (b) : simulation des capteurs. | 171 |
| 5.14 | (a) : création des messages d'alerte et (b) : transmission des messages aux autres véhicules. | 172 |
| 5.15 | (a) : détection d'un freinage d'urgence, (b) : la base de données. | 172 |
| 5.16 | affichage des l'alertes sur PC. | 172 |
| 5.17 | affichage de l'alerte sur PDA : (a) détection d'un freinage d'urgence, (b) détection d'un accident | 173 |
| 5.18 | architecture de l'instrumentation de chaque véhicule. | 174 |
| 5.19 | (a) : équipement de la RSU et (b) : le module VVC d'un autre véhicule. | 174 |
| 5.20 | circuit du test expérimental. | 175 |
| 5.21 | (a): réception et traitement des alertes par le WMM et (b): affichage des alertes par le HWM. | 176 |
| C.1 | véhicule sur section ligne droite. | 189 |
| C.2 | autres situations du véhicule sur section ligne droite. | 190 |
| C.3 | véhicule sur section circulaire. | 191 |

Liste des tableaux

| | | |
|-----|---|-----|
| 1.1 | Comparaison du nombre de tués à 30 jours [ONI06]. | 26 |
| 2.1 | Expressions des paramètres du mode longitudinal et latéral. | 61 |
| 2.2 | limites de vitesse selon le type de route. | 71 |
| 2.3 | pente maximale selon le type de route. | 73 |
| 3.1 | Variances des bruits de modèle. | 94 |
| 3.2 | Variances des bruits des variables d'entrée. | 94 |
| 3.3 | L'erreur d'estimation commise par l'observateur | 102 |
| 5.1 | causes d'accidents et types de dangers | 161 |
| C.1 | différents cas de TLC sur une section ligne droite pour une sortie à gauche [Gla04],[MGN06a] | 191 |

Introduction générale

L'automobile est l'un des phénomènes majeurs du vingtième siècle. Avec ce mode de transport, les hommes et les femmes ont obtenu le droit à la mobilité, qu'elle soit professionnelle ou privée. Néanmoins, le véhicule automobile reste l'une des principales causes de mortalité de notre vie moderne, et ce malgré les efforts consentis par les politiques en matière de prévention, d'information et de répression ou ceux des constructeurs automobiles en matière de sécurité passive (air bag, caisse à déformation programmée, . . .) et de sécurité active (ABS¹, ESP², . . .). Cet état de fait réside dans l'intervention de l'homme sur des processus complexes qui régissent la conduite (maintien du véhicule sur la route, respect de règles pas toujours évidentes, . . .) et qui ne sont pas toujours adaptés à ses propres limites physiologiques (acuité visuelle, évaluation de distances, perte d'attention, énervement, . . .), mais que les avancées technologiques de ces dernières années tentent de rendre plus facile.

Avec les progrès de l'automatique, de l'informatique, des télécommunications et de la miniaturisation des instruments, les chercheurs sont aujourd'hui en mesure de développer des systèmes d'aide à la conduite automatisant certaines tâches.

La sécurité routière reste une priorité nationale pour le gouvernement français, et, malgré les réels progrès enregistrés ces trois dernières années (2003-2005) qui ont permis de réduire, pour la première fois, le nombre de morts sur les routes de France en 2005 sous la barre symbolique des 5000 ; 4990 personnes ont en effet perdu la vie sur les routes françaises en 2005 dans les trente jours suivant leur accident.

La définition de la politique en matière de sécurité routière relève du Gouvernement et du Parlement. De nombreux services de l'État sont impliqués dans la lutte contre l'insécurité routière en prenant une série de dispositifs : l'attribution d'un permis probatoire d'une durée de 3 ans pour les jeunes conducteurs, la mise en place du contrôle-sanction automatique avec le déploiement de radars automatiques, le renforcement des sanctions avec l'aggravation de peines. Cependant, cette lutte ne pourra être efficace sans la contribution d'autres acteurs : les gestionnaires de l'infrastructure pourraient rendre la route plus sûre et plus lisible, les constructeurs automobiles, en introduisant de nouveaux dispositifs de sécurité. Sur ce dernier point, les systèmes doivent agir sur la contrôlabilité du véhicule pour que ce dernier réponde plus rapidement aux sollicitations du conducteur. De plus, des laboratoires de recherche ont pour objectifs de développer des systèmes permettant de prévoir et compenser une défaillance d'un

¹ABS : Anti-lock Braking System

²ESP : Electronic Stability Program

élément du système véhicule-infrastructure-conducteur.

Problématique de la thèse

Ce travail fait suite aux travaux, dirigés par M. Saïd MAMMAR et réalisés au sein de l'équipe Contrôle du LIVIC avec laquelle nous collaborons. Il s'agit, en particulier, de la thèse de Sébastien GLASER [Gla04], mon encadrant, sur la " Modélisation et analyse d'un véhicule en trajectoires limites Application au développement de systèmes d'aide à la conduite". Ces travaux ont montré les potentialités intéressantes de la connaissance d'une représentation fine de la dynamique des véhicules dans l'amélioration des systèmes d'aide à la conduite.

La problématique de la thèse entre dans le cadre des systèmes préventifs d'aide à la conduite par l'étude du comportement dynamique d'un véhicule automobile et l'application des observateurs en vue de la détection en amont de situations critiques de la conduite.

Les études de l'accidentologie ont montré qu'en France, les accidents par sortie de route comptent approximativement pour 30% de l'accidentologie globale. L'erreur humaine en est la première cause : inattention du conducteur, fatigue, inexpérience et autres incapacités [Bat99].

La sortie de route représente le risque pris par le conducteur comparé à son positionnement latéral. On discerne deux grands types d'accidents par sortie de route. Le premier type est sur un défaut de guidage sur la route : le véhicule reste contrôlable tout au long de la période qui précède l'accident, ainsi, le conducteur a mal apprécié le mouvement latéral du véhicule. Le deuxième type est une sortie de route dans un virage suite à une perte de contrôle, résultant d'une mauvaise perception de la route. Dans ce cas, le véhicule est devenu incontrôlable ; donc le conducteur n'a pas respecté, par exemple, la vitesse longitudinale limite à l'approche d'une difficulté.

L'objectif de la thèse est de développer un système d'alerte au conducteur qui aide à éviter des accidents de type sortie de voie et qui prend en considération les trois acteurs véhicule-infrastructure-conducteur. En effet, une modélisation du véhicule en interaction avec son environnement routier et son conducteur est nécessaire pour la conception d'un système d'alerte pertinent. Connaître l'évolution des états dynamiques, ainsi que la variation des paramètres dynamiques d'un véhicule dans le temps est une étape essentielle pour élaborer des systèmes d'assistance à la conduite. Cependant, ces états et paramètres dynamiques ne sont pas tous directement mesurables : les capteurs nécessaires n'existent pas encore, ou ils ont un coût prohibitif. Pour répondre à ces contraintes, des capteurs logiciels basés sur le critère de l'observation d'état ont été développés. Ces capteurs informatiques souvent nommés "observateurs" peuvent reconstituer le vecteur d'état en temps réel, à partir de la connaissance, sur un intervalle de temps passé, des entrées du système, des sorties mesurées par des capteurs relativement moins chers et une connaissance a priori du modèle.

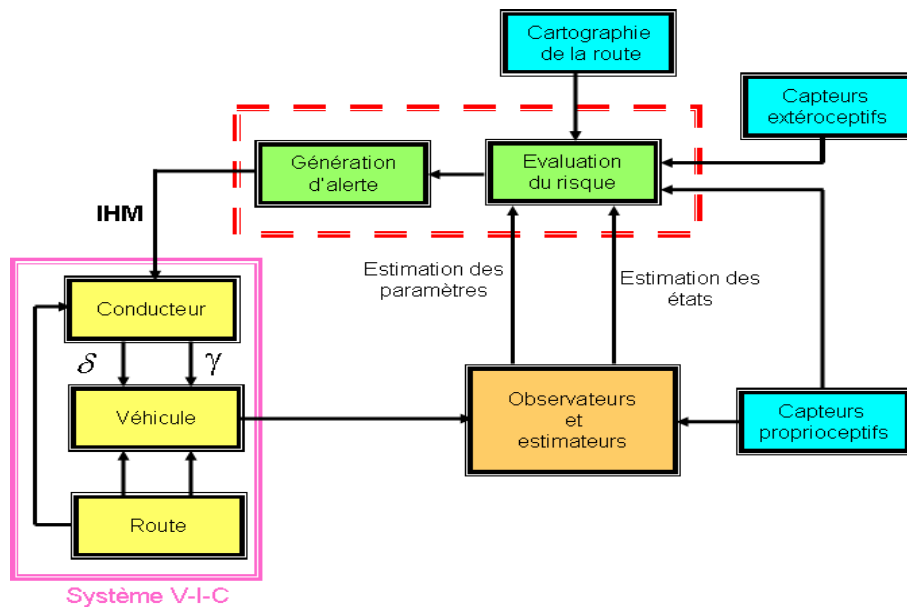


FIG. 1 – Système de prévention de risque.

L'architecture du système d'alerte proposé dans cette thèse en vue de la détection de situations à risques de sortie de voie, est présentée sur la figure 1. Nous utiliserons des cartographies augmentées de diverses caractéristiques de l'infrastructure, des capteurs proprioceptifs et extéroceptifs.

Organisation du mémoire

Ce mémoire comportant 5 chapitres est organisé comme suivant :

Chapitre 1 - Méthodes, objectifs et état de l'art : Nous donnons dans ce chapitre, une étude détaillée de l'accidentologie en France en présentant les différents facteurs d'accidents. Nous présentons aussi, les études menées pour identifier les différentes raisons et conditions des accidents de type sortie de voie. Des éléments de classification des accidents par sortie de voie seront donnés pour identifier la proportion d'accidents qui pourront être évités par le système d'alerte que nous développons. Nous abordons également le risque routier et les différents indicateurs de risques en modes longitudinal et latéral. Par la suite, un état de l'art sur les différents travaux de recherche, concernant les systèmes avancés d'aide à la conduite, l'utilisation des bases de données cartographiques et les observateurs dans ces systèmes sera présenté. Le chapitre s'achève par une présentation de quelques systèmes d'alerte en sortie de voie existants dans la littérature.

Chapitre 2 - Modélisation du système V-I-C : Ce chapitre est consacré à la modélisation du véhicule en interaction avec son environnement. L'objectif est d'établir un modèle de véhicule qui représente de façon réaliste son comportement dynamique. Les modèles de véhicule utilisés dans la littérature sont, en général, soit trop simplifiés en négligeant certains phénomènes dont l'effet est considérable lors d'une situation de sortie de route, soit très complexes, et dans ce cas, il est difficile de déterminer et identifier les différents paramètres intervenant dans ces modèles. Ainsi l'utilisation de ces modèles complexes n'est pas possible pour la synthèse d'observateurs en vue de la reconstitution de l'état et/ou les entrées inconnues. Dans ce chapitre, nous présentons un modèle de véhicule à quatre degrés de liberté en interaction avec son environnement et qui prend en considération les phénomènes les plus significatifs en vue de faire une synthèse d'observateurs et développer une unité d'alerte pour éviter des accidents de sortie de voie. Une modélisation cinématique de la route sera aussi présentée et nous donnerons, à la fin du chapitre, quelques éléments sur le comportement du conducteur.

Chapitre 3 - Synthèse d'observateurs et estimation des paramètres [SMGB06, SSMG07] : Dans le chapitre 3, nous nous sommes intéressés aux problèmes de la reconstitution de l'état, l'estimation des glissements au niveau des pneumatiques (glissement longitudinal et la dérive latérale du pneu) à partir des mesures disponibles. Afin de considérer les variations des paramètres du modèle du véhicule, une méthode d'adaptation des raideurs pneumatiques ainsi que l'estimation de la masse et le moment d'inertie vertical du véhicule, en utilisant la méthode de filtrage de Kalman étendu est développée. Pour cela, une architecture d'une unité d'observation, constituée de blocs d'observateurs en cascade a été proposée. Par la suite, l'approche est validée sur des données réelles pour un ensemble de tests réalisés avec le véhicule instrumenté du LIVIC. Nous développons également une approche, en utilisant un observateur proportionnel intégral (PI), afin d'estimer à la fois l'état du véhicule et le dévers de la route en présence de perturbations agissant sur le système (force du vent, moment de lacet,...). L'approche utilisée est validée par simulation, puis, en utilisant des données réelles. Les modèles de synthèse sont déduits à partir du modèle global développé dans le chapitre 2.

Chapitre 4 - Dynamiques limites latérale et longitudinale pour les sorties de route [SGM06, SMG⁺06, SMG07] : Dans ce chapitre, nous développons dans un premier temps, un nouveau modèle de vitesse critique en courbe, basé sur la quantité d'adhérence mobilisée au niveau des pneumatiques. Ce modèle tient en compte la variation de la dynamique et les paramètres mécaniques du véhicule. L'influence des différents paramètres de la route (dévers, pente, adhérence,...) ainsi que la dynamique du véhicule (glissement longitudinal, dérive latérale,...) sur la vitesse maximale autorisée pour aborder un virage va nous montrer que ce modèle peut détecter des situation d'instabilité du véhicule en courbe due à l'augmentation de l'angle de dérive

latérale du véhicule. Par la suite, nous proposons un concept de détection du risque, concernant les accidents par sortie de voie liés à un problème de dynamique de véhicule (longitudinale et latérale) et/ou un problème de guidage sur la route. Les critères de détection de ces situations sont liés, soit directement à la dynamique latérale du véhicule, soit nécessitent des capteurs extéroceptifs pour mieux localiser le véhicule sur la voie.

Chapitre 5 - Détection de situations critiques et alerte à long terme :

Ce chapitre traite un autre type de risque, il s'agit du risque à long terme ($> 5sec$). Dans ce type de détection, le conducteur a largement le temps pour agir. Le conducteur est averti sur l'existence d'éventuelles situations dangereuses détectées, soit par son propre véhicule (obstacle sur la route, embouteillage, plaque du verglas,...), soit par les autres véhicules dans le cadre des systèmes coopératifs. Il pourra dans ce cas, anticiper le danger en adaptant sa vitesse ou en gérant les distances inter-véhiculaires. Nous présentons plus particulièrement, le module de détection HDM, sur lequel nous avons travaillé ainsi que l'application finale du système.

Conclusion générale et perspectives : Dans cette partie, les méthodes développées dans ce travail ainsi que les perspectives envisagées sont résumées. On conclura sur l'apport de notre travail dans le cadre de la prévention des accidents par sortie de voie, ainsi que l'apport des systèmes coopératifs dans l'amélioration de la sécurité routière.

Chapitre 1

Méthodes, objectifs et état de l'art

1.1 Introduction

Pendant la dernière décennie, les systèmes de sécurité passive (airbag, ceinture de sécurité, etc...) et les systèmes de sécurité active (ABS, ESP, etc...) ont permis de réduire le nombre des victimes de la route. Nous présentons dans ce chapitre, une étude d'accidentologie, les principaux facteurs accidentogène, ainsi que le type d'accident le plus fréquent. Il s'agit des accidents de type sortie de route.

Les études du LCPC¹ [Da04] et de l'INRETS² [MB05] ont permis de mieux comprendre les conditions et les mécanismes des accidents de perte de contrôle en courbe et d'étudier quels seraient les moyens les plus efficaces pour éviter ces situations. Elles ont permis aussi de distinguer deux grandes familles des accidents par sortie de voie : les accidents liés à un problème de guidage représentent 35% des cas, résultant d'une forte dégradation du contrôle de trajectoire par le conducteur. Ainsi que les accidents liés à un problème de dynamique de véhicule représentent 65% des cas, résultant d'un non respect par le conducteur de la vitesse maximale autorisée à l'approche d'une difficulté. Ces études traitent aussi le problème liés à l'infrastructure pour voir quel est l'impact de l'infrastructure sur la dynamique du véhicule.

Dans la suite de ce chapitre, nous présentons également une classification des accidents par sortie de voie, qui va nous permettre de bien positionner notre travail. Par la suite, nous abordons le risque routier et les différents critères de risque liés au mode longitudinal et latéral, utilisés pour détecter des situations critiques de sortie de voie. Nous présentons ainsi, quelques applications de ces indicateurs de risques dans le développement des systèmes d'alerte pour éviter les sorties de voie, proposées par les laboratoires de recherche.

¹LCPC : Laboratoire Central des Ponts et Chaussées

²INRETS : Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité

1.2 L'accidentologie

La sécurité routière est devenue au fil des années une des grandes causes nationales pour le gouvernement Français. Le terme d'accidentologie a été créé à la fin des années soixante par des chercheurs de l'ONSER, l'organisme national de recherche dans le domaine de la sécurité routière qui est devenu l'INRETS.

Le coût de l'insécurité routière est estimé à 24,9 milliards d'euros en 2005, et est un peu plus élevé que celui de 2004 avec 24.3 milliards d'euros. Bien que le nombre de tués ait diminué, ce coût inclut les dégâts matériels et chiffre aussi le coût lié à la perte de tempo, ce qui explique la hausse.

D'après le rapport annuel 2005 de l'ONISR³, nous avons pu constater qu'après une baisse importante de -20.9% en 2003, le nombre de tués et de blessés sur les routes françaises est encore en baisse : le bilan des tués en 2004 a diminué de -8.7% par rapport à 2003, avec 5530 personnes décédées et de -4.6% en 2005 par rapport à 2004, avec 4990 tués [ONI06]. A partir du 1^{er} janvier 2005, les personnes décédées le sont dans les trente jours suivant l'accident, alors qu'auparavant, seules les personnes décédées dans les six jours étaient comptabilisées, ce qui explique cette diminution de la baisse. La France a adopté la définition internationale du tué dans les accidents de route pour pouvoir faire une comparaison de l'accidentologie avec les voisins européens. Le tableau 1.1 montre les résultats quantitatifs de nombre de tués à 30 jours et une comparaison entre quelques pays membres de l'Union Européenne.

TAB. 1.1 – Comparaison du nombre de tués à 30 jours [ONI06].

| pays | 2003 | 2004 | Évolution |
|-------------|------|------|-----------|
| France | 6058 | 5530 | $-8,7\%$ |
| Allemagne | 6613 | 5842 | $-11,7\%$ |
| Pologne | 5640 | 5712 | $+1,3\%$ |
| Espagne | 5399 | 4741 | $-12,2\%$ |
| Royaume-Uni | 3658 | 3368 | $-7,9\%$ |
| Pays-Bas | 1028 | 804 | $-21,8\%$ |

1.2.1 Principaux facteurs d'accidents

Les études réalisées pour déterminer les causes, la nature et les conséquences des accidents ont montré que la principale catégorie d'accidents est représentée par les accidents concernant un véhicule seul, avec 37% des accidents. 16% de cette catégorie représente un véhicule seul et un piéton. La catégorie des accidents qui concernent des

³ONISR : Observatoire National Interministériel de Sécurité Routière

collisions frontales entre véhicules représente 11% des accidents.

Un accident de type *véhicule seul* est le produit d'une relation défectueuse entre le conducteur, le véhicule routier et l'environnement routier. Cette catégorie d'accidents est connue sous le nom des accidents par sortie de voie. Donc, nous résumons les principaux facteurs de ces accidents en deux grandes familles principales [Gla04, Da04, MB05] :

- Perte de contrôle du véhicule liée à ses caractéristiques mécaniques, à celles de l'infrastructure et aux conditions du trafic et de l'environnement,
- Défaillance du conducteur liée à ses propres limites physiologiques (perception de l'environnement routier, perte d'attention, fatigue. . .) et au non-respect des règles de conduite.

Les accidents qui proviennent sur une perte de contrôle du véhicule sont causés, généralement, par un non-respect des vitesses autorisées. Dans les deux cas, la majorité des accidents présentent comme facteur aggravant une vitesse supérieure à celle autorisée. Près de 50% des automobilistes ne respectent pas les limitations de vitesse. En 2005, on enregistre une faible baisse des dépassements de plus de 10km/h , ils s'élèvent à 18,9% pour les véhicules de tourisme (contre 21,3% en 2004). D'après l'étude de l'accidentologie publiée dans [ONI06], si tous les conducteurs respectaient les limitations de vitesse, 25% des accidents mortels pourraient être évités.

1.2.2 Les obstacles latéraux

Les obstacles latéraux sur les routes représentent un facteur aggravant d'une situation de sortie de voie. En 2003, le service d'études techniques des routes et autoroutes du ministère de l'équipement (SETRA) avait adressé à tous les gestionnaires de routes, un nouveau guide "Traitement des obstacles latéraux" [SET03]. Il présente les savoirs et les savoir-faire sur les aménagements de sécurité qui minimisent les conséquences corporelles des sorties accidentelles de route.

Les principales recommandations techniques prescrites au plan national sont :

- la zone de récupération (accotement) doit être complètement dégagée, et doit permettre aux usagers de redresser le véhicule en cas de sortie de route ou en cas de manoeuvre d'urgence, sans pour autant risquer de heurter un obstacle,
- la zone de récupération sur le réseau routier principal doit avoir une largeur minimale de 2m , sachant que toutes les expériences (françaises et étrangères) montrent que la création d'accotements revêtus réduit de façon spectaculaire les accidents par sortie de voie, car cette sur-largeur permet précisément de redresser correctement le véhicule en cas de sortie de voie,
- la zone de gravité limitée, qui a pour rôle de limiter la gravité des dommages corporels en cas de sortie de route accidentelle.

1.3 Les accidents par sortie de voie

L'étude de l'accidentologie présentée dans la section précédente a montré que le type d'accidents par sortie de route représente une grande partie de l'accidentologie globale. C'est pour cela, nous avons décidé de nous focaliser sur ce type d'accidents. Cette section traite les études menées pour identifier les différentes raisons et les conditions des accidents par sortie de voie.

L'étude détaillée du département Mécanismes d'Accidents de l'INRETS, publiée dans [MB05], a permis d'accéder à une meilleure connaissance des conditions et mécanismes des accidents de perte de contrôle en courbe. Elle porte principalement sur une analyse approfondie de 84 cas d'accidents de ce type.

La phase d'analyse consiste en une décomposition du scénario d'accident en termes de séquences d'événements :

1. *La situation de départ* : spécifie les conditions générales dans lesquelles le déplacement a été entrepris, de point de vue notamment des motifs de trajet, du choix de l'itinéraire, etc. . .
2. *La situation de conduite* : est celle dans laquelle se trouve l'utilisateur avant qu'un problème ne se manifeste. C'est la situation normale ou stable.
3. *La situation d'accident* : correspond au moment, en général très bref, où une rupture se produit par rapport à la séquence précédente et qui va basculer le conducteur vers une situation d'urgence.
4. *La situation d'urgence* : est la période pendant laquelle le conducteur va tenter de revenir à la situation normale en engageant une manoeuvre d'urgence.

La mise en évidence de ces situations permet de reconstituer de manière homogène les différentes étapes séquentielles de l'accident. L'analyse se focalise sur la situation dite "d'accident", étape qui fait basculer le conducteur d'une situation de conduite normale vers une situation de conduite dégradée.

Sur la base des mécanismes en jeu dans la genèse de la situation d'accident pour les différents cas, l'analyse a d'abord conduit à distinguer deux grandes familles de sorties de voie, selon le mécanisme de basculement de la situation de conduite vers la situation d'accident :

- Les accidents liés à un problème de guidage représentent 35% des cas, résultant d'une interruption ou d'une forte dégradation du contrôle de trajectoire par le conducteur (voir figure 1.1-a),
- Les accidents liés à un problème de dynamique du véhicule représentent 65% des cas, résultant d'une vitesse excessive relativement aux capacités du conducteur, du véhicule et aux caractéristiques de l'infrastructure (voir figure 1.1-b).

L'analyse traite ensuite les problèmes liés à l'infrastructure : les profils de vitesse en référence aux vitesses couramment pratiquées dans des courbes similaires, l'influence de paramètres géométriques tels que le sens du virage et le dévers, le rôle de l'état de

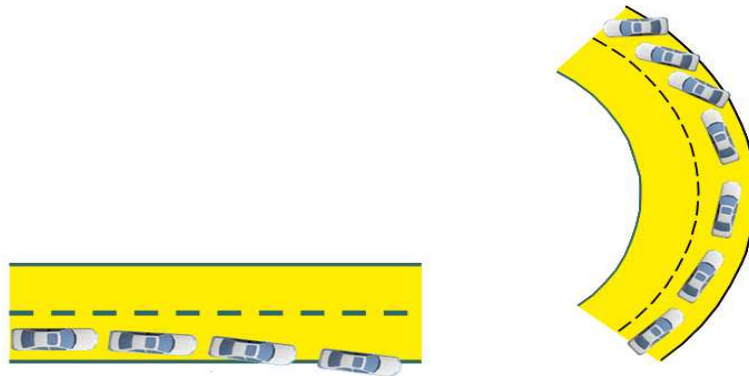


FIG. 1.1 – Sortie de voie : (a) en ligne droite sur un défaut de guidage, (b) en virage sur une perte de contrôle [Gla04].

la chaussée, les conditions de sortie de route et l'influence de la configuration de l'accotement. Des actions préventives, notamment, sur les infrastructures sont envisageables pour résoudre ces problèmes.

Une étude du LCPC [Da04] a eu pour but de comprendre les raisons de pertes de contrôle et d'étudier quels seraient les moyens les plus efficaces pour éviter ces situations. Elle porte sur deux virages de la région nantaise et un virage en Gironde sur lesquels des accidents mortels se sont produits. A l'aide d'un simulateur de la dynamique des véhicules, des simulations et des mesures ont été faites pour voir quel est l'impact de l'infrastructure sur la dynamique du véhicule. L'étude a montré qu'agir sur l'infrastructure est le meilleur moyen pour diminuer les pertes de contrôle en virage qui provient d'une forte mobilisation de l'adhérence. Elle souligne, de plus l'importance de mettre un revêtement à haute adhérence avec une macro texture suffisante dans les virages sans dévers, ainsi qu'une signalisation adaptée pour pousser les conducteurs à respecter les vitesses autorisées en virage. L'efficacité de cette méthode a été estimée à une réduction des accidents de 60%.

Dans notre étude, nous nous intéresserons plus particulièrement au type d'accident par sortie de route car il représente le type d'accidents le plus fréquent et la dynamique du véhicule joue un rôle très important dans l'évolution de ces accidents. Nous donnons dans la section suivante, des éléments de classifications des accidents par sortie de voie, et en particulier, les pertes de contrôle liées à un problème de dynamique de véhicule. Cette classification va nous permettre d'affiner notre réflexion à propos des accidents qui pourront être évités par notre unité d'alerte.

1.4 Classification des accidents par sortie de voie

Afin d'éviter les accidents de type sortie de voie (sur une perte de contrôle ou involontaires), il est nécessaire de faire une classification de ces accidents. D'après les Études Détaillées d'Accident selon CEESAR⁴ et le LAB⁵, des éléments de classifications des accidents par sortie de voie ont été donné [PB02]. Cette étude comporte sur 115 accidents concernant les sorties de voie dans la régions d'Amiens et d'Evreux. Ces accidents ont été classé en 5 scénarios génériques identifiés par l'origine de la sortie de voie :

- problème de guidage pur.
- problème de guidage consécutif à un déport préalable dans la voie.
- problème de déport suite à l'amorce d'une perte de contrôle en virage.
- problème de perte de contrôle initiale en transversal en virage.
- problème de perte de contrôle initiale en longitudinal en virage.

Ces situations d'accidents peuvent être classées aussi d'après [dSR03] :

- les catégories liées au type d'accident : guidage, perte de contrôle en longitudinal, perte de contrôle en transversal.
- les catégories liées à l'origine directe : absence d'action sur le volant, mauvais cap volant, freinage inadapté.
- les catégories liées à la cause : sous-activation du conducteur, action inappropriée, vitesse initiale excessive.

Nous pouvons résumer alors les accidents par sortie de voie en trois grandes familles principales :

1. les accidents liés à un problème de guidage, résultant d'une interruption ou d'une forte dégradation du contrôle de trajectoire par le conducteur.
2. les accidents liés à un problème de dynamique de véhicule en virage, résultant d'un freinage inadapté causé par une vitesse initiale excessive.
3. les accidents liés à un problème de dynamique latérale du véhicule, résultant d'un effet de survirage ou de sous-virage et/ou d'un mouvement de lacet excessif.

Nous avons donc pu constater que les pertes de contrôle sont à l'origine de 65% des cas de sorties de voie. Ces accidents sont causés, généralement, soit par un problème de dynamique de véhicule lié au mode longitudinal. C'est le cas d'un freinage inadapté. Soit par un problème de dynamique lié au mode latéral.

Dans la suite, nous allons aborder le risque routier en présentant une brève définition du risque ainsi que les différents indicateurs du risque liés au mode longitudinal et latéral.

⁴CEESAR : le Centre Européen d'Etude de Sécurité et d'Analyse des Risques

⁵LAB : Laboratoire d'Accidentologie et de Biomécanique

1.5 Le risque routier

Dans le domaine de la sécurité routière, le mot risque est de plus en plus utilisé pour la gestion de crises. Le risque fait l'objet de plusieurs définitions voisines. Nous donnons alors une définition du risque trouvée dans la littérature.

1.5.1 Définition du risque

Le risque est la probabilité d'une exposition à un danger potentiel, attaché à une situation ou une activité dans une période donnée ou dans des circonstances déterminées. C'est une notion statique; le danger (par exemple, un virage trop serré sans dévers) peut provoquer une situation dangereuse (par exemple le fait de rentrer dans ce virage avec une vitesse supérieure de 20km/h à celle autorisée), cette situation dangereuse débouchera sur un risque (par exemple un risque important de sortir de la route et heurter un obstacle). L'accident représente la réalisation de ce risque.

Dans l'évaluation des risques ou de situations à risques, il est nécessaire d'avoir une idée sur deux paramètres :

- La gravité des conséquences ou dommages potentiels ; le risque de sortie de route qui amène sur un champ n'est pas le même si la sortie amène sur une falaise.
- La probabilité, étant dans la zone dangereuse, de contact avec le phénomène dangereux ou d'être soumis à l'événement dangereux.

Le risque est alors la combinaison de la probabilité d'occurrence d'un événement redouté (incident ou accident) et la gravité de ses conséquences sur une cible donnée.

$$\text{Risque} = \text{probabilité} \times \text{gravité} \quad (1.1)$$

Plusieurs variables peuvent caractériser des situations à risques et donc peuvent être utilisées pour l'avertissement. Nous allons voir maintenant, les différents indicateurs de risques concernant le type d'accident par sortie de voie. Nous distinguons deux catégories des indicateurs de risque ; les indicateurs liés au mode longitudinal et ceux liés au mode latéral.

1.5.2 Indicateurs de risque liés au mode longitudinal

Les sorties de voie sur une perte de contrôle dans les virages sont dues, principalement à un problème de dynamique de véhicule. Dans le cas des pertes de contrôle causées par une vitesse longitudinale inadaptée à la situation de conduite, les deux indicateurs principaux sont : la vitesse longitudinale et la décélération longitudinale du véhicule.

1.5.2.1 La vitesse excessive à l'approche d'un virage

La vitesse joue un rôle aggravant en cas d'accident, mais est aussi en soi une des causes déclenchant d'accident. La vitesse longitudinale du véhicule représente un bon

indicateur de risque, et en particulier, les accidents par sortie de voie sur une perte de contrôle. L'analyse du risque peut être faite en calculant un profil de vitesse en tenant compte des caractéristiques de l'infrastructure (courbure, dévers, pente, adhérence...), du comportement du conducteur et de paramètres du véhicule [Gla04].

Calcul du profil de vitesse : Le profil de vitesse est calculé en utilisant la formule suivante :

$$\begin{cases} \theta_r > 0 \\ V_{\max}^2 = \frac{g}{\rho_r} \left(1 - \frac{h}{l_f} \theta_r\right) \sqrt{1 - \left(\frac{\theta_r}{\lambda_{\text{long}} \mu_{\max}}\right)^2} \lambda_{\text{lat}} \mu_{\max} - \phi_r \\ \theta_r < 0 \\ V_{\max}^2 = \frac{g}{\rho_r} \left(1 + \frac{h}{l_r} \theta_r\right) \sqrt{1 - \left(\frac{\theta_r}{\lambda_{\text{long}} \mu_{\max}}\right)^2} \lambda_{\text{lat}} \mu_{\max} - \phi_r \end{cases} \quad (1.2)$$

Où θ_r représente la pente de la route, $\lambda_{\text{lat}} \mu_{\max}$ (resp. $\lambda_{\text{long}} \mu_{\max}$) est la quantité d'adhérence que le conducteur peut mobiliser respectivement, en latéral et en longitudinal. Ce modèle de vitesse prend en considération aussi la hauteur du centre de gravité h et la longueur entre le centre de gravité et l'essieu avant et arrière, respectivement, l_f et l_r .

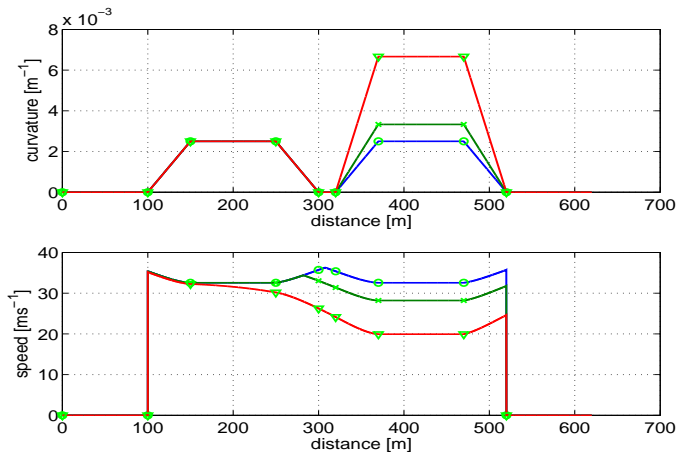


FIG. 1.2 – Comparaison de profils de vitesse pour trois courbures différentes.

La figure 1.2 montre l'impact d'un virage sur un autre dans le calcul du profil de vitesse. Dans le cas le plus simple, les deux virages C_1 et C_2 ont le même rayon de courbure $R_1 = R_2 = 400\text{m}$, et, ils sont suffisamment éloignés pour qu'il n'aient pas d'influence l'un sur l'autre. C'est le cas des courbes tracées en "bleu". Pour pouvoir déterminer si le deuxième virage a une influence sur le premier virage, il faut calculer le profil de vitesse de la section $C_1 - L - C_2$. Le profil de vitesse, noté SP^6 , sur cette section est calculé comme suit :

⁶SP : en anglais Speed Profile

- Les profils de vitesse SP_{C_1} de C_1 et SP_{C_2} de C_2 sont calculés en utilisant la formule (1.2).
- En considérant la décélération maximale admissible par le conducteur ($\lambda_{lon_{dec}}$), le profil de vitesse SP_{L_2} sur L est calculé à partir du début de la clothoïde positive du deuxième virage.
- Si à la fin de la clothoïde négative du premier virage $SP_{L_2} > SP_{C_1}$, le virage C_2 n'a alors pas d'influence sur C_1 .
- En considérant l'accélération longitudinale maximale ($\lambda_{lon_{acc}}$), le profil de vitesse SP_{L_1} sur L est calculé à partir de la fin de la clothoïde négative du premier virage.
- Le minimum des deux profils de vitesse SP_{L_1} et SP_{L_2} sur le segment L est considéré.

Le deuxième virage a une influence sur le premier virage si la vitesse à la fin du premier virage donnée par SP_{C_1} est trop élevée par rapport à celle donnée par SP_{L_2} . C'est le cas des courbes tracées en "rouge", le deuxième virage avec un rayon de courbure $R_2 = 150m$ est trop serré par rapport au premier virage $R_1 = 400m$. Dans ce cas, le profil de vitesse de C_1 doit être recalculé en tenant compte de cette influence.

Nous allons développer dans le chapitre 4, une nouvelle méthode de calcul de la vitesse critique dans les virages, en tenant compte des variations de la dynamique du véhicule (variation des paramètres et des états dynamiques du véhicule).

Génération d'alerte : La génération de l'alerte est obtenue suivant l'algorithme représenté par la figure 1.3. La première étape consiste à calculer le profil de vitesse maximale admissible, en utilisant la méthode décrite précédemment, correspondant aux paramètres suivants : $\lambda_{lon_{acc}} = 0.1$, resp. 0.2 et 0.3, $\lambda_{lat_{acc}} = \lambda_{lon_{dec}} = 0.3$, resp. 0.4 et 0.5. Ensuite, en disposant des positions, vitesses et accélérations du véhicule à l'instant t , il est possible d'estimer la vitesse du véhicule à l'instant $t + T$, où T représente un horizon temporel paramétrable entre 2 et 3sec. L'écart entre la vitesse prédite à $t + T$ et la vitesse maximale autorisée à $t + T$, donnée par le profil de vitesse calculé, permet d'évaluer un risque de vitesse excessive en approche du virage (voir figure 1.3).

1.5.2.2 La distance de réserve pour négocier le virage

Cet indicateur représente la distance de freinage dont dispose le conducteur avant d'entamer la phase de négociation du virage et donc, atteindre la vitesse autorisée à l'entrée du virage, tout en préservant un confort au niveau de la décélération longitudinale. Cet indicateur dérive directement de la définition de la distance de sécurité (DTC⁷), mais est adapté au calcul d'une distance entre un véhicule et l'entrée du virage et non entre deux véhicules se suivant.

Le TTC⁸ peut être calculé directement à partir de la distance de sécurité DTC en

⁷DTC : Distance-To-Collision

⁸TTC : Time-To-Collision

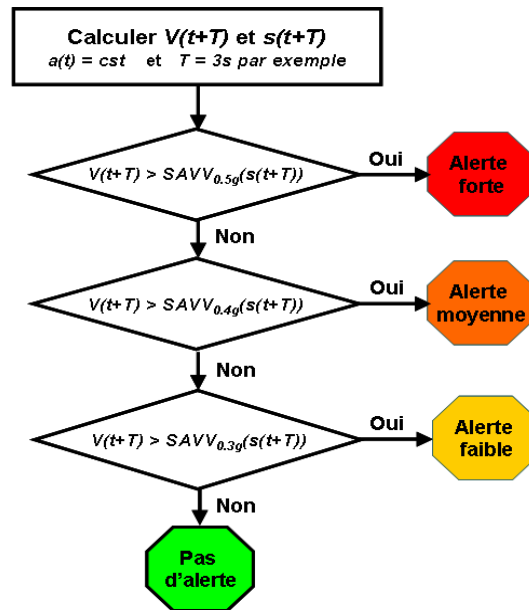


FIG. 1.3 – Algorithme de génération d'alerte selon [Gla04].

connaissant la vitesse du véhicule par rapport au véhicule leader.

Dans le projet ARCOS⁹, la fonction "gérer les inter-distances" avait pour objectif d'appliquer la réglementation concernant le temps minimum de suivi qui est fixé à 2sec. Cette technique peut être appliquée pour modéliser la phase de freinage en considérant que se situe, à l'entrée du virage, un véhicule dont la vitesse correspond à la vitesse de référence pour aborder le virage [Lau02] (voir figure 1.4).

La distance dont dispose le conducteur, séparant le véhicule de l'entrée du virage à négocier est donnée par la formule suivante :

$$d = \frac{(v_c^2 - v^2)}{2\gamma_{dec}} + t_r v \quad (1.3)$$

où t_r est le temps de réaction du conducteur, fixé ici à 2s, v_c et v représentent, respectivement, la vitesse désirée à l'entrée du virage et la vitesse actuelle du véhicule, et γ_{dec} est la décélération admissible du confort.

1.5.3 Indicateurs de risque liés au mode latéral

Dans le cas des sorties de voie sur une perte de contrôle, due à un problème de dynamique latérale du véhicule, nous distinguons un premier groupe d'indicateurs, directement liés à la dynamique proprioceptive du véhicule.

⁹ARCOS : Action de Recherche pour une COnduite Sécurisée (2001-2003)

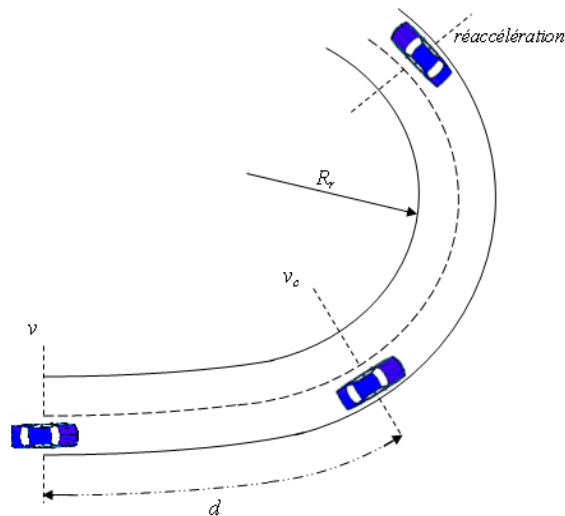


FIG. 1.4 – phase de freinage pour négocier un virage.

1.5.3.1 La zone de confort pour l'accélération latérale

L'accélération latérale est un indicateur de risque lié directement à la dynamique proprioceptive du véhicule [MMG⁺05]. La zone de confort pour l'accélération latérale se situe entre $0.2g$ et $0.3g$. À partir de $0.4g$, la situation de conduite devient inconfortable et le risque de sortir de la route est élevé.

1.5.3.2 La vitesse de lacet

La vitesse de lacet est le critère sur lequel est fondé le fonctionnement de l'ESP. Dans le cas où le véhicule aborde un virage avec une vitesse excessive, une chaussée humide ou le conducteur freine brusquement pour éviter un obstacle, la vitesse de lacet mesurée par l'ESP est différente de celle calculée en fonction de la vitesse du véhicule et de l'angle de braquage. La comparaison entre la vitesse de lacet mesurée et celle calculée, permet de déduire alors un début de survirage, sous-virage ou une perte d'adhérence.

1.5.3.3 Le caractère sous-virage ou sur-virage

Le caractère sur-vireur et sous-vireur, permet d'étudier la stabilité du véhicule par rapport au mode latéral. Le sous-virage est caractérisé par une dérive de l'essieu avant plus importante que celle de l'essieu arrière. Le véhicule semble vouloir continuer tout droit alors que le conducteur avait donné un angle de braquage suffisant pour diriger le véhicule. Donc le véhicule ne tourne pas suffisamment et a tendance à sortir du virage. Le sur-virage est caractérisé par une dérive de l'essieu arrière plus importante à celle de l'essieu avant. Le véhicule semble vouloir tourner davantage que ce qui lui est demandé par le conducteur. Donc le véhicule a tendance à trop entrer dans le virage (voir figure

1.5).

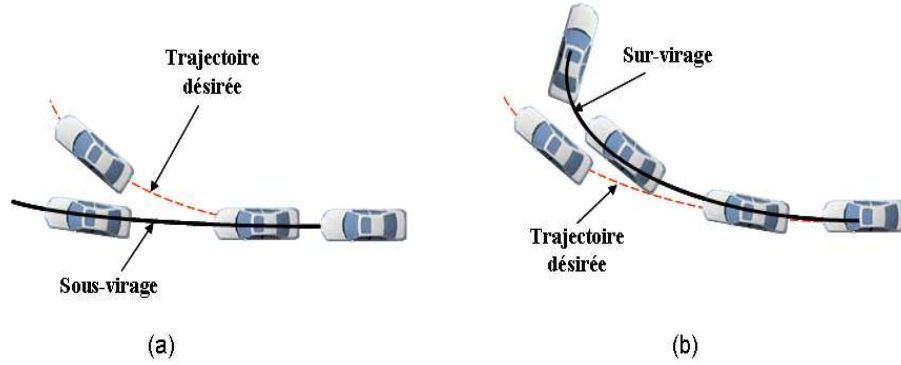


FIG. 1.5 – Comparaison de la trajectoire désirée avec un sous-virage (a) et un sur-virage (b).

L'angle d'Ackermann δ_{Ack} représenté sur la figure 1.6, permet de définir le caractère sous-vireur ou sur-vireur d'un véhicule. Il est défini à partir des caractéristiques du véhicule et le rayon de courbure du virage :

$$\tan \delta_{Ack} = \frac{L}{\sqrt{R^2 - l_r^2}} \quad (1.4)$$

En supposant des angles de braquages faibles et $R \gg l_r$, nous obtiendrons :

$$\delta_{Ack} = \frac{L}{R} \quad (1.5)$$

Cette formulation est vraie seulement en considérant des faibles vitesses du véhicule. Dans le cas des vitesses élevées, les forces centrifuges augmentent et l'angle de dérive latérale des roues n'est pas négligeable. Dans ce cas, l'angle de braquage δ_f n'est pas égal à l'angle d'Ackermann δ_{Ack} . Alors l'angle de braquage effectif est exprimé en fonction de l'angle de dérive avant et arrière et de l'angle d'Ackermann :

$$\delta_f = \delta_{Ack} + \alpha_f - \alpha_r \quad (1.6)$$

Un deuxième groupe d'indicateurs, concerne les accidents par sortie de voie dus à un problème de guidage. Ces indicateurs nécessitent l'utilisation de capteurs extéroceptifs.

1.5.3.4 Le temps à sortie de voie (TLC)

Une autre catégorie de type d'indicateurs de risque en virage explorée est liée à la trajectoire du véhicule et explicite la perception de la route par le conducteur. Ces indices font d'abord référence au temps restant à un véhicule pour sortir de la route,

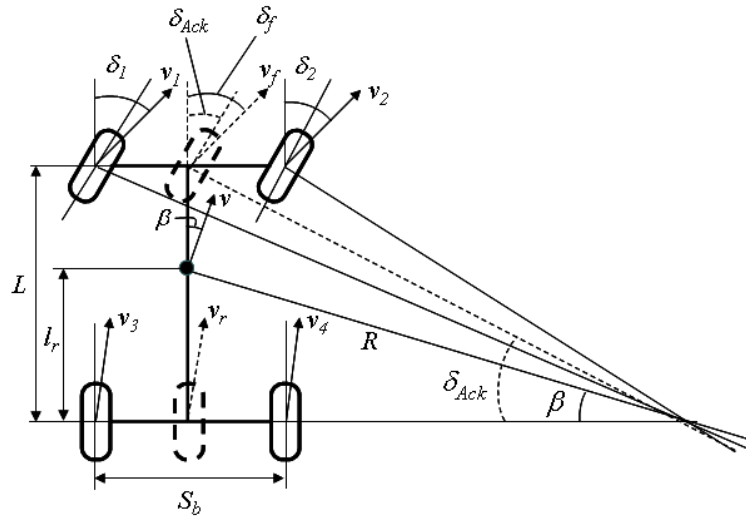


FIG. 1.6 – Détermination de l'angle d'Ackermann.

appelé temps à sortie de voie (TLC), à un instant donné en faisant différentes hypothèses de corrections de la trajectoire. Pour un temps à sortie de voie, différents indicateurs peuvent être calculés (figure 1.7) :

- Le temps à sortie de voie peut être évalué en ligne droite en considérant un braquage nul du conducteur (1),
- En faisant une approximation circulaire de la trajectoire, cela veut dire qu'on considère un braquage constant du conducteur (2),
- En prédisant la trajectoire du véhicule à l'aide d'un modèle de véhicule (3).

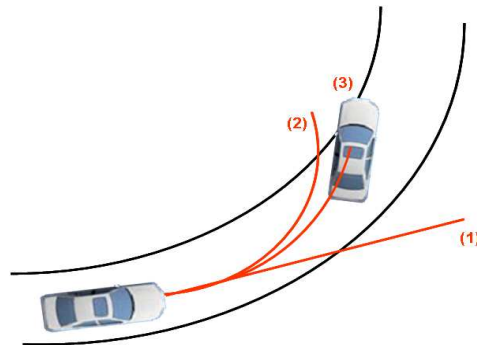


FIG. 1.7 – Différents indicateurs pour le temps à sortie de voie.

S. Mammam et al. dans [MGNB04, MGN06a], ont proposé plusieurs approximations pour le calcul du TLC, en utilisant différentes hypothèses concernant, la géométrie de la route ainsi que la trajectoire du véhicule. Un modèle linéaire de véhicule est employé pour prévoir les futures positions du véhicule. L'état dynamique de véhicule et la courbure

de la route, qui sont nécessaires dans la phase de prédiction, sont estimés à l'aide d'un observateur proportionnel intégral à entrée inconnue.

L'évaluation et la prise en compte de ce type d'indicateurs de risque (TLC) pourraient être effectuées, grâce à des capteurs vidéos embarqués, qui détectent les bords de voie et permettent de calculer la distance entre le centre du véhicule et le point d'intersection de la projection de la trajectoire du véhicule avec le bord de voie (DLC). En connaissant la vitesse à laquelle le véhicule roule, nous pouvons calculer le temps restant pour que le pneu du véhicule intersecte le bord de voie, en considérant une trajectoire définie du véhicule.

$$TLC = \frac{DLC}{v} \quad (1.7)$$

L'alerte est fournie au conducteur si le TLC évalué est inférieur au seuil TLC_{min} (voir figure 1.8).

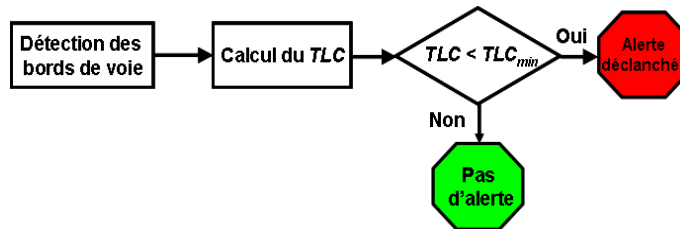


FIG. 1.8 – Prédiction de risque lié au TLC.

1.5.3.5 Le positionnement latéral du véhicule (Écart latéral)

L'écart latéral est une grandeur importante dans le développement des systèmes de maintien de voies et le suivi de véhicule.

Dans [NLI⁺03], une commande de type proportionnelle, fondée sur l'écart latéral et l'erreur de cap a été développée pour le contrôle latéral du véhicule. Quatre modes d'interaction entre le conducteur et l'automate ont été réalisés et testés :

- Mode avertissement : c'est le mode passif où l'automate n'a aucune action sur le véhicule, mais il fournit des informations au conducteur pour le but de l'avertissement.
- Mode limite : dans ce mode, l'intervention du conducteur est limitée par un couple résistant lorsque le véhicule s'écarte du centre de la voie (écart latéral très important).
- Mode correctif : dans ce mode, une correction de la trajectoire du véhicule est appliquée pour le ramener au centre de la voie.
- Mode régulé : ce mode est complètement automatisé. Le conducteur n'a aucune action sur le véhicule et la conduite est automatisée pour le mode latéral.

Chaïbet dans [Cha06], utilise l'écart latéral ainsi que l'erreur de cap pour une synthèse de loi de commande pour un suivi de véhicule, qui assure à la fois la gestion des inter-distances et de l'erreur de positionnement latéral entre les deux véhicules.

1.5.3.6 L'angle de cap relatif

L'angle de cap relatif, permet de donner l'erreur de cap du véhicule par rapport à celui de la route. Cet indicateur, tout comme le positionnement latéral, peuvent être facilement obtenus par un capteur vidéo, monté en vision frontale [Agr03].

1.6 L'assistance au conducteur et génération des alertes

Au travers de l'étude de l'accidentologie présentée dans la première partie, nous avons pu remarquer que les solutions développées par les constructeurs automobiles, en terme de sécurité passive et active, ont permis de réduire considérablement les accidents mortels de la route. Cependant, ces systèmes sont utilisés soit comme dernier recours pour diminuer les dégâts corporels, après une situation de choc. C'est la situation qui marque l'échec de la manœuvre d'urgence du conducteur. Soit ils agissent sur une situation dégradée de la conduite, ils n'anticipent pas donc un risque à venir. Si nous prenons l'exemple d'un conducteur qui s'éloigne de sa trajectoire de référence involontairement, ou dans le cas d'une conduite au delà des limites dynamiques du véhicule, aucun système de sécurité actif ou passif ne pourra détecter ou corriger ces situations. La solution que nous proposons alors est d'alerter le conducteur, suffisamment à l'avance, pour qu'il puisse agir avant que la situation ne soit dégradée.

1.6.1 Les systèmes avancés d'aide à la conduite ADAS

Les systèmes avancés d'aide à la conduite ADAS¹⁰ ont été étudiés depuis le début des années 90, et, aujourd'hui, ils commencent à apparaître dans des véhicules de série. L'objectif de ces systèmes est de rendre les véhicules capables d'apporter au conducteur une aide considérable à la navigation, de contrôler leurs propres systèmes internes pour le diagnostic et d'avertir le conducteur, suffisamment à l'avance, sur une situation où il devra agir.

Un système d'assistance à la conduite est un calculateur de danger, fondé sur des fonctions de risques bien définies. Ce calculateur, détermine pour une situation de conduite donnée, un potentiel de danger qui reflète la probabilité momentanée d'un accident. Si ce potentiel de danger dépasse un seuil défini, le calculateur de danger déclenche une alarme au conducteur ou des actions de contrôle.

Nous présentons ici, quelques projets, déjà réalisés ou en cours de réalisation, concernant le développement des systèmes avancés d'aide à la conduite.

¹⁰ADAS : Advanced Driver Assistance Systems

Projet ARCOS : Le projet ARCOS¹¹ (2001-2004) est une action fédérative élaborée dans le cadre du PREDIT. Il avait l'ambition de réussir une approche globale du système " Véhicule-Infrastructure-Conducteur ", en vue de contribuer à l'amélioration de la sécurité routière. L'objectif en terme de réduction des accidents était de 30%. Il implique la mise en oeuvre de moyens technologiques, mais inclut également les aspects de l'acceptabilité, d'ergonomie et de psychologie, liés à cette mise en oeuvre.

Le projet ARCOS consistait à sécuriser la conduite automobile sur la base de quatre fonctions principales de prévention d'accidents :

- Gérer les interdistances entre véhicules ;
- Prévenir les collisions sur obstacles fixes, arrêtés ou lents ;
- Prévenir les sorties de route ;
- Alerter les véhicules en amont d'accidents/incidents.

Les résultats de ce projet de recherche, qui a duré trois ans et associé 58 partenaires (laboratoires de recherche publics et privés, constructeurs et équipementiers dont de nombreuses PME), ont été présentés sur les pistes d'essais du camp de Satory.

Projet SAFELANE/PReVENT (2004-2008) : Le sous-projet SAFELANE du projet PReVENT développe un système de maintien de voie qui fonctionne d'une manière efficace et sûre, dans des conditions de chaussées et des situations de conduite défavorables (dégradées). Lorsqu'une sortie involontaire de la voie est détectée, un système adaptatif de décision déclenchera une alerte au conducteur ou bien une action active de commande sur la direction, pour rétablir le véhicule. Il utilise une caméra, une base de données cartographique digitale et en option les détecteurs actifs (par exemple radar/lidar/laser).

Le développement de SAFELANE est basé sur les concepts principaux suivants :

- Fusion de système de détection de marquages par vision avec les caractéristiques des cartes digitales (en coopération avec le sous-projet horizontal MAPS&adas de PReVENT) et les données supplémentaires des capteurs actifs.
- Système de décision adaptatif pour l'analyse et la compréhension de la situation, y compris le calcul et l'estimation précise de la trajectoire du véhicule.
- Système actif de direction, pour assister le conducteur, afin d'éviter une sortie involontaire de la voie, en utilisant une correction haptique de la direction.

Ces travaux traitent uniquement le mode latéral. Cependant, les deux modes longitudinal et latéral sont couplés. Ce système ne prend pas donc en considération l'impact du mode longitudinal sur le mode latéral et en particulier, une conduite à une vitesse excessive.

Projet LATERAL SAFE/PReVENT (2004-2008) : Le but de ce projet est de fournir un système intégré, d'aide à la conduite, pour éviter les situations critiques en latéral, dans tous les scénarios du trafic. Les éléments essentiels de la situation de

¹¹ARCOS : Action de Recherche pour une COnduite Sécurisée

conduite (le véhicule, le conducteur, la route ainsi que des systèmes embarqués) sont considérés.

Les systèmes existants actuellement peuvent détecter la présence des obstacles sur la route, et ils sont capables d'assister le conducteur sur certaines tâches comme la régulation de vitesse à l'avant du véhicule et le stop and go dans les embouteillages. Le système d'aide au changement de voie et de l'alerte aux collisions proposé, est basé sur des radars de gamme courte et longue portée, et une vue arrière avec un temps d'avertissement au conducteur, suffisant pour des véhicules qui s'approchent avec une vitesse relative élevée (plus de 100 km/h). Avec cette performance, la plupart des situations de dépassement sur des autoroutes devraient être couvertes, donc le conducteur est alerté lorsque ce dernier changera la voie. Ce système d'aide à la conduite doit fournir les applications suivantes :

1. Une application de surveillance, permet d'augmenter la perception du conducteur et de diminuer le risque des collisions latérale et arrière du véhicule. En particulier, lorsque la situation de conduite est critique, en raison d'une mauvaise visibilité ou l'inattention du conducteur.
2. Une application d'avertissement de collision latérale, qui détecte et dépiste des obstacles latéraux et avertit le conducteur d'un risque imminent d'accident (collision, sortie de voie, etc.).
3. Un système autonome d'aide au changement de voie, consiste à assister le conducteur dans la manoeuvre de changement de voie, tout en conduisant sur des routes avec des voies multiples dans le même sens de conduite.

Projet SASPENCE/PReVENT (2004-2008) : L'objectif principal du projet SASPENCE est de développer et évaluer un nouveau système, capable d'améliorer le concept de la vitesse maximale autorisée et la distance de sécurité. Ce système permet d'assister le conducteur en évitant les situations accidentogènes, liées à une vitesse excessive. Ainsi, le système devrait coopérer avec le conducteur, suggérant la vitesse appropriée, pour une condition de conduite donnée (géométrie de la route, situation du trafic, etc...), afin d'éviter des situations à risques et dangereuses, dues à la distance et la vitesse inadaptées pour un scénario particulier.

La fonctionnalité du système dépend d'une description précise de la route, en utilisant des cartes numériques augmentées. La conception du système de la vitesse autorisée est basée sur la limitation de l'accélération latérale à l'intérieur des virages, en fonction de la courbure. C'est le modèle le plus simple pour calculer une vitesse maximale autorisée dans un virage, mais il est moins précis. Les informations sur les vitesses limites, les courbes dangereuses, la géométrie de la route et les prochaines intersections seront intégrées dans un système de décision pour fournir des alertes appropriées au conducteur.

Projet PREVENSON (2005-2008) : L'objectif général du projet est de contribuer à la conception pratique des systèmes avancés d'aide à la conduite, pour la prévention des sorties de voie. Ce travail repose sur les acquis du programme ARCOS et en lien avec des travaux connexes réalisés dans le cadre du projet européen PREVENT (le sous-projet SAFELANE).

Le principal objectif du projet est l'élaboration d'une fonction de risque de sortie de voie, basée sur un ensemble d'indicateurs de la situation de conduite, en tenant compte de l'interaction conducteur-véhicule et de la coopération homme-machine. Cette fonction de risque, permet de déterminer les conditions de déclenchement et les modes d'action des assistances à la conduite. Afin d'élaborer la fonction de risque, les relations fonctionnelles existant entre les stratégies d'exploration visuelle du conducteur et le contrôle de la trajectoire du véhicule sont étudiées, et surtout l'utilisation du point tangent en virage et l'implication du TLC dans la détection d'un risque de sortie de voie. Dans ce projet aussi, deux catégories de modes de coopération avec le conducteur seront évaluées : le mode avertissement et suggestion d'action et le mode régulé.

La suite de ce chapitre, sera consacrée aux différents travaux de recherche et les systèmes d'alerte pour les sorties de voie, développés par des laboratoires de recherche. Nous allons présenter dans un premier temps, l'impact des bases de données cartographiques et les observateurs dans l'amélioration de ces systèmes et en particulier, au niveau des indicateurs de risques. Par la suite, nous présenterons quelques solutions du problème des accidents, de type sortie de voie, proposées dans la littérature. Ces systèmes sont fondés sur des critères de risques en mode longitudinal et latéral présentés précédemment.

1.6.2 Les systèmes d'alerte pour les sorties de voie

1.6.2.1 Système d'alerte de vitesse excessive en virage SAVV

Un système SAVV (CSWS¹²) a pour but d'avertir le conducteur lorsque sa vitesse est inadaptée pour affranchir un virage. Cette situation représente alors un danger de perte de contrôle en virage, qui va aboutir à une sortie de voie. Le fonctionnement d'un SAVV est fondé sur une prédiction de la vitesse du véhicule à un horizon temporel, généralement, fixé à 3sec, et en la comparant à un profil de référence calculé préalablement.

A l'aide d'un récepteur GPS et une cartographie numérique, le véhicule est localisé sur la carte par laquelle l'algorithme d'alerte repère l'itinéraire pris et accède aux différentes caractéristiques de la route. Ceci va permettre de calculer la vitesse adaptée au prochain segment de la route.

Les premiers modèles de SAVV, utilisent une description trop sommaire de la route. Uniquement la courbure de la route est prise en compte dans le calcul de la vitesse autorisée

¹²en anglais : Curve Speed Warning System

en courbe. La NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) américaine, a proposé un modèle de CSW plus détaillé, qui prend en compte la courbure et le dévers de la route. La description de la route est alors plus précise. Elle recommande de prendre en compte le comportement du conducteur dans la négociation du virage [PJT⁺99]. Le système délivrera une alerte au conducteur si ce dernier franchit la vitesse limite autorisée par le système. Cet avertissement est fourni suffisamment à l'avance pour permettre au conducteur d'adapter sa vitesse avant d'entrer dans le virage.

1.6.2.2 Système d'alerte d'une dérive involontaire en latéral LDWS

Le système LDW¹³ a pour objectif d'aider le conducteur à empêcher des accidents de sortie de voie, liés à un problème de guidage. Le départ involontaire de la route est dû, en général, à l'inattention, la fatigue et/ou somnolence du conducteur. L'indicateur de risque le plus utilisé dans ces système est le TLC.

A l'aide d'une caméra et des algorithmes de détection de marquages, Le véhicule est localisé sur la voie. Cela va permettre de calculer un indicateur de risque, concernant le positionnement latéral du véhicule et les actions du conducteur sur l'angle de braquage, qui est le TLC. Une alerte est fournie au conducteur, lorsque la valeur du TLC est en dessous du temps de réaction du conducteur.

Le système AFIL (Alerte de Franchissement Involontaire de Ligne) est un système d'aide à la conduite développé par CITROËN en 2004, qui détecte une sortie de voie involontaire sur autoroute et voie rapide. Dès que la trajectoire du véhicule dérive par rapport au centre de la voie et franchira le marquage avec une vitesse du véhicule supérieur à 80 km/h, le système entre en action. Son principe de fonctionnement est basé sur la détection de marquages sur la voie à l'aide des capteurs infrarouges, implantés derrière le bouclier avant. L'anomalie du conducteur est détectée en vérifiant l'état du clignotant (actionné ou pas), et le conducteur est alerté via le déclenchement d'un vibreur situé dans l'assise du siège, sur le même côté où le franchissement de la ligne est produit.

1.6.3 Utilisation des bases de données cartographiques

Les systèmes avancés d'aide à la conduite permettent d'assister le conducteur et de l'alerter, suffisamment à l'avance en cas de risque. Ces systèmes nécessitent l'utilisation des bases de données cartographiques enrichies. Il y a quelques années, les systèmes GPS et les bases de données géographiques sont utilisés seulement à des fins de navigation et de guidage. En revanche, les chercheurs proposent aujourd'hui d'utiliser le GPS et les bases de données dans le domaine de la sécurité routière. Dans cette optique, le véhicule interprète la route et peut non seulement, afficher sur le tableau de bord la direction à prendre, mais aussi la signalisation routière, et surtout, en tenir compte

¹³en anglais : Lateral Drift Warning System

pour des calculs dans une optique d'aide à la conduite et de sécurité routière. Les systèmes d'alerte d'une vitesse excessive à l'approche du virage, par exemple, utilisent une combinaison d'un positionnement précis de GPS et une base de données digitale pour déterminer la géométrie de la route à l'avant du véhicule.

Parmi les projets de recherche concernant les bases de données cartographiques enrichies appliquées au développement des systèmes d'aide à la conduite, nous pouvons citer :

- Le projet NextMAP : C'est un projet de recherche européen (2000 - 2002) visant à définir, prototyper, et évaluer le contenu des bases de données cartographiques nécessaires aux futures applications embarquées des systèmes avancés d'aide à la conduite [Nex, Pan02].

- Le projet SafeMAP : L'objectif du projet SafeMAP (2002 - 2004) est l'évaluation socio-économique d'une carte électronique embarquée consacrée aux applications de sécurité routière.

- Le projet ActMAP : le projet ActMAP (2002 - 2004) avait pour objectif général d'étudier et de développer des mécanismes normalisés qui permettront d'intégrer les mises à jour des cartes électroniques et de les utiliser dans les systèmes embarqués. Dans le contexte du projet ActMAP, l'actualisation des cartes est définie de la façon suivante [Act] :

- Mise à jour du contenu des cartes existantes.
- Actualisation dynamique et intégration dynamique de celles-ci dans les anciennes cartes.

- Le projet Enhanced Digital Maps (EDMaps 2001-2004) aux Etats-Unis, avait pour objectif de déterminer les améliorations de développement d'applications de sécurité routière et d'aide à la conduite, en utilisant les nouvelles bases de données augmentées. L'un des premiers objectifs de l'équipe qui travaillait sur ce projet, était de faire une sélection de différentes applications qui peuvent être réalisées ou améliorées à l'aide des bases de données enrichies. Les études ont permis d'établir une liste finale de 33 applications, qui ont été définies, en générale, par rapport à la fonctionnalité : l'information, l'avertissement et les actions d'assistance. Des applications ont été choisies et des systèmes prototype ont été réalisés et testés en conditions réelles de conduite [UN04].

La nouvelle génération des systèmes de navigation et les bases de données cartographiques enrichies, vont offrir un grand potentiel pour les applications d'aide à la conduite, en particulier les systèmes d'alerte de sortie de voie.

Dans [Rev03], une approche multicapteurs pour l'évaluation de configuration à risque a été développée. Il utilise les Systèmes d'Information Géographiques (SIG) pour connaître la présence et la localisation relative des prochaines intersections et des virages à venir par rapport au véhicule. Le but de cette connaissance est de prévenir les situations critiques, soit par anticipation de collision sur véhicule en intersection, soit pour le calcul de la vitesse autorisée en virage et le développement du système d'alerte sur une vitesse excessive en virage SAVV.

En ce qui concerne les pertes de contrôle en virage, le risque est évalué en fonction de la distance séparant le véhicule du point de tangence entre la trajectoire courante du véhicule et le cercle de courbure maximale autorisée. Ce point constitue alors la limite pour laquelle il n'est plus possible de corriger sa trajectoire, en conservant la même vitesse du véhicule. Dans cette application, A. REVUE interprète cette donnée sous la forme de temps de réaction accordée au conducteur pour corriger sa trajectoire. Cependant, le niveau de risque n'est évalué qu'à l'intérieur des virages, car l'algorithme utilisé ne prend en compte que la courbure courante de la route et ne peut donc pas être appliqué en ligne droite.

Glaser et al. dans [GA03], développent un système d'alerte sur une vitesse excessive à l'approche d'un virage, qui prend en compte les trois facteurs de la situation de conduite, le véhicule, l'infrastructure et le conducteur. Ils utilisent un GPS et une cartographie numérique pour la localisation et aussi pour avoir les attributs de la route sur laquelle le véhicule circule, comme le dévers, la pente et la courbure de la route. Le positionnement GPS et la cartographie numérique permettent de connaître toutes les caractéristiques du virage et la distance restant avant son début. Le système délivre trois niveaux de risque, en fonction du dépassement des profils de vitesses calculés à trois niveaux de décélération $-0.3g$, $-0.4g$ et $-0.5g$ (figure 1.9).

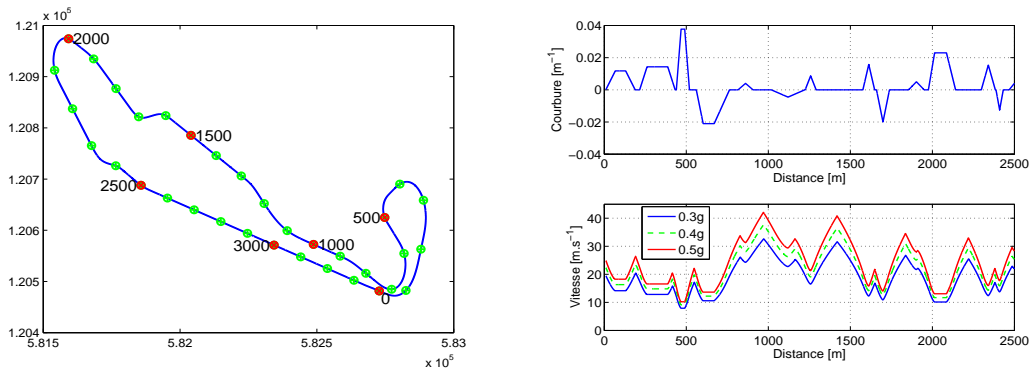


FIG. 1.9 – La piste du LIVIC et les profils de vitesse associés.

1.6.4 Utilisation des observateurs

La méthode classique, utilisée pour détecter une situation de sortie de voie est le temps à sortie de voie (TLC). Cet indicateur permet une anticipation et des corrections à court-terme. Il joue un rôle important, en tant qu'indicateur, sur les performances du conducteur, en terme de guidage latéral. Cette grandeur est considérée comme une mesure avancée, combinant plusieurs paramètres de la conduite. Cependant, sa mesure en temps réel est encore difficile car elle nécessite dans sa version la plus simple, la position latérale du véhicule sur la voie ainsi que sa vitesse latérale [MGNM06].

N. Mudaliar et al. [MLP04] ont proposé un système d'alerte de sorties de route en utilisant l'indicateur de TLC. Ils utilisent une définition du TLC, basée sur la vitesse latérale du véhicule et l'angle de cap relatif. Ces deux variables d'état sont estimées en utilisant la méthode de filtrage de Kalman. Afin d'améliorer l'estimation de la vitesse latérale du véhicule, un algorithme d'estimation de l'angle de dévers de la route, proposé dans [Tse00] a été adopté.

Par ailleurs, A. Ulsoy et al. dans [UF02] ont proposé un système actif pour prévenir des accidents de type sortie de voie. Ce système peut fournir une alerte au conducteur ou une intervention d'urgence et permet d'assister le conducteur pour le positionnement latéral du véhicule. Ils utilisent un système de vision pour détecter la géométrie de la route (détection des marquages, position latérale,...). Une méthode d'estimation de la vitesse de lacet, en utilisant un filtre de Kalman, a été proposée. Cette grandeur est utilisée dans la projection de la trajectoire du véhicule pour calculer le TLC [LUL00].

1.6.5 Systèmes d'alerte déjà développés dans la littérature

Nous présentons dans cette partie, quelques systèmes d'alerte des sorties de voie trouvés dans la littérature. Tous les systèmes proposés, donnent des solutions aux accidents par sortie de voie, liés soit à un problème de guidage sur la route, soit à une perte de contrôle sur une vitesse excessive à l'approche d'un virage.

Dans le cadre du projet RDCW FOT [FOT03, NHT06], un système d'alerte pour prévenir les sorties de route RDCWS¹⁴ a été développé. Ce système a pour objectif d'alerter le conducteur sur un départ imminent de la route. Il fournit au conducteur une assistance totale, autrement dit, qu'il fournit une assistance longitudinale en alertant le conducteur sur la vitesse maximale autorisée à l'approche du virage, pour éviter une perte de contrôle dans le virage. Ainsi qu'une assistance latérale en alertant le conducteur sur un déplacement latéral excessif.

Le système se décompose en deux grands sous-systèmes, le sous-système d'alerte d'une vitesse excessive en courbe CSWS et le sous-système d'alerte d'une dérive latérale LDWS.

Le module CSWS englobe deux blocs, un système de navigation et l'algorithme d'alerte. Le système de navigation comporte essentiellement un récepteur GPS, un capteur de vitesse, et un capteur de taux de lacet pour le positionnement, ainsi qu'une base de données embarquée pour accéder aux différentes caractéristiques de la route, afin de calculer la vitesse adaptée au prochain segment de la route.

Le LDWS est basé sur l'espace disponible, pour effectuer une manoeuvre de rétablissement du véhicule. Il comporte les différentes fonctions suivantes :

- traitement d'images pour déterminer l'écart latéral du véhicule sur la voie, la vitesse latérale du véhicule ainsi que la largeur de la voie.
- calcul de l'espace disponible, en avant du véhicule, pour le manoeuvrer.

¹⁴RDCWS : Road Departure Crash Warning System

- évaluation du niveau de risque d'un accident sur une dérive latérale.

Le risque d'une dérive latérale est évalué en fonction de l'écart et le mouvement latéral du véhicule. Le système développé comporte un module de radars qui utilise quatre radars : deux radars en avant du véhicule (longitudinaux), et deux autres latéraux sur les cotés (droite et à gauche). L'objectif de ce module est de fournir des informations, concernant l'espace disponible, pour manoeuvrer le véhicule, en cas d'urgence. Le LDWS utilise ces informations pour régler les seuils d'avertissement, afin d'éviter les fausses alertes.

Dans [RME00], un système d'aide au maintien de voie a été proposé. Ce système permet d'alerter le conducteur sur des départs involontaires de la route. Il est fondé sur un algorithme robuste de détection des marquages des bords de voie. La méthode de détection des sorties de route est basée sur la position actuelle du véhicule sur la voie, estimée par l'algorithme de détection des marquages, et le TLC. Dans ce système, les bords de la voie sont approximés par des clothoïdes. De la même manière, la courbe du mouvement des roues est modélisée par une clothoïde. L'intersection de la courbe du mouvement des roues avec celle correspondante aux bords de la voie, donne la distance présumée de sortie de voie. Le temps à sortie de voie est calculé directement en connaissant la vitesse du véhicule. Si cette grandeur (TLC) excède un certain seuil, aucune alerte n'est nécessaire.

Dans le cadre du projet NAICC (Navigation Aided Intelligent Cruise Control), l'objectif était la détection d'une situation dangereuse relative à une vitesse et/ou une trajectoire du véhicule, inappropriée à l'environnement de conduite [Lau02]. Dans un premier temps, le système NAICC est considéré comme un système d'alerte au conducteur, il informe le conducteur sur la consigne appropriée à la situation détectée. Par la suite, le système est devenu un système de sécurité actif, dont le but est de contrôler la vitesse ou/et la trajectoire du véhicule lorsque des situations dangereuses sont détectées.

L'assistance longitudinale est basée sur la localisation du véhicule sur la route, pour calculer la vitesse autorisée dans les virages, en utilisant le modèle simple de vitesse en courbe. Ce modèle prend en considération uniquement la courbure de la route, la définition de la géométrie de la route est alors moins précise. Le système NAICC agit par la suite, sur l'action du freinage en fonction de la réserve de distance dont dispose le conducteur avant d'entamer la phase de négociation du virage.

Dans [GGS05, PYG06], le laboratoire de Topométrie de l'EPFL¹⁵ a développé un système de mobile mapping pour la saisie de la géométrie routière. Ce système est basé sur un ensemble de capteurs de localisation et d'imagerie, permettant l'acquisition et le géo-référencement direct d'images prises sur la voie en temps réel [GSG04]. Un système d'alerte d'une vitesse excessive à l'approche du virage et d'une dérive involontaire en latéral a été développé. Le concept de l'alerte en longitudinal est basé sur la vitesse critique, calculée uniquement en considérant la courbure de la route. Le déclenchement

¹⁵EPFL : Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne en Suisse

de l'alerte est activé si la décélération nécessaire pour atteindre la vitesse autorisée à l'entrée du virage v_c est supérieure à $\gamma_{dec} = 0.5g$. La distance minimale d'alerte d est donnée par la formule 1.3.

Pour le mode latéral, une zone d'alerte virtuelle est défini pour limiter le positionnement latéral du véhicule. A l'aide d'une caméra montée à l'intérieur du véhicule, elle permet de détecter les marquages de la voie, ensuite une zone d'alerte relative à la voie est déterminée. Dès que le véhicule pénètre dans cette zone, cela veut dire que l'écart latéral du véhicule par rapport au centre de la voie est important, donc une alerte est générée pour permettre au conducteur d'agir avant que la situation ne devienne critique.

Un des grands centres d'intérêt de la recherche durant ces dernières années a été la recherche en matière d'hypovigilance du conducteur en tant que facteur d'accidents de type sortie de voie. Ajoutons à cela, que les accidents liés à l'hypovigilance, fatigue et/ou la somnolence du conducteur sont plus graves que les autres types d'accidents. Dans le cadre du projet AWAKE¹⁶ (Assessment of driver vigilance and Warning According to traffic risk Estimation) [PA03], un système de détection et diagnostic de l'hypovigilance du conducteur en temps réel, pour éviter les sorties de route involontaires a été développé. Ce système est fondé sur des algorithmes de traitement d'image, fournissant des mesures physiologiques. Ils permettent d'examiner la durée de papillement des yeux du conducteur et la tenue du volant, ensuite, fournir un diagnostic de somnolence et de manque de vigilance basé sur la fréquence et la durée de papillotement. Ce système, permet alors de détecter des situations dangereuses de sorties de voie involontaires, dues à la fatigue, la somnolence et au manque de vigilance du conducteur. Le système délivre trois niveaux de somnolence suivant l'état du conducteur :

1. le conducteur est entièrement éveillé.
2. le conducteur est légèrement endormi.
3. le conducteur est très endormi.

Un autre module de ce système analyse aussi le TLC, qui permet de fournir les données comportementales du conducteur. L'objectif alors de ce système est d'avoir un système d'alerte de sortie de voie, qui soit très personnalisé aux caractéristiques de conduite de chaque conducteur.

1.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une analyse de l'accidentologie avec une présentation des différents facteurs d'accidents, ainsi que le type d'accidents le plus fréquent. Il s'agit des accidents par sortie de voie, qui représentent plus de 30% de l'accidentologie globale en France. Ce type d'accidents, se décompose en deux grandes catégories : les accidents liés à un problème de guidage résultant d'une forte dégradation

¹⁶développé par DaimlerChrysler, Fiat, Siemens et le Laboratoire d'analyse et d'architecture des systèmes du CNRS.

du contrôle de trajectoire par le conducteur, et les accidents liés à un problème de dynamique de véhicule, résultant d'une vitesse excessive à l'approche du virage et/ou d'une dynamique latérale excessive. Par la suite, une classification de ce type d'accident a été présentée. Nous avons ainsi, abordé le risque routier, les différents critères de risque liés au mode latéral et longitudinal et les solutions développées par les laboratoires de recherche. Nous avons pu conclure que la prise en compte de la dynamique du véhicule dans le développement des systèmes d'assistance au conducteur est nécessaire.

Nous avons vu que la dynamique du véhicule est au centre des systèmes d'assistance à la conduite. Notre action portera sur les systèmes préventifs d'aide à la conduite. Nous développons alors, une unité d'alerte, utilisant des cartes embarquées augmentées de diverses caractéristiques de l'infrastructure (pente, dévers, courbure,...), des capteurs proprioceptifs et extéroceptifs. Ainsi qu'un modèle de véhicule représentant relativement bien le comportement dynamique d'un véhicule routier, en prenant en compte, les relations entre le véhicule, l'infrastructure et le conducteur. Le système d'alerte que nous développons est fondé sur une connaissance de l'évolution de l'état dynamique et les paramètres du modèle de véhicule. Nous nous intéressons, dans le chapitre 2, à la modélisation dynamique du véhicule.

Chapitre 2

Modélisation du système Véhicule-Infrastructure-Conducteur

2.1 Introduction

Le développement d'un système d'assistance à la conduite nécessite de comprendre l'impact d'intervention sur les actionneurs et d'analyser les limites de ce type de système. De plus, il est important, comme montré précédemment, de prendre en compte la dynamique du véhicule dans la conception même de l'assistance. Cela exige la connaissance d'un modèle représentant de façon réaliste son comportement dynamique. Cependant, le véhicule demeure un système très complexe et la modélisation de son comportement dynamique est rendue délicate par la variation de ses paramètres (vitesse, forces de contact, . . .) et la liaison entre la masse suspendue et les essieux (amortisseurs, ressorts, . . .), qui sont à l'origine de la forte non-linéarité du système.

D'après les études sur la modélisation présentées dans [Pha01] et [Ell93], l'utilisation d'un modèle de véhicule à six degrés de liberté est un compromis acceptable pour une bonne compréhension des phénomènes physiques observés.

Il existe dans la littérature [HAD01],[Imi03],[Sté04],[Gla04],[Nou02], plusieurs modèles reproduisant de manière relativement fidèle le comportement d'un véhicule routier. Ces modèles sont variés et sont développés pour des applications bien définies.

Ce chapitre présente la modélisation d'un modèle de véhicule à quatre degrés de liberté, suffisamment précis pour étudier la dynamique latérale et longitudinale du véhicule même dans des situations critiques de conduite. Il néglige les mouvements de tangage et de pompage. Nous considérons uniquement le transfert de charges sur les roues. Pour l'utilisation de ce modèle de véhicule en vue de la reconstruction de l'état et du développement de notre système d'alerte, qui seront présentés dans les chapitres qui suivent, nous allons expliciter les hypothèses simplificatrices en fonction des applications souhaitées. Dans la conception d'une assistance, deux autres acteurs sont à prendre en compte : le conducteur et la route. En fin de chapitre, nous donnerons des éléments pour une meilleure intégration des systèmes d'assistance.

2.2 Le véhicule

Le véhicule est un système très complexe. Son comportement est fortement non linéaire. Cette non-linéarité intervient sur plusieurs points : le contact pneumatique/chaussée, le mouvement des amortisseurs et le couplage des efforts.

L'un des éléments constitutifs du véhicule, le plus délicat à modéliser est le pneumatique. Il assure les tâches de guidage du véhicule et de transmission des forces entre le véhicule et la chaussée. La modélisation de la dynamique du véhicule comprend généralement la modélisation de ces éléments constitutifs (châssis, direction, suspension, moteur,...). La modélisation peut être simplifiée pour cibler une application bien définie. Dans cette partie, nous présentons une modélisation dynamique du véhicule. Dans un premier temps, nous présentons les différents mouvements et repères nécessaires pour modéliser le véhicule. Dans un second temps, nous exprimons les efforts et moments extérieurs agissant sur le véhicule. Finalement, les expressions finales des équations régissant le modèle de véhicule seront obtenues par application du principe fondamental de la dynamique.

2.2.1 Les différents mouvements du véhicule

Le mouvement du véhicule est défini en partie par le mouvement de translation et de rotation de la caisse. Ces mouvements peuvent être décomposés en six mouvements principaux : les trois mouvements de translations, sur l'axe \vec{x} qui représente le déplacement longitudinal du véhicule, la translation sur l'axe \vec{y} est le déplacement latéral et le déplacement vertical sur l'axe \vec{z} .

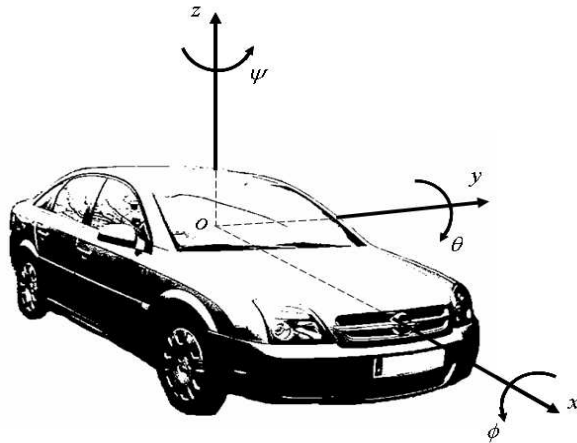


FIG. 2.1 – les six degrés de liberté du véhicule.

La figure 2.1 représente les différents degrés de liberté du véhicule. Pour les rotations qui sont connues sous le nom d'angle d'Euler, l'angle de cap ou de lacet ψ qui est la

rotation suivant \vec{z} , l'angle de roulis ϕ représente la rotation suivant \vec{x} , ressenti en particulier dans les virage et la rotation suivant l'axe \vec{y} , d'angle θ , est appelée "tangage". Le mouvement de tangage est causé principalement par le freinage ou l'accélération.

2.2.2 Définition des repères

Pour modéliser le véhicule, nous avons besoin d'introduire trois repères pour décrire les différents mouvements de ce dernier.

Le premier repère est le repère inertiel lié à la terre, "absolu", qui peut être considéré comme un repère galiléen de référence, noté $\mathcal{R}_a(\vec{x}_a, \vec{y}_a, \vec{z}_a)$. Un deuxième repère lié au mouvement du véhicule par rapport au sol, noté $\mathcal{R}_v(\vec{x}_v, \vec{y}_v, \vec{z}_v)$. Ensuite un troisième repère $\mathcal{R}_c(\vec{x}_c, \vec{y}_c, \vec{z}_c)$ est défini, en ayant le centre de gravité du véhicule comme origine et dont les mouvements sont liés à ceux de la caisse (mouvement de roulis et tangage).

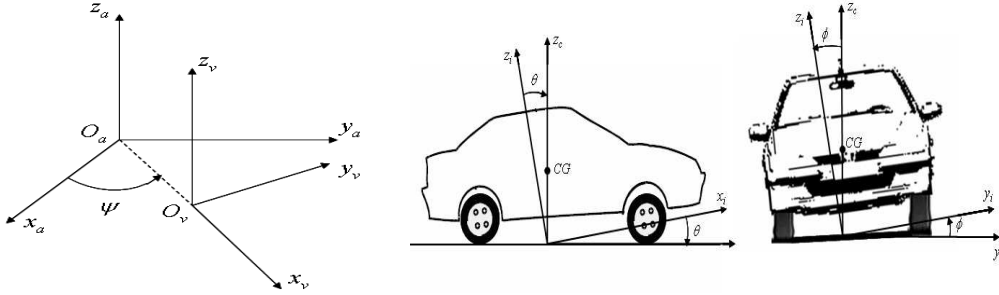


FIG. 2.2 – Repère absolu et repère lié au véhicule.

La figure 2.2 illustre les différents repères nécessaires pour la modélisation du véhicule.

2.2.3 La dynamique du véhicule [Gla04, Nou02]

Nous nous intéressons dans cette section aux différentes étapes permettant de calculer l'évolution de la vitesse et de la vitesse angulaire dans le repère lié à la caisse. Pour obtenir les équations de mouvement du véhicule, nous allons appliquer les principes fondamentaux de la mécanique des corps solides (Principes de Newton). Le premier principe concerne l'équilibre des forces extérieures agissant sur le véhicule et le deuxième, l'équilibre des moments dynamiques du véhicule par rapport aux moments extérieurs.

$$\begin{cases} \sum \vec{F}_{ext} = m\vec{\Gamma}_a \\ \sum \vec{M}_{ext} = \vec{H}_O \end{cases} \quad (2.1)$$

où $\sum \vec{F}_{ext}$ et $\sum \vec{M}_{ext}$ représentent, respectivement, les forces extérieures et les moments extérieurs appliqués au véhicule, m est la masse totale du véhicule, $\vec{\Gamma}_a$ est le vecteur d'accélération du véhicule et \vec{H}_O est le vecteur des moments appliqués en un point O

du véhicule.

Afin de pouvoir exploiter le modèle que nous développons pour la synthèse d'observateurs, ainsi que le développement de notre système d'assistance pour les sorties de route, quelques hypothèses simplificatrices sont nécessaires :

1. Le mouvement de translation est limité à deux degrés de liberté : le mouvement de translation longitudinale et la translation latérale. Le mouvement vertical n'est pas pris en compte, uniquement le transfert de charge sur les quatre roues est considéré.
2. Le mouvement de rotation se réduit aussi à deux degrés de liberté : le mouvement de lacet et de roulis, le troisième degré de liberté qui correspond au mouvement de tangage n'est pas pris en compte ($\theta = 0$).
3. Nous considérons l'approximation des angles faibles. L'angle de roulis ϕ , du dévers ϕ_r et de pente θ_r étant faibles : $\cos(\chi) = 1$ et $\sin(\chi) = \chi$.

Notre modèle se réduit alors à quatre degrés de liberté.

2.2.3.1 Mouvement de translation

Dans cette sous section, nous donnons l'expression de l'accélération absolue $\vec{\Gamma}_a^v(G)$ (indice a) au centre de masse du véhicule G dans le repère véhicule \mathfrak{R}_v .

$$\vec{\Gamma}_a^v(G) = \vec{\Gamma}_r^v(G) + 2\vec{\Omega}_a^v \wedge \vec{v}_r^v(G) + \vec{\Gamma}_e^v(G) \quad (2.2)$$

où $\vec{\Gamma}_r^v(G)$ est l'accélération relative (indice r), $\vec{\Gamma}_e^v(G)$ est l'accélération d'entraînement (indice e). Toutes ces accélérations sont exprimées dans le repère \mathfrak{R}_v , et le terme $2\vec{\Omega}_a^v \wedge \vec{v}_r^v(G)$ représente l'accélération de Coriolis.

avec : $\begin{cases} \vec{\Omega}_a^v : \text{vitesse angulaire de } \mathfrak{R}_v/\mathfrak{R}_a \\ \vec{v}_r^v(G) : \text{vitesse relative du centre de gravité } G \end{cases}$

L'expression finale de l'accélération absolue du centre de gravité s'écrit comme suit :

$$\vec{\Gamma}_a^v(G) = \left\{ \begin{array}{l} \dot{V}_x - \dot{\psi}V_y + h \left(\ddot{\psi}\phi + 2\dot{\psi}\dot{\phi} \right) \\ \dot{V}_y + \dot{\psi}V_x + h \left(\dot{\psi}^2 + \dot{\phi}^2 \right) \phi + \ddot{\phi} \\ 0 \end{array} \right\}_{\mathfrak{R}_v} \quad (2.3)$$

où V_x et V_y sont les vitesses, respectivement, longitudinale et latérale du véhicule et h représente la hauteur du centre de gravité.

En appliquant le principe fondamental de la dynamique (équation 2.1), on obtiendra

les équations du mouvement de translation données par :

$$\sum \vec{F}_{ext} = m \begin{pmatrix} \dot{V}_x - \dot{\psi}V_y + h \left(\ddot{\psi}\phi + 2\dot{\psi}\dot{\phi} \right) \\ \dot{V}_y + \dot{\psi}V_x + h \left(\dot{\psi}^2 + \dot{\phi}^2 \right) \phi + \ddot{\phi} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.4)$$

2.2.3.2 Mouvement de rotation

De la même manière, nous calculons l'expression du moment dynamique. D'après le théorème de "Koenig", le calcul du moment dynamique dans le repère lié à la caisse O_c peut s'effectuer en G en appliquant la relation suivante :

$$\vec{H}_{O_c}^c = \vec{H}^c(G) + \overrightarrow{O_c G} \wedge m_s \Gamma_a^c(G) \quad (2.5)$$

où m_s représente la masse suspendue du véhicule.

Nous utilisons la matrice de passage $\Phi_{\mathfrak{R}_v \rightarrow \mathfrak{R}_c}$, décrite par la formule A.7, pour exprimer l'accélération absolue dans le repère lié à la caisse \mathfrak{R}_c . Les matrices de changement de repères sont présentées dans l'annexe A.

Le moment dynamique total en O_c est :

$$\vec{H}_{O_c}^c = \left\{ \begin{array}{l} I_x \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 \phi (I_z - I_x) - m_s h (\dot{V}_y + \dot{\psi}V) - m_s h^2 (\phi (\dot{\psi}^2 + \dot{\phi}^2) + \ddot{\phi}) \\ I_z \ddot{\psi} + I_{xz} (\ddot{\phi} + \dot{\psi}^2 \phi) + \dot{\psi} \dot{\phi} \phi (I_y - I_x - I_z) \\ 0 \end{array} \right\}_{\mathfrak{R}_c} \quad (2.6)$$

En remplaçant $\vec{H}_{O_c}^c$ dans l'équation 2.1, on aura :

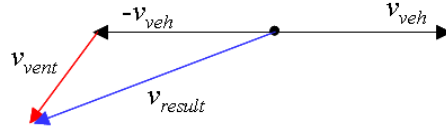
$$\sum \vec{M}_{ext} = \left(\begin{array}{l} I_x \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 \phi (I_z - I_x) - m_s h (\dot{V}_y + \dot{\psi}V) - m_s h^2 (\phi (\dot{\psi}^2 + \dot{\phi}^2) + \ddot{\phi}) \\ I_z \ddot{\psi} + I_{xz} (\ddot{\phi} + \dot{\psi}^2 \phi) + \dot{\psi} \dot{\phi} \phi (I_y - I_x - I_z) \\ 0 \end{array} \right) \quad (2.7)$$

où I_x , I_y , I_z et I_{xz} représentent les éléments de la matrice des moments d'inertie du véhicule.

2.2.3.3 Forces aérodynamiques

Pendant le mouvement du véhicule, l'atmosphère provoque une résistance au mouvement de ce dernier. Cette force résistante est appelée "efforts aérodynamiques", et est proportionnelle au carré de la vitesse. Ce torseur d'efforts est composé de deux forces (traînée et dérive). La direction de ces forces est la même que celle de la vitesse (longitudinale et latérale), mais leur sens est opposé à cette dernière.

La figure 2.3 illustre la création de la vitesse résultante entre la vitesse du véhicule et

FIG. 2.3 – vitesse résultante v_{result} .

celle du vent, et permet la création des forces aérodynamiques données par la formule suivante :

$$F_{aéro} = \begin{bmatrix} F_{aéro\ x} \\ F_{aéro\ y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\rho_a}{2} C_{ax} S_x v_x |v_x| \\ -\frac{\rho_a}{2} C_{ay} S_y v_y |v_y| \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Où v_x et v_y sont la projection de la vitesse résultante sur les axes, respectivement, x et y . C_{ax} et C_{ay} représentent respectivement, les coefficients de résistance aérodynamique en longitudinal et en latéral. Ils sont donnés par le constructeur, S_x et S_y sont respectivement la surface frontale et transversale du véhicule, et ρ_a est la densité de l'air.

2.2.4 Modélisation du contact pneumatique/chaussée

Le pneumatique reste le composant du véhicule le plus complexe à modéliser. Son comportement est fortement non-linéaire et il a pour but de transmettre les efforts agissant sur le véhicule au sol pour assurer les différents mouvements du véhicule. De nombreux modèles d'efforts pneu/sol existent dans la littérature [DFS70], [Pac74], [BPL89], [Ama94], [KN00]. Dans [Gla04] une comparaison entre le modèle de Dugoff [DFS70] et Pacejka [BPL89] a été développée. J. Stéphan dans [SCM02], présente une étude comparative entre trois types de modèles. Le modèle de Kiencke [KN00] et de Ben Amar [Ama94] ont été comparés au modèle de Pacejka. Les forces agissant sur le véhicule au niveau du contact pneumatique/chaussée (force d'interaction roue/sol) se décomposent en forces longitudinale et latérale.

2.2.4.1 Origine des forces longitudinales et latérales

Le taux de glissement : La force longitudinale appliquée au point de contact pneu/sol est la projection de la force tangentielle suivant l'axe X entre la surface de contact et la route. Cette force a pour origine une torsion du pneumatique suivant son axe de rotation causée par une vitesse de glissement [Gla04]. La vitesse de glissement est la différence entre la vitesse linéaire du véhicule au point de contact pneu/sol V_{xi} et la vitesse de roulement du pneumatique V_{Rx} , qui s'exprime comme étant la vitesse de rotation de la roue w_i multipliée par son rayon R . La vitesse de glissement V_{Sxi} est donc donnée par :

$$V_{Sxi} = V_{xi} - R\omega_i \quad i : \text{indique l'indice du pneumatique.} \quad (2.9)$$

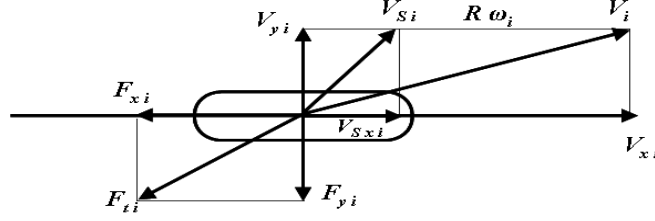


FIG. 2.4 – vitesse au niveau roue/sol et création de forces.

La figure 2.4 montre la vitesse au niveau du point de contact roue/sol et la création de la force. Un roulement sans glissement veut dire que cette différence est nulle et donc les forces longitudinales appliquées au niveaux des pneumatiques sont nulles. Le taux de glissement représente le rapport entre la vitesse de glissement V_{Sxi} et le maximum des deux grandeurs V_{Rx} et V_x . Il s'écrit comme suit :

$$\begin{cases} \lambda_i = \frac{R\omega_i}{V_{xi}} - 1 & \text{si } V_{xi} > R\omega_i \quad (\text{freinage}) \\ \lambda_i = 1 - \frac{V_{xi}}{R\omega_i} & \text{si } V_{xi} < R\omega_i \quad (\text{accélération}) \end{cases} \quad (2.10)$$

Dans le cas de freinage, La vitesse de rotation du pneu ω_i diminue et la vitesse de glissement V_{Sxi} devient positive. Le taux de glissement dans ce cas là devient négatif et cela va créer une force de frottement au sens inverse du glissement, qui freine le véhicule. L'évolution des forces de contact pneumatique/chaussée montre l'existence de trois zones différentes (voir figure 2.5) :

- La zone de pseudo-glissement linéaire : la zone du régime linéaire (les forces varient linéairement en fonction des glissements). C'est la zone dans laquelle nous ne mobilisons pas une forte adhérence (conduite normale).
- La zone de pseudo-glissement : c'est la zone d'une forte mobilisation de l'adhérence, mais le véhicule reste contrôlable.
- La zone de glissement total : c'est la zone de saturation et le véhicule devient difficilement contrôlable.

L'angle de dérive latérale : Afin de transmettre les forces latérales, le pneu doit se déformer latéralement. Cela signifie que la direction du mouvement du pneumatique dévie du plan de la roue. La dérive est donc la variation de trajectoire du véhicule due à la déformation transversale que subissent les pneumatiques quand ils sont soumis à l'action d'une force latérale. L'angle entre le vecteur vitesse de la roue et le plan de la roue s'appelle "angle de dérive du pneumatique", noté α_i (voir figure 2.6), il est donné par la formule suivante :

$$\alpha_i = -\arctan\left(\frac{V_{yi}}{V_{xi}}\right) \quad (2.11)$$

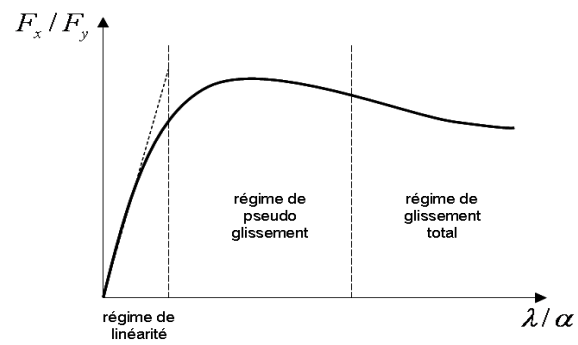


FIG. 2.5 – Forme de la courbe de la force longitudinale en fonction de glissement longitudinal.

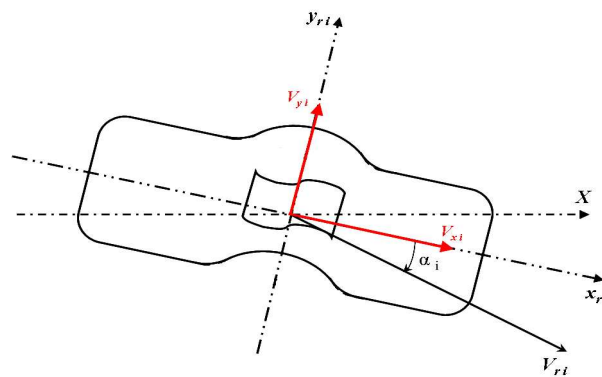


FIG. 2.6 – Angle de dérive du pneumatique

Les formules mathématiques de ces angles de dérives latérales, exprimés dans le repère lié au véhicule sont données par le système 2.12 respectivement, pour les roues : avant-gauche, avant-droit, arrière-gauche et arrière-droit.

$$\begin{cases} \alpha_1 = \left(\delta_f - \frac{V_y + l_f \dot{\psi}}{V_x - \frac{s_b}{2} \dot{\psi}} \right) \\ \alpha_2 = \left(\delta_f - \frac{V_y + l_f \dot{\psi}}{V_x + \frac{s_b}{2} \dot{\psi}} \right) \\ \alpha_3 = - \left(\frac{V_y - l_r \dot{\psi}}{V_x - \frac{s_b}{2} \dot{\psi}} \right) \\ \alpha_4 = - \left(\frac{V_y - l_r \dot{\psi}}{V_x + \frac{s_b}{2} \dot{\psi}} \right) \end{cases} \quad (2.12)$$

2.2.4.2 Modèle d'efforts de Coulomb/Burckhardt

D'après le modèle de frottement de Coulomb, les forces longitudinales et latérales peuvent être exprimées en fonction du coefficient d'adhérence longitudinale, $\mu_{lon i}$, et latérale, $\mu_{lat i}$, mobilisées et de la force normale $F_{z i}$ appliquée sur le pneumatique [dWOAL95],[Ama94],[MNO98]. Elles sont données par la formule suivante :

$$\begin{cases} F_{x i} = \mu_{lon i} F_{z i} \\ F_{y i} = \mu_{lat i} F_{z i} \end{cases} \quad (2.13)$$

L'adhérence mobilisée sur chaque roue est calculée en utilisant la formule de Burckhardt donnée par 2.15 [Bur93, KN00]. Elle est en fonction de la résultante, s_i , du glissement longitudinal, λ_i , et l'angle de la dérive latérale de la roue, α_i :

$$\begin{cases} \mu_{lon i} = \mu_{res i} \frac{\lambda_i}{s_i} \\ \mu_{lat i} = \mu_{res i} \frac{\tan \alpha_i}{s_i} \end{cases} \quad (2.14)$$

avec :

$$s_i = \sqrt{\lambda_i^2 + (\tan \alpha_i)^2}$$

Cette méthode réside sur différents paramètres fonctions du sol sur lequel se trouve la roue (c_1, c_2 et c_3), la vitesse maximale de conduite (c_4) et la charge maximale appliquée sur la roue (c_5).

$$\mu_{res i}(s_i) = \left(c_1 \left(1 - e^{(-c_2 s_i)} \right) - c_3 s_i \right) e^{(-c_4 s_i V_G)} \left(1 - c_5 F_{z i}^2 \right) \quad (2.15)$$

Où V_G représente la vitesse du véhicule au centre de gravité.

La variation du coefficient d'adhérence $\mu_{lon i}$ en fonction du glissement pour différents types de chaussées et différentes vitesses du véhicule est montrée respectivement, sur la figure 2.7-a et 2.7-b.

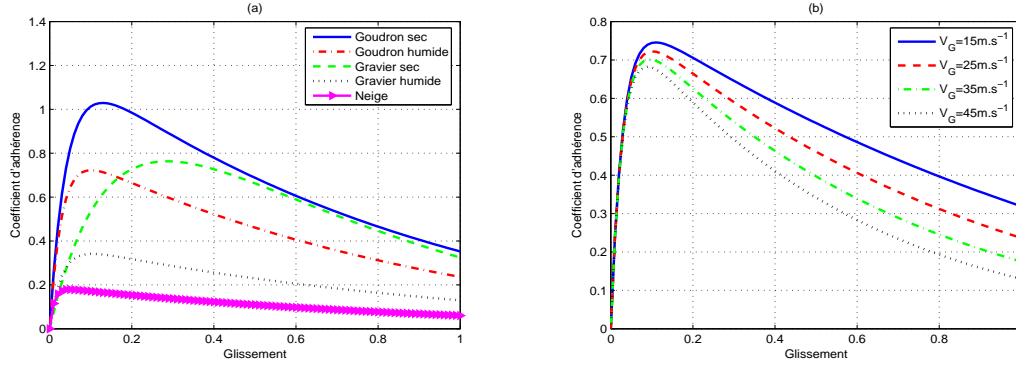


FIG. 2.7 – coefficient d'adhérence en fonction du glissement pour différents types de chaussées (a) et différentes vitesses (b).

La force longitudinale dépend d'un coefficient de raideur longitudinale du pneumatique K_{p_i} et du glissement longitudinal λ_i . Elle est donnée par l'expression suivante :

$$F_{x_i} = K_{p_i} \lambda_i \quad (2.16)$$

Nous pouvons approximer aussi la force latérale par une relation linéaire dans le cas où l'angle de dérive n'est pas très important (régime linéaire). Elle dépend de la raideur latérale du pneumatique C_{s_i} et de l'angle de dérive α_i :

$$F_{y_i} = C_{s_i} \alpha_i \quad (2.17)$$

Les coefficients des raideurs pneumatiques K_{p_i} et C_{s_i} varient en fonction de la charge appliquée sur la roue et la nature de l'adhérence de la chaussée (sèche, humide, ...).

2.2.4.3 Modèle d'effort de Pacejka

Le modèle de Pacejka [PB91], connu sous le nom de "formule magique", est fondé sur la représentation mathématique du comportement dynamique du pneumatique à l'aide de fonctions analytiques possédant une structure particulière. Cette structure est, ainsi, capable de reproduire les mesures effectuées sur un pneumatique en banc d'essai. Les coefficients nécessaires à la calibration de ces équations sont tous issus de relevés expérimentaux. Ce modèle quasi-statique non-linéaire permet de calculer les forces longitudinales, latérales, ainsi que le moment d'auto alignement. Il permet aussi le couplage entre les efforts longitudinaux et latéraux. Les efforts suivant Pacejka sont décrits par la formule suivante :

$$\begin{cases} F(x) = Y(X) + S_v \\ X = x + S_h \\ Y(X) = D \sin(C \tan^{-1}(BX - E(BX - \tan^{-1}(BX)))) \end{cases} \quad (2.18)$$

Les paramètres B , C , D , E , S_h et S_v dépendent de la force normale appliquée sur le pneumatique, de l'angle de carrossage C_a , des caractéristiques du pneumatique et du mode étudié. La signification de ces paramètres est :

- B : coefficient de raideur
- C : facteur de forme
- D : valeur maximale
- E : courbure
- S_h : décalage à l'origine en horizontal
- S_v : décalage à l'origine en vertical

Les expressions des paramètres du mode longitudinal et latéral du modèle de Pacejka sont représentées sur le tableau 2.1.

TAB. 2.1 – Expressions des paramètres du mode longitudinal et latéral.

| Mode longitudinal | Mode latéral |
|--|--|
| $D = \mu_{xm} F_z$ $\mu_{xm} = b_1 F_z + b_2$ | $D = \mu_{ym} F_z$ $\mu_{ym} = a_1 F_z + a_2$ |
| $BCD = (b_3 F_z^2 + b_4 F_z) e^{(-b_5 F_z)}$ | $BCD = a_3 \sin \left(2 \tan^{-1} \left(\frac{F_z}{a_4} \right) \right) (1 - a_5 \ C_a\)$ |
| $C = b_0$ | $C = a_0$ |
| $E = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8$ | $E = a_6 F_z + a_7$ |
| $B = BCD/CD$ | $B = BCD/CD$ |
| $S_h = b_8 F_z + b_{10}$ | $S_h = a_8 C_a + a_9 F_z + a_{10}$ |
| $S_v = 0$ | $S_v = a_{11} C_a F_z + a_{12} F_z + a_1$ |

Le coefficient BCD représente la tangente à l'origine. Il est équivalent à la raideur pneumatique en latéral et en longitudinal. La figure 2.8-a montre qu'à partir de l'observation de la courbe caractéristique des efforts d'un pneumatique, il est possible de déterminer les paramètres principaux B , C et D . Le paramètre E corrige la courbure de la courbe après le sommet.

Les variations de la force latérale selon Pacejka en fonction de la force normale F_z appliquée sur le pneumatique ainsi que les paramètres B , C , D et E , sont représentées respectivement, sur les figures 2.8-b et 2.9.

2.2.4.4 Force normale et transfert de charge

La force normale, notée F_{z_i} , est la résultante des forces appliquées sur la roue selon l'axe z entre le pneu et la route. Lorsque le véhicule est à l'arrêt, la répartition de charge est obtenue à partir d'un équilibre statique. Elle nous est donnée par :

$$\begin{cases} F_{z_{1,2}} = \frac{l_r}{2(l_r+l_f)} mg \\ F_{z_{3,4}} = \frac{l_f}{2(l_r+l_f)} mg \end{cases} \quad (2.19)$$

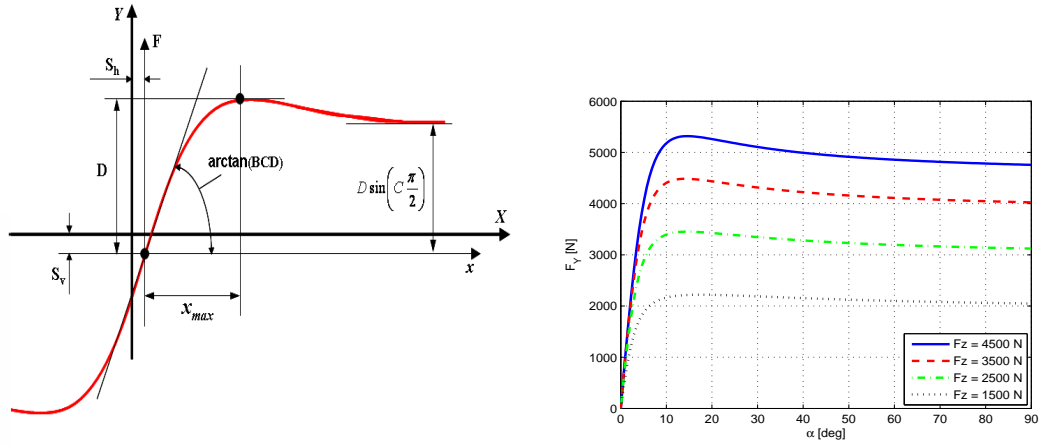


FIG. 2.8 – (a) courbe caractéristique selon le modèle de Pacejka, (b) force latérale selon Pacejka en fonction de la dérive du pneu.

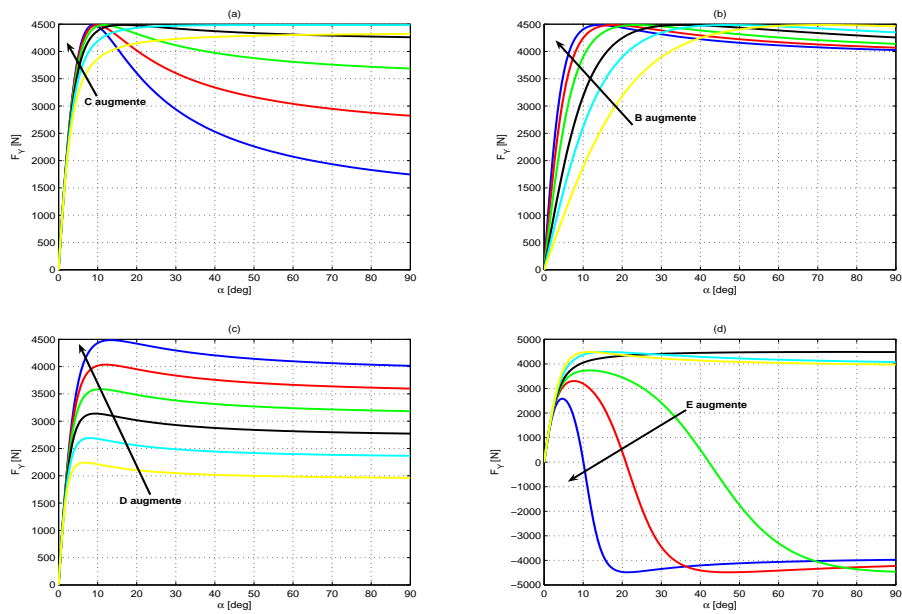


FIG. 2.9 – courbe caractéristique selon le modèle de Pacejka pour des variations de C, B, D et E.

La variation de cette force normale $F_{z\ i}$ est importante lorsque le véhicule effectue des manoeuvres brusques ; il est possible d'observer dans ce cas, un transfert de poids. En conditions dynamiques, la charge peut être transférée aux roues avant pendant le freinage, vers les roues arrière pendant l'accélération, et d'un coté à l'autre pendant la prise d'un virage.

La détermination de la répartition non homogène de la masse totale du véhicule sur chaque pneumatique est une étape importante pour analyser le comportement dynamique du véhicule en courbes, car la charge appliquée sur chaque pneu détermine les forces maximales disponibles en longitudinal et en latéral sur chaque roue, affectant l'accélération et le confort du freinage. Les forces normales appliquées sur les pneus varient en fonction des accélérations longitudinale et latérale du véhicule. Les expressions de ces forces sont données par [PH96] :

$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{1}{(l_r+l_f)} \left(\frac{l_r m g \cos \theta_r \cos \phi_r}{2} - \frac{h m_s \gamma_{lon}}{2} - \frac{l_r h m_s \gamma_{lat}}{s_b} \right) \\ F_{z2} = \frac{1}{(l_r+l_f)} \left(\frac{l_r m g \cos \theta_r \cos \phi_r}{2} - \frac{h m_s \gamma_{lon}}{2} + \frac{l_r h m_s \gamma_{lat}}{s_b} \right) \\ F_{z3} = \frac{1}{(l_r+l_f)} \left(\frac{l_f m g \cos \theta_r \cos \phi_r}{2} + \frac{h m_s \gamma_{lon}}{2} - \frac{l_f h m_s \gamma_{lat}}{s_b} \right) \\ F_{z4} = \frac{1}{(l_r+l_f)} \left(\frac{l_f m g \cos \theta_r \cos \phi_r}{2} + \frac{h m_s \gamma_{lon}}{2} + \frac{l_f h m_s \gamma_{lat}}{s_b} \right) \end{cases} \quad (2.20)$$

où θ_r et ϕ_r sont respectivement la pente et le dévers de la route, γ_{lon} et γ_{lat} représentent respectivement, l'accélération longitudinale et latérale du véhicule.

2.2.5 Expressions des forces et des moments extérieurs

2.2.5.1 Expressions des efforts extérieurs

Les efforts extérieurs agissant sur le véhicule sont les forces aérodynamiques, les forces générées par les pneumatiques au niveau du contact pneu/sol et la force due à la gravité. Les expressions de ces forces projetées sur les deux axes du repère véhicule \mathcal{R}_v s'écrivent sous la forme suivante :

$$\begin{pmatrix} F_{long} \\ F_{lat} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^4 F_{x\ i}^v + F_{aéro\ x} + m g \sin \theta_r \sin \phi_r \\ \sum_{i=1}^4 F_{y\ i}^v + F_{aéro\ y} - m g \sin \phi_r \\ \sum_{i=1}^4 F_{z\ i}^v - m g \cos \theta_r \cos \phi_r \end{pmatrix} \quad (2.21)$$

La quantité $\sum_{i=1}^4 F_{x\ i}^v$ et $\sum_{i=1}^4 F_{y\ i}^v$ sont respectivement la somme des forces longitudinales et latérales exercées au niveau du contact pneu/sol par rapport au centre de gravité du véhicule.

$\sum_{i=1}^4 F_{z\ i}^v$ est la somme des forces normales appliquées sur chaque pneumatique. Les termes $m g \sin \theta_r$, $m g \cos \theta_r$, $m g \sin \phi_r$ et $m g \cos \phi_r$ sont les composantes du poids de véhicule suivant l'axe x et y en cas de présence de pente ou de dévers.

2.2.5.2 Expressions des moments extérieurs

Les moments extérieurs appliqués au véhicule sont obtenus en utilisant des relations géométriques, exprimant le produit de chaque force par son "bras de levier".

Moment de roulis : D'après les modélisations [Pha01], [Nou02],[Gla04], nous pouvons exprimer le mouvement de roulis en fonction du moment des barres anti-roulis M_{bar} et le moment des amortisseurs M_{amor} . Nous représentons l'effet des barres anti-roulis par un moment résistant proportionnel à l'angle de roulis du véhicule, ϕ , par rapport à celui de la route, ϕ_r :

$$M_x^v = M_{bar} + M_{amor} + m_s g h_r \phi \quad (2.22)$$

avec :

$$\begin{cases} M_{bar} = -K_{bar} (\phi - \phi_r) \\ M_{amor} = -K_{amor} \phi - C_{amor} \dot{\phi} \end{cases}$$

où K_{bar} est la rigidité des barres anti-roulis, K_{amor} représente la rigidité des suspensions, et C_{amor} est la viscosité des suspensions en roulis. Le terme $m_s g h_r \phi$ est un moment de roulis supplémentaire créé par la masse suspendue du véhicule. L'équation du moment de roulis est alors donnée par :

$$M_x^v = - (K_{bar} - m_s g h_r) \phi + K_{bar} \phi_r - C_{amor} \dot{\phi} \quad (2.23)$$

Moment de lacet : Le mouvement du lacet est un mouvement de pivotement d'un véhicule sur la route, autour d'un axe vertical z_G passant par son centre de gravité (voir figure 2.10).

La somme des moments extérieurs appliqués sur le véhicule autour de z_G , exprimés dans \mathfrak{R}_v est donnée par :

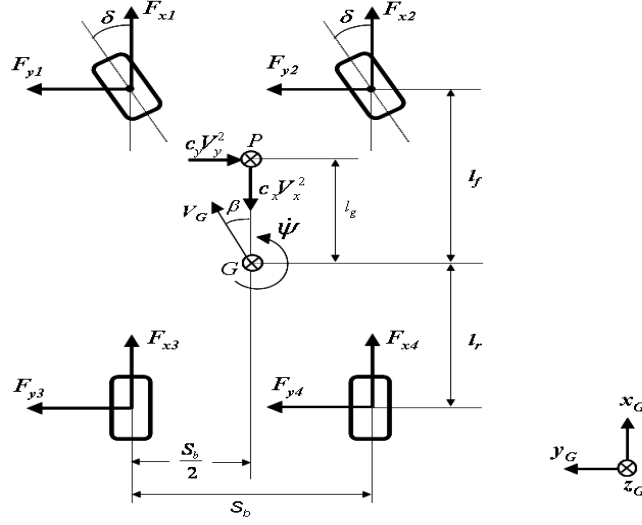
$$M_z^v = \sum_{i=1}^4 M_{z_i}^v - l_g c_y V_y^2 \quad (2.24)$$

avec :

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 M_{z_i}^v = & l_f (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta + l_f (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta + \frac{S_b}{2} (F_{x2} - F_{x1}) \cos \delta + \\ & \frac{S_b}{2} (F_{x4} - F_{x3}) - l_r (F_{y3} + F_{y4}) - \frac{S_b}{2} (F_{y2} - F_{y1}) \sin \delta \end{aligned}$$

La somme des moments extérieurs exprimés dans le repère caisse \mathfrak{R}_c , en utilisant la matrice de changement de repère A.7, est donnée par ce qui suit :

$$\sum M_{ext}^c = \begin{bmatrix} M_x^v \cos \theta + M_y^v \sin \theta \sin \phi - M_z^v \sin \theta \cos \phi \\ M_y^v \cos \phi + M_z^v \sin \phi \\ M_x^v \sin \theta - M_y^v \cos \theta \sin \phi + M_z^v \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix}_{\mathfrak{R}_c} \quad (2.25)$$

FIG. 2.10 – moment d'équilibre autour de l'axe z .

Finalement, les expressions des moments extérieurs appliqués au véhicule dans le repère \mathcal{R}_c sont définies par :

$$\begin{pmatrix} M_x^c \\ M_y^c \\ M_z^c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -(K_{bar} - m_s g h_r) \phi + C_{amor} \dot{\phi} + K_{bar} \phi_r \\ 0 \\ \sum_{i=1}^4 M_{zi} - l_g c_y V_y^2 \end{pmatrix} \quad (2.26)$$

2.2.6 Expressions finales du modèle de véhicule

Après avoir présenté les différents efforts et moments extérieurs agissant sur le véhicule, nous allons appliquer finalement, les deux lois du principe fondamental de la dynamique pour obtenir les équations du modèle final. Les équations décrivant le mouvement de translation et de rotation du véhicule sont définies comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} m \left[\dot{V}_x - \dot{\psi} V_y + h \left(\ddot{\psi} \phi + 2 \dot{\psi} \dot{\phi} \right) \right] = \sum_{i=1}^4 F_{xi}^v - c_x V_x^2 + m g \sin \phi_r \sin \theta_r \\ m \left[\dot{V}_y + \dot{\psi} V_x + h \left(\phi \left(\dot{\psi}^2 + \dot{\phi}^2 \right) + \ddot{\phi} \right) \right] = \sum_{i=1}^4 F_{yi}^v - c_y V_y^2 - m g \sin \phi_r \\ I_x \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 \phi (I_z - I_x) - m_s h \left(\dot{V}_y + \dot{\psi} V \right) - m_s h^2 \left(\phi \left(\dot{\psi}^2 + \dot{\phi}^2 \right) + \ddot{\phi} \right) \\ = - (K_{bar} - m_s g h_r) \phi + C_{amor} \dot{\phi} + K_{bar} \phi_r \\ I_z \ddot{\psi} + I_{xz} \left(\ddot{\phi} + \dot{\psi}^2 \phi \right) + \dot{\psi} \dot{\phi} \phi (I_y - I_x - I_z) = \sum_{i=1}^4 M_{zi}^v - l_g c_y V_y^2 \end{array} \right. \quad (2.27)$$

où F_{x_i} , F_{y_i} et M_{z_i} représentent, respectivement, les forces longitudinale et latérale appliquées sur chaque roue et le moment de lacet. L'ensemble des expressions sont données par :

$$\sum_{i=1}^4 F_{x_i}^v = (F_{x1} + F_{x2}) \cos \delta - (F_{y1} + F_{y2}) \sin \delta + (F_{x3} + F_{x4})$$

$$\sum_{i=1}^4 F_{y_i}^v = (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta + (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta + (F_{y3} + F_{y4})$$

$$\sum_{i=1}^4 M_{z_i}^v = l_f (F_{x1} + F_{x2}) \sin \delta + l_f (F_{y1} + F_{y2}) \cos \delta + \frac{S_b}{2} (F_{x2} - F_{x1}) \cos \delta \\ + \frac{S_b}{2} (F_{x4} - F_{x3}) - l_r (F_{y3} + F_{y4}) - \frac{S_b}{2} (F_{y2} - F_{y1}) \sin \delta$$

2.2.7 Validation du comportement du modèle

Dans cette section, nous allons valider notre modèle par des simulations, puis en utilisant des mesures expérimentales. Nous avons, dans un premier temps, simulé un passage d'une chicane avec une vitesse quasi-constante à $90km/h$ ($25m/s$).

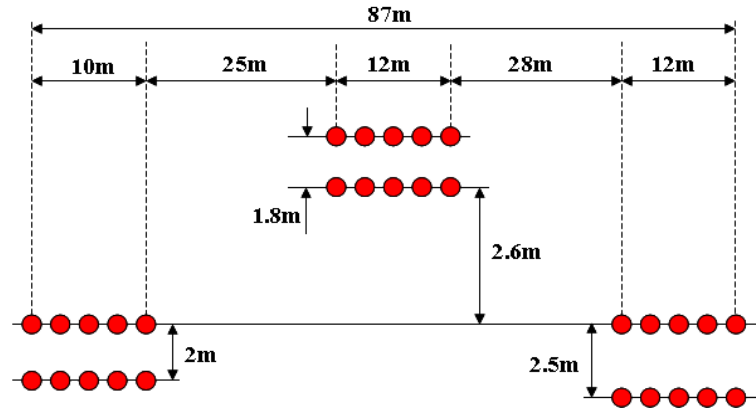


FIG. 2.11 – passage de chicane.

La simulation d'un passage de chicane (voir figure 2.11) va nous permettre de vérifier la dynamique latérale du modèle en réponse à des manoeuvres de braquage.

Nous considérons dans cette simulation le modèle d'efforts de Pacejka. La route est considérée plane, sans pente ni côte, et sans dévers ($\theta_r = \phi_r = 0$).

Les entrées du modèle de véhicule sont le braquage des deux roues avant, montré sur la figure 2.12 et les vitesses de rotation des quatre roues sont considérées constantes est égales à $83rad.s^{-1}$. Ces entrées ont été choisies de telle sorte que le véhicule puisse franchir la chicane.

La figure 2.13 montre la trajectoire et l'angle de cap du véhicule lors de son passage

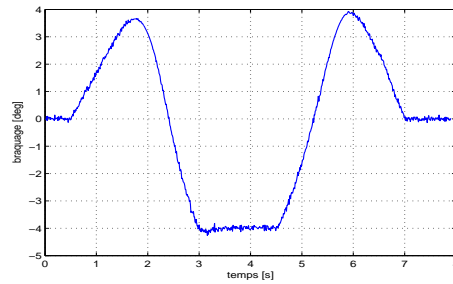


FIG. 2.12 – angle de braquage du véhicule.

de la chicane. En réponse aux entrées du véhicule, les figures 2.14 et 2.15, illustrent le comportement du véhicule en mode latéral et longitudinal.

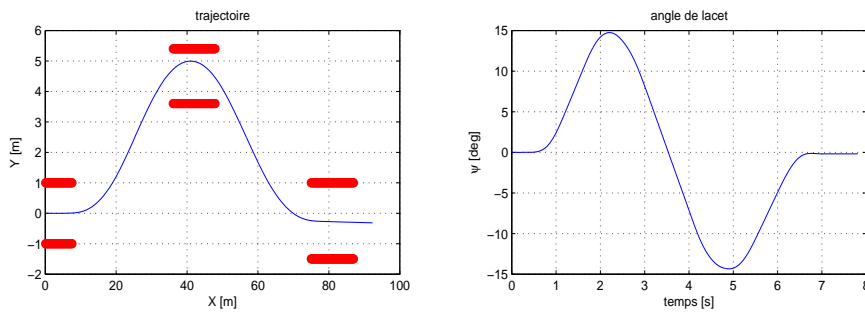


FIG. 2.13 – trajectoire et angle du cap du véhicule.

Sur la figure 2.14-a, nous présentons alors l'évolution de la dérive latérale du véhicule. Elle n'excède pas les 2 degrés. Le mouvement de roulis, défini par l'angle de roulis (figure 2.14-c) et sa vitesse (figure 2.14-d), correspondant au passage de la chicane montre le bon comportement latéral du véhicule.

Nous présentons la vitesse et l'accélération longitudinales du véhicule, respectivement, sur les figures 2.15-a et 2.15-b. Les glissements longitudinaux des roues avant-gauche et avant-droit sont présentés, respectivement, sur les figures 2.15-c et 2.15-d. Les courbes illustrent le bon comportement du modèle du véhicule en mode longitudinal.

Nous avons aussi validé le modèle en utilisant des données réelles, collectées à l'aide du véhicule instrumenté du LIVIC représenté sur la figure 2.16. Les entrées du modèle sont représentées sur la figure 2.17. Nous avons représenté sur la figure 2.17-a, les vitesses de rotation des quatre roues, et sur la figure 2.17-b, l'angle de braquage des roues. La figure 2.18 illustre une comparaison entre les états dynamiques du véhicule obtenus par le modèle mathématique et ceux mesurés par les capteurs. Sur la figure 2.18-a, nous présentons la dérive latérale au centre de gravité du véhicule donnée par le Correvit et celle obtenue par le modèle. Nous remarquons une différence maximale entre la mesure et

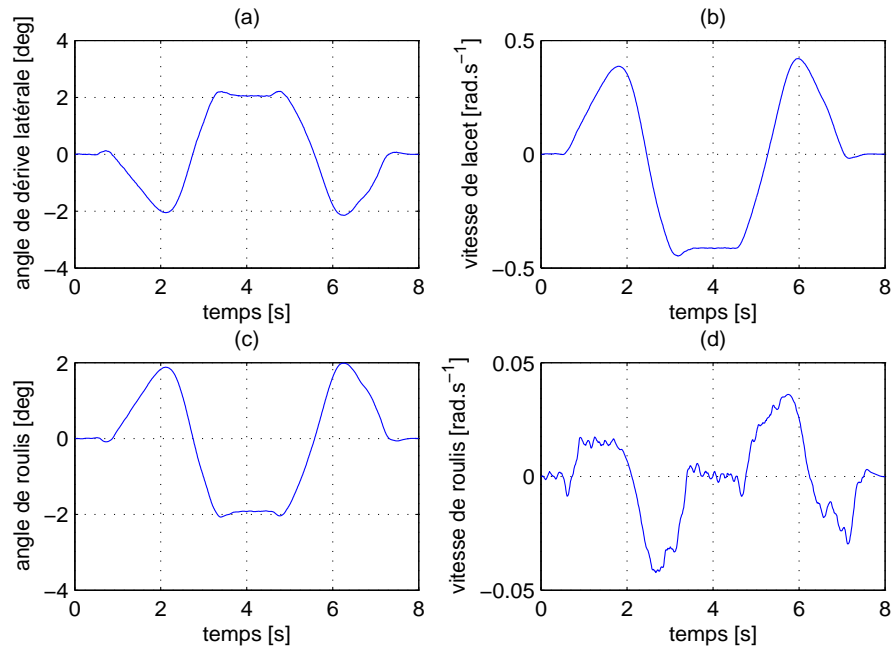


FIG. 2.14 – comportement latéral du véhicule.

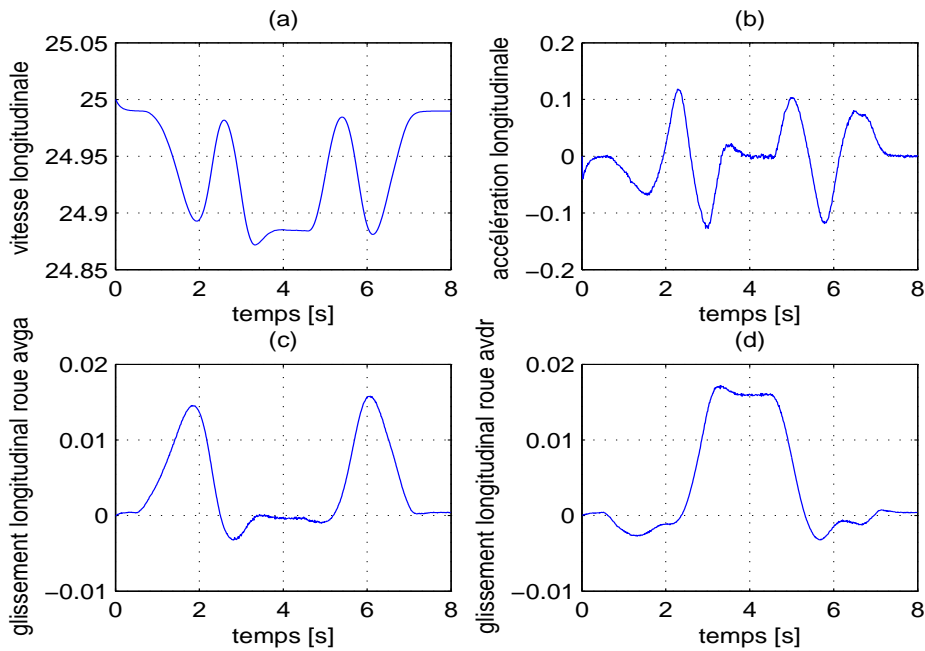


FIG. 2.15 – comportement longitudinal du véhicule.

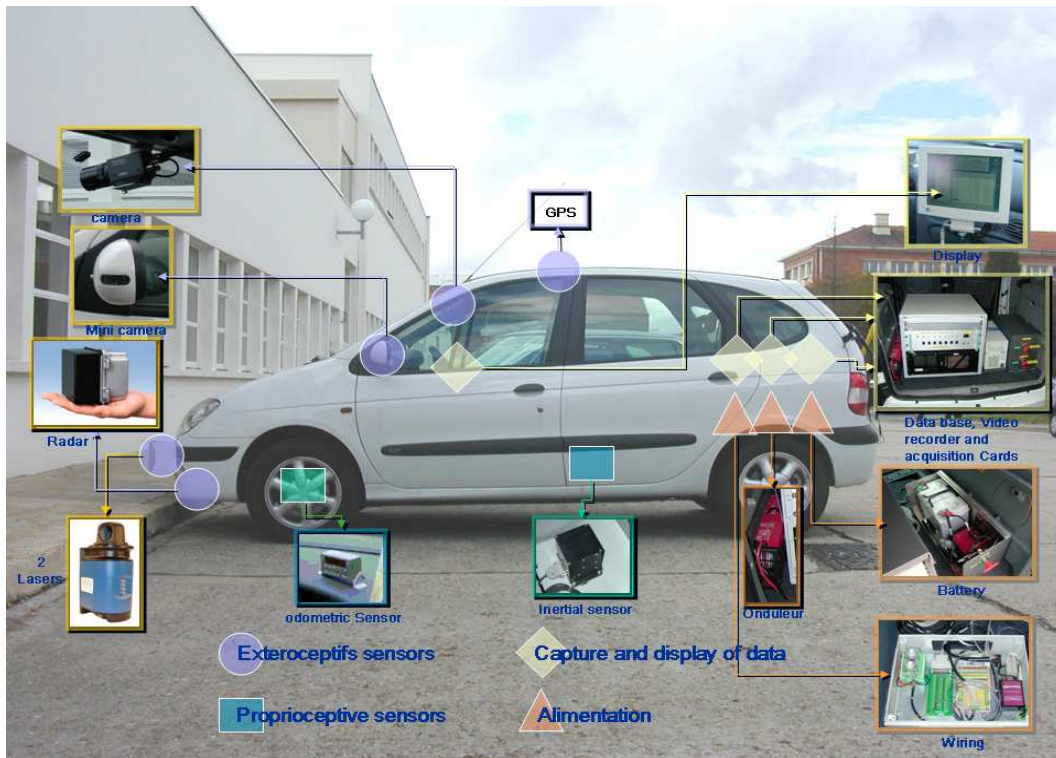


FIG. 2.16 – véhicule instrumenté du LIVIC "VIPER".

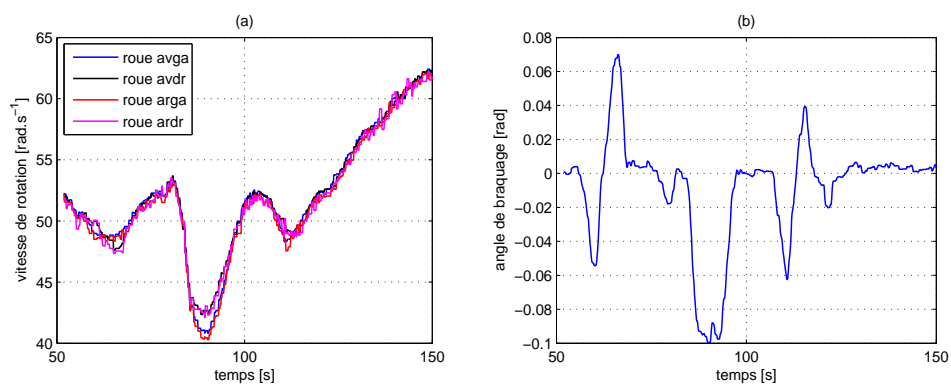


FIG. 2.17 – les entrées du modèle : (a) les vitesses de rotation des quatre roues, (b) l'angle de braquage.

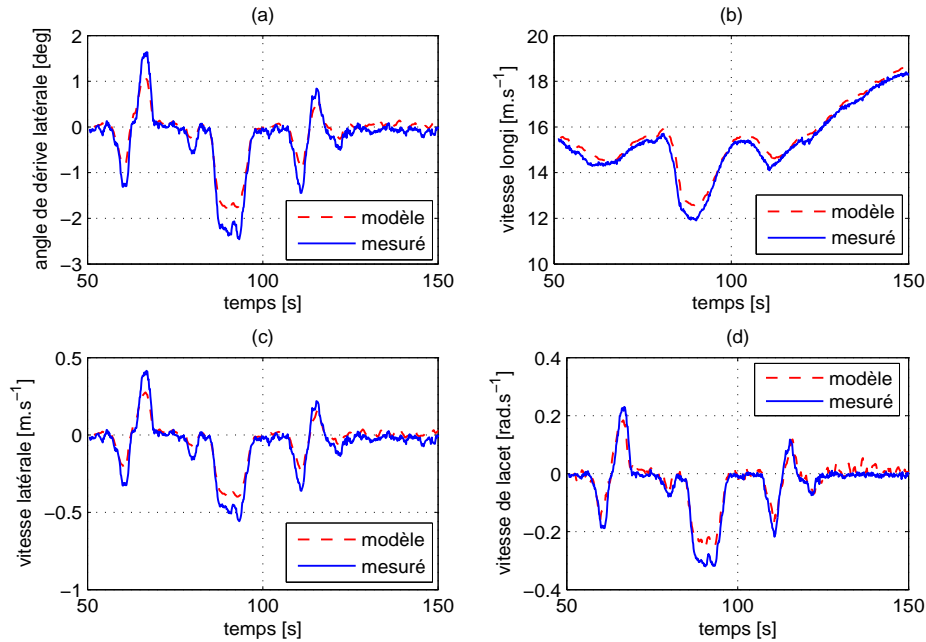


FIG. 2.18 – comparaison entre les états dynamiques donnés par le modèle et ceux mesurés.

la simulation de moins de 0.5° . Les vitesses longitudinale et de lacet simulées et mesurées sont représentées, respectivement, sur les figures 2.18-b et 2.18-d. Nous constatons, d'après la comparaison de la vitesse longitudinale réelle est simulée et les vitesses de lacet correspondantes que la différence est acceptable. le modèle dynamique choisit représente alors bien le comportement dynamique d'un véhicule réel.

2.3 L'infrastructure

Comme nous l'avons déjà mentionné dans le premier chapitre, les paramètres d'infrastructure tels que la pente et le dévers de la route ont un grand effet sur le comportement dynamique du véhicule. La prise en compte des caractéristiques de l'infrastructure est essentiel dans l'élaboration des systèmes d'aide à la conduite. Dans cette partie, nous allons présenter dans un premier temps, les différents types de routes et leur géométrie (courbure, pente, dévers). Dans un second temps, une modélisation de la route sera présentée.

2.3.1 Types de routes

Les types de routes sont directement liés à deux principaux facteurs : l'utilisation et la destination de la route et de la vitesse autorisée sur cette dernière. Selon l'utilisation de la route, nous pouvons discerner 3 principaux types :

- L : grandes routes principales.
- T : grandes routes et autoroute interurbaines.
- R : route secondaire et routes urbaines.

La vitesse autorisée détermine la courbure admissible maximum, l'angle de pente et de dévers de la route. Le confort du conducteur est généralement reflété par la limitation des variations d'accélération (secousse) pendant les manoeuvres transitoires. Le rayon de courbure R en fonction de la vitesse du véhicule V est défini comme suit :

$$R = \rho_{ref}^{-1} = \frac{V^2}{(\phi_r + f(V))g} \quad (2.28)$$

où ϕ_r est le dévers de la route, et $f(V)$ est une fonction de la vitesse qui reflète l'adhérence mobilisée. Cette fonction est un modèle empirique utilisé par le SETRA pour la construction des routes. La formule approximative suivante est employée pour des vitesses dans l'intervalle $[40, 140]Km/h$:

$$f(V) = 0.059 + 3.354 \frac{1}{V} + 170.51 \frac{1}{V^2}$$

Le type L est également divisé en trois sous-types :

- L_1 : est approprié pour des régions ordinaires où les contraintes d'allègement sont modérées.
- L_2 : est pour un allègement plus difficile où le plan de la route doit tenir compte des chocs environnementaux et économiques.
- Catégorie-extérieure : pour la route avec des contraintes d'allègement dures. Elles ont des règles particulières.

Le tableau 2.2 présente quelques limitations de vitesses courantes selon le type de route :

TAB. 2.2 – limites de vitesse selon le type de route.

| Type | R60 | R80 ou T80 | T100 | L80 | L100 | L120 |
|------------------------------|-----|------------|--------|--------|---------|------|
| Limitation de vitesse (km/h) | 90 | 90 ou 110 | 110/90 | 110/90 | 130/110 | 110 |

2.3.2 Géométrie de la route

Nous modélisons la route par sa géométrie décrite par les variables les plus importantes : le rayon de courbure R , le dévers ϕ_r et la pente θ_r .

2.3.2.1 La courbure

La route peut être décrite par trois courbes géométriques différentes :

- Ligne droite qui correspond à une section avec courbure nulle $\rho_{ref} = 0$.
- Cercle de courbure constante.
- La clothoïde où la courbure varie linéairement avec l'abscisse curviligne s . Cette courbe est de type spirale et permet une jonction douce (variation acceptable de l'accélération latérale) entre les lignes droites et les sections de cercle. Elle est parcourue avec une vitesse constante du braquage.

La longueur de la clothoïde est contrainte par l'accélération transversale admissible qui correspond au confort du conducteur, à la visibilité optique et à la variation du dévers. Les routes sont conçues en respectant un confort du conducteur vis à vis du jerk (secousses). Les secousses sont les variations de l'accélération latérale. Elles sont limitées à $\frac{g}{50}$ en autoroute et à $\frac{g}{0.2V}$ sur d'autres types de routes. La longueur minimale de la clothoïde entre une section de ligne droite à une section de cercle de courbure ρ_{ref} et qui respecte le confort du conducteur est donnée par [Gla04] :

$$L_{min\ 1} = 50 (V^2 \rho_{ref} - g \phi_r)$$

La variation de l'angle de dévers de la route est également limitée à 2% par seconde de parcours. Ainsi pour une variation imposée $\Delta\phi_r$, la longueur minimale de clothoïde est :

$$L_{min\ 2} = V \frac{\Delta\phi_r}{0.02}$$

Le conducteur a une bonne perception de la variation de courbure. Cela va lui permettre de pouvoir adapter la vitesse du véhicule. Sur autoroute, ceci mènent à la distance minimale de la perception donnée par :

$$L_{min\ 3} = \max \left(\frac{1}{9\rho_{ref}}, 14\Delta\phi_r \right).$$

2.3.2.2 Le dévers

L'angle de dévers de la route a pour but de reprendre une partie de l'accélération latérale du véhicule en virage, mais aussi, il permet d'évacuer les eaux de pluie lorsque la pente de la route est nulle. L'angle de dévers minimum est fixé à 2,5% et la valeur maximale est limitée à 7%. Pour un dévers maximum, nous pouvons calculer le rayon maximum de courbure de la route en utilisant la formule 2.28. Inversement pour une valeur minimale donnée du dévers, nous pouvons obtenir le rayon de courbure correspondant.

2.3.2.3 La pente

La pente de la route est étudiée en fonction de la dynamique du véhicule pour les différents types de routes. Le tableau 2.3 représente la pente maximale en fonction de

type de route. En outre, les critères de confort de conducteur présentent également des limitations sur les variations possibles de la pente. Ainsi, l'accélération verticale est limitée à $g/40$.

TAB. 2.3 – pente maximale selon le type de route.

| Type | R60 | R80 ou T80 | T100 | L80 | L100 | L120 |
|--------------------|-----|------------|------|-----|------|------|
| Pente maximale (%) | 7 | 6 | 5 | 6 | 5 | 5 |

2.3.3 Modélisation de la route

Dans cette sous section, nous allons modéliser la route sur laquelle le véhicule circule en présence du dévers et de la pente.

La figure 2.19 montre un mouvement de roulis du véhicule en présence de l'angle de dévers de la route. La caisse du véhicule tourne autour du centre de roulis de celui-ci. Sur la figure 2.19, h_r est la hauteur du centre de la gravité (G) par rapport au centre de roulis. ϕ_v et ϕ_r sont respectivement l'angle de roulis du véhicule et l'angle de dévers de la route. D'après la formule A.13, nous avons :

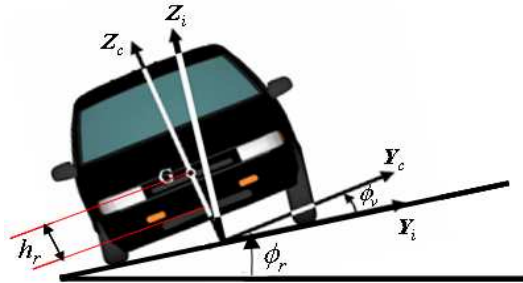


FIG. 2.19 – roulis du véhicule et dévers de la route.

$$\dot{\phi} = p + q \sin \phi \tan \theta + r \cos \phi \tan \theta \quad (2.29)$$

Lorsque l'angle de tangage θ n'est pas nul, l'angle du roulis ϕ et l'angle du dévers ϕ_r ne sont pas les mêmes [Ryu04, REG04]. La même chose en ce qui concerne la variation de ces angles, la vitesse du roulis $\dot{\phi}$ est différente de celle du dévers $\dot{\phi}_r$ si l'angle de tangage n'est pas nul.

Notons $\zeta_r = \left[\phi_r \quad \theta_r \quad \psi_r \right]^t$ le vecteur des angles de la route. La variation de l'angle du dévers $\dot{\phi}_r$ est la projection de la vitesse angulaire $\dot{\zeta}_r$ sur l'axe x . Le vecteur $\dot{\zeta}_r$ représente

la vitesse angulaire du repère véhicule \mathfrak{R}_v par rapport au repère intermédiaire \mathfrak{R}_i . Le vecteur de cette vitesse angulaire est donnée par la relation suivante :

$$\dot{\zeta}_r = \begin{bmatrix} \dot{\phi}_r \\ \dot{\theta}_r \\ \dot{\psi}_r \end{bmatrix} = \Phi_{R_i \rightarrow R_v} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

où $\Phi_{R_i \rightarrow R_v}$ représente la matrice de passage du \mathfrak{R}_i au \mathfrak{R}_v . Elle peut être exprimée comme étant l'inverse de celle de passage du \mathfrak{R}_v au \mathfrak{R}_i , donnée par la formule A.4. Nous avons alors :

$$\dot{\zeta}_r = \Phi_\theta^{-1} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ -\sin \theta \dot{\phi} \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

Pour la suite du chapitre, nous allons présenter des éléments sur le comportement du conducteur, utilisés dans le quatrième chapitre pour modéliser le comportement du conducteur.

2.4 Le comportement du conducteur

Le conducteur reste l'élément de conduite le plus souvent responsable des accidents de la route. Des études d'accidentologie ont mis en évidence que dans 90% des cas, la défaillance du conducteur était la cause principale des accidents. Sur cette base, les efforts se sont plutôt orientés depuis quelques années vers la détection de défaillance du conducteur ou les états d'hypovigilance, et ses moyens de prévention [PA03]. La connaissance du contexte de conduite actuel et futur a pu faciliter l'interaction entre le conducteur humain et les systèmes avancés d'aide à la conduite.

La modélisation de conducteur consiste à définir un modèle qui décrit convenablement son comportement dans une situation de conduite bien définie. Il existe deux études différentes du conducteur, la première est une étude comportementale qui a pour but d'obtenir des modèles mathématiques utilisés pour le développement des systèmes de contrôle lors de la conception du véhicule. La deuxième concerne des études statistiques souvent pour définir le profil du conducteur (expérimenté, débutant, ...) en vue d'élaborer un modèle cognitif [Lau02]. Les modèles conducteur peuvent être divisés en deux grandes catégories. La première catégorie représente les modèles macroscopiques pour l'analyse et la modélisation du trafic routier et les interactions entre les usagers, et les modèles microscopiques destinés pour l'analyse et la modélisation des interactions "Conducteur-Véhicule". J. P. Lauffenburger dans [Lau02] développe une méthode de génération de trajectoire dont le fonctionnement est fondé sur une modélisation du conducteur. Il a étudié deux types de conducteurs, les conducteurs "inexpérimentés" et "très expérimentés" afin de définir l'ensemble des critères représentatifs de leur profil, pour obtenir l'ensemble de trajectoires en virage propre à chaque catégorie.

L'objectif de notre travail consiste à développer un système d'assistance au conducteur en considérant l'interaction entre les trois éléments de la situation de conduite (le véhicule, l'infrastructure et le conducteur). Pour cela, une modélisation microscopique du comportement du conducteur est alors considérée. Nous modélisons le conducteur par l'intégration de son temps de réaction et la quantité d'adhérence qu'il peut mobiliser en longitudinal et en latéral.

2.4.1 Temps de réaction du conducteur

Face à un événement imprévu, le conducteur réagit toujours avec un léger temps de décalage, il représente le temps de réaction du conducteur. Il correspond au temps que met le conducteur pour prendre conscience d'une situation dangereuse et d'agir. Ce temps de réaction est, en général, modélisé par un retard dans la boucle du système. Le temps de réaction moyen des conducteurs est égal à 1 seconde environ [PJT⁺99], il dépend de plusieurs facteurs complexes, nous citons quelques-uns :

- l'inattention du conducteur (la recherche de l'itinéraire, le fait de manger, . . . etc).
- l'inexpérience de la conduite.
- l'état physique (fatigue, maladies, âge, . . . etc).
- les conditions atmosphériques (mauvaise visibilité, chaussée glissante, neige).
- la distraction (l'alcool, utilisation de radio ou de téléphones mobiles, . . . etc).

Le temps de réaction d'une personne correspond au temps nécessaire aux messages nerveux pour parcourir la chaîne d'éléments du système nerveux à l'intérieur de son corps. Plus l'événement du danger est surprenant, plus le temps de réaction sera long.

2.4.2 Adhérence mobilisée par le conducteur

En général et en raison de confort et de sécurité, le conducteur ne mobilise pas toute l'adhérence disponible sur la route [Gla04]. Les sollicitations du conducteur en accélérations (latérale et longitudinale) vont alors lui permettre de mobiliser une partie de l'adhérence disponible en latéral ainsi qu'en longitudinal.

La figure 2.20 représente la zone du conducteur qui décrit la limite d'adhérence que le conducteur peut mobiliser, ainsi que la zone d'action de certaines assistances comme l'ABS, l'ESP et l'anti-patinage. L'augmentation de la quantité d'adhérence mobilisée par le conducteur, permet de déterminer les zones d'alerte.

Nous détaillons dans le chapitre 4, l'utilisation de ces deux éléments (temps de réaction du conducteur et l'adhérence mobilisée par le conducteur) pour prendre en compte le comportement du conducteur dans le développement du système d'alerte.

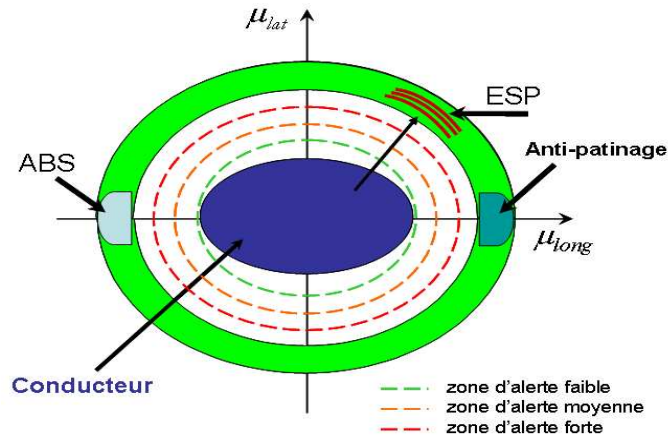


FIG. 2.20 – zone d'action de certaines assistances et les zones d'alerte.

2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons développé un modèle de véhicule qui représente relativement bien le comportement dynamique du véhicule. Nous avons exprimé dans un premier temps, les efforts et les moments qui agissent sur le véhicule. Dans un second temps, et en considérant quelques hypothèses simplificatrices, nous avons appliqué le principe fondamental de la dynamique pour donner les expressions finales du modèle du véhicule. Ce modèle peut être utilisé pour la reconstruction de la dynamique du véhicule ainsi que pour le développement de notre unité d'alerte. Par la suite, des résultats de simulations du comportement du véhicule ainsi qu'une validation expérimentale du modèle établi ont été présentés. Le chapitre s'achève par une modélisation de l'infrastructure et quelques éléments sur le comportement du conducteur.

Le troisième chapitre est dédié au développement d'observateurs pour l'estimation des états dynamiques, les paramètres dynamiques ainsi que les attributs de la route (dévers de la route), considérés comme des entrées inconnues.

Chapitre 3

Synthèse d'observateurs et estimation des paramètres du véhicule

3.1 Introduction

Le contrôle latéral ou longitudinal d'un véhicule routier, mais aussi le développement des systèmes avancés d'aide à la conduite nécessitent l'utilisation d'un modèle dynamique de véhicule [Gla04],[Rab05],[Bou05]. Cependant, les états de véhicule ne sont pas tous directement mesurables : les capteurs permettant d'accéder à ces mesures n'existent pas encore, ou ils ont un coût prohibitif par rapport aux applications visées. Pour pallier cette difficulté, on a recours à des algorithmes d'estimation en ligne de ces variables non mesurables (observateurs ou encore capteurs informatiques). Ces algorithmes reposent sur un modèle de connaissance formé d'équations dynamiques décrivant le procédé et un certain nombre de mesures issues de capteurs physiques.

La masse du véhicule, le moment d'inertie vertical ainsi que les raideurs pneumatiques sont des paramètres cruciaux pour le modèle d'état et représentent donc des paramètres du modèle variant dans le temps. Les variations de ces paramètres influencent d'une manière significative sur la validité du modèle de véhicule. Par conséquent, ces paramètres variant dans le temps doivent être adaptés.

Dans ce chapitre, nous présentons dans un premier temps, les différentes méthodes d'estimation proposées dans la littérature. Dans un deuxième temps, nous développons un filtre de Kalman étendu pour l'estimation des états dynamiques du véhicule, le glissement longitudinal et l'angle de dérive latérale de chaque pneumatique. Par la suite, une méthode d'adaptation des raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques sera présentée. Nous montrons également qu'à partir d'une représentation type bicyclette du véhicule, considérant le modèle linéaire des efforts latérales et en utilisant les raideurs pneumatiques adaptées par le premier filtre de Kalman étendu, nous identifions à l'aide d'un deuxième filtre de Kalman étendu les paramètres mécaniques (la masse du véhicule et le moment d'inertie vertical). En conclusion, un observateur proportionnel intégral à

entrée inconnue est également développé pour estimer le dévers de la route en présence des défauts dus à la modélisation ou aux bruits de mesures.

Le noyau de l'unité d'observation, fournissant les différentes mesures avancées est représenté sur la figure 3.1. Elle montre les sous-ensembles du modèle de véhicule (calculs de différentes grandeurs du modèle de véhicule) et de l'unité d'estimation, représentée en blocs d'observateurs utilisés pour la reconstruction des états et des paramètres dynamiques.

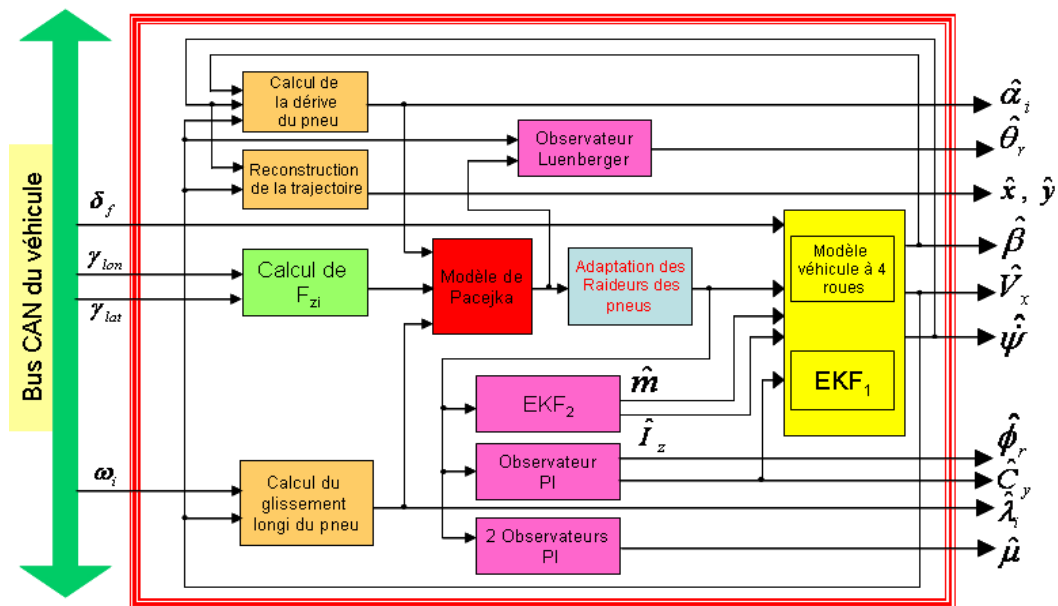


FIG. 3.1 – Unité d'observation.

3.2 Les observateurs et leurs applications dans le monde automobile

Avant toute synthèse d'observateur, on doit garantir la possibilité de sa conception. La notion d'observabilité et certaines propriétés des entrées appliquées au système fournissent les conditions nécessaires à la conception de l'observateur.

En ce qui concerne les systèmes linéaires, le critère le plus utilisé pour vérifier l'observabilité du système est la condition du rang de la matrice d'observabilité (rang plein). Pour les systèmes non linéaire, l'étude de l'observabilité reste un sujet de recherche en cours de développement. En général, l'observabilité des systèmes non-linéaires dépend des entrées appliquées. On trouve des définitions concernant les types d'observabilité qui correspondent à des approches globales et locales. Pour vérifier l'observabilité d'un

système non-linéaire, on peut utiliser les dérivées de Lie [HK77], le système est dit localement faiblement observable si et seulement si la condition de rang d'observabilité est vérifiée [BB02].

Plusieurs méthodes d'observation existent dans la littérature. L'estimation d'état des systèmes linéaires, introduite dans les années soixante par Kalman [Kal60] et Luenberger [Lue64]. Kalman utilise une approche temporelle pour déterminer un filtre optimal au sens de la minimisation de la variance d'erreur entre la variable réelle et son estimation. Il est utilisé dans un environnement stochastique.

L'observateur de Luenberger possède une caractéristique intéressante connue sous le nom de principe de séparation : dans le cas d'une commande linéaire par retour d'état, les travaux de synthèse de commande et de synthèse d'observateur peuvent se faire de façon indépendante. Cependant, il est plus approprié pour les systèmes où les mesures ne sont pas bruitées, il n'est pas donc adapté dans le cas où l'on travaille dans un environnement bruité.

Une autre technique d'observation pour les systèmes linéaire, qui est une version généralisée de l'observateur de Luenberger est l'observateur proportionnel intégral (PI). Il a été présenté par B. Wojciechowski en 1978 [Woj78]. La synthèse de cet observateur est basée sur des techniques issues de la commande H_∞ . Elle permet de minimiser et de borner *a priori* l'influence des entrées inconnues sur l'erreur d'estimation [Mar03]. En revanche, pour les systèmes non linéaires la synthèse d'observateurs est encore un problème ouvert. Une première approche consiste à utiliser les résultats obtenus pour les systèmes linéaire comme le filtre de Kalman étendu ou bien l'observateur de Luenberger étendu [SC04],[SB04]. Son principe consiste à linéariser le processus et les observations autour de l'estimation courante de l'état \hat{x} et d'appliquer ensuite la technique de filtre de Kalman classique. Il existe aussi d'autres techniques d'observation développées pour les systèmes non-linéaires. On peut citer les observateurs basés sur la théorie de la stabilité de Lyapunov [Tha73]. La stabilité de l'observateur est assurée par une fonction de Lyapunov et c'est à partir de ce théorème que l'on formule des LMI (Linear Matrix Inequalities), permettant de trouver les matrices appropriées en utilisant les méthodes d'optimisation pour conclure sur la stabilité et la robustesse de l'observateur.

L'observateur à grand gain [GHO92]. Il est utilisé dans [KFM04], afin d'estimer conjointement, l'état dynamique et les paramètres constants d'un système non-linéaire. Les résultats obtenus ont permis de montrer les performances et la robustesse de cet observateur.

L'un des types d'observateurs robustes les plus connus sont les observateurs par mode glissant [HAD01],[Imi03],[Rab05],[Bou05]. Ce type d'observateur est basé sur la théorie des systèmes à structures variables [Utk77],[SHM86]. Les principaux avantages d'utiliser les observateurs à mode glissant résident dans le fait qu'ils sont robustes, vis-à-vis des erreurs de modélisation, des erreurs paramétriques et des perturbations.

Les applications des observateurs dans le domaine de l'automobile sont nombreuses, nous citons quelques unes :

Les travaux développés dans [Sté04],[SC04], présentent une synthèse de trois types d'observateurs (filtre de Kalman étendu, observateur de Luenberger et observateur à modes glissants) pour l'estimation de l'angle de dérive latérale au centre de gravité du véhicule. J. Stéphant et al. présentent des résultats de simulations obtenus à l'aide d'un simulateur validé, ainsi que les résultats expérimentaux issus du véhicule expérimental du laboratoire Heudiasyc. Les trois observateurs donnent de bons résultats pour l'estimation de la dérive latérale lorsque les hypothèses de modélisation sont vérifiées. Ces conditions sont souvent vérifiées lors d'une situation de conduite normale comme des parcours en agglomération. D'après les résultats présentés, nous pouvons remarquer que l'ajout de la mesure de la vitesse du véhicule au centre de gravité permet d'améliorer la qualité d'estimation de la dérive latérale du véhicule. Le filtre de Kalman qui dispose uniquement de la vitesse au centre de gravité comme mesure donne des résultats moins bons que l'observateur de Luenberger et l'observateur à mode glissant. Par contre, lors d'essais à accélération latérale plus importante ($6m.s^{-2}$), la qualité des résultats est dégradée.

L'estimation des états dynamiques du véhicule et en particulier, la reconstitution de la pente de la route en utilisant un observateur différentiel, basé sur la méthode de mode glissant d'ordre 2, a été l'objet des travaux de [Rab05]. Bouteldja dans [Bou05], développe et utilise deux techniques d'observations basées sur la méthode de mode glissant pour la reconstitution de l'état et de l'estimation des forces de contact d'un véhicule poids lourd. Cette méthode permet de connaître l'état dynamique en temps fini. Des résultats de simulations ont été présentés et ont permis d'illustrer les performances de l'observateur et la convergence en temps fini. Une méthode d'estimation de l'état et des forces de contact d'un véhicule a été présentée dans [HAD01]. Il utilise une technique d'observation par étape basée sur la méthode des régimes glissants. Des résultats de simulations ont montré l'efficacité de l'observateur à estimer l'état et les forces de contact en respectant les conditions de convergences.

Dans [Imi03], une approche fondée sur l'utilisation d'observateurs non-linéaires robustes par modes glissants à entrées inconnues, pour l'estimation des quatre traces de roulement du véhicule a été développée. Une convergence de l'observateur en temps fini est démontrée, et de ce fait, l'estimation du vecteur d'entrées inconnues. Les résultats de simulations et d'expérimentations ont montré une bonne convergence de l'observateur pour l'estimation des états (positions et vitesses). Cependant, l'inconvénient de cette méthode réside dans l'apparition du phénomène de réticence à cause de la fonction *sign* de l'observateur. Cette bonne observation des états a conduit à une estimation correcte des entrées d'excitation du modèle avec une erreur proche de zéro.

Dans [MGN06b], un observateur proportionnel intégral (PI) à entrées inconnues est développé pour la reconstruction de la dynamique latérale et l'estimation des entrées inconnues du modèle de véhicule considérées comme des signaux de défauts tels que l'angle de dévers de la route et la force du vent. D'autres exemples d'estimation ont été donnés. Comme l'estimation des défauts dus au moment de lacet et le signal d'offset

du capteur de mesure de la vitesse de lacet. Une combinaison de deux observateurs a permis d'estimer le coefficient d'adhérence.

Dans la suite de ce chapitre, nous développons une structure d'estimation utilisant des observateurs en cascade. Cette structure va nous permettre de reconstituer les états dynamiques, les glissements et les dérives latérales au niveau de chaque pneumatique grâce à un filtre de Kalman étendu. Cette technique permet d'estimer aussi les paramètres dynamiques du véhicule en utilisant un second filtre de Kalman étendu.

3.3 Critère de l'observabilité des systèmes

La notion d'observabilité et certaines propriétés des entrées appliquées au système fournissent des conditions nécessaires à la synthèse d'un observateur. Nous discutons dans cette partie sur l'observabilité des systèmes linéaires et non-linéaires.

Le problème fondamental de l'analyse d'observabilité d'un système physique est de pouvoir dire si l'état du système peut être déterminé en fonction des entrées et des sorties. La valeur initiale de l'état d'un système est, en général, inconnue. On peut alors se poser la question : sous quelles conditions l'état du système peut-il être déterminé à partir des sorties et des entrées ? Ce problème est appelé problème d'observabilité.

3.3.1 Systèmes linéaires stationnaires

Définition 1.2. *On dit qu'un système décrit par le système d'équation 3.1 est complètement observable au temps t_0 , s'il existe un temps fini $t_1 > t_0$ tel que toute valeur initiale $x(t_0)$ de $x(t)$, les connaissances des entrées $u(t)$ et des sorties $y(t)$ pour tout $t \in [t_0, t_1]$ suffisent pour déterminer $x(t_0)$.*

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (3.1)$$

où A est de dimension $(n \times n)$.

Plusieurs critères existent pour vérifier l'observabilité des systèmes linéaires, la méthode la plus utilisée est de calculer la matrice d'observabilité. Le système 3.1 est observable si, et seulement si, la matrice d'observabilité MO décrite par l'équation 3.2 est de rang plein.

$$MO = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

En utilisant ce théorème on peut montrer que l'état $x(t)$ du système peut se déduire de la sortie $y(t)$ et de l'entrée $u(t)$ en dérivant un certain nombre de fois une certaine

combinaison linéaire de ces deux variables. Ce moyen théorique permet de résoudre le problème de l'estimation de l'état.

3.3.2 Systèmes non-linéaires

L'étude de l'observabilité des systèmes non-linéaires a commencé dans les années 1970 et reste un sujet de recherche en cours de développement jusqu'aujourd'hui. Pour l'étude de l'observabilité d'un système non-linéaire représenté par 3.3, on peut utiliser les dérivées de Lie [DF91].

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, u) & \dim x = n \\ y = h(x) & , y \in \mathfrak{R} \end{cases} \quad (3.3)$$

Le système est localement faiblement observable si la condition de rang d'observabilité est vérifiée, c-à-d que la matrice d'observabilité définie ci-dessous est de rang n [HK77] :

$$\text{rang} \begin{bmatrix} dh(x) \\ dL_f h(x) \\ \vdots \\ dL_f^{n-1} h(x) \end{bmatrix} = n \quad (3.4)$$

avec :

$$\begin{cases} dh = \left(\frac{\partial h}{\partial x_1}, \frac{\partial h}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial h}{\partial x_n} \right) \\ L_f h(x) = \frac{\partial h}{\partial x} f(x) \end{cases} \quad (3.5)$$

Cette condition est donc équivalente à la possibilité de reconstruire formellement l'état $x(t)$ à partir de la sortie $y(t)$ et de ses dérivées successives jusqu'à l'ordre $(n - 1)$.

3.4 Estimation conjointe des états et des paramètres dynamiques du véhicule

Dans cette partie, nous proposons une méthode d'estimation des états d'un modèle dynamique basée sur la technique de filtrage de Kalman étendu. A partir d'un modèle de véhicule à quatre roues et le modèle d'efforts non-linéaire de Pacejka, nous montrons qu'en utilisant des mesures d'observation de la vitesse de lacet, r , de l'angle de braquage, δ , et de la vitesse du véhicule, v , nous arrivons à reconstituer l'état du véhicule, à estimer le glissement longitudinal et l'angle de dérive latérale sur chaque pneumatique. Nous présentons par la suite, une méthode pour adapter les coefficients des raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques.

3.4.1 Modèle de synthèse pour le filtre de Kalman étendu EKF

L'estimation des paramètres pourra être adaptée au modèle du véhicule utilisé. Pour modéliser le véhicule, nous utiliserons le modèle de véhicule à quatre roues non-linéaire représenté sur la figure 2.10 qui prend en considération les efforts au point du contact pneumatique/chaussée, développé dans le chapitre précédent. Pour simplifier la structure du filtre de Kalman étendu, nous employons des hypothèses simplificatrices supplémentaires.

Hypothèses supplémentaires

1. La chaussée est considérée comme plane (pas de pente, ni côte, ni dévers).
2. Le mouvement de roulis n'est pas pris en compte dans ce modèle ($\phi = 0$).
3. Comme nous négligeons la dynamique verticale, nous pouvons considérer que la dynamique de variation du rayon de roue est négligeable.
4. Les forces aérodynamiques sont appliquées au point du centre de gravité du véhicule ($l_g = 0$).

Le modèle à quatre roues non-linéaire est alors décrit par :

$$\begin{cases} \dot{V}_x = \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^4 F_{x i}^v + m\dot{\psi}V_y - c_x V_x^2 \right) \\ \dot{V}_y = \frac{1}{m} \left(\sum_{i=1}^4 F_{y i}^v - m\dot{\psi}V_x - c_y V_y^2 \right) \\ \ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} \sum_{i=1}^4 M_{z i}^v \end{cases} \quad (3.6)$$

Le vecteur d'état du système non linéaire est : $X_{es} = (V_x, V_y, \dot{\psi})^T$

le vecteur de commande est : $U = (\delta, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4)^T$.

Où δ représente l'angle de braquage des roues avant et ω_i est la vitesse de rotation de chaque roue.

3.4.2 Filtre de Kalman Étendu (EKF)

Le problème du filtrage consiste à déterminer des estimateurs de variables du système lorsque l'environnement présente des perturbations aléatoires. Le but alors est de déterminer un système optimal au sens de la minimisation de la variance d'erreur entre la variable réelle et son estimation. On considère un système non linéaire avec son vecteur de mesures y :

$$\begin{cases} x(k+1) = f(x(k), u(k), w(k)) & x \in \mathfrak{R}^n \\ y(k+1) = h(x(k), v(k)) & y \in \mathfrak{R}^m \end{cases} \quad (3.7)$$

où $w(k)$ et $v(k)$ représentent, respectivement, les bruits de modèle et des mesures. Le filtre de Kalman étendu consiste en une mise à jour de l'état et de la mesure [WB04]. L'algorithme est articulé autour de trois étapes successives : la première étape est de linéariser l'équation d'évolution autour de l'état estimé \hat{x} et l'entrée mesurée. L'étape suivante consiste à la prédiction des états et de l'incertitude sur la prédiction par le calcul de la covariance $P^-(k+1)$:

$$\begin{aligned}\hat{x}^-(k+1) &= f(\hat{x}(k), u(k), 0) \\ P^-(k+1) &= A(k)P(k)A(k)^T + W(k)Q(k)W(k)^T\end{aligned}\quad (3.8)$$

Où $A(k)$ représente la matrice Jacobienne des dérivées partielles de $f(x(k), u(k), w(k))$ par rapport à $x(k)$, avec :

$$A_{[i,j]} = \frac{\partial f_{[i]}}{\partial x_{[j]}}(\hat{x}(k), u(k), 0) \quad (3.9)$$

$Q(k)$ est la matrice de covariance du bruit de modèle et $W(k)$ est la matrice Jacobienne des dérivées partielles de $f(x(k), u(k), w(k))$ par rapport à $w(k)$.

$$W_{[i,j]} = \frac{\partial f_{[i]}}{\partial w_{[j]}}(\hat{x}(k), u(k), 0) \quad (3.10)$$

La dernière étape est l'étape de correction. Lorsqu'une nouvelle observation est disponible, on calcule une estimation des états et de la matrice de covariance à partir de celle prédite dans l'étape précédente :

$$\begin{aligned}\hat{x}(k+1) &= \hat{x}^-(k+1) + K(k+1)[y(k+1) - h(\hat{x}^-(k+1))] \\ P(k+1) &= [I - K(k+1)H(k)]P^-(k+1)\end{aligned}\quad (3.11)$$

où K_k représente le gain de Kalman minimisant l'erreur quadratique, et donné par :

$$K(k+1) = P^-(k+1)H(k)^T [H(k)P^-(k+1)H(k)^T + V(k)R(k)V(k)^T]^{-1} \quad (3.12)$$

où $R(k)$ représente la matrice de covariance du bruit de mesures et $H(k)$ représente la matrice Jacobienne des dérivées partielles de $h(x(k), v(k))$ par rapport à $x(k)$ avec :

$$H_{[i,j]} = \frac{\partial h_{[i]}}{\partial x_{[j]}}(\tilde{x}(k), 0) \quad (3.13)$$

$V(k)$ est la matrice Jacobienne des dérivées partielles de $h(x(k), v(k))$ par rapport à $v(k)$:

$$V_{[i,j]} = \frac{\partial h_{[i]}}{\partial v_{[j]}}(\tilde{x}(k), 0) \quad (3.14)$$

Le bruit de modèle $w(k)$ et de mesure $v(k)$ sont supposés blancs, centrés et de variances :

$$\begin{cases} Q(k) = E(w(k).w(k)^T) \\ R(k) = E(v(k).v(k)^T) \end{cases} \quad (3.15)$$

Remarque : Le filtre de Kalman va accorder plus d'importance au modèle ou à la mesure en fonction du réglage de la matrice de covariance du bruit de mesures R par rapport à celle du modèle Q .

3.4.3 Estimation des états et glissements

Dans cette partie, nous allons estimer conjointement l'état du véhicule X_{es} ainsi que le glissement longitudinal et l'angle de dérive au niveau de chaque pneumatique, en utilisant la méthode du filtrage de Kalman avec l'entrée mesurée. Pour cela, nous allons estimer les vitesses latérale et longitudinale au centre de gravité du véhicule, ensuite les vitesses latérale et longitudinale au point de contact pneu/sol sont calculées en utilisant la formule suivante :

$$V_{pi} = V_g + \Omega \wedge P_i \quad (3.16)$$

où V_g est le vecteur vitesse au centre de gravité, Ω est le vecteur des vitesses de rotation (dans notre cas, on considère uniquement la rotation suivant z) et P_i représente la position de chaque pneumatique par rapport au centre de gravité.

$$\Omega = \begin{pmatrix} 0 & 0 & r \end{pmatrix}^T, \quad P_i = \begin{pmatrix} L_{xi} & L_{yi} & 0 \end{pmatrix}^T$$

Les expressions du glissement longitudinal et l'angle de dérive latérale de chaque pneumatique sont données par :

$$\begin{cases} \hat{\lambda}_i = \frac{R\omega_i - \hat{V}_{pxi}}{\max(R\omega_i, \hat{V}_{pxi})} \\ \hat{\alpha}_i = \delta_i - \arctan\left(\frac{\hat{V}_{pyi}}{\hat{V}_{pxi}}\right) \end{cases} \quad (3.17)$$

A l'aide d'un gyromètre, nous mesurons la vitesse de lacet r , nous prenons aussi comme mesure la moyenne des deux vitesses de rotation des roues arrière moins soumises au glissement. Cette dernière permet d'améliorer la qualité de l'estimation de l'angle de dérive latérale du véhicule [SCM03], d'où la formulation des équations du modèle d'évolution pour le filtre de Kalman étendu :

$$\begin{cases} \dot{X}_{es} = f(X_{es}, U) \\ Y = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} X_{es} \end{cases} \quad (3.18)$$

$$\begin{cases} V_x(k+1) = V_x(k) + \frac{\Delta T}{m} \left(\sum_{i=1}^4 F_{xi}(k) + m\dot{\psi}(k)V_y(k) - c_x V_x^2(k) \right) \\ V_y(k+1) = V_y(k) + \frac{\Delta T}{m} \left(\sum_{i=1}^4 F_{yi}(k) - m\dot{\psi}(k)V_x(k) - c_y V_y^2(k) \right) \\ \dot{\psi}(k+1) = \dot{\psi}(k) + \frac{\Delta T}{I_z} \left(\sum_{i=1}^4 M_{zi}(k) \right) \end{cases} \quad (3.19)$$

Pour le filtre de Kalman étendu, nous avons utilisé le modèle linéaire des forces pour réduire la complexité de la structure du filtre et surtout le calcul de la Jacobienne du modèle. Afin de tenir compte des non-linéarités des efforts au niveau du contact pneu/sol, nous mettons en œuvre une procédure d'adaptation des raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques.

3.4.4 Estimation des raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques

Afin de pouvoir suivre l'évolution des efforts dans la zone de pseudo glissement ou glissement total en vue de la détection des situations critiques de perte de contrôle, il est nécessaire de considérer les caractéristiques non-linéaires et les paramètres du modèle, variant dans le temps (les raideurs des pneumatiques $C_{s\ i}(t)$ et $K_{p\ i}(t)$). Pour cela, nous allons considérer un modèle non linéaire adaptatif où les raideurs pneumatiques sont adaptées aux caractéristiques non linéaires des forces appliquées sur les pneumatiques. Dans cette partie, nous allons développer une méthode pour adapter les raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques. Plusieurs méthodes existent dans la littérature, nous pouvons citer les travaux suivant :

J. Ryu dans [Ryu04] adapte les raideurs latérales des pneumatiques, le moment d'inertie suivant l'axe z , ainsi que la distance entre le centre de gravité et l'essieu avant et arrière avec un algorithme récursif d'estimation des moindres carrés. Dans cette méthode, les états dynamiques sont estimés à partir d'un filtre de Kalman cinématique, qui n'est pas fondé sur les paramètres physiques du véhicule. La méthode décrite dans [BSG01] estime les raideurs latérales courantes en utilisant des mesures de vitesses GPS. Cependant, Les forces latérales, appliquées aux roues sont déterminées à partir des accélérations latérales sans considérer explicitement le transfert de charges sur les roues.

L'approche utilisée dans [Hie04], pour adapter les raideurs latérales des pneumatiques est basée sur une formule non linéaire d'approximation paramétrique. Cette méthode tient en compte le transfert de charges des roues. Les paramètres peuvent être adaptés à un type spécifique de pneu en appliquant une méthode numérique d'optimisation, appelée "Levenberg-Marquardt-Optimization".

Nous utiliserons dans notre approche, le modèle de Pacejka pour représenter les efforts exercés sur chaque pneumatique. Comme il a été mentionné dans la section 2.2.4.4, les forces normales appliquées sur les roues, varient en fonction des accélérations longitudinale γ_{lon} et latérale γ_{lat} . Le transfert de charges sur les roues est alors calculé en utilisant les formules 2.20. Afin d'identifier les raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques, nous proposons la méthode d'adaptation représentée sur la figure 3.2.

Les forces normales appliquées sur chaque pneumatique sont calculées à partir des mesures d'accélérations (longitudinale et latérale). Le glissement longitudinal et l'angle de dérive latérale de chaque pneu sont calculés à partir de la dérive latérale du véhicule, la vitesse longitudinale et la vitesse de lacet estimées. Par la suite, les forces longitudinales et latérales appliquées sur chaque pneu sont calculées en utilisant la force normale, la dérive latérale du pneu, le glissement longitudinal et l'angle de carrossage C_a . A la fin, les coefficients des raideurs pneumatiques seront calculés comme suit :

$$\begin{cases} K_{p\ i}(t) = F_{x\ i}(t)/\lambda_i(t) \\ C_{s\ i}(t) = F_{y\ i}(t)/\alpha_i(t) \end{cases} \quad (3.20)$$

Nous utiliserons par la suite, un modèle bicyclette non-linéaire adaptatif, qui utilise les

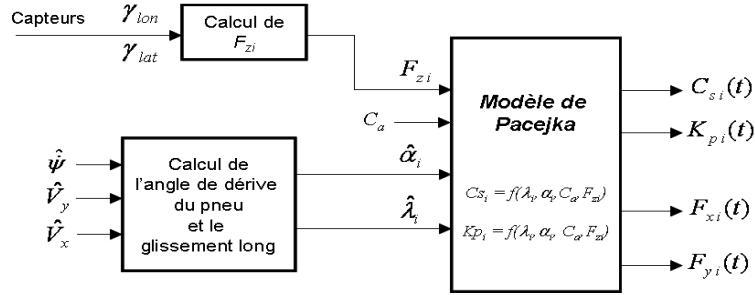


FIG. 3.2 – diagramme de la méthode d'adaptation des raideurs pneumatiques.

raideurs pneumatiques latérales adaptées afin d'estimer la masse et le moment d'inertie vertical du véhicule en utilisant un deuxième filtre de Kalman étendu.

3.5 Estimation des paramètres mécaniques du véhicule

Dans cette partie, nous développons une méthode d'estimation des paramètres dynamiques intervenants dans le véhicule. Cette méthode d'estimation nécessite l'utilisation d'un modèle simplifié. Nous nous intéressons dans cette partie aux paramètres très sensibles et qui peuvent avoir des variations considérables lors d'une prise de virage. Il s'agit alors du moment d'inertie vertical, I_z , et la masse du véhicule, m . Puisque nous aurons besoin que du mode latéral et de lacet pour obtenir la masse et l'inertie vertical du véhicule, nous allons utiliser un modèle de véhicule à deux degrés de liberté connu sous le nom "modèle bicyclette" [ABK⁺93]. Pour cela, nous considérons les hypothèses simplificatrices supplémentaires suivantes :

Hypothèses

- Nous ne considérons que le mode latéral (mouvement latéral et de lacet) pour simplifier la structure du filtre.
- Nous considérons une roue virtuelle au milieu de chaque essieu qui nous ramène à considérer un modèle bicyclette.

3.5.1 Le modèle bicyclette non linéaire

Le modèle bicyclette présente un compromis entre une modélisation simple et un comportement suffisamment précis pour approximer la dynamique latérale, permettant de rendre compte des phénomènes dynamiques. Les équations du modèle bicyclette

sont :

$$\dot{X} = \begin{pmatrix} -\frac{C_r+C_f}{mv}\beta + \left(\frac{C_rL_r-C_fL_f}{mv^2} - 1\right)r - \frac{C_yv}{m}\beta^2 + \frac{C_f}{mv}\delta \\ \frac{C_rL_r-C_fL_f}{I_z}\beta - \frac{C_rL_r^2+C_fL_f^2}{I_zv}r + \frac{C_fL_f}{I_z}\delta \end{pmatrix} \quad (3.21)$$

En notant, $X = [\beta, r]^t$. Nous utilisons, pour simplifier les calculs, les notations suivantes :

$$\begin{cases} a = -\frac{C_f+C_r}{m}, b = \frac{C_rL_r-C_fL_f}{m}, c = \frac{C_rL_r-C_fL_f}{I_z} \\ d = -\frac{C_y}{m}, e = \frac{C_f}{m}, f = \frac{C_fL_f}{I_z}, g = -\frac{C_rL_r^2+C_fL_f^2}{I_z} \end{cases} \quad (3.22)$$

où C_f et C_r représentent respectivement, les coefficients de raideur du pneumatique avant et arrière, C_y est le coefficient de pénétration dans l'air en latéral, m représente la masse du véhicule et I_z est le moment d'inertie suivant z . L'avantage d'une telle formulation pour les paramètres est de les rendre indépendants de la vitesse, tout en simplifiant l'écriture du modèle. Le système devient alors :

$$\dot{X} = \begin{pmatrix} \frac{a}{v}\beta + \left(\frac{b}{v^2} - 1\right)r + dv\beta^2 + \frac{e}{v}\delta \\ c\beta + \frac{g}{v}r + f\delta \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

Le système, ainsi décrit, présente une singularité : les paramètres a, b, c, d, e, f et g sont liés. En effet, l'expression de a, e, d, f et g en fonction des autres paramètres est :

$$\begin{cases} a = -\frac{b(C_f+C_r)}{C_rL_r-C_fL_f}, e = -\frac{(b+al_r)}{l_r+l_f}, d = -\frac{C_y}{C_f}e, \\ f = -\frac{cl_f(b+al_r)}{b(l_r+l_f)}, g = \frac{b}{c} \left(\frac{(c+f)^2}{a+e} - \frac{f^2}{e} \right) \end{cases} \quad (3.24)$$

Nous ne pouvons donc obtenir l'ensemble des paramètres $C_f, C_r, l_f, l_r, I_z, C_y$ et m . Nous supposons comme paramètres connus, les raideurs des pneumatiques C_f et C_r , données par le premier filtre de Kalman étendu, le coefficient de pénétration dans l'air en latéral, C_y , et les longueurs entre le centre de gravité et les deux essieux avant et arrière, respectivement, l_f et l_r . L'expression des paramètres du modèle est :

$$\begin{cases} \hat{m} = -\frac{C_f(l_f+l_r)}{(\hat{b}+\hat{a}l_r)} \\ \hat{I}_z = \frac{\hat{m}\hat{b}}{\hat{c}} \end{cases} \quad (3.25)$$

La section suivante sera consacrée à l'estimation de ces paramètres.

3.5.2 Estimation des paramètres avec le modèle bicyclette

Dans cette partie, nous allons estimer conjointement l'état du véhicule $X = (\beta, r)^t$ ainsi que les paramètres du modèle en utilisant la méthode du filtrage de Kalman avec l'entrée mesurée. L'estimation des paramètres du modèle ne portera pas sur I_z et m , mais sur b et c . Le nouveau vecteur d'état à estimer sera donc :

$$X_{nl} = (\beta \ r \ b \ c)^t \quad (3.26)$$

Compte-tenu de la formulation des coefficients b et c et de leur indépendance vis-à-vis de la vitesse, la dynamique de ces coefficients peut être considérée comme faible et linéaire par rapport aux coefficients [VD88]. Cette formulation des coefficients permet de rajouter une composante quasi intégrale dans le modèle pour diminuer l'erreur. Le système prend donc la forme suivante :

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \beta a/v + r(b/v^2 - 1) + \beta^2 dv + \delta e/v \\ \dot{r} = \beta c + rg/v + \delta f \\ \dot{b} = \lambda_b b + w_b \\ \dot{c} = \lambda_c c + w_c \end{cases} \quad (3.27)$$

où λ_b et λ_c sont des constantes de valeurs faibles de l'ordre de 10^{-3} , et w_b , w_c représentent les bruits associés qui se rajoutent au bruit de modèle w_k [SMGB06]. Le modèle à estimer sera donc $\dot{X}_{nl} = f(X_{nl}, \delta)$. Au travers d'un gyromètre, nous allons mesurer la variable r . Afin d'assurer l'observabilité du système, nous allons utiliser l'estimation de l'angle de dérive latérale du véhicule donnée par le premier EKF pour observer β . D'où la formulation des équations pour un filtre de Kalman non-linéaire

$$\begin{cases} \dot{X}_{nl} = f(X_{nl}, \delta) \\ Y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} X_{nl} \end{cases} \quad (3.28)$$

L'observabilité locale du système a été vérifiée à chaque pas d'échantillonnage. Le principe d'estimation est donné par la figure 3.3.

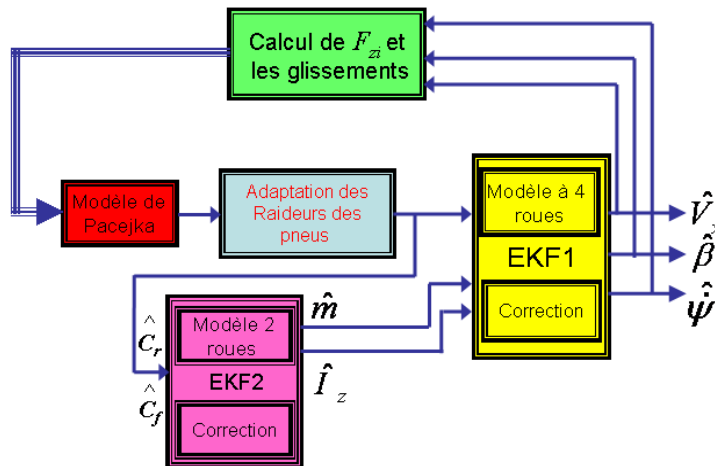


FIG. 3.3 – diagramme d'estimation des paramètres dynamiques du véhicule.

3.5.3 Stabilité des estimateurs en cascade

Nous allons présenter dans cette sous-section, la stabilité du processus, utilisant la méthode d'estimation proposée et la convergence de la structure de filtres en cascade. D'un point de vue théorique, la convergence globale du processus n'est pas toujours facile à démontrer. La figure 3.4, montre une structure générale d'un système basé sur des observateurs en cascade.

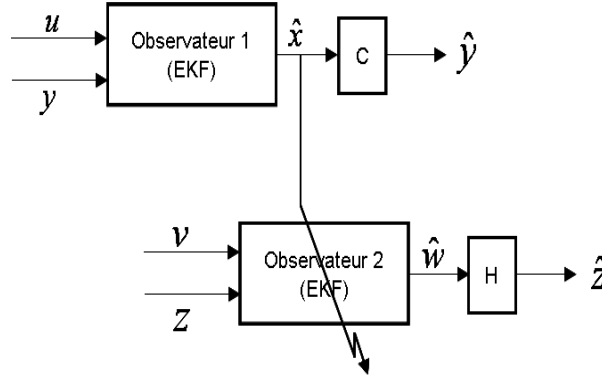


FIG. 3.4 – observateur en cascade dans le cas général.

Dans le cas de deux observateurs construits comme nous le montre la figure 3.4, les estimations obtenues du premier observateur affectent la dynamique du système du second observateur. Nous étudions ici la convergence du système global, dans le cas où les observateurs sont conçu selon les techniques conventionnelles d'observateurs, telles que le filtre de Kalman simple ou linéarisé, Luenberger linéaire ou étendu et autres observateurs linéaire.

Le premier estimateur (EKF_1) est conçu pour estimer des états du premier système, décrit par :

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, u) \\ y = Cx \end{cases} \quad (3.29)$$

L'estimateur non-linéaire du premier système est donné par :

$$\dot{\hat{x}} = f(\hat{x}, u) + L(\hat{x}, u)(y - C\hat{x}) \quad (3.30)$$

où \hat{x} est l'estimation de x et $L(\hat{x}, u)$ est la matrice des gains. Si on écrit la dynamique de l'erreur d'observation, on a :

$$\dot{x} - \dot{\hat{x}} = f(x, u) - f(\hat{x}, u) - L(\hat{x}, u)(Cx - C\hat{x})$$

En linéarisant les équations d'évolution et d'observation autour de l'état estimé, on obtient :

$$\dot{e}_1 = \left[\frac{\partial f(\hat{x}, u)}{\partial \hat{x}} - L(\hat{x}, u) C \right] e_1 \quad (3.31)$$

avec : $e_1 = x - \hat{x}$.

Si le gain, L , est choisi selon des techniques de conception d'estimateur, alors l'erreur d'estimation e_1 décroît vers zéro :

$$e_1 \rightarrow 0 \quad \text{lorsque} \quad t \rightarrow \infty \quad (3.32)$$

Le deuxième observateur (EKF_2) est construit pour le deuxième système, décrit par :

$$\begin{cases} \dot{w} = g(w, x, v) \\ z = H w \end{cases} \quad (3.33)$$

De la même manière, nous allons procéder à la conception du second observateur. Cependant, l'estimation du système g , notée \hat{g} , est employée à la place de g . Elle est calculée en utilisant le vecteur d'état estimé \hat{x} du premier système. En conséquence, le deuxième observateur est construit en utilisant \hat{g} comme suit :

$$\dot{\hat{w}} = \hat{g}(\hat{w}, \hat{x}, v) + K(\hat{w}, \hat{x}, v)(z - H\hat{w}) \quad (3.34)$$

K est choisi de telle sorte que la dynamique suivante décroisse vers zéro :

$$\dot{e} = \left[\frac{\partial \hat{g}(\hat{w}, \hat{x}, v)}{\partial \hat{w}} - K(\hat{w}, \hat{x}, v) H \right] e \quad (3.35)$$

$$e \rightarrow 0 \quad \text{lorsque} \quad t \rightarrow \infty \quad (3.36)$$

Nous considérons ici deux hypothèses. La première consiste à diviser $\hat{g}(\hat{w}, \hat{x}, v)$ en une valeur vraie, $g(\hat{w}, x, v)$ et une erreur due à l'erreur e_1 , Δg . Cette grandeur converge vers 0 lorsque l'erreur e_1 converge vers 0 :

$$\frac{\partial \hat{g}(\hat{w}, \hat{x}, v)}{\partial \hat{w}} = \frac{\partial g(\hat{w}, x, v)}{\partial \hat{w}} + \Delta g \quad (3.37)$$

$$\Delta g \rightarrow 0 \quad \text{lorsque} \quad e_1 \rightarrow 0 \quad (3.38)$$

Pour la deuxième hypothèse, on assume que w est borné [YRG03],[Ryu04] :

$$\|w\| \leq w_{\max} \quad (3.39)$$

L'erreur d'estimation du système 3.34, peut être calculée à partir des équations 3.33 et 3.34, on obtient :

$$\begin{aligned} \dot{w} - \dot{\hat{w}} &= g(w, x, v) - \hat{g}(\hat{w}, \hat{x}, v) - K(\hat{w}, \hat{x}, v)(z - H\hat{w}) \\ &= \frac{\partial g(\hat{w}, x, v)}{\partial \hat{w}} w - \frac{\partial \hat{g}(\hat{w}, \hat{x}, v)}{\partial \hat{w}} \hat{w} - K(\hat{w}, \hat{x}, v) H (w - \hat{w}) \\ &= \left[\frac{\partial \hat{g}(\hat{w}, \hat{x}, v)}{\partial \hat{w}} - K(\hat{w}, \hat{x}, v) H \right] (w - \hat{w}) - \Delta g w \\ \dot{e}_2 &= \left[\frac{\partial \hat{g}(\hat{w}, \hat{x}, v)}{\partial \hat{w}} - K(\hat{w}, \hat{x}, v) H \right] e_2 - \Delta g w \end{aligned} \quad (3.40)$$

où $e_2 = w - \hat{w}$.

D'après la formule 3.39, nous pouvons écrire ce qui suit :

$$\|\Delta g w\| \leq \|\Delta g\| \|w\| \leq \|\Delta g\| w_{\max} \quad (3.41)$$

D'après les équations 3.38 et 3.41, on obtient :

$$\|\Delta g w\| \rightarrow 0 \quad \text{lorsque} \quad e_1 \rightarrow 0 \quad (3.42)$$

Nous aurons alors :

$$\Delta g w \rightarrow 0 \quad \text{lorsque} \quad e_1 \rightarrow 0 \quad (3.43)$$

D'après les formules 3.32 et 3.43, l'équation 3.40 converge vers la formule 3.44 lorsque le temps tend vers l'infini :

$$\dot{e}_2 = \left[\frac{\partial \hat{g}(\hat{w}, \hat{x}, v)}{\partial \hat{w}} - K(\hat{w}, \hat{x}, v) H \right] e_2 \quad (3.44)$$

Puisque $K(\hat{w}, \hat{x}, v)$ est choisi de telle sorte que la dynamique de l'erreur soit stable comme nous le montre l'expression 3.36.

Nous avons alors :

$$e_2 \rightarrow 0 \quad \text{lorsque} \quad t \rightarrow \infty \quad (3.45)$$

Ce qui prouve la convergence du deuxième observateur.

Nous considérons le modèle donné par 3.27, qui représente le modèle d'évolution du 2ème filtre de Kalman étendu. La Jacobienne du modèle est donnée par :

$$\frac{\partial g}{\partial w} = \begin{bmatrix} \frac{\partial g_{11}}{\partial w} & \frac{\partial g_{12}}{\partial w} & \frac{\partial g_{13}}{\partial w} & \frac{\partial g_{14}}{\partial w} \\ \frac{\partial g_{21}}{\partial w} & \frac{\partial g_{22}}{\partial w} & \frac{\partial g_{23}}{\partial w} & \frac{\partial g_{24}}{\partial w} \\ \frac{\partial g_{31}}{\partial w} & \frac{\partial g_{32}}{\partial w} & \frac{\partial g_{33}}{\partial w} & \frac{\partial g_{34}}{\partial w} \\ \frac{\partial g_{41}}{\partial w} & \frac{\partial g_{42}}{\partial w} & \frac{\partial g_{43}}{\partial w} & \frac{\partial g_{44}}{\partial w} \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

Avec :

$$\frac{\partial g_{11}}{\partial w} = 1 + \left(\frac{\alpha b}{v} + 2C_y v \beta \right) \Delta T, \quad \frac{\partial g_{12}}{\partial w} = \left(\frac{b}{v^2} - 1 \right) \Delta T, \quad \frac{\partial g_{13}}{\partial w} = \left(\frac{\alpha \beta}{v} + \frac{r}{v^2} - \frac{(1 + l_r \alpha) \delta}{v(l_r + l_f)} \right) \Delta T,$$

$$\frac{\partial g_{14}}{\partial w} = 0, \quad \frac{\partial g_{21}}{\partial w} = c \Delta T, \quad \frac{\partial g_{22}}{\partial w} = 1 - \frac{c \left(l_r^2 (1 - l_f \alpha) + l_f^2 (1 + l_r \alpha) \right)}{v(l_f + l_r)} \Delta T, \quad \frac{\partial g_{23}}{\partial w} = 0,$$

$$\frac{\partial g_{24}}{\partial w} = \left(\beta - \frac{r \left(l_r^2 (1 - l_f \alpha) + l_f^2 (1 + l_r \alpha) \right)}{(l_f + l_r) v} - \frac{l_f (1 + l_r \alpha) \delta}{(l_f + l_r)} \right) \Delta T, \quad \frac{\partial g_{31}}{\partial w} = 0, \quad \frac{\partial g_{32}}{\partial w} = 0,$$

$$\frac{\partial g_{33}}{\partial w} = 1 + \lambda_b \Delta T, \quad \frac{\partial g_{34}}{\partial w} = 0, \quad \frac{\partial g_{41}}{\partial w} = 0, \quad \frac{\partial g_{42}}{\partial w} = 0, \quad \frac{\partial g_{43}}{\partial w} = 0, \quad \frac{\partial g_{44}}{\partial w} = 1 + \lambda_c \Delta T.$$

$$\text{et : } \alpha = -\frac{C_f + C_r}{l_r C_r - l_f C_f}.$$

Nous pouvons écrire alors la relation suivante :

$$\frac{\partial \hat{g}}{\partial w} = \frac{\partial g}{\partial w} + \Delta g \quad (3.47)$$

Avec :

$$\Delta g = \begin{bmatrix} \frac{b}{v} \Delta T e_\alpha & 0 & \left(\frac{\beta}{v} - \frac{l_r \delta}{v(l_r + l_f)} \right) \Delta T e_\alpha & 0 \\ 0 & \frac{c(l_r^2 l_f + l_f^2 l_r)}{(l_f + l_r)} \Delta T e_\alpha & 0 & \left(\frac{r(l_r^2 l_f + l_f^2)}{(l_f + l_r)v} - \frac{l_f l_r \delta}{(l_f + l_r)} \right) \Delta T e_\alpha \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{b}{v} \Delta T & 0 & \left(\frac{\beta}{v} - \frac{l_r \delta}{v(l_r + l_f)} \right) \Delta T & 0 \\ 0 & \frac{c(l_r^2 l_f + l_f^2 l_r)}{(l_f + l_r)} \Delta T & 0 & \left(\frac{r(l_r^2 l_f + l_f^2)}{(l_f + l_r)v} - \frac{l_f l_r \delta}{(l_f + l_r)} \right) \Delta T \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} e_\alpha$$

L'erreur d'estimation de α , notée e_α , est l'erreur commise par le premier filtre de Kalman étendu pour l'estimation des raideurs pneumatiques : $\hat{\alpha} = \alpha + e_\alpha$.

Nous avons : $e_\alpha \rightarrow 0$ et donc $\|\Delta g\| \rightarrow 0$ lorsque $t \rightarrow \infty$. Nous pouvons remarquer alors que les relations 3.37 et 3.38 sont vérifiées. L'erreur d'estimation du deuxième EKF converge alors vers zéro d'après la relation 3.45, sachant que le vecteur d'état $w = \begin{bmatrix} \beta & r & b & c \end{bmatrix}^T$ ainsi que la vitesse du véhicule v sont bornés.

3.6 Résultats des simulations et expérimentaux

Avant de présenter les résultats expérimentaux obtenus pour les observateurs proposés, en utilisant des données réelles, nous présentons les résultats des simulations pour illustrer la méthode d'observation décrite dans les sections précédentes.

3.6.1 Paramétrage des EKF et les sources d'erreurs

L'implantation d'un filtre de Kalman nécessite une connaissance *a priori* des bruits de mesure et de modélisation, respectivement, $v(k)$ et $w(k)$ ainsi que des conditions initiales du système à estimer. Il convient effectivement d'initialiser à la fois le vecteur d'états x et la matrice de covariance du filtre P . Les résultats de l'estimation et la vitesse de convergence du filtre dépendent fortement de l'initialisation.

La validation du modèle non linéaire du véhicule, présentée dans la section 2.2.7, nous a montré que les variables d'états n'étaient pas correctement reconstruites au niveau de l'amplitude du signal. Les bruits de modèle sont donc choisis avec une variance qui permet de prendre en considération cette différence. La vitesse longitudinale au centre de gravité est recalculée, donc la variance de cette variable est considérable (variance importante). Les différents bruits de modélisation sont considérés décorrélés et leurs variances sont représentées dans le tableau 3.1.

TAB. 3.1 – Variances des bruits de modèle.

| Etat EKF_1 | Valeur | Etat EKF_2 | Valeur |
|------------------|----------------------|---------------------------|----------------------|
| $\sigma_{V_x}^2$ | $1(m.s^{-1})^2$ | σ_β^2 | $0.025(rad)^2$ |
| $\sigma_{V_y}^2$ | $0.1(m.s^{-1})^2$ | σ_ψ^2 | $0.05(deg.s^{-1})^2$ |
| σ_ψ^2 | $0.05(deg.s^{-1})^2$ | $\sigma_b^2 = \sigma_c^2$ | 0.1 |

En ce qui concerne les bruits associés aux variables d'entrée, que sont l'angle de braquage et les quatre vitesses de rotation des roues, le bruit d'entrée associé au braquage n'est pas important par rapport à ceux associés aux vitesses de rotation. Ces dernières sont obtenues à partir des capteurs ABS avec un bruit important. Pour le modèle du

TAB. 3.2 – Variances des bruits des variables d'entrée.

| Entrée modèle EKF_1 | Valeur |
|---------------------------------|---------------------|
| σ_δ^2 | $0.045(rad)^2$ |
| $\sigma_{\omega_1, \omega_2}^2$ | $0.2(deg.s^{-1})^2$ |
| $\sigma_{\omega_3, \omega_4}^2$ | $0.1(deg.s^{-1})^2$ |

deuxième filtre de Kalman étendu, nous avons uniquement l'angle de braquage en entrée avec la même variance que celui du premier filtre. Nous supposons aussi que la mesure de braquage est décorrélé des mesures de vitesses de rotation ainsi que les vitesses de rotation des quatre roues sont indépendantes. Les variances des bruits des variables d'entrée sont représentées dans le tableau 3.2.

Pour les matrices de variances de bruit de mesure des deux filtres de Kalman, elles sont données comme suit :

$$R_{EKF_1} = \begin{pmatrix} 0.01 (m.s^{-1})^2 & 0 \\ 0 & 0.01 (rad.s^{-1})^2 \end{pmatrix} \quad (3.49)$$

$$R_{EKF_2} = \begin{pmatrix} 0.01 (rad)^2 & 0 \\ 0 & 0.01 (rad.s^{-1})^2 \end{pmatrix} \quad (3.50)$$

Ces variances de bruit de mesure ne représentent pas les vraies valeurs de variances des capteurs du véhicule instrumenté qui a été utilisé pour l'expérimentation.

Les matrices de covariance de l'erreur d'estimation P_{EKF_1} et P_{EKF_2} sont initialisées comme suit :

$$P_{EKF_1} = \begin{pmatrix} 1 (m.s^{-1})^2 & 0 & 0 \\ 0 & 1 (m.s^{-1})^2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 (rad.s^{-1})^2 \end{pmatrix} \quad (3.51)$$

$$P_{EKF_2} = \begin{pmatrix} 1 (rad)^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 (rad.s^{-1})^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10 (m.N.Kg^{-1}.rad^{-1})^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10 (m^{-1}.N.Kg^{-1}.rad^{-1})^2 \end{pmatrix} \quad (3.52)$$

Le Filtre de Kalman étendu utilisé dans la littérature utilise un modèle discrétisé au premier ordre. Cette approximation reste toujours meilleure comparant à celle linéaire utilisée par un filtre de Kalman classique. On trouve dans la littérature des travaux sur le filtrage de Kalman [Pha98, JUDW97], qui proposent d'introduire des développements supplémentaires en considérant les dérivées du système d'ordre supérieur à 1 afin d'obtenir des approximations plus précises. Cependant, les temps de calculs nécessaires deviennent importants. Une autre source d'erreur provienne du fait que le filtre de Kalman étendu est linéarisé autour de l'état estimé qui contient déjà une erreur d'estimation.

3.6.2 Résultats de simulations

Nous donnons dans cette partie, les résultats d'estimation des états et de l'adaptation des raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques. Nous avons simulé une succession de virages dont le premier est à gauche avec une vitesse quasi constante de $126 km/h$ ($35 m/s$). La fréquence d'échantillonnage durant les simulations est fixée à $20 Hz$.

La figure 3.5 présente une comparaison entre les états estimés et ceux obtenus par simulation. La figure 3.5-a montre l'estimation de la dérive latérale du véhicule, β , qui est proche de la dérive obtenue par simulation.

L'estimation des vitesses longitudinale, latérale et de lacet sont comparées à leurs valeurs simulées et représentées, respectivement, sur les figures 3.5-b, 3.5-c et 3.5-d. La figure 3.6 illustre l'erreur d'estimation commise par l'observateur pour la dérive latérale (figure 3.6-a), vitesse longitudinale (figure 3.6-b), vitesse latérale (figure 3.6-c) et la vitesse de lacet (figure 3.6-d). D'après les courbes de ces figures, nous constatons que l'erreur d'estimation est faible. L'estimation est donc correcte. La figure 3.7 illustre l'estimation des glissements longitudinaux des quatre roues, comparés à leurs simulations. D'après la figure, nous pouvons dire que nous avons une bonne estimation du glissement longitudinal. Sur la figure 3.8, nous comparons les dérives latérales estimées et simulées.

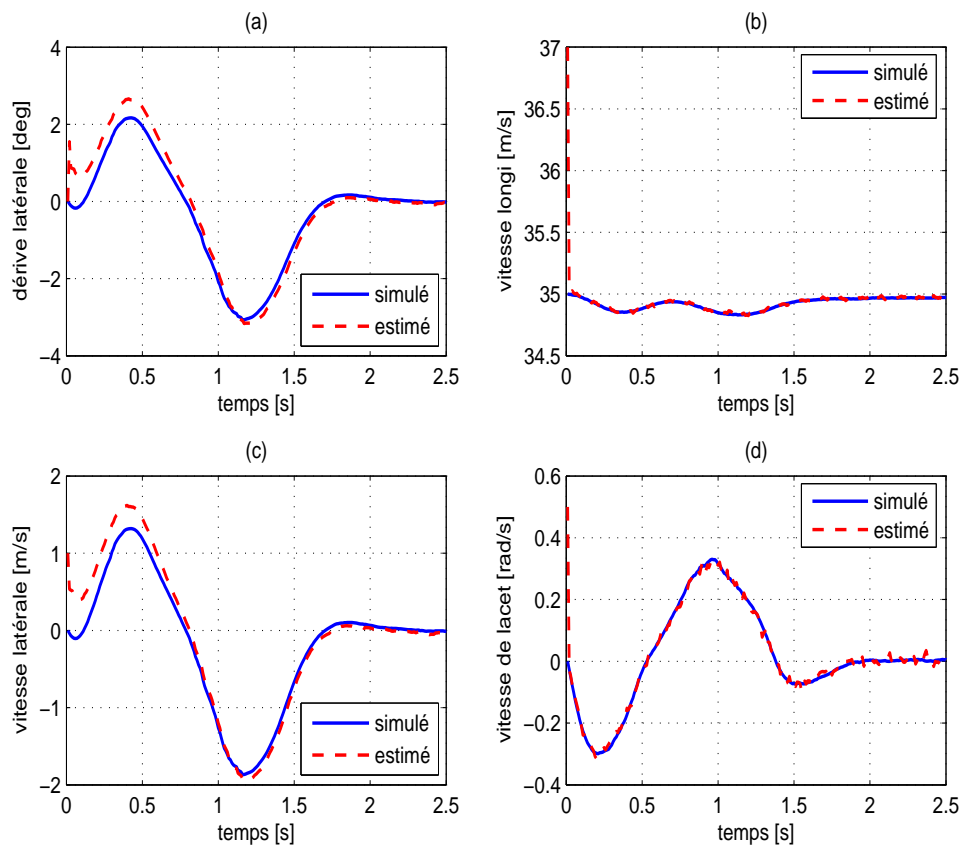


FIG. 3.5 – simulation et estimation de : (a) angle de dérive latérale, (b) vitesse longitudinale, (c) vitesse latérale et (d) vitesse de lacet.

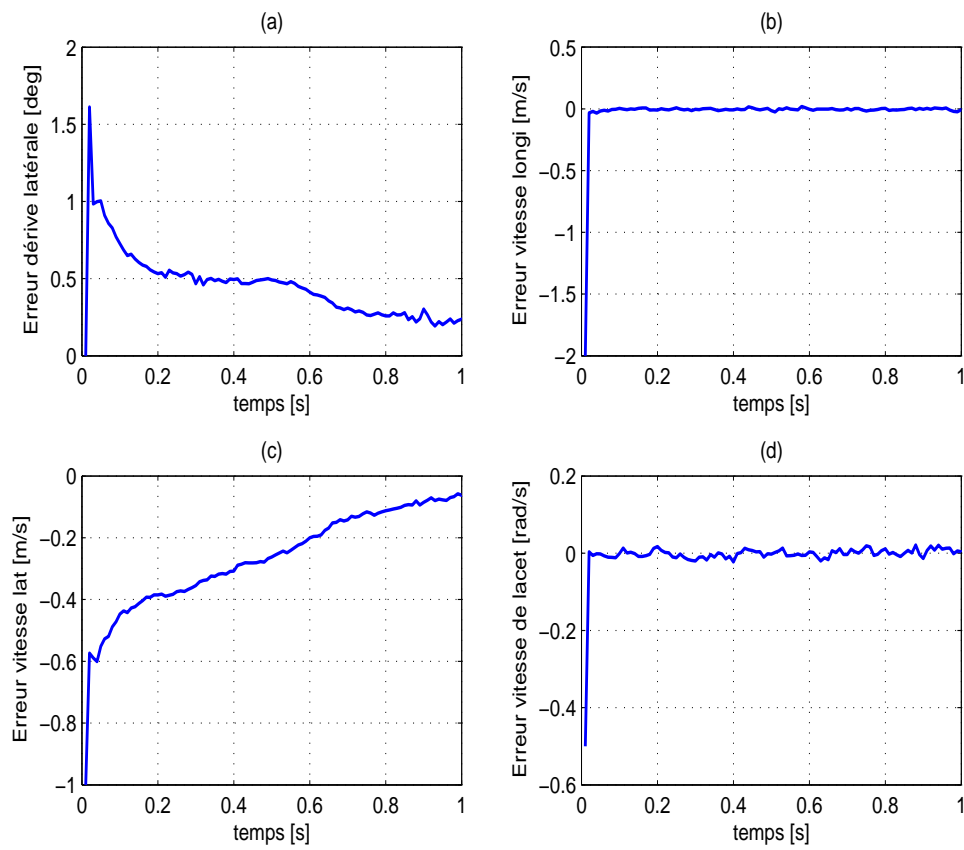


FIG. 3.6 – erreurs d'estimation de : (a) angle de dérive latérale, (b) vitesse longitudinale, (c) vitesse latérale et (d) vitesse de lacet.

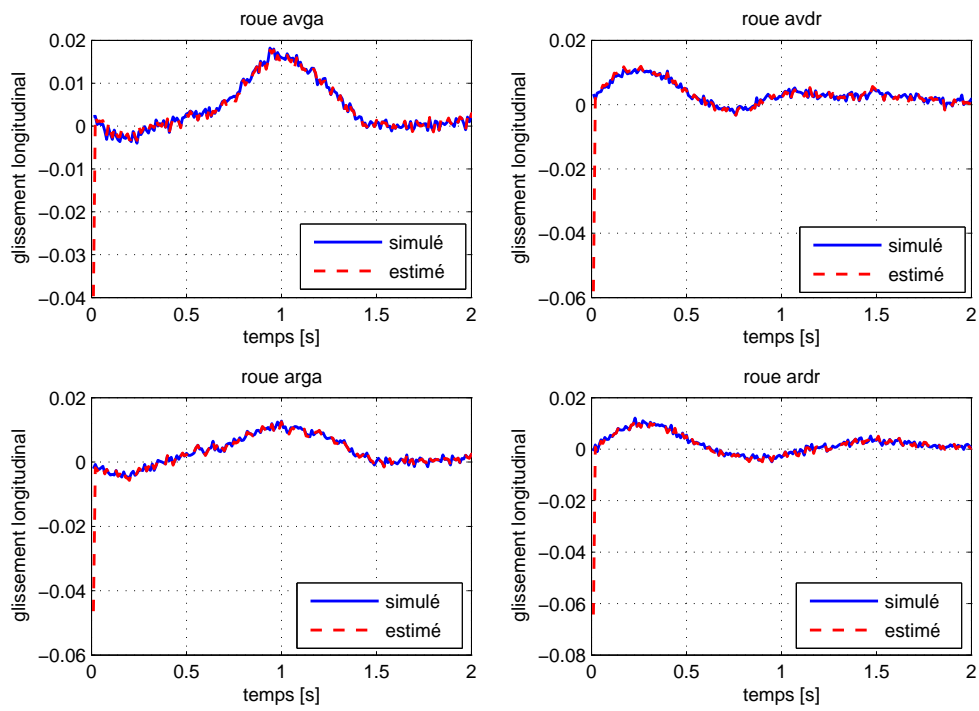


FIG. 3.7 – simulation et estimation des glissements longitudinaux sur chaque pneumatique.

Nous pouvons constater, d'après les courbes de cette figure que l'estimation est proche de la simulation.

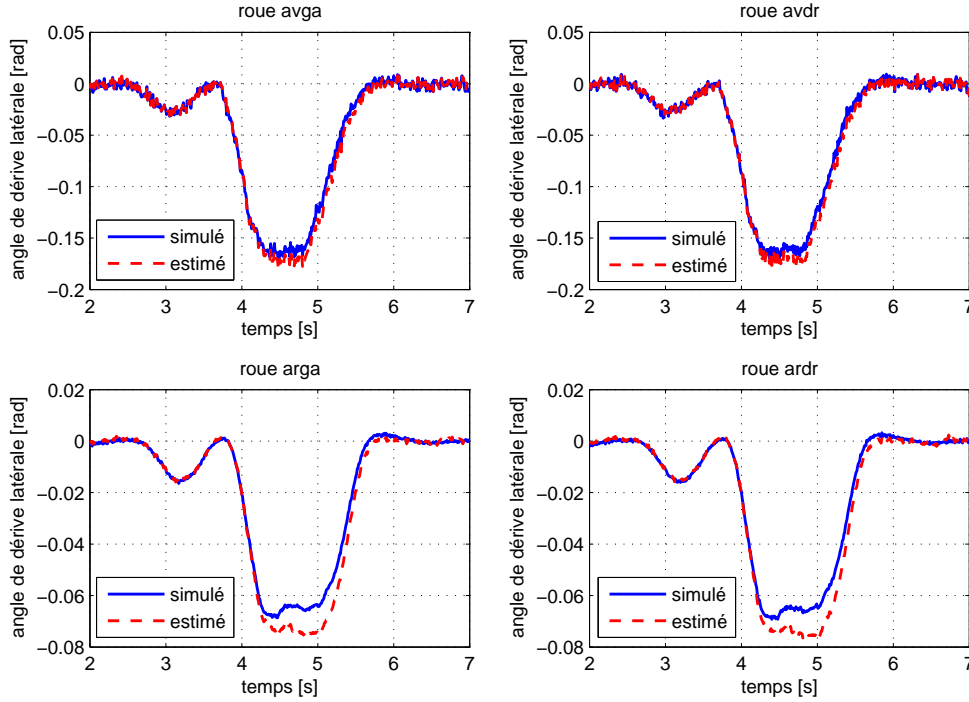


FIG. 3.8 – simulation et estimation des dérives latérales sur chaque pneumatique.

La figure 3.9 montre l'estimation des raideurs longitudinales et latérales des pneumatiques, en abordant un virage à droite et en utilisant la méthode d'adaptation décrite dans la partie 3.4.4. Nous pouvons remarquer, d'après les courbes de la figure 3.9-a que les raideurs latérales des pneumatiques diminuent lors de la prise du virage. Les variations des raideurs latérales des deux pneus avant sont plus importantes que celles des deux pneus arrière. Ces variations sont causées par l'augmentation des angles de dérives des pneumatiques. Pour les raideurs longitudinales représentées sur la figure 3.9-b, les variations des raideurs sont dues surtout au transfert de charge d'un côté à l'autre ou de l'avant vers l'arrière en accélération. Nous simulons un virage à droite, donc il y a un transfert de charge du côté droit vers le côté gauche (voir figure 3.10), ce qui explique l'augmentation de la valeur de Kp_{avga} (courbe en bleu) et la diminution de Kp_{avdr} (courbe en rouge).

Lorsque le véhicule sort du virage et rentre dans la ligne droite, les valeurs des raideurs pneumatiques reviennent à leurs valeurs initiales.

Nous pouvons remarquer d'après la figure 3.8, que les dérives latérales des roues sont

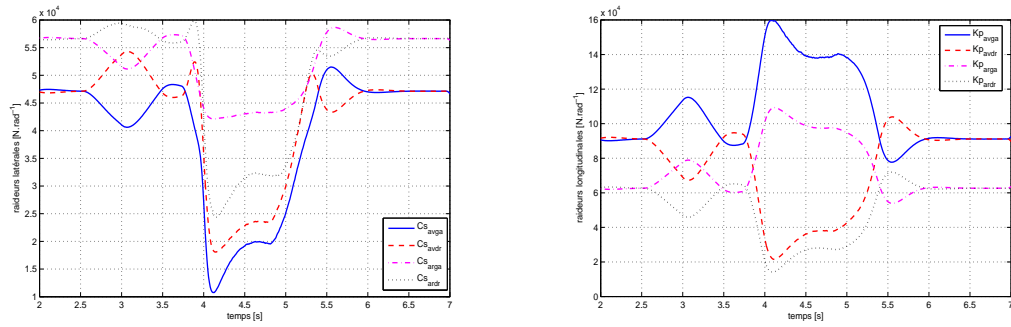


FIG. 3.9 – identification des raideurs latérales (a) et longitudinales (b) des pneumatiques.

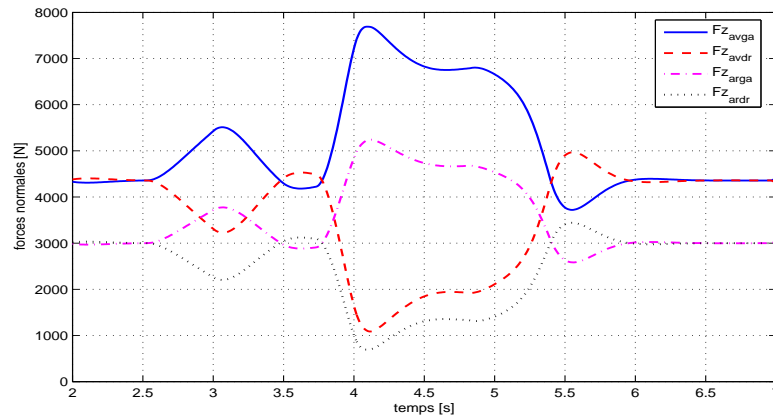


FIG. 3.10 – transfert de charge des forces normales appliquées sur chaque pneumatique.

trop importantes. Cela est dû aux conditions de simulations qui ont été choisies au delà des limites dynamiques du véhicule. En utilisant les raideurs pneumatiques adaptées dans le calcul de la Jacobienne de l'EKF, nous arrivons à bien reconstituer les états dynamiques du véhicule même en zone de pseudo glissement ou glissement total des efforts. En considérant les coefficients des raideurs pneumatiques constants, l'algorithme du filtre de Kalman étendu ne converge pas et diverge complètement dans ces conditions de simulations.

3.6.3 Validation expérimentale

Nous donnons dans cette partie, les résultats expérimentaux pour l'estimation des états dynamiques du véhicule ainsi que l'adaptation des raideurs longitudinale et latérale des pneumatiques.

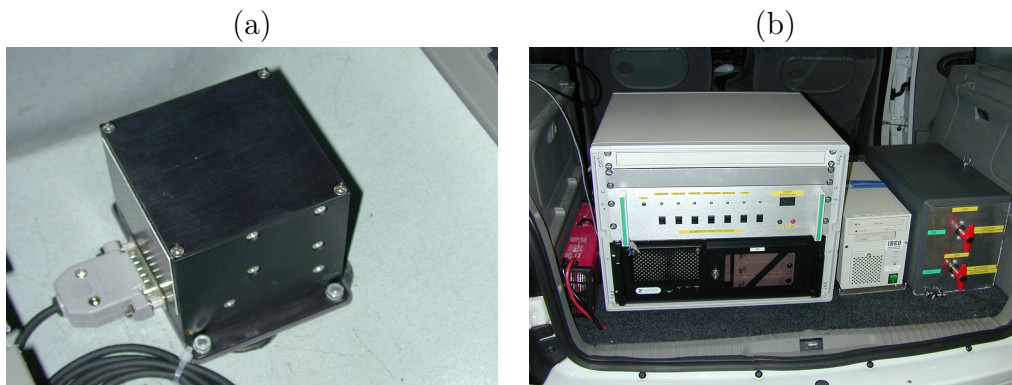


FIG. 3.11 – (a) Centrale inertielle, (b) Base de données, magnétoscope et cartes d'acquisition.

Le véhicule expérimental du LIVIC "Peugeot 307" est équipé d'une centrale inertielle qui fournit les vitesses angulaires et les accélérations relatives aux trois axes (x , y et z) (figure 3.11-a). Le véhicule est aussi équipé d'un odomètre qui fournit la distance parcourue avec une fréquence d'échantillonnage de $10Hz$. Le Correvit installé sur le véhicule d'essais pour mesurer la vitesse longitudinale et latérale du véhicule. Celui-ci est placé à $40cm$ du sol sur la portière arrière gauche. Dans sa configuration de paramètres par défaut, le Correvit transmet les mesures au BUS CAN à un rythme de $4ms$. Pour nos besoins, nous l'avons échantillonné à $20ms$ ($50Hz$). Les vitesses de rotation des roues sont obtenues à partir des codeurs A.B.S.

Le filtre de Kalman étendu est exécuté à chaque fois qu'une mesure provenant de la centrale inertielle est disponible. La fréquence d'acquisition de la centrale inertielle est aussi de $50Hz$.

Les mesures collectées sur la piste d'essai de Satory à "Versailles" sont relativement bruitées. Ces mesures ont été filtrées en utilisant un filtre passe-bas avec la méthode

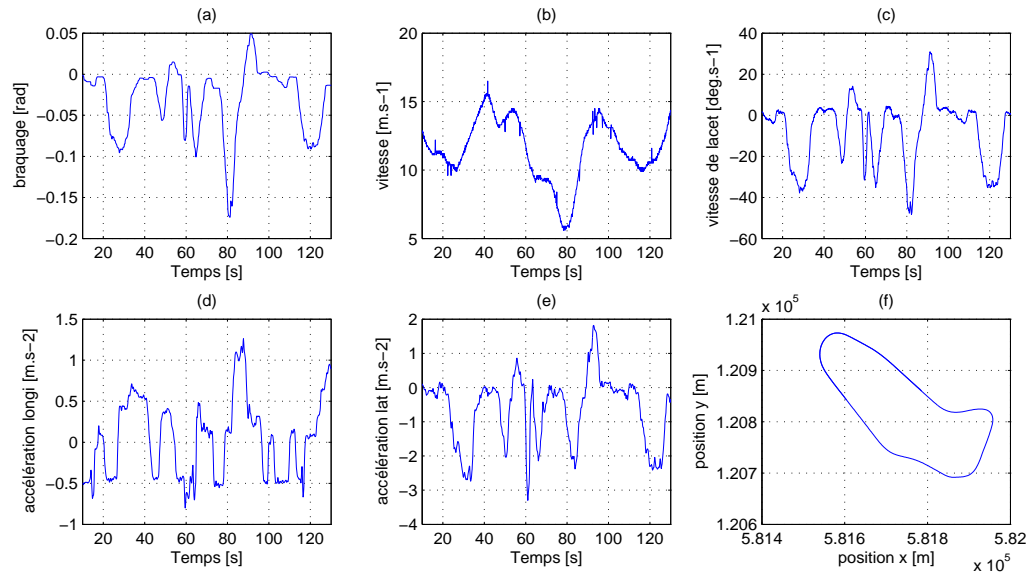


FIG. 3.12 – mesures obtenues à l'aide du véhicule expérimenté du LIVIC.

de Bessel qui permet d'obtenir des filtres avec une réponse en phase la plus linéaire possible. Les courbes de ces mesures sont représentées sur la figure 3.12.

L'angle de dérive latérale du véhicule, les vitesses longitudinale et latérale du véhicule ainsi que la vitesse de lacet, estimés et mesurés sont représentés sur la figure 3.13. Ces courbes montrent bien la convergence des états estimés vers les valeurs réelles. La figure 3.14 illustre l'erreur d'estimation des états, commise par le EKF. Les erreurs en pourcentage, moyenne et maximale commises par l'observateur sont représentées dans le tableau 3.3.

TAB. 3.3 – L'erreur d'estimation commise par l'observateur

| Erreurs | $\beta(deg)$ | $V_x(m.s^{-1})$ | $V_y(m.s^{-1})$ | $r(deg.s^{-1})$ |
|---|--------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| ϵ_{moy} | 0.3 | 0.05 | 0.08 | 0.9 |
| ϵ_{max} | 1.3 | 0.5 | 0.3 | 4.2 |
| $\frac{\epsilon_{moy}(x)}{\max(x)}(\%)$ | 4.2% | 1.4% | 7.2% | 3.8% |
| $\frac{\epsilon_{max}(x)}{\max(x)}(\%)$ | 21% | 5% | 32% | 17% |

L'estimation du glissement longitudinal de chaque pneumatique comparée à la valeur calculée à partir de la mesure est représentée sur la figure 3.15. Les courbes de la figure montrent la convergence du filtre de Kalman étendu vers la valeur réelle.

La figure 3.16 montre, l'estimation de l'angle de dérive latérale de chaque pneumatique comparée à la valeur calculée à partir de la mesure. Nous pouvons constater d'après les

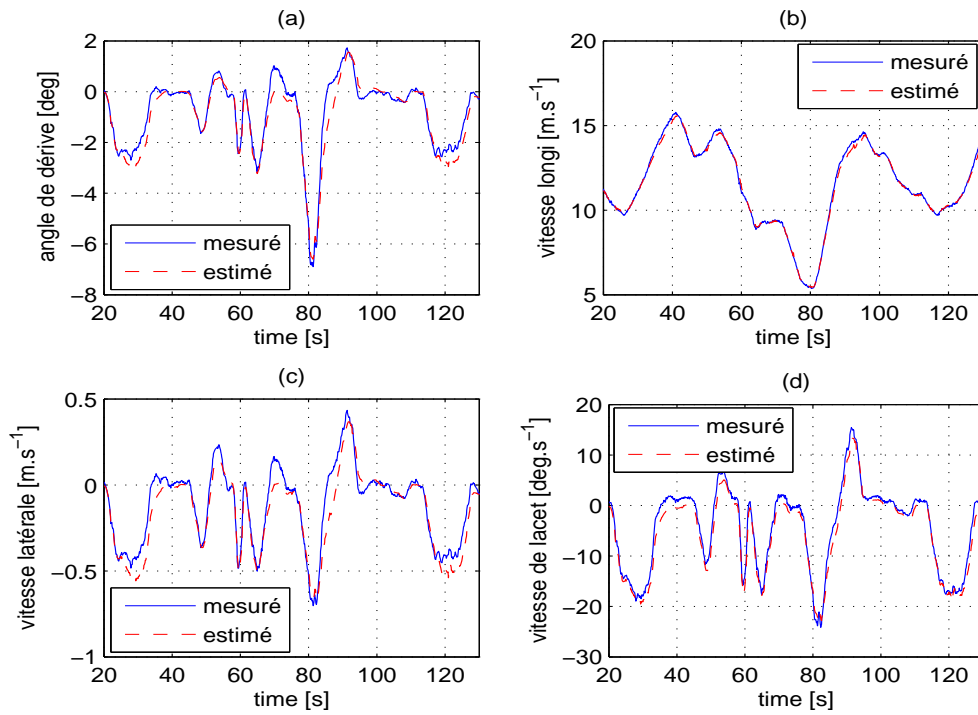


FIG. 3.13 – états estimés et mesurés.

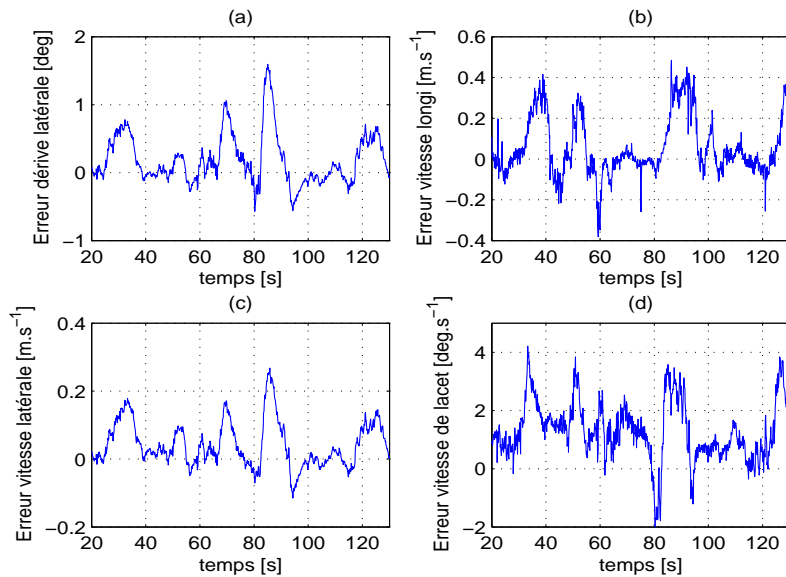


FIG. 3.14 – erreur d'estimation des états.

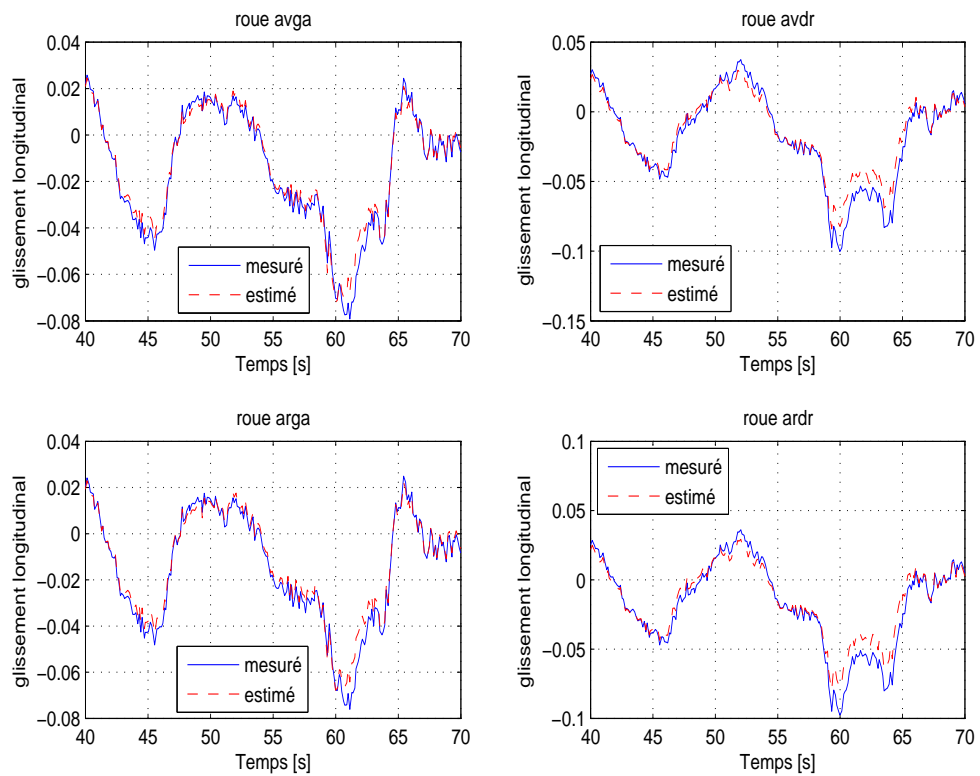


FIG. 3.15 – courbes de l'estimation du glissement longitudinal comparées à celles obtenues par calcul à partir de la mesure.

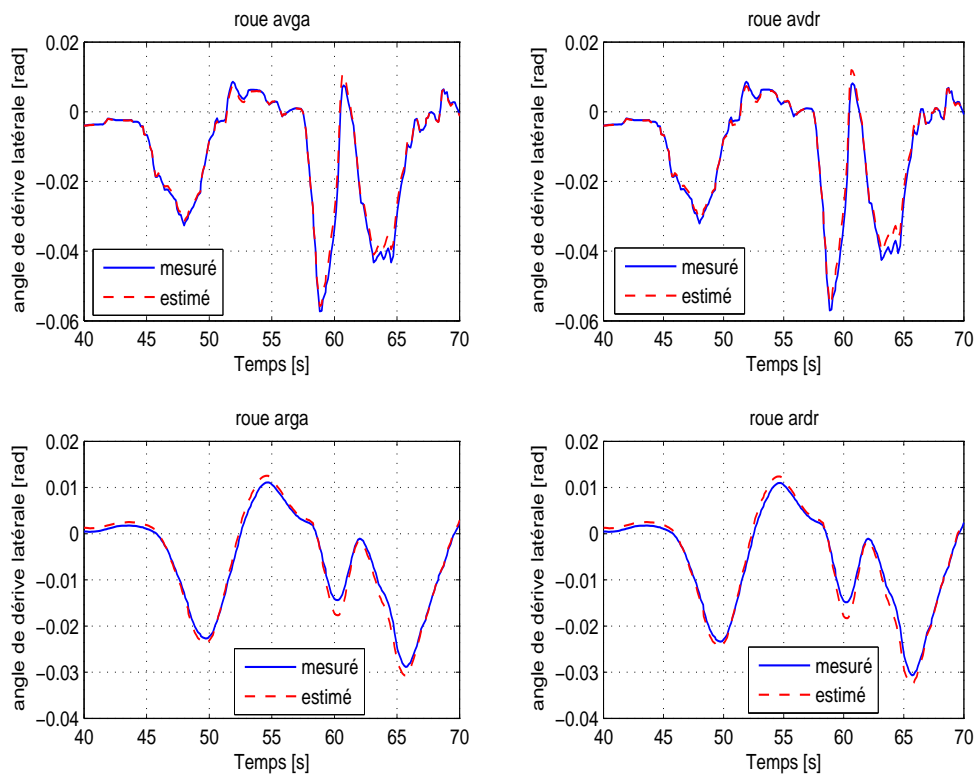


FIG. 3.16 – courbes de l'estimation de la dérive latérale comparées à celles obtenues par calcul à partir de la mesure.

courbes de cette figure, que l'estimation est correcte.

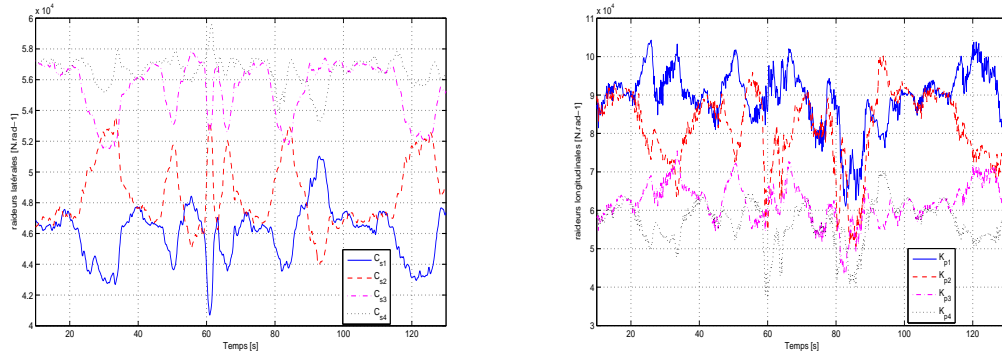


FIG. 3.17 – identification des raideurs des pneumatiques : latérales et longitudinales.

La figure 3.17 illustre les raideurs des pneumatiques adaptées en utilisant la méthode d'adaptation des raideurs pneumatiques décrite dans la section 3.4.4.

Les résultats expérimentaux de l'estimation des paramètres (la masse du véhicule et le moment d'inertie vertical) avec le modèle bicyclette et en utilisant les raideurs adaptées des pneumatiques sont représentés sur la figure 3.18.

Les courbes de la figure 3.18-a montrent une bonne estimation de l'angle de dérive latérale avec l'adaptation des raideurs pneumatiques (courbe en rouge) puisqu'il converge à la valeur donnée par le Correvit. La différence entre la valeur estimée avec et sans adaptation (raideurs constantes) des raideurs pneumatiques est due à l'augmentation de l'angle de dérive latérale du pneumatique dans le cas d'une prise de virage. Dans ce cas, la pente des forces qui représente la raideur pneumatique, diminue (voir figure 2.5). L'adaptation des raideur permet de tenir compte de ce phénomène.

Les figures 3.18-c et 3.18-d présentent respectivement, l'estimation du moment d'inertie vertical I_z et la masse du véhicule m en considérant les raideurs pneumatiques adaptées (courbe discontinue) et constantes (courbe continue). Nous pouvons remarquer d'après les courbes des deux figures que la variation des raideurs pneumatiques implique la variation de l'inertie I_z et la masse m .

La variation de la masse et le moment d'inertie vertical du véhicule est due au transfert de charge d'un côté à un autre pendant une prise de virage, de l'avant vers l'arrière pendant l'accélération ou de l'arrière vers l'avant pendant la phase de freinage. Nous avons calculé le pourcentage de la variation moyenne de ces paramètres en adaptant les raideurs pneumatiques, elle est de l'ordre de 4% par rapport à ceux estimés sans adaptation des raideurs. Cette grandeur correspond bien aux différences tolérées lors de pesage dynamique des poids lourds (pesage en mouvement) qui est de l'ordre de 10%. Le pesage en mouvement des poids lourds est utilisé pour contrôler les poids lourds en pleine voie dans le trafic. Des algorithmes d'estimation des poids statiques par filtrage de Kalman

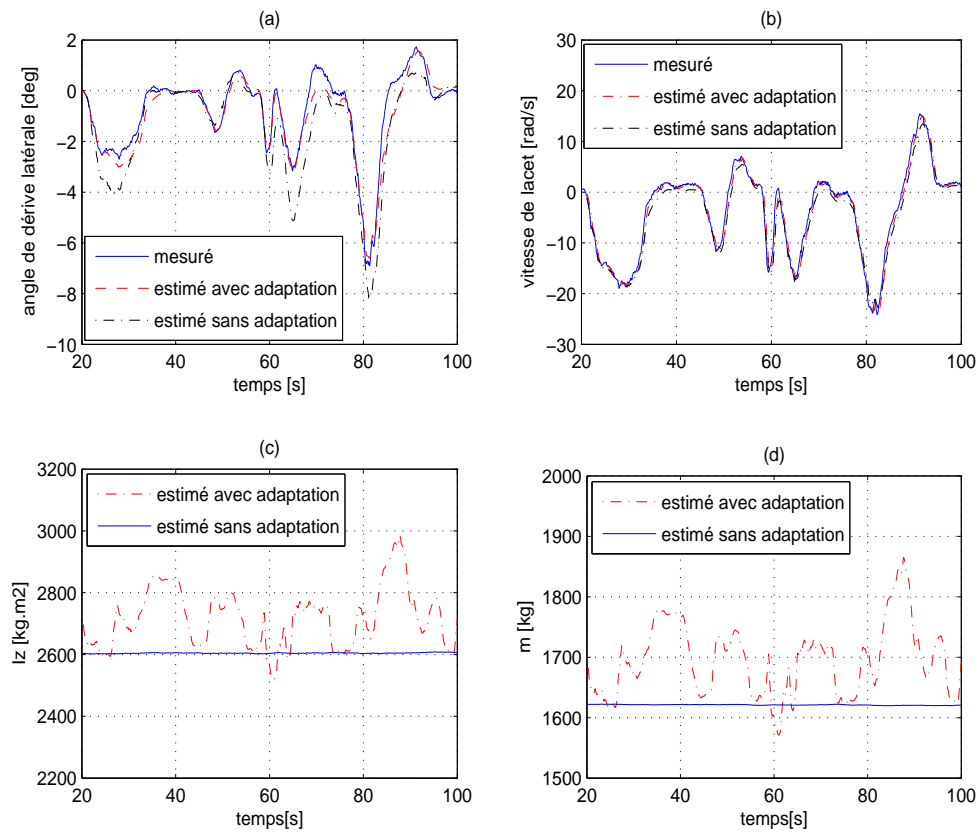


FIG. 3.18 – courbes de l'estimation : (a) angle de dérive latérale, (b) vitesse de lacet, (c) moment d'inertie et (d) masse du véhicule.

sont utilisés afin de minimiser les erreurs et le nombre de capteurs nécessaires. Pour éliminer les erreurs liées aux effets dynamiques (interaction poids lourds/chaussée), ils utilisent le pesage multicapteur (8 à 16 barreaux) [LCP].

3.7 Estimation des entrées inconnues [SSMG07]

3.7.1 Introduction

Nous avons vu dans les sections précédentes, l'estimation des états dynamiques d'un véhicule ainsi que les paramètres mécaniques intervenant dans le modèle. Par rapport au schéma de base qui a été présenté au début du chapitre (figure 3.1), nous ne pouvons pas tout valider. Dans le cadre de notre travail, certains blocs d'observateurs ont été développés par d'autres personnes. L'estimation de l'adhérence disponible sur la route en combinant deux observateurs PI à entrée inconnue a été développée dans [MGN06b]. L'estimation du dévers de la route était le sujet d'un stage de DEA réalisé par M. Yazid Sebsadji et que j'avais co-encadré avec M. Saïd MAMMAR. L'objectif de stage était d'estimer simultanément l'état dynamique du véhicule et le dévers de la route en présence de perturbations en utilisant un observateur proportionnel intégral à entrée inconnue. Les résultats obtenus ont été publiés dans [SSMG07]. Nous allons voir avec plus de détail, les objectifs de ces travaux dans la section suivante.

Nous présentons dans un premier temps, les objectifs du stage qui ont été planifiés afin d'estimer le dévers de la route en présence de perturbations. Dans un second temps, nous présenterons les méthodes utilisées pour la réalisation de ce travail. Finalement, des résultats de simulations et d'expérimentaux, montrant la bonne convergence de l'observateur PI seront présentés à la fin de la section.

3.7.2 Objectifs du travail

Les travaux [Gla04],[PJT⁺99],[SGM06] ont montré que la prise en compte du dévers dans le calcul de la vitesse autorisée pour aborder un virage permet d'améliorer la pertinence des systèmes d'alerte d'une vitesse excessive en virage. Le travail qui a été confié au stagiaire a pour objectif de chercher la meilleure méthode pour estimer l'angle de dévers de la route qui est considéré comme entrée inconnue du modèle. L'accent a été mis sur l'impact des défauts de modélisation ou de mesures sur l'erreur d'estimation. Dans un premier temps on s'est intéressé à une étude bibliographique sur les différentes méthodes d'estimations existant dans la littérature afin de choisir la méthode qui correspond à notre objectif. Le choix de la méthode d'estimation a été porté sur l'observateur proportionnel intégral à entrée inconnue. Dans un deuxième temps, il a fallu choisir le modèle de véhicule adapté à la méthode d'estimation choisit. Afin de montrer la bonne convergence de l'observateur, les résultats obtenus ont été comparés à ceux d'un observateur de Luenberger.

3.7.3 Les méthodes utilisées

3.7.3.1 Observateur Proportionnel Intégral à Entrée Inconnue

La synthèse d'observateurs en vue de l'estimation de l'état dynamique d'un système, en général, exige l'utilisation d'un modèle linéaire. Cependant, cette représentation mathématique est valable uniquement dans des conditions de fonctionnement bien définies. Dans le cas d'un véhicule routier, une représentation linéaire du véhicule donne uniquement une approximation du comportement réel du système. De ce fait, la qualité de l'estimation peut être influencée par ces erreurs de modélisation ou de mesures. L'objectif est de trouver une méthode d'estimation qui permet de limiter la dégradation de l'estimation et de la rendre robuste vis-à-vis des perturbations agissant sur le système. Notre choix est porté sur l'observateur proportionnel intégral avec entrée inconnue développé dans [Mar03], qui permet d'éliminer la perturbation à l'aide d'un correcteur intégral. La synthèse de cet observateur est détaillée dans l'annexe B.1. Dans notre application, l'objectif est d'estimer conjointement l'état dynamique du véhicule et le dévers de la route, qui est considéré comme entrée inconnue, en présence de perturbations.

3.7.3.2 Adaptation du modèle de véhicule

L'application de l'observateur exige un modèle linéaire de véhicule. Nous avons considéré le modèle bicyclette à quatre degrés de liberté en considérant le mouvement de roulis décrit dans l'annexe B.2.

Afin d'estimer le vecteur des états x , les entrées inconnues et les défauts de modélisation et de mesures, et pour atténuer l'impact de ces défauts sur l'erreur d'estimation des états, le modèle augmenté suivant est proposé :

$$\begin{cases} \underline{E}\dot{x}(t) = \underline{A}x(t) + \underline{B}u(t) + \underline{R}_1f(t) + \underline{E}_1w(t) \\ \underline{y}(t) = \underline{C}x(t) + \underline{D}u(t) + \underline{R}_2f(t) \end{cases} \quad (3.53)$$

Avec x est donné par : $x = \begin{bmatrix} \bar{x} & \xi \end{bmatrix}$ tel que $\xi = \begin{bmatrix} \phi_r & p_v & \dot{p}_v & \varepsilon_r \end{bmatrix}^T$

Pour implémenter l'observateur PI à entrée inconnue afin d'estimer l'angle de dévers de la route, les défauts de modélisation et de mesures, et aussi pour assurer l'observabilité du système, il est nécessaire de mesurer avec précision l'angle de dérive latérale du véhicule β . Nous utiliserons alors l'estimation de l'angle de dérive latérale donnée par le filtre de Kalman étendu développé dans la section 3.4.3. Le vecteur de mesures est représenté par 3.54 :

$$y = \begin{bmatrix} \hat{\beta} & r & \phi_v + \phi_r & \dot{\phi}_v + p_v \end{bmatrix}^T \quad (3.54)$$

3.7.3.3 Calcul du gain de l'observateur

La particularité de la structure de l'observateur proportionnel intégral par rapport à un observateur de type Luenberger est la présence d'une boucle intégrale. Comme nous l'avons déjà mentionné, ce type d'observateur (PI à entrée inconnue) est construit pour estimer l'état et les défauts dus aux erreurs de modélisation ou de mesures. La robustesse de l'observateur PI est assurée par le choix du gain qui minimise l'impact du transfert des perturbations sur l'erreur d'estimation. Le gain de l'observateur est obtenu par résolution d'un problème d'optimisation sous contraintes LMI.

La convergence en temps fini de l'observateur est assurée aussi par le gain en rajoutant une autre contrainte LMI qui permet d'imposer que les pôles de $A - LC$ soient stables. Le théorème qui permet de calculer le vecteur gain de l'observateur PI est présenté dans l'annexe B.1.

3.7.4 Résultats de simulations et expérimentaux

Nous donnons dans cette partie, les résultats de simulations et expérimentaux pour l'estimation de l'état \hat{x} et l'angle de dévers de la route ϕ_r en présence de perturbations.

3.7.4.1 Résultats de simulations

Pour les simulations, le modèle de véhicule utilisé pour générer les mesures est excité par un vecteur de l'angle de braquage δ (entrée mesurée), l'angle du dévers de la route ϕ_r (entrée inconnue), représenté sur la figure 3.19-d (ligne continue). Le moment de lacet et la force du vent sont représentées respectivement, sur les figure 3.19-c et 3.20-c (ligne continue). La vitesse du véhicule est fixée à $20m/s$ ($72km/h$) et une fréquence d'échantillonnage de $20Hz$. Pour l'observateur PI, la valeur de λ qui force la convergence de l'observateur est fixée à 15. Les différents cas d'application de l'observateur sont détaillés dans l'annexe B.3.

Nous présentons les courbes de reconstitution des variables d'état de la dynamique transversale du véhicule et les entrées inconnues considérant le 1^{er} cas. Dans les figures 3.19-a et 3.19-b, nous présentons les résultats d'observation des variables d'états mesurables telles que l'angle de dérive latérale β et la vitesse de lacet r .

Dans les figures 3.19-c et 3.19-d, nous présentons les résultats d'estimation des entrées inconnues du système telles que l'angle de dévers de la route et le moment de lacet en présence de la force du vent f_g comme perturbation. Ces résultats montrent bien la convergence de l'estimation des entrées non mesurables vers leurs valeurs réelles.

Dans la figure 3.20, nous présentons les résultats d'estimation de l'état et les entrées non mesurées considérant le 2^{ème} cas. Nous estimons la force latérale du vent f_g et l'angle du dévers de la route ϕ_r en présence du moment de lacet m_z comme perturbation.

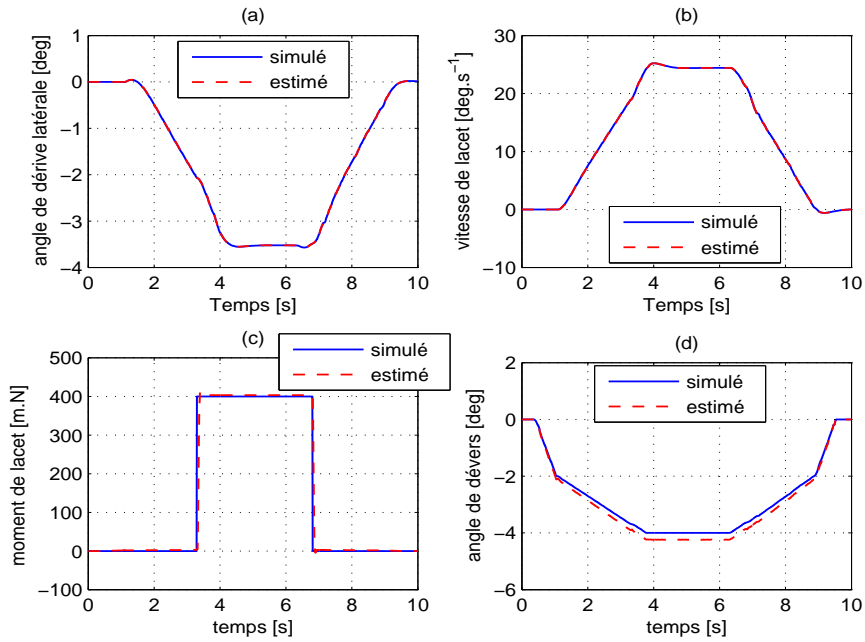


FIG. 3.19 – estimation de l'état et le moment de lacet sous l'effet du dévers et de la force du vent.

3.7.4.2 Validation expérimentale

Nous effectuons une reconstitution à partir des mesures d'acquisitions obtenues par le véhicule instrumenté du LIVIC sur la piste de Satory (Versailles). Le véhicule instrumental est équipé d'un codeur pour l'angle de braquage, une centrale inertielle (INS) pour avoir les angles et les vitesses de rotation suivant les trois axes. Les mesures collectées par le véhicule instrumenté sont représentées sur la figure 3.21.

La figure 3.22 présente une comparaison entre la mesure et l'estimation des variables mesurables telles que l'angle de dérive latérale donné par le EKF, la vitesse de lacet r , la somme de l'angle de roulis de véhicule et l'angle de dévers de la route ($\phi_v + \phi_r$) et la somme de la vitesse de roulis du véhicule avec la vitesse de roulis du repère véhicule ($\dot{\phi}_v + p_v$). Nous constatons d'après les courbes de cette figure, une convergence rapide des valeurs estimées vers leurs valeurs mesurées.

Les estimations du dévers de la route, l'angle de roulis du véhicule, la force du vent ainsi que le moment de lacet sont représentées sur la figure 3.23.

3.8 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre, des méthodes d'estimation des états dynamiques, des paramètres dynamiques d'un véhicule routier et les entrées inconnues

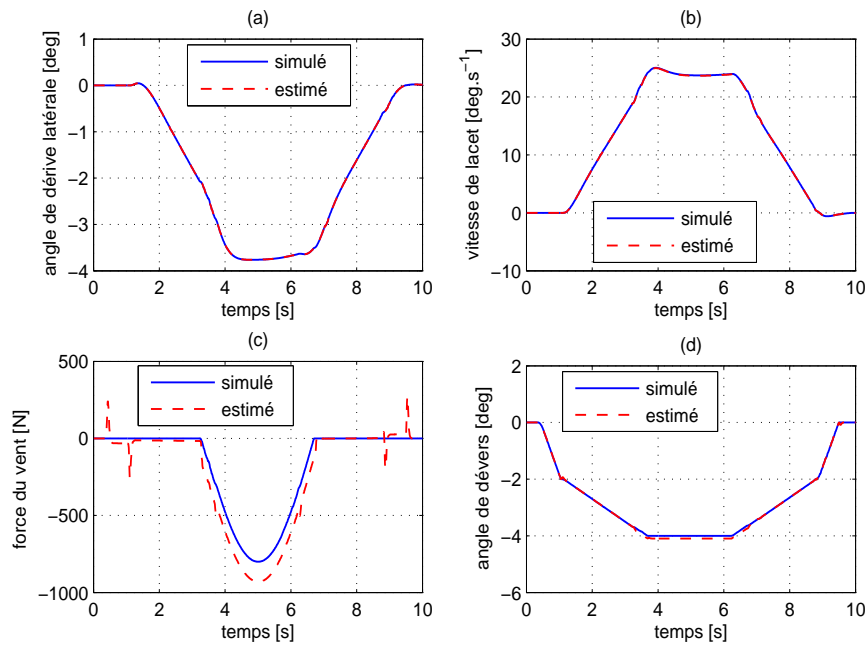


FIG. 3.20 – estimation de l'état et la force latérale du vent sous l'effet du dévers et du moment de lacet.

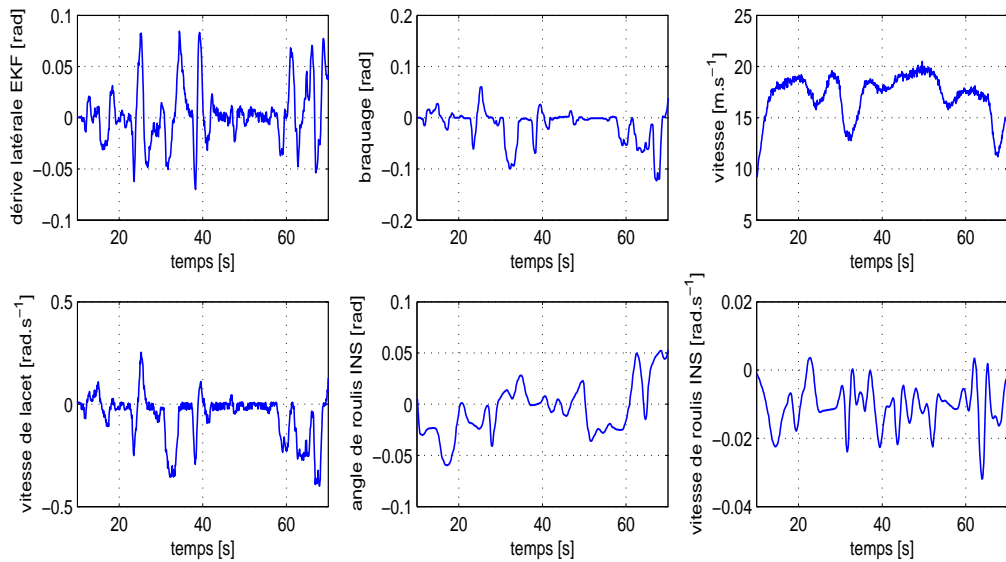


FIG. 3.21 – mesures d'acquisitions obtenues par le véhicule instrumenté du LIVIC.

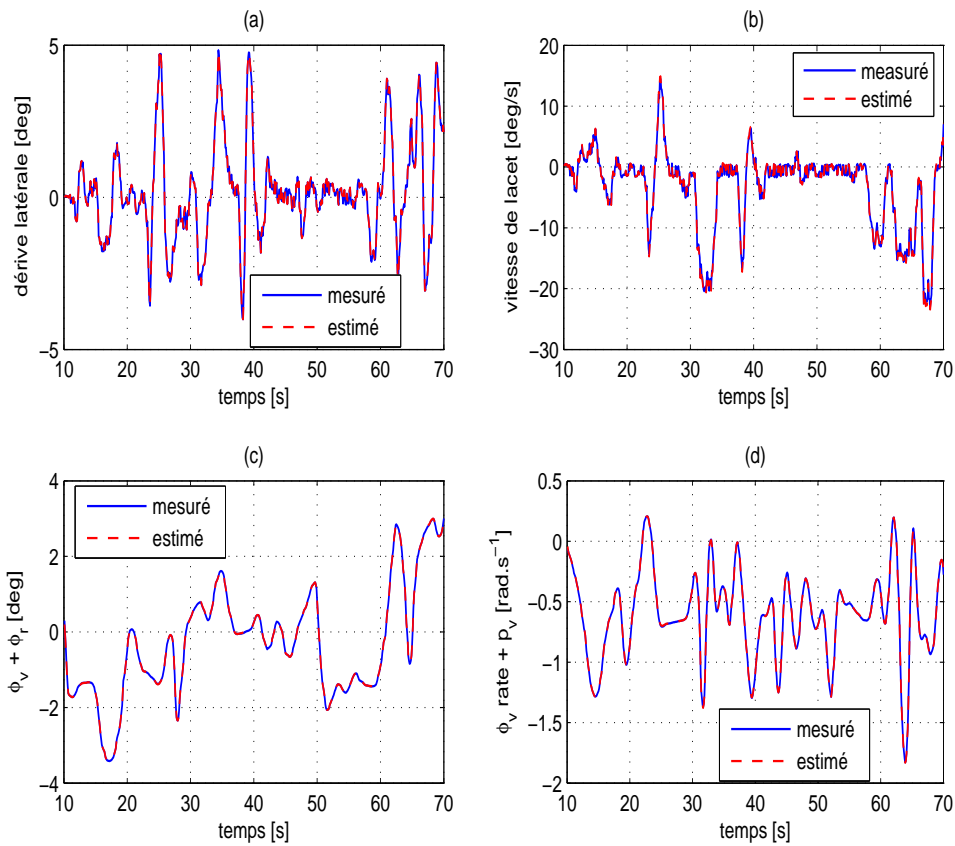


FIG. 3.22 – estimation des états avec l'observateur PI : (a) angle de dérive latérale, (b) vitesse de lacet, (c) angle de roulis donné par INS et (d) vitesse de roulis donnée par INS.

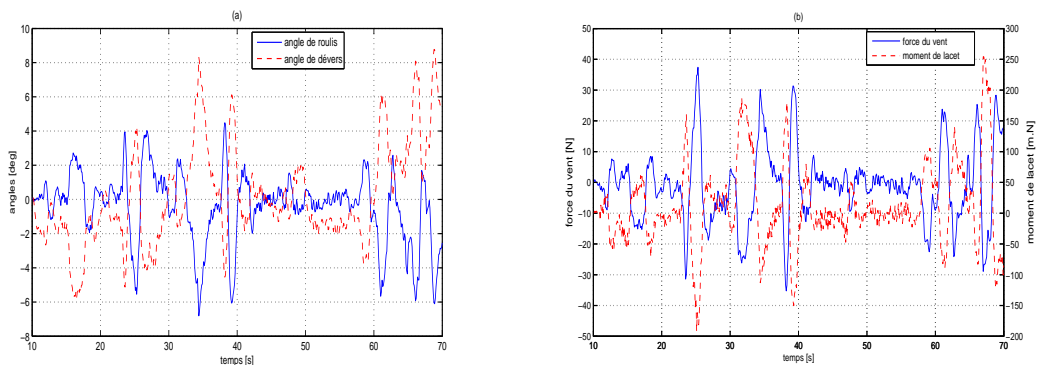


FIG. 3.23 – estimation de l'angle de dévers, angle de roulis du véhicule, moment de lacet et force latérale du vent.

telles que l'angle de dévers de la route. Nous avons appliqué dans un premier temps, la technique du filtre de Kalman étendu pour estimer l'état dynamique, le glissement longitudinal et la dérive latérale au niveau de chaque pneumatique en utilisant un modèle de véhicule non-linéaire à quatre roues où les efforts au niveau du contact pneumatique/chaussée sont modélisés par le modèle de Pacejka.

Nous avons validé cette approche en utilisant les mesures du Correvit. Les estimations de la vitesse longitudinale, la vitesse latérale ainsi que l'angle de dérive latérale au centre de gravité du véhicule ont été comparées aux valeurs mesurées par le Correvit. Les résultats de simulations et expérimentaux que nous avons présenté, montrent l'efficacité de l'observateur à estimer l'état et les glissements (glissement longitudinal et la dérive latérale des pneumatiques) en respectant bien évidemment les conditions de convergences.

Dans un deuxième temps, nous avons utilisé une méthode d'adaptation des raideurs pneumatiques à partir des résultats d'estimation du filtre de Kalman étendu. Un deuxième filtre de Kalman étendu est développé pour identifier les paramètres mécaniques du véhicule tels que la masse du véhicule et le moment d'inertie vertical, en utilisant le modèle bicyclette du véhicule. Les raideurs pneumatiques adaptées par le premier filtre de Kalman sont utilisées dans ce modèle. Cette méthode a été validée en comparant l'estimation des états dynamiques avec les raideurs adaptées, les raideurs constantes et la mesure. Les résultats que nous avons présenté, montrent que la prise en compte des variations des raideurs pneumatiques permet implicitement de rendre compte de certaines non-linéarités du comportement du véhicule.

Finalement, nous avons développé et appliqué une méthode de reconstitution de l'état dynamique, l'angle de dévers de la route en présence de perturbations et de défauts de mesures, basée sur l'observateur proportionnel intégral à entrée inconnue. Cette technique d'observation assure une convergence en temps fini, et la présence de la boucle intégrale permet d'estimer, non seulement les variables d'état et les entrées inconnues, mais aussi les défauts de modélisation (force du vent, moment de lacet,...) et les défauts de mesures. Les contraintes LMI rendent le système plus stable et force la convergence de l'erreur d'estimation vers zéro en temps fini.

Bien évidemment, par rapport au schéma de base qui a été donné au début du chapitre et comme nous l'avons déjà mentionné dans la section 3.7, ne nous pouvons pas tout valider. Cependant, d'autres personnes travaillent actuellement sur la validation des autres blocs d'observateurs. Ce qui nous intéresse maintenant est le développement de notre système d'assistance. Les observateurs que nous avons développé dans ce chapitre, nous seront utiles dans le chapitre suivant pour le développement de l'unité d'avertissement pour éviter les accidents de type sortie de voie.

Chapitre 4

Dynamiques limites latérale et longitudinale pour les sorties de route

4.1 Introduction

L'étude de l'accidentologie présentée dans la première partie a soulevé deux grandes catégories d'accidents, de type sortie de route. La première est liée à un problème de dynamique de véhicule, résultant d'une erreur d'appréciation de la difficulté à aborder. Cette difficulté se traduit par une vitesse excessive à l'approche de virage. La deuxième est liée à un problème de guidage, résultant d'une défaillance de la part de conducteur. L'objectif de ce chapitre est de donner des solutions à ces deux problèmes. Nous proposons dans ce chapitre, un système d'aide au maintien de voie qui avertit le conducteur sur une possibilité de sortir de la voie. Ce système est fondé sur la combinaison entre une assistance longitudinale et latérale en réduisant au maximum le nombre de fausses alertes.

L'assistance longitudinale est basée sur la vitesse critique pour aborder un virage. Dans le cas où le véhicule est sur une section de route ligne droite, la génération d'un profil de vitesse est considérée. L'assistance latérale concerne le positionnement latérale du véhicule par rapport au centre de la voie, la dynamique latérale excessive et le temps de sortie de voie (TLC).

Le système se compose de quatre sous-ensembles qui fonctionnent de façon parallèle. Il peut détecter des situations dangereuses même si les valeurs calculées du TLC sont grandes, et ça due à une vitesse excessive sur une route ligne droite, en utilisant un calcul de profil de vitesse.

Nous allons commencer par le mode longitudinal en développant une nouvelle méthode pour calculer la vitesse critique pour aborder un virage en tenant compte des trois facteurs de dangerosité : le véhicule, l'environnement routier (l'infrastructure) et le comportement du conducteur. La combinaison entre la vitesse critique dynamique dans les virages et le profil de vitesse en ligne droite seront notre fonction de risque

pour le mode longitudinal. En suite pour le mode latéral, nous allons développer des fonctions de risques, liées au mouvement de lacet en analysant la dynamique latérale du véhicule, au positionnement latéral du véhicule par rapport au centre de la voie et au TLC.

4.2 Unité d'alerte pour les sorties de voie

Le but de l'unité d'avertissement de sortie de route est de fournir l'information ou une alarme au conducteur, suffisamment en avance, en tenant compte de plusieurs contraintes :

1. Vitesse excessive même sur une section de route ligne droite.
2. Dynamique latérale : taux de lacet excessif et accélération latérale de confort.
3. Positionnement de véhicule : déplacement latéral excessif et angle de cap relatif.
4. Faibles valeurs de temps de sortie de voie (TLC).

La figure 4.1 illustre l'architecture proposée pour le système d'aide au maintien de voie. Ce système contient quatre modules :

- Le module de détection (DM) qui réunit les quatre sous-systèmes de détections représentés sur la figure 4.1 :

1. Curve Negotiation Warning subsystem (CNW) : il est responsable de l'analyse de la vitesse longitudinale, afin de pouvoir négocier le virage en toute sécurité.
2. Lateral Dynamics Warning subsystem (LDW) : son rôle est la détection d'une situation de dynamique latérale excessive, résultant d'un mouvement de lacet excessif ou une accélération latérale importante.
3. Vehicle Positioning Warning subsystem (VPW) : ce module traite le déplacement latéral du véhicule et donc l'écart latéral du véhicule par rapport au centre de la voie.
4. TLC Warning (TLCW) : ce module permet de calculer le temps de sortie de voie.

- Le module d'acquisition des données (DAS) qui a pour rôle de rassembler les données. Ce module contient aussi l'unité d'observation développée dans le chapitre précédent.

- Le module de traitement de la situation (SAM) qui représente le système décisionnel et une centrale pour toutes les données et les informations, qui sont produites par un autre module du système. Le but de ce module est d'étudier, convenablement, la situation de conduite en se basant sur les différentes informations et données collectées afin d'éliminer au maximum les fausses alertes. Par exemple, dans le cas d'un changement de voie, délivrer une alerte est considérée comme fausse alerte. Alors les types de marquages (continu ou discontinu) sont transmis au SAM à partir du

module VPW. Le statut des clignotants (éteints, gauche, droite) et des feux de freins sont transmis par relais du bus CAN du véhicule au module de détection.

- Le module de l'interface véhicule/conducteur (DVI) qui représente l'affichage des alertes.

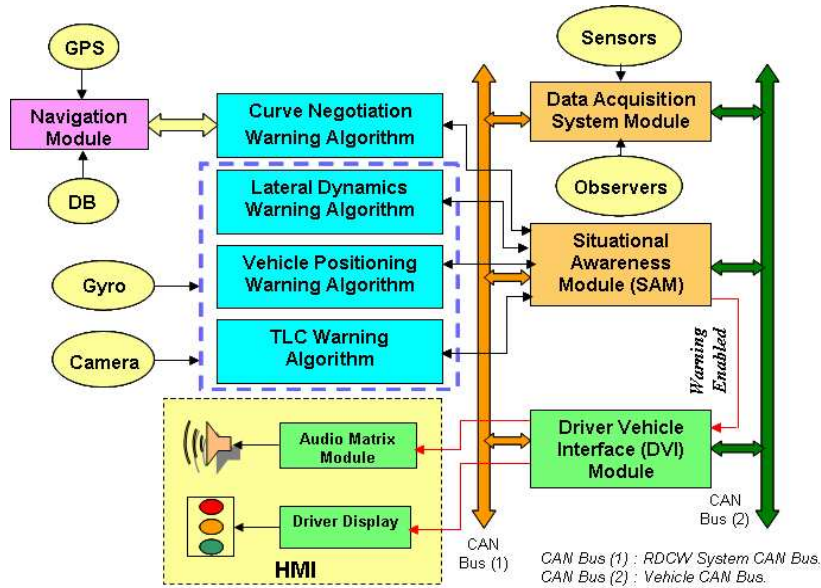


FIG. 4.1 – Architecture proposée pour le système d'aide au maintien de voie.

Lorsque le positionnement précis du DGPS est disponible, cette mesure peut aider ou fournir un positionnement relatif du véhicule par rapport à la route, en utilisant un processus de fusion de données. La position latérale peut être obtenue, avec une bonne précision, à partir de capteurs de vision frontale ou verticale. Cependant, un positionnement moins précis de GPS peut être employé en même temps que des attributs de la route, disponibles sur les cartographies numériques, telles que les limitations de vitesse, afin de fournir en temps-réel, le niveau de risque relatif à la vitesse pratiquée par exemple.

Le module de prise de décision (SAM) fournit trois états selon le niveau du risque, lié à chaque critère : pas d'alerte, niveau faible d'alerte et alerte forte. Le processus est exécuté d'une façon parallèle. Afin de réduire au maximum le nombre de fausses alertes possibles, une alerte forte est déclenchée seulement si un niveau faible d'alerte a été déjà activé.

4.3 Dynamique longitudinale

4.3.1 Introduction

De nombreux systèmes de sécurité active ont été développés, pour assister le conducteur. Ils sont largement implantés sur les véhicules actuels. Le but de ces systèmes est d'améliorer la contrôlabilité du véhicule et obtenir le meilleur comportement dynamique possible dans toutes les situations, de la plus courante à la plus imprévue.

Pour les véhicules qui ne sont pas équipés par les systèmes d'assistance de la sécurité active, le conducteur peut sentir la diminution de la contrôlabilité de son véhicule, en fonction de sa dynamique. Par contre, les véhicules qui sont équipés par des systèmes de sécurité active, le véhicule reste parfaitement contrôlable quelles que soient les sollicitations du conducteur. Il est donc difficile de ce rendre au compte de la limite physique du véhicule.

Dans cette partie, on s'intéresse à la première catégorie d'accidents de type sortie de route, liée à un problème de dynamique de véhicule dû à une vitesse excessive à l'approche d'une difficulté.

Pour donner une solution à ce problème, nous avons décidé de fournir au conducteur, une assistance qui sera toujours limitée par les efforts que le véhicule pourra développer au niveau du contact pneumatique chaussée.

Les applications sur l'alerte d'une vitesse excessive à l'approche d'un virage qui ont été développées utilisent, en général, un capteur de vitesse et une localisation à l'aide d'un GPS sur une cartographie numérique enrichie des données de l'infrastructure. Cependant, cette approche n'est pas satisfaisante, comme il a été mentionné dans [Gla04] pour les raisons suivantes :

- L'utilisation d'une description trop sommaire de l'infrastructure telle que la courbure, n'est généralement pas suffisante pour calculer d'une façon précise la vitesse maximale autorisée pour aborder un virage. La présence de beaucoup de fausses alertes, diminue fortement l'acceptabilité du système par les conducteurs.
- La vitesse maximale autorisée pour aborder un virage ne dépend pas uniquement des caractéristiques géométriques de ce virage, mais aussi du virage suivant.
- La vitesse, à laquelle un véhicule peut aborder un virage, est aussi en fonction de la dynamique du véhicule, et le comportement du conducteur.

Un modèle statique de véhicule ne permet pas de représenter fidèlement le phénomène du contact pneumatique chaussée (glissement longitudinal, dérive latérale, ...). Nous allons voir dans ce qui suit, les différents modèles de vitesses en courbe existants.

4.3.2 Modèles existants de vitesse autorisée en virage

Afin d'informer le conducteur sur une vitesse inappropriée à une manoeuvre imminente, il est nécessaire d'analyser convenablement l'ensemble des paramètres de la situation. Le conducteur reçoit de manière précise les accélérations qu'il subit ainsi que

les vitesses de rotation. Il perçoit cependant, de manière moins précise les vitesses linéaires [Lau02]. Par ailleurs, pour des manoeuvres telle que la prise de virage, trajectoire et vitesse sont couplées. Le choix de la vitesse appropriée est fondé principalement sur un critère de confort (de sécurité) de conduite, évalué suivant les sollicitations latérales auxquelles est soumis le conducteur.

La détermination de la vitesse sûre lors d'une prise de virage est, généralement, basée sur l'information de l'accélération latérale [GSH00]. Ces contraintes expriment en particulier la courbure maximale de la trajectoire en fonction de l'accélération transversale maximale admissible (entre $0.2g$ et $0.3g$).

$$\rho_{\max} = \frac{\gamma_{lat_{\max}}}{V_{\max}^2} \quad (4.1)$$

Donc la vitesse maximale par laquelle un véhicule peut aborder un virage en négligeant tout paramètre autre que la courbure est donnée par l'équation suivante :

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{g\mu_{lat}}{\rho_r}} \quad (4.2)$$

où g est l'accélération de gravité, ρ_r représente la courbure de la route et μ_{lat} est l'adhérence maximale mobilisée en latéral. Le coefficient μ_{lat} dépend des caractéristiques de la surface du contact pneumatique/chaussée. En raison du manque de plusieurs attributs de la géométrie de la route que la courbure dans les bases de données digitales actuellement disponibles, la plupart des systèmes d'alerte d'une vitesse excessive en l'approche d'un virage utilise ce modèle simple.

On peut rendre le système plus pertinent en tenant compte du dévers ϕ_r , de la pente de la route θ_r , du comportement de conducteur et de la dynamique du véhicule. Par exemple, en [PJT⁺99], le NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) utilise un modèle de vitesse limite autorisée en virage V_{max} pour le développement des systèmes d'alerte d'une vitesse excessive à l'approche d'un virage. La formule de cette vitesse est donnée par l'équation suivante :

$$V_{\max} = \sqrt{\frac{g}{\rho_r} \left(\frac{\phi_r + \mu_{lat}}{1 - \phi_r \mu_{lat}} \right)} \quad (4.3)$$

Dans ce modèle (NHTSA), la définition de la route est plus précise que le premier modèle car le dévers de la route est pris en compte. Le rôle de l'angle de dévers de la route est d'anticiper une partie de l'accélération latérale dans le virage.

Le modèle de la vitesse maximale autorisée pour aborder un virage, développé dans [Gla04], est effectué à partir d'une description précise de la route, en particulier la courbure, le dévers, la pente et la quantité de frottement que le conducteur peut mobilisée.

$$\begin{cases} \theta_r > 0 \\ V_{\max}^2 = \frac{g}{\rho_r} \left(1 - \frac{h}{l_f} \theta_r \right) \sqrt{1 - \left(\frac{\theta_r}{\lambda_{long} \mu_{\max}} \right)^2} \lambda_{lat} \mu_{\max} - \phi_r \\ \theta_r < 0 \\ V_{\max}^2 = \frac{g}{\rho_r} \left(1 + \frac{h}{l_r} \theta_r \right) \sqrt{1 - \left(\frac{\theta_r}{\lambda_{long} \mu_{\max}} \right)^2} \lambda_{lat} \mu_{\max} - \phi_r \end{cases} \quad (4.4)$$

où θ_r représente la pente de la route, $\lambda_{lat}\mu_{max}$ (resp. $\lambda_{long}\mu_{max}$) est la quantité d'adhérence que le conducteur peut mobiliser, respectivement, en latéral et en longitudinal. Le conducteur ne peut pas mobiliser, toute l'adhérence disponible sur la route, et ne mobilise pas aussi, la même quantité d'adhérence en longitudinal et en latéral. Ce modèle de vitesse, prend en considération aussi la hauteur du centre de gravité h et la longueur entre le centre de gravité et l'essieu avant et arrière, respectivement, l_f et l_r .

4.3.3 L'approche utilisée pour calculer la vitesse critique dans le virage [SGM06]

Nous avons vu dans la partie précédente trois modèles de vitesses limites pour aborder un virage, le troisième est plus précis comparé aux deux autres, parce que la définition de la route est plus précise, la pente et le dévers sont prises en compte et le comportement du conducteur, en tenant compte des niveaux de décélération du conducteur. Mais la dynamique du véhicule n'est pas prise en compte dans ce modèle, ce qui fait que, la variation de la dynamique et les paramètres du véhicule n'influence pas sur la vitesse critique. Donc nous avons décidé de prendre en considération, les variations de la dynamique du véhicule dans le calcul de la vitesse critique dans les virages.

4.3.3.1 Hypothèses

Pour modéliser le véhicule en vue de calculer la vitesse critique à l'entrée d'un virage, il est nécessaire de faire quelques hypothèses pour simplifier les calculs.

- Uniquement la pente et le dévers sont pris en compte, pas de prise en compte de l'uni¹ de la route.
- Les mouvements de roulis, tangage et vertical ne sont pas pris en compte dans le modèle. Uniquement le transfert de charge sur chaque pneu est considéré.
- Les angles de dévers, ϕ_r , pente, θ_r , et la dérive latérale du véhicule, β , sont supposés faibles, donc l'approximation $\cos\alpha \approx 1$ et $\sin\alpha \approx \alpha$ est considérée.
- Pour réduire la complexité de la représentation des efforts au point du contact pneumatique/chaussée, nous considérons le modèle linéaire des forces et nous supposons que le contact pneu/sol est localisé dans le plan de symétrie de la roue à une distance égale au rayon de la roue sous charge. Nous utiliserons par la suite, l'adaptation des coefficients des raideurs pneumatiques, développée dans le chapitre précédant pour calculer la vitesse critique.
- La vitesse longitudinale dans le virage est supposée constante, ce qui fait que, l'accélération longitudinale dans le virage est nulle.

¹L'uni des chaussées représente les variations de la hauteur de la surface qui engendre les irrégularités de la route en longitudinale.

4.3.3.2 Modèle de véhicule

Nous considérons le modèle de véhicule développé dans la partie 2.2.6, dont nous rappelons ici brièvement les résultats. Nous avons choisi un modèle de véhicule qui prend en compte à la fois les forces au point de contact pneumatique/chaussée et le transfert de charge dû au mode longitudinal et latéral. Les trois types de mouvements du véhicule sont :

1) Le mouvement longitudinal : Dans la dynamique longitudinale, nous considérons les forces longitudinales appliquées sur chaque pneumatique comme étant la raideur pneumatique adaptée, comme nous avons vu dans le troisième chapitre, multipliée par le glissement longitudinal. La dynamique longitudinale est donnée par l'équation suivante :

$$m\dot{V}_x = F_{long} - C_x V_x^2 + m\dot{\psi}V_y + mg \sin \theta_r \quad (4.5)$$

où F_{long} représente la somme des forces appliquées sur les pneumatiques qui est en fonction du glissement longitudinal de chaque roue λ_i .

$$F_{long} = \sum_{i=1}^4 F_{xi} = \sum_{i=1}^4 K_{pi} \lambda_i \quad (4.6)$$

où K_{pi} est le coefficient de la raideur du pneumatique adapté, pour chaque pneu i .

2) Le mouvement latéral : Nous décrivons le mouvement latéral du véhicule par les deux équations qui représentent l'effet des forces latérales sur le mouvement latéral et la vitesse de lacet $\dot{\psi}$.

$$\begin{cases} m\dot{V}_y = F_{lat} - C_y V_y^2 - m\dot{\psi}V_x - mg \sin \phi_r \\ I_z \ddot{\psi} = l_f F_{lat_f} - l_r F_{lat_r} \end{cases} \quad (4.7)$$

où C_x et C_y représentent les coefficients de pénétration dans l'air en longitudinal et en latéral respectivement.

Les forces latérales exercées sur le pneumatique sont considérées comme proportionnelles à l'angle de dérive du pneumatique :

$$F_{lat} = \sum_{i=1}^4 C_{si} \alpha_i \quad (4.8)$$

Le coefficient C_{si} est la rigidité de la dérive du pneumatique i , adapté par la méthode développée dans le chapitre précédant. Ils sont en fonction de la charge appliquée sur la roue, le glissement longitudinal et l'angle de dérive latérale du pneumatique α_i . Nous

pouvons exprimer les forces latérales sur les quatre roues comme suit :

$$\begin{cases} F_{y1} = C_{s1}\alpha_1 = C_{s1} \left(\delta - \frac{V_y + l_f \dot{\psi}}{V_x - \frac{s_b}{2} \dot{\psi}} \right) \\ F_{y2} = C_{s2}\alpha_2 = C_{s2} \left(\delta - \frac{V_y + l_f \dot{\psi}}{V_x + \frac{s_b}{2} \dot{\psi}} \right) \\ F_{y3} = C_{s3}\alpha_3 = -C_{s3} \left(\frac{V_y - l_r \dot{\psi}}{V_x - \frac{s_b}{2} \dot{\psi}} \right) \\ F_{y4} = C_{s4}\alpha_4 = -C_{s4} \left(\frac{V_y - l_r \dot{\psi}}{V_x + \frac{s_b}{2} \dot{\psi}} \right) \end{cases} \quad (4.9)$$

3) Le mouvement vertical : Les forces normales appliquées sur les quatre roues peuvent être obtenues comme suit :

$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{1}{(l_r + l_f)} \left(\frac{l_r m g \cos \theta_r \cos \phi_r}{2} - \frac{h F_{long}}{2} - \frac{l_r h F_{lat}}{s_b} \right) \\ F_{z2} = \frac{1}{(l_r + l_f)} \left(\frac{l_r m g \cos \theta_r \cos \phi_r}{2} - \frac{h F_{long}}{2} + \frac{l_r h F_{lat}}{s_b} \right) \\ F_{z3} = \frac{1}{(l_r + l_f)} \left(\frac{l_f m g \cos \theta_r \cos \phi_r}{2} + \frac{h F_{long}}{2} - \frac{l_f h F_{lat}}{s_b} \right) \\ F_{z4} = \frac{1}{(l_r + l_f)} \left(\frac{l_f m g \cos \theta_r \cos \phi_r}{2} + \frac{h F_{long}}{2} + \frac{l_f h F_{lat}}{s_b} \right) \end{cases} \quad (4.10)$$

4.3.3.3 Modélisation de l'interface pneumatique/chaussée

Le pneumatique est l'un des composants principaux du véhicule. Il représente en effet l'interface avec l'environnement externe qui est la route. Il transmet les efforts de direction et de freinage/traction. Le comportement dynamique du pneumatique est très complexe, et est linéaire seulement dans certaines conditions restreintes d'opération. On observe de divers phénomènes comme le dérapage et le blocage.

Dans cette étude, nous modélisons l'interface du contact pneu/sol, et nous calculons les adhérences mobilisées en longitudinal et en latéral sur chaque pneumatique.

Nous utiliserons le modèle de frottement de Coulomb pour obtenir l'adhérence mobilisée μ_{mob} (voir figure 4.2).

Donc la force transversale, F_t , et la force normale, F_z , sont telles que :

$$\mu_{mob} = \frac{F_t}{F_z} \leq \mu_{max} \quad (4.11)$$

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

Nous avons aussi : $F_t^2 = F_x^2 + F_y^2$.

Donc on aura :

$$\begin{cases} \mu_{long i} = \frac{F_{x i}}{F_{z i}} \\ \mu_{lat i} = \frac{F_{y i}}{F_{z i}} \\ \mu_{max} = \max \left(\sqrt{\mu_{long i}^2 + \mu_{lat i}^2} \right) \end{cases} \quad (4.12)$$

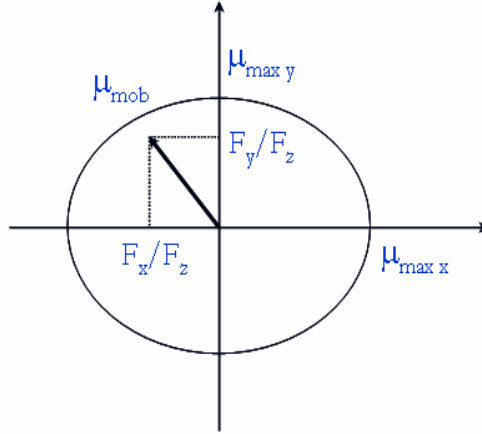


FIG. 4.2 – Ellipse de friction.

Nous considérons les approximations suivantes pour l'accélération longitudinale, latérale et la vitesse de lacet :

$$\begin{cases} \gamma_{lat} = \rho V^2 \\ \gamma_{long} = \frac{dV}{dt} = V \frac{dV}{ds} \\ \dot{\psi} = \rho V \end{cases} \quad (4.13)$$

Nous calculons l'adhérence mobilisée sur chaque roue en longitudinal et en latéral, en utilisant 4.12 :

$$\begin{cases} \mu_{lat\ 1} = \frac{2C_{s1}(l_r+l_f)S_b(\delta(1-\frac{S_b}{2}\rho)-\beta-l_f\rho)}{(1-\frac{S_b}{2}\rho)(S_b(l_rmg-hF_{long})-2l_rhF_{lat})} \\ \mu_{lat\ 2} = \frac{2C_{s2}(l_r+l_f)S_b(\delta(1+\frac{S_b}{2}\rho)-\beta-l_f\rho)}{(1+\frac{S_b}{2}\rho)(S_b(l_rmg-hF_{long})+2l_rhF_{lat})} \\ \mu_{lat\ 3} = \frac{2C_{s3}(l_r+l_f)S_b(\beta-l_r\rho)}{(1-\frac{S_b}{2}\rho)(S_b(l_fmg+hF_{long})-2l_fhF_{lat})} \\ \mu_{lat\ 4} = \frac{2C_{s4}(l_r+l_f)S_b(\beta-l_r\rho)}{(1+\frac{S_b}{2}\rho)(S_b(l_fmg+hF_{long})+2l_fhF_{lat})} \end{cases} \quad (4.14)$$

$$\begin{cases} \mu_{long\ 1} = \frac{2(l_r+l_f)S_bK_{p1}\lambda_1}{S_b(l_rmg-hF_{long})-2l_rhF_{lat}} \\ \mu_{long\ 2} = \frac{2(l_r+l_f)S_bK_{p2}\lambda_2}{S_b(l_rmg-hF_{long})+2l_rhF_{lat}} \\ \mu_{long\ 3} = \frac{2(l_r+l_f)S_bK_{p3}\lambda_3}{S_b(l_fmg+hF_{long})-2l_fhF_{lat}} \\ \mu_{long\ 4} = \frac{2(l_r+l_f)S_bK_{p4}\lambda_4}{S_b(l_fmg+hF_{long})+2l_fhF_{lat}} \end{cases} \quad (4.15)$$

En utilisant les approximations données par 4.13 et d'après les équations 4.5 et 4.7, les forces longitudinale, F_{long} , et latérale, F_{lat} , en fonction de la vitesse sont données par les formules suivantes :

$$\begin{cases} F_{long} = mV \frac{dV}{ds} + C_x V^2 - m\rho\beta V^2 - mg\theta_r \\ F_{lat} = 2m\rho V^2 + C_y\beta^2 V^2 + mg\phi_r \end{cases} \quad (4.16)$$

4.3.3.4 Modélisation du comportement du conducteur

Le conducteur est un élément essentiel dans la boucle du système Véhicule-Infrastructure-Conducteur. Pendant la phase de conduite, le conducteur est obligé de corriger sa trajectoire et définir une vitesse appropriée à la situation de conduite. La prise en compte du comportement du conducteur, permet de développer des systèmes d'aide à la conduite, plus pertinents.

Nous avons décidé de prendre en compte, les niveaux d'accélération du conducteur dans notre calcul de la vitesse critique dans les virages. Cela veut dire qu'en réalité, le conducteur ne mobilise pas les mêmes niveaux d'accélération en latéral qu'en longitudinal, et pour cela nous avons distingué entre la quantité d'adhérence mobilisée par le conducteur en longitudinal et en latéral, en notant μ_{latmax} et $\mu_{longmax}$, les adhérences maximales mobilisées, respectivement, en latéral et en longitudinal [Gla04].

$$1 = \max \left(\sqrt{\left(\frac{\mu_{lati}}{\mu_{latmax}} \right)^2 + \left(\frac{\mu_{longi}}{\mu_{longmax}} \right)^2} \right) \quad (4.17)$$

Pour des raisons de sécurité et de confort, le conducteur va mobiliser qu'une partie de toute l'adhérence disponible en longitudinal et en latéral. Donc nous modélisons le conducteur par deux coefficients adimensionnel λ_{lat} et λ_{long} qui varient en fonction de l'adhérence maximale disponible μ_{max} .

4.3.4 Calcul de la vitesse critique

Après avoir modélisé les trois facteurs de dangerosité dans une phase de conduite, le véhicule, l'environnement et le conducteur, Nous allons employer ces trois modèles pour développer un modèle de vitesse critique en virage. Le véhicule représenté par son modèle dynamique, l'environnement par sa géométrie et son interface de contact avec le véhicule, et le conducteur par ces capacités de décélérations en longitudinal et en latéral.

La vitesse du véhicule est considérée constante dans la partie circulaire, cela veut dire que l'accélération longitudinale à l'entrée du virage est nulle ($\frac{dV}{ds} = 0$). En remplaçant les expressions des adhérences mobilisées, données par 4.14 et 4.15 dans 4.17, nous obtiendrons ce qui suit :

En accélération :

$$\begin{cases} 1 = \left(\frac{1}{\mu_{lat \max}} \frac{2C_{s1}(l_r+l_f)S_b \left(\delta \left(1 - \frac{S_b}{2} \rho \right) - \beta - l_f \rho \right)}{\left(1 - \frac{S_b}{2} \rho \right) (S_b(l_r m g - h F_{long}) - 2l_r h F_{lat})} \right)^2 + \left(\frac{1}{\mu_{long \max}} \frac{2S_b(l_r+l_f)K_{p1}\lambda_1}{S_b(l_r m g - h F_{long}) - 2l_r h F_{lat}} \right)^2 \\ 1 = \left(\frac{1}{\mu_{lat \max}} \frac{2C_{s2}(l_r+l_f)S_b \left(\delta \left(1 + \frac{S_b}{2} \rho \right) - \beta - l_f \rho \right)}{\left(1 + \frac{S_b}{2} \rho \right) (S_b(l_r m g - h F_{long}) + 2l_r h F_{lat})} \right)^2 + \left(\frac{1}{\mu_{long \max}} \frac{2S_b(l_r+l_f)K_{p2}\lambda_2}{S_b(l_r m g - h F_{long}) + 2l_r h F_{lat}} \right)^2 \end{cases} \quad (4.18)$$

En décélération :

$$\begin{cases} 1 = \left(\frac{1}{\mu_{lat \max}} \frac{2C_{s3}(l_r+l_f)S_b(\beta-l_f\rho)}{\left(1-\frac{S_b}{2}\rho\right)(S_b(l_fm_g+hF_{long})-2l_fhF_{lat})} \right)^2 + \left(\frac{1}{\mu_{long \max}} \frac{2S_b(l_r+l_f)K_{p3}\lambda_3}{S_b(l_fm_g+hF_{long})-2l_fhF_{lat}} \right)^2 \\ 1 = \left(\frac{1}{\mu_{lat \max}} \frac{2C_{s4}(l_r+l_f)S_b(\beta-l_f\rho)}{\left(1+\frac{S_b}{2}\rho\right)(S_b(l_fm_g+hF_{long})+2l_fhF_{lat})} \right)^2 + \left(\frac{1}{\mu_{long \max}} \frac{2S_b(l_r+l_f)K_{p4}\lambda_4}{S_b(l_fm_g+hF_{long})+2l_fhF_{lat}} \right)^2 \end{cases} \quad (4.19)$$

Pendant la phase de l'accélération, nous avons un transfert de charge des roues avant vers les roues arrière, ce qui fait que l'adhérence mobilisée sur les deux pneus arrière va diminuer, dont l'intérêt de considérer le maximum des deux adhérences mobilisées par les deux roues avant. En phase de décélération (freinage), il y aura un transfert de charge des roues arrière vers les roues avant, alors l'adhérence mobilisée sur les pneus avant va diminuer, et dans ce cas là, le maximum des deux adhérences mobilisées par les roues arrière vont être considérées. Pendant la prise du virage, la charge se transfère d'un côté à l'autre en fonction du sens du virage, à gauche ou à droite. Si le véhicule aborde un virage à gauche, le sens du transfert de charge est vers la roue droite, et si le virage est à droite, le sens de transfert de charge est à gauche.

Après avoir remplacé les expressions de F_{lat} et F_{long} dans les équations 4.18 et 4.19, et après le calcul, nous aurons les quatre formules des vitesses critiques calculées par rapport à chaque roue :

Dans le cas où $\theta_r < 0$ (En accélération) :

$$\begin{cases} V_1^2 = \frac{mgS_b l_r \left(1 + \frac{h}{l_r} \theta_r - \frac{h}{S_b/2} \phi_r\right) - \eta_1}{S_b l_r \left[\frac{h}{l_r} (C_x - m\rho\beta) + \frac{h}{S_b/2} (2m\rho + C_y\beta^2)\right]} \\ V_2^2 = \frac{mgS_b l_r \left(1 + \frac{h}{l_r} \theta_r + \frac{h}{S_b/2} \phi_r\right) - \eta_2}{S_b l_r \left[\frac{h}{l_r} (C_x - m\rho\beta) - \frac{h}{S_b/2} (2m\rho + C_y\beta^2)\right]} \end{cases} \quad (4.20)$$

Dans le cas où $\theta_r > 0$ (En freinage) :

$$\begin{cases} V_3^2 = \frac{mgS_b l_f \left(1 - \frac{h}{l_f} \theta_r - \frac{h}{S_b/2} \phi_r\right) - \eta_3}{S_b l_f \left[-\frac{h}{l_f} (C_x - m\rho\beta) + \frac{h}{S_b/2} (2m\rho + C_y\beta^2)\right]} \\ V_4^2 = \frac{mgS_b l_f \left(1 - \frac{h}{l_f} \theta_r + \frac{h}{S_b/2} \phi_r\right) - \eta_4}{S_b l_f \left[-\frac{h}{l_f} (C_x - m\rho\beta) - \frac{h}{S_b/2} (2m\rho + C_y\beta^2)\right]} \end{cases} \quad (4.21)$$

Au final, nous prenons le minimum des quatre vitesses critiques $v_c = \min(V_1, V_2, V_3, V_4)$. Les expressions de η_1, η_2, η_3 et η_4 sont données par :

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta_1 = \sqrt{\left(\frac{2C_{s1}(l_r+l_f)S_b\left(\delta\left(1-\frac{S_b}{2}\rho\right)-\beta-l_f\rho\right)}{\mu_{lat\ max}\left(1-\frac{S_b}{2}\rho\right)} \right)^2 + \left(\frac{2S_b(l_r+l_f)K_{p1}\lambda_1}{\mu_{long\ max}} \right)^2} \\ \eta_2 = \sqrt{\left(\frac{2C_{s2}(l_r+l_f)S_b\left(\delta\left(1+\frac{S_b}{2}\rho\right)-\beta-l_f\rho\right)}{\mu_{lat\ max}\left(1+\frac{S_b}{2}\rho\right)} \right)^2 + \left(\frac{2S_b(l_r+l_f)K_{p2}\lambda_2}{\mu_{long\ max}} \right)^2} \\ \eta_3 = \sqrt{\left(\frac{2C_{s3}(l_r+l_f)S_b(\beta-l_r\rho)}{\mu_{lat\ max}\left(1-\frac{S_b}{2}\rho\right)} \right)^2 + \left(\frac{2S_b(l_r+l_f)K_{p3}\lambda_3}{\mu_{long\ max}} \right)^2} \\ \eta_4 = \sqrt{\left(\frac{2C_{s4}(l_r+l_f)S_b(\beta-l_r\rho)}{\mu_{lat\ max}\left(1+\frac{S_b}{2}\rho\right)} \right)^2 + \left(\frac{2S_b(l_r+l_f)K_{p4}\lambda_4}{\mu_{long\ max}} \right)^2} \end{array} \right. \quad (4.22)$$

après simplification, nous aurons :

$$\eta_i = 2S_b(l_r+l_f) \sqrt{\left(\frac{C_{si}\alpha_i}{\mu_{lat\ max}} \right)^2 + \left(\frac{K_{pi}\lambda_i}{\mu_{long\ max}} \right)^2} \quad (4.23)$$

où α_i et λ_i représentent, respectivement, la dérive latérale et le glissement longitudinal au niveau de chaque pneu. Les différents paramètres sont identifiables, d'après le chapitre précédent.

4.3.5 Influence des paramètres

Dans cette partie, nous allons étudier l'influence des trois paramètres qui représentent l'infrastructure : le dévers, la pente et l'adhérence maximale disponible sur la route. Nous allons vérifier aussi l'impact de la dynamique du véhicule surtout les variations du glissement longitudinal et l'angle de dérive latérale du véhicule sur la vitesse critique à l'entrée d'un virage. Nous avons considéré ici une clothoïde de longueur $L = 50m$ et qui amène à un cercle de rayon $R = 300m$.

4.3.5.1 Influence du dévers

Comme nous l'avons déjà mentionné, le but principal de l'angle du dévers de la route est d'anticiper une partie de l'accélération latérale. Dans la figure 4.3-a, nous avons simulé une clothoïde positive qui amène sur un virage à gauche ($\rho > 0$). Par convention, un virage à gauche a un dévers négatif ($\phi_r < 0$). Nous pouvons remarquer d'après la figure, que la vitesse autorisée à l'entrée du virage est plus grande pour un dévers de -6° ($31m/s$) qu'un dévers de 0° ($28.4m/s$). Un virage à gauche avec un dévers positif ($\rho > 0$ et $\phi_r > 0$) est considéré comme dangereux. La vitesse autorisée à l'entrée du virage pour un dévers de 6° est inférieure de $3m/s$ à celle calculée pour une route sans dévers.

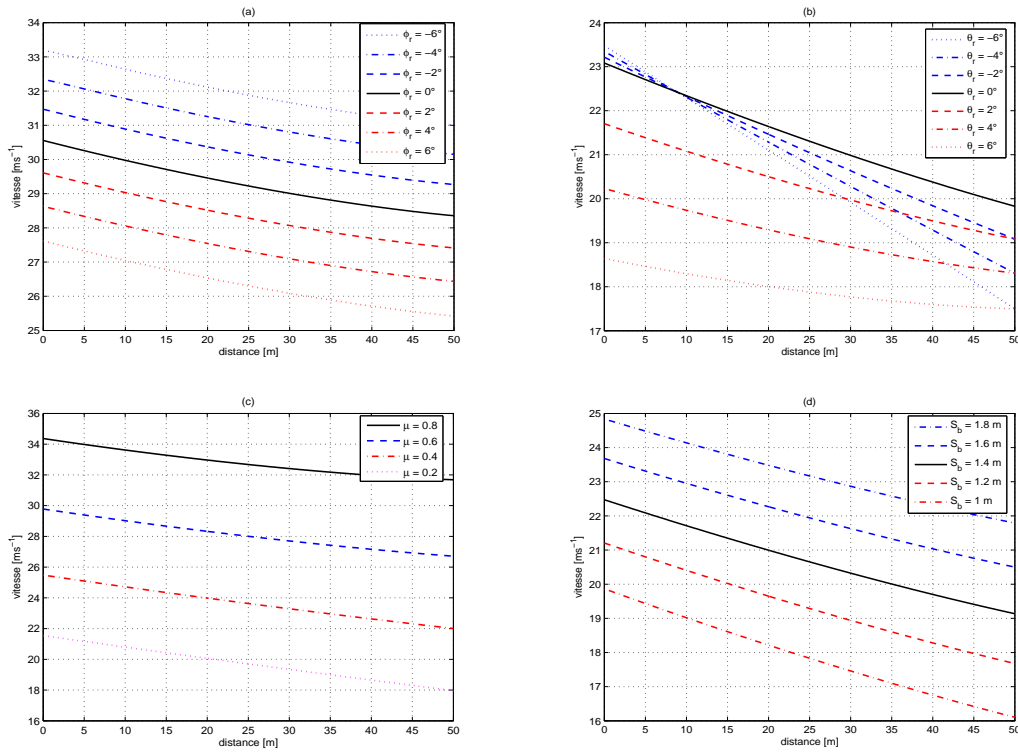


FIG. 4.3 – Influence des paramètres : (a) dévers, (b) pente, (c) adhérence et (d) longueur des essieux.

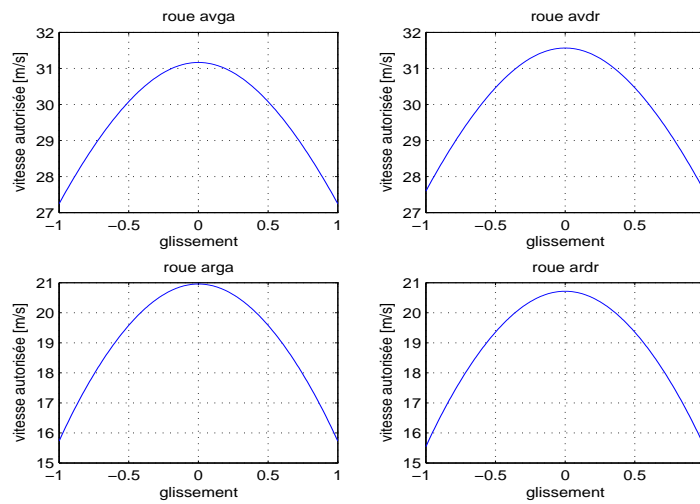


FIG. 4.4 – variation de la vitesse maximale autorisée en fonction du glissement longitudinal.

4.3.5.2 Influence de la pente

Le deuxième paramètre du modèle de l'infrastructure est la pente. Pour maintenir une vitesse longitudinale constante, pendant la prise du virage, le conducteur va accélérer ou freiner le véhicule selon le signe de la pente, donc il mobilise une partie de l'adhérence maximale disponible sur la route. Ainsi, la vitesse maximale autorisée dans un virage avec une pente (positive ou négative) est inférieure à celle calculée, pour une route horizontale comme nous le montre la figure 4.3-b. Cette dernière, présente la variation de la vitesse critique en courbe pour différentes valeurs de la pente. D'après les courbes de cette figure, nous constatons que la vitesse critique en courbe diminue lorsque la valeur absolue de la pente augmente.

Sur la figure 4.4, nous avons tracé la vitesse critique en fonction du glissement longitudinal, et d'après les courbes de la figure, nous pouvons remarquer que la vitesse limite autorisée varie inversement proportionnelle à la valeur absolue du glissement longitudinal (accélération ou freinage), ce qui confirme la conclusion précédente concernant la pente.

4.3.5.3 Influence de l'adhérence mobilisable

La vitesse critique dans une courbe, dépend de l'adhérence maximale disponible sur la route μ_{max} . La figure 4.3-c, illustre la variation de la vitesse autorisée dans les virages pour différents coefficients d'adhérence mobilisable μ_{max} . Pour un coefficient d'adhérence de 0.2, la vitesse autorisée à l'entrée du virage est de $18m/s$. Elle est inférieure de $4m/s$ par rapport à celle calculée, pour une adhérence de 0.4. Pour un coefficient d'adhérence de 0.8, la vitesse autorisée est supérieure de $9.8m/s$ à celle calculée pour une adhérence de 0.4.

4.3.5.4 Influence de la longueur des essieux

L'objectif ici est de voir, quel est l'impact de la longueur des essieux sur la vitesse critique à l'entrée d'un virage. Les travaux développés, concernant la vitesse maximale autorisée en courbe, soit ne prennent pas en compte la dynamique du véhicule, soit ils considèrent un modèle statique de véhicule de type bicyclette. Le terme $\frac{h}{S_b/2}\phi_r$ est très important pour la stabilité du véhicule pendant un mouvement de roulis.

La figure 4.3-d, montre l'impact de la variation de la longueur des essieux sur la vitesse autorisée en virage, en fixant la hauteur du centre de gravité h à $0.5m$. D'après les courbes de la figure, nous pouvons remarquer que la vitesse maximale autorisée en courbe diminue proportionnellement à la longueur des essieux.

4.3.5.5 Influence de la dérive latérale

Dans [Gla04], une analyse de la stabilité du véhicule a été présentée. La stabilité est étudiée à partir des plans de trajectoire de la dérive latérale et la vitesse de lacet

$[\beta, r]$. Nous avons d'après l'analyse, deux zones de trajectoires (stable et instable). Les trajectoires instables présentent deux types d'instabilité. Le premier type correspond à une augmentation de l'angle de dérive latérale du véhicule β , pour lequel le véhicule part en dérapage. Le deuxième type correspond à une augmentation de la vitesse de lacet r , avec un véhicule partant en toupie [Gla04].

La dérive latérale est alors l'une des variables provocantes de l'instabilité du véhicule. Notre modèle de vitesse critique en courbe, tient en compte, la variation de cette variable. Nous avons donc fait varier la dérive latérale pour voir, quel est son impact sur la vitesse critique en courbe. La figure 4.5, montre la variation de la vitesse critique, en fonction de la dérive latérale et le glissement longitudinal. D'après les courbes de cette figure, nous pouvons remarquer que la vitesse critique en virage diminue en fonction de l'augmentation de la dérive latérale du véhicule et le glissement longitudinal des pneumatiques. Cela veut dire que notre modèle de vitesse critique en courbe prend en compte les limites de stabilité du véhicule.

Sur la figure 4.6-a, nous avons tracé la variation de la vitesse maximale autorisée en virage, en fonction de la hauteur du centre de gravité, h , et la masse du véhicule, m . Nous pouvons constater d'après les courbes, que la vitesse critique diminue en augmentant la hauteur du centre de gravité et en diminuant la masse du véhicule. Ensuite, nous avons représenté sur la figure 4.6-b, la variation de la vitesse critique en fonction des raideurs latérale et longitudinale des pneumatiques. Nous pouvons constater d'après les courbes, que la vitesse critique augmente en diminuant les raideurs des pneumatiques. Cette variation est justifiée par le fait que, les efforts latéraux au niveau du contact pneu/sol diminuent en diminuant les raideurs latérales des pneumatiques. C'est pour cela que nous avons utilisé une méthode d'adaptation des raideurs pneumatiques, afin de ne pas avoir une détection de fausses alertes.

4.3.6 Validation du modèle

Après avoir montré l'influence des paramètres de la route (pente, dévers, adhérence) et la dynamique du véhicule, sur la vitesse critique en courbe, nous allons comparer notre modèle dynamique de vitesse en courbe à celui de SAVV, développé dans [GA03]. Nous avons choisi deux situations de conduite : une situation de conduite normale, où le conducteur n'a senti aucune situation d'inconfort, et une situation de conduite excessive où le conducteur à commencer à sentir des situations inconfortables. Le modèle de vitesse dynamique, utilise les variables d'états et les paramètres dynamiques du véhicule, donnés par les observateurs développés dans le chapitre précédent.

La figure 4.7 montre une comparaison entre le modèle dynamique de vitesse en courbe et celui de SAVV, dans une situation de conduite normale (figures sur la partie gauche). Au cours de ce test, le conducteur était en situations confortables. D'après les courbes de cette figure, la vitesse réelle du véhicule est, tout le temps, inférieure à la vitesse critique donnée par le modèle dynamique. Par contre, nous pouvons remarquer

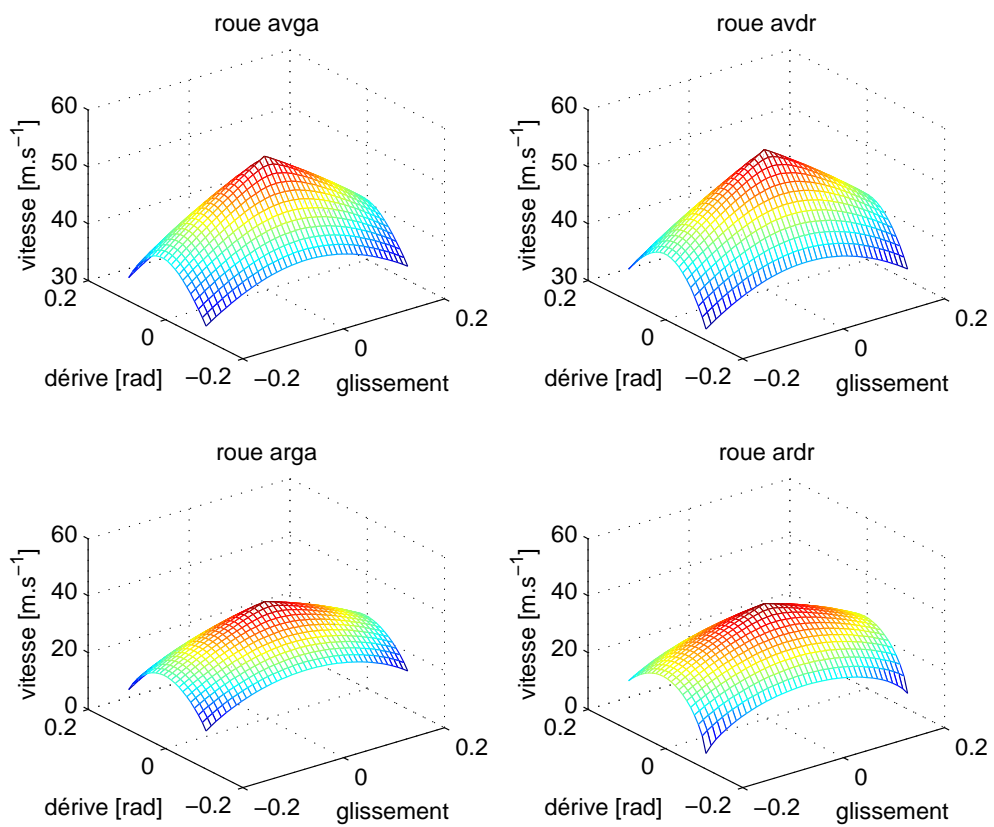


FIG. 4.5 – variation de la vitesse maximale autorisée en fonction du glissement longitudinal et l'angle de dérive latérale.

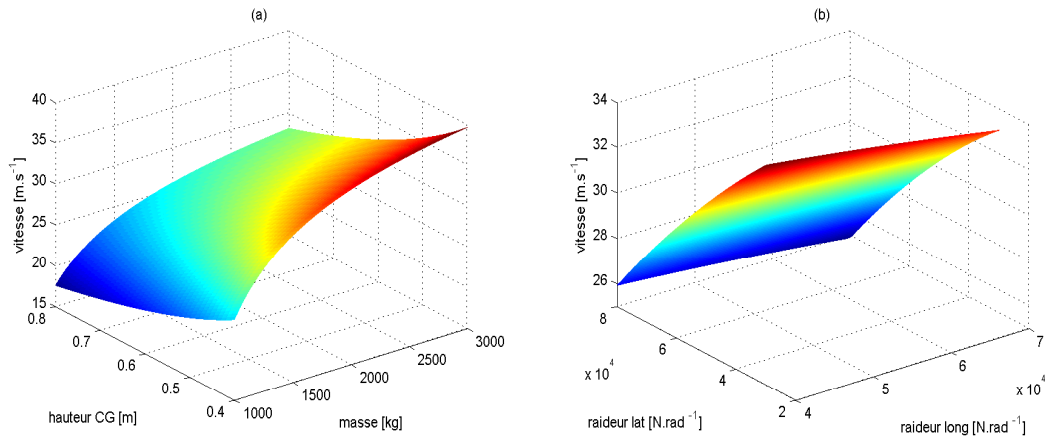


FIG. 4.6 – variation de la vitesse maximale autorisée en fonction : (a) hauteur du CG et la masse du véhicule, (b) les raideurs pneumatiques latérales et longitudinales.

que la vitesse réelle du véhicule dépasse la vitesse critique, calculée avec le modèle SAVV à plusieurs reprises ce qui se traduit, en détection de fausses alertes. La courbe de l'accélération latérale mesurée par la centrale inertielle (INS) au moment de la conduite, montre que l'accélération latérale est dans une zone de confort (ne dépasse pas $0.4g$), donc le profil de vitesse critique obtenu par le modèle dynamique est correct.

Les graphes sur la partie droite de la figure 4.7, illustrent une autre comparaison mais dans une situation de conduite excessive. Nous pouvons remarquer que la vitesse critique, donnée par le modèle dynamique, est plus faible que celle calculée avec le modèle SAVV. Cette différence est justifiée par le fait que le modèle dynamique prend en considération, la variation de la dynamique du véhicule et surtout les efforts au niveau du contact pneumatique chaussée. La courbe de l'accélération latérale correspondante à cette conduite, montre que la conduite est inconfortable. Donc le profil de vitesse critique obtenu par le modèle dynamique est correct.

4.3.7 Conclusion

Dans cette partie, nous avons développé un nouveau modèle de vitesse critique en courbe, en considérant les trois éléments de la situation de conduite : le véhicule, le conducteur et la route. Ce modèle de vitesse est développé, en utilisant une méthode basée sur l'adhérence mobilisée au niveau des pneumatiques. Un modèle de frottement de Coulomb a été utilisé, pour modéliser l'interface pneumatique/chaussée. Nous avons considéré un modèle de véhicule à quatre roues non-linéaire, pour modéliser le véhicule. Le conducteur est modélisé par ses niveaux d'accélération en latéral et en longitudinal, qui représentent la quantité d'adhérence qui peut mobiliser dans les deux directions. A la

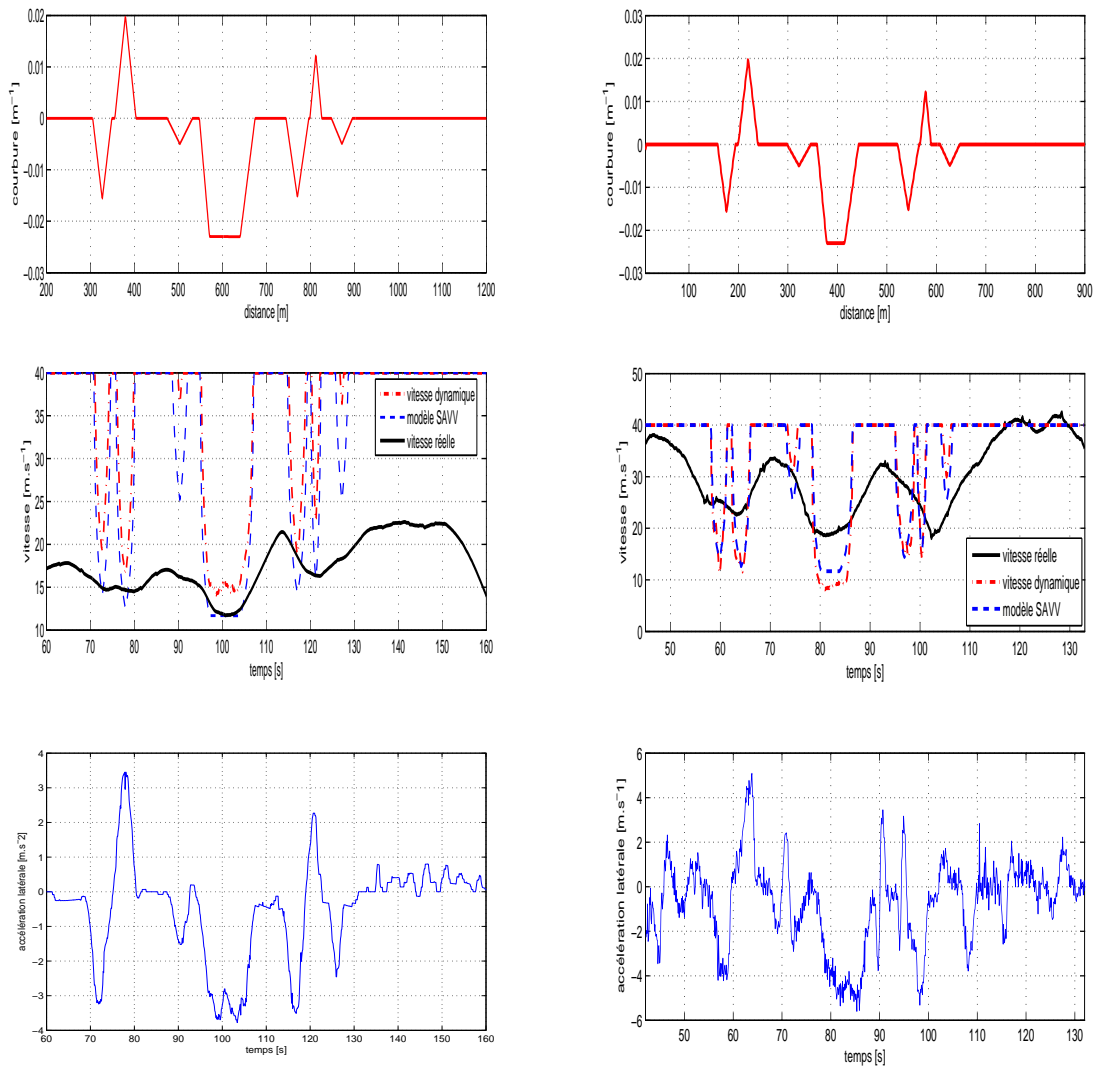


FIG. 4.7 – comparaison du modèle dynamique de vitesse avec le modèle SAVV (situation de conduite normale à gauche et excessive à droite).

fin, nous avons montré l'influence des différents paramètres de la route et la dynamique du véhicule, sur la vitesse critique à l'approche d'un virage en donnant des résultats de simulations. Afin de valider le nouveau modèle de vitesse critique en courbe développé, une comparaison avec le modèle SAVV, dans des situations réelles de conduite, a été présentée.

4.4 Dynamique limite latérale

4.4.1 Introduction

Après avoir étudié le mode longitudinal, afin de limiter la vitesse longitudinale du véhicule, nous supposons que le véhicule est contrôlable et que la vitesse est régulée dans la première partie. L'objectif de l'assistance latérale au conducteur est de l'informer et l'alerter sur une possibilité de sortir de la voie, soit sur une perte de contrôle, liée à un problème de dynamique latérale du véhicule, soit sur une sortie involontaire, liée à un problème de guidage de la part du conducteur.

Pour le premier cas, nous allons analyser la dynamique latérale du véhicule. L'analyse concerne, le mouvement de lacet et l'accélération latérale du véhicule. Pour le deuxième cas, nous analysons le déplacement latéral du véhicule et donc son positionnement par rapport au centre de la voie. Le temps de sortie de route (TLC) est utilisé aussi comme indicateur de risque. Il nous permet de connaître dans combien de temps, le véhicule franchira le bord de voie si le conducteur garde le même angle de braquage et la même vitesse de conduite. Il est utilisé comme base pour prendre des décisions, concernant le départ imminent de la route pour les buts de l'avertissement, de l'intervention et de la commande [MGN06a],[GMNL05],[MLP04].

Les seuils du déclenchement des alertes seront déterminés et réglés, en effectuant des tests sur la piste d'essais. Néanmoins, on peut déjà donner un certain nombre d'indications, notamment avec le temps de réaction du conducteur qui se situe autour de 1s.

4.4.2 Dynamique latérale proprioceptive

Nous avons vu dans le premier chapitre, les différents indicateurs de risque, liés au mode latéral, et nécessaires pour évaluer la gravité de la situation et alerter le conducteur si nécessaire. Un premier groupe d'indicateurs est, directement, lié à la dynamique proprioceptive du véhicule :

- La vitesse de lacet, combinée à la vitesse longitudinale et à l'angle de braquage des roues est révélatrice d'un effet de survirage ou de sous-virage.
- L'accélération latérale, directement obtenue à partir d'un accéléromètre.

Ces éléments, tout comme l'accélération latérale et la vitesse de lacet sont disponibles en standard sur un véhicule muni d'un ESP. Le but de cette partie est d'étudier la

dynamique latérale limite du véhicule et de détecter des situations de survirage et sous-virage.

Dans cette section, nous étudions et nous analysons la vitesse de lacet et l'accélération latérale du véhicule. Dans un premier temps, nous comparons le rayon de courbure obtenu par la vitesse de lacet et la vitesse longitudinale du véhicule mesurées, et celui obtenu par le modèle de véhicule. Le risque de survirage ou sous-virage sera caractérisé par un indicateur, lié à la différence entre les deux courbures. Par la suite, nous comparons également la vitesse de lacet mesurée à celle obtenue par le modèle de véhicule.

4.4.2.1 Analyse du mouvement de lacet

Ce module analyse le mouvement de lacet du véhicule, en comparant la courbure de la trajectoire du véhicule calculée à partir des mesures gyroscopiques :

$$\rho_{gyro} = \frac{\tan \delta_A}{l_f + l_r} = \frac{\dot{\psi}}{v} \quad (4.24)$$

et celle calculée à partir du braquage du conducteur, donné par un codeur d'angle de braquage et en utilisant le modèle de véhicule :

$$\rho_{model} = \frac{\tan \delta_f}{l_f + l_r} \quad (4.25)$$

où δ_A est l'angle d'Ackermann et δ_f représente le braquage des roues mesuré.

Cette formulation est vraie uniquement dans le cas d'une conduite à basses vitesses ($\delta_A \approx \delta_f$). Dans le cas de fortes vitesses, les forces centrifuges augmentent et l'angle de dérive latérale des roues n'est pas négligeable. Dans ce cas, l'angle de braquage δ_f n'est pas égal à l'angle d'Ackermann δ_A . Alors l'angle de braquage effectif s'exprime en fonction des dérives latérales des pneus avant et arrière et de l'angle d'Ackermann :

$$\delta_f = \delta_A + \Delta\delta \quad (4.26)$$

où

$$\Delta\delta = \alpha_f - \alpha_r \quad (4.27)$$

L'angle additionnel $\Delta\delta$ est provoqué par le comportement de survirage ou sous-virage du véhicule où il décrit les propriétés de direction d'un véhicule indépendamment de l'influence du braquage du conducteur. Le comportement de survirage ou sous-virage peut également être décrit par le gradient du caractère survirage ou sous-virage, SSG^2 , comme suit [Hie04] :

$$SSG = \frac{1}{R_s} \frac{\partial \delta_s}{\partial a_y} - \frac{\partial \delta_A}{\partial a_y} \quad (4.28)$$

²SSG : Self-Steer Gradient

où SSG représente le gradient du caractère survirage ou sous-virage, R_s est le facteur de transmission du braquage, δ_s représente l'angle de braquage du volant, donné par le conducteur, et a_y est l'accélération latérale du véhicule.

En considérant un cercle stationnaire et un comportement linéaire du véhicule, la formule 4.28 peut être simplifiée comme suit :

$$\frac{\delta_s}{R_s} \approx \delta_A + a_y SSG \quad (4.29)$$

La grandeur $\delta_f = \frac{\delta_s}{R_s}$ représente le braquage des roues. Le SSG est alors donné par la formule suivante :

$$SSG = \frac{\delta_f - \delta_A}{a_y} = \frac{\delta_f - \frac{(l_f + l_r)\dot{\psi}}{v}}{a_y} \quad (4.30)$$

Nous pouvons aussi, exprimer le terme SSG en fonction des paramètres dynamiques et les paramètres géométriques du véhicule, nous avons alors [Ryu04] :

$$SSG = \frac{m\dot{\psi}v}{(l_f + l_r)a_y} \left(\frac{C_{sr}l_r - C_{sf}l_f}{C_{sf}C_{sr}} \right) \quad (4.31)$$

Le signe de grandeur SSG signifie le comportement sous-vireur et survireur du véhicule. Donc si $SSG > 0$ le véhicule est sous-vireur, et lorsque $SSG < 0$ le véhicule est survireur. La différence SSG est nulle signifie que le véhicule est neutre.

Nous utilisons la fonction algébrique $sign(a_y)$ au lieu de a_y pour augmenter la robustesse de l'algorithme de détection, puisque l'accélération latérale dans la section de route ligne droite est faible. Ceci signifie que les valeurs de SSG deviennent très grandes et peuvent causer alors la détection des fausses alertes.

La figure 4.8 montre l'évolution du Self-Steer Gradient (SSG) en fonction de la dynamique latérale du véhicule. Nous avons tracé sur la figure 4.8-a, le SSG en fonction de l'angle de dérive latérale du véhicule. Nous constatons d'après la figure que l'augmentation de la dérive latérale implique une augmentation du SSG . Sur la figure 4.8-b, nous avons représenté l'évolution du SSG en fonction de l'accélération latérale du véhicule. Nous pouvons remarquer sur cette figure que l'accélération latérale affecte le SSG . On enregistre des grandeurs importantes du SSG pour des accélérations supérieures à $4m.s^{-2}$. L'impact de l'angle de braquage et la vitesse de lacet sur le SSG est représenté, respectivement, sur les figures 4.8-c et 4.8-d. Nous pouvons constater aussi sur ces figures que la zone du SSG la plus critique se trouve dans des zones dont l'angle de braquage et la vitesse de lacet sont importantes.

Nous avons vérifié à l'aide des tests expérimentaux, l'évolution du SSG en utilisant les deux méthodes décrites précédemment. Pour la deuxième méthode, nous avons employé les raideurs des pneumatiques et la masse du véhicule estimées dans le chapitre précédent. La figure 4.9 illustre les résultats du calcul du SSG , obtenus lors d'un test expérimental dont l'angle de braquage mesuré est représenté sur la figure 4.9-a. La grandeur SSG mesurée représente le SSG obtenu à partir du braquage et de la

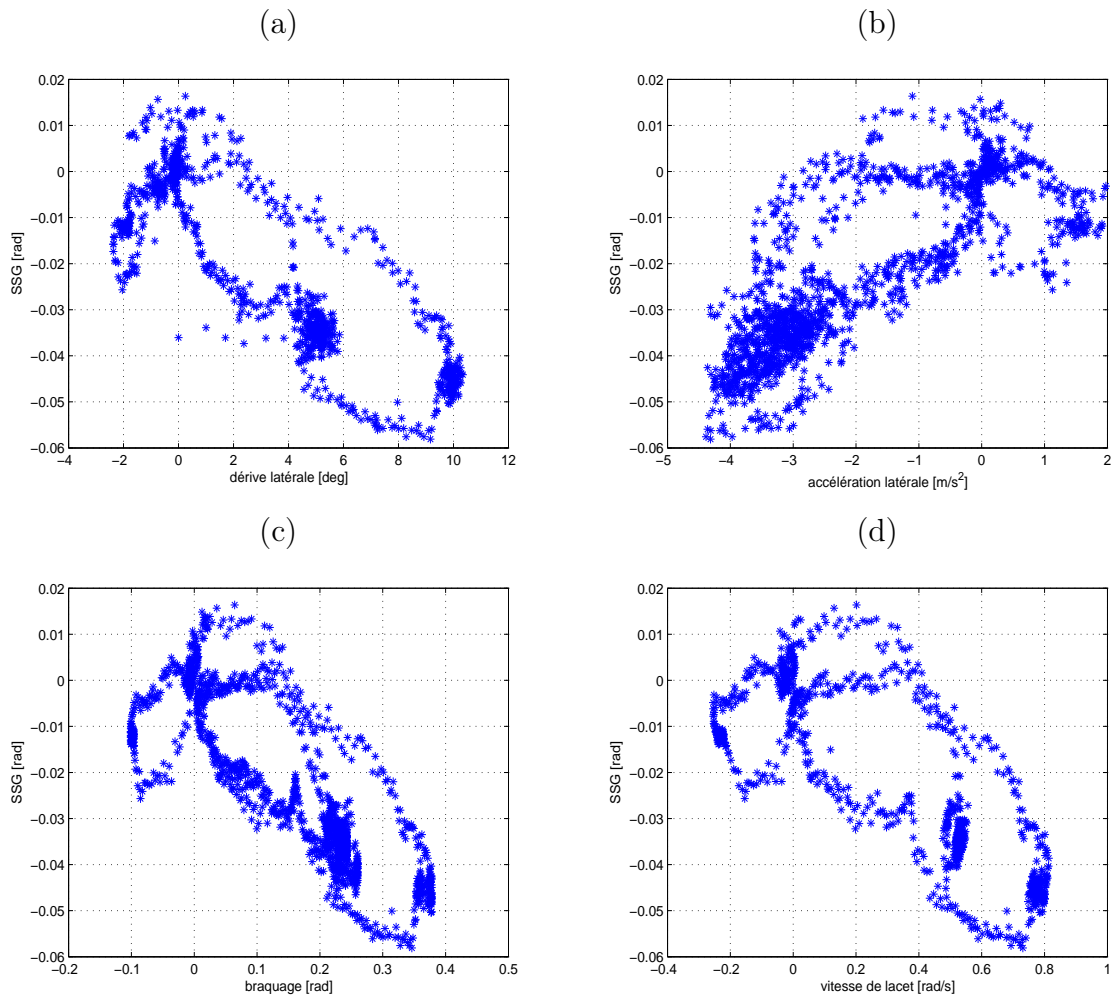


FIG. 4.8 – évolution du Self-Steer Gradient en fonction : (a) dérive latérale, (b) accélération latérale, (c) angle de braquage et (d) vitesse de lacet.

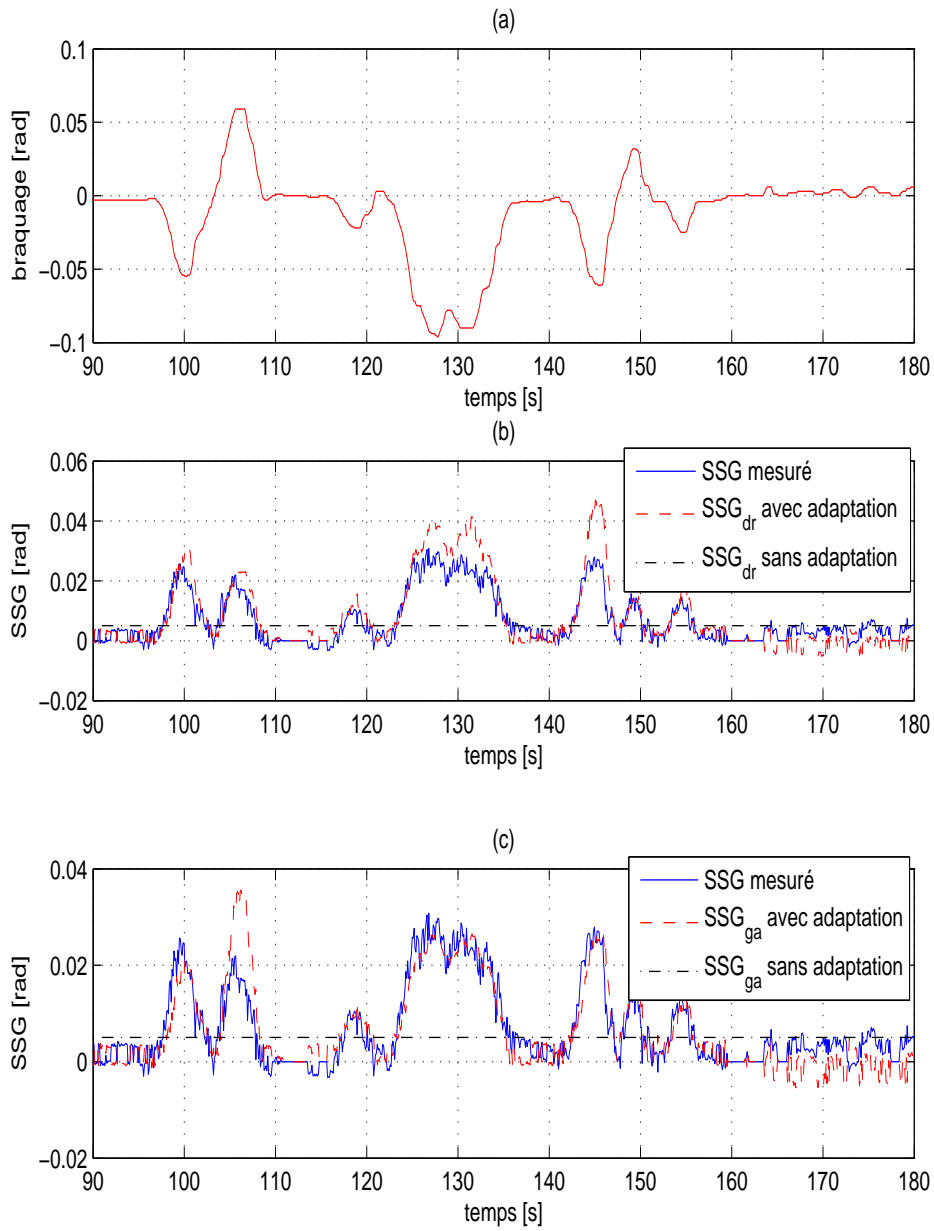


FIG. 4.9 – comparaison entre SSG mesuré et celui calculé en fonction des paramètres du véhicule.

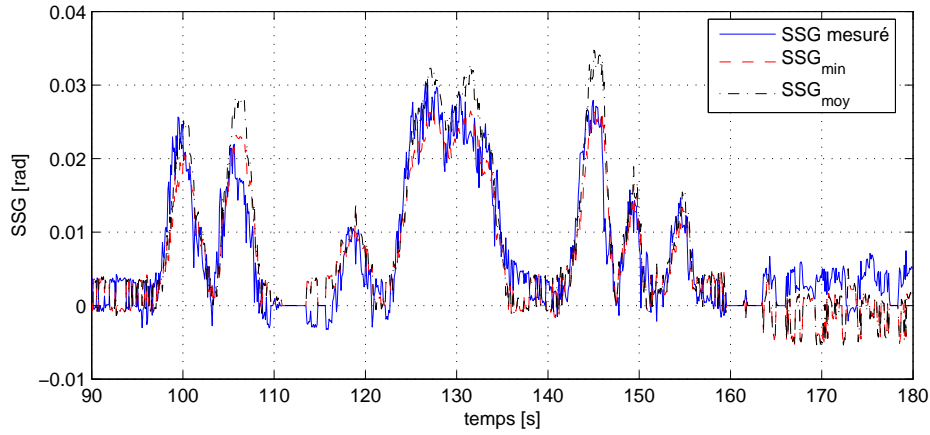


FIG. 4.10 – comparaison entre SSG_{mes} , SSG_{min} et SSG_{moy} .

vitesse de lacet mesurés, en utilisant la formule 4.30. Les grandeurs SSG_{dr} et SSG_{ga} représentées sur les figures 4.9-b et 4.9-c sont le SSG calculé à l'aide de la formule 4.31, respectivement, pour les roues du coté droit et coté gauche. Nous pouvons remarquer d'après les courbes de la figure 4.9-b que le SSG_{dr} calculé, en utilisant les raideurs pneumatiques des roues droite est proche à celui mesuré, dans les virages à gauche. Cependant, le SSG_{dr} est plus important que SSG mesuré, dans les virages à droite (le même sens des roues). Nous remarquons la même chose en ce qui concerne le SSG_{ga} (figure 4.9-c). Cette différence est justifiée par le fait que l'angle de braquage effectif δ_f est différent du braquage de la roue avant droite, δ_{dr} , et avant gauche, δ_{ga} . Le SSG obtenu, en considérant les raideurs pneumatiques et la masse constantes, est constant et est presque égale au SSG mesuré en ligne droite. Il prend pas alors en considération, les variations des raideurs pneumatiques dans les virages.

Nous pouvons constater sur la figure 4.10 que le minimum des SSG_{dr} et SSG_{ga} (tracé en rouge) est proche de SSG mesuré. Nous utilisons alors les grandeurs SSG_{dr} et SSG_{ga} comme indicateurs de risque, pour détecter une situation de sous-virage ou de survirage du véhicule. La différence alors entre ρ_{gyro} et $\rho_{modèle}$ est due à une valeur non-nulle du SSG . Si le SSG dépasse une certaine limite SSG_{lim} , nous pouvons dire que le véhicule est dans une situation critique de survirage ou de sous-virage.

4.4.2.2 Analyse de la vitesse de lacet et l'accélération latérale

La vitesse de lacet et l'accélération latérale sont également examinées. La vitesse de lacet mesurée $\dot{\psi}_{mes}$ à l'aide du gyromètre est comparée à celle donnée par le modèle $\dot{\psi}_{mod}$. Si la différence excède la limite $\Delta\dot{\psi}$, une situation critique est détectée.

Avec : $\Delta\dot{\psi} = \dot{\psi}_{mes} - \dot{\psi}_{mod}$. Nous avons alors l'expression suivante :

$$\begin{cases} \dot{\psi}_{\max}(t) = \dot{\psi}_{mod}(t) + \Delta\dot{\psi} \\ \dot{\psi}_{\min}(t) = \dot{\psi}_{mod}(t) - \Delta\dot{\psi} \end{cases} \quad (4.32)$$

Le seuil correspondant à une alerte moyenne est fixé à $\Delta\dot{\psi}_1 = \pm 0.05 rad.s^{-1}$. Une alerte forte a pour seuil, la limite $\Delta\dot{\psi}_2 = \pm 0.08 rad.s^{-1}$. Ces seuils des l'alertes ont été fixés pendant les expérimentations effectuées sur la piste d'essais de Satory. La figure 4.11 illustre la vitesse de lacet donnée par le gyromètre $\dot{\psi}_{mes}$, celle donnée par le modèle du véhicule et les limites fixées à $\pm 0.05 rad.s^{-1}$.

Pour l'accélération latérale, les seuils de déclenchement des alertes sont donnés par les limites de confort et de sécurité de l'accélération latérale. La zone du confort de l'accélération latérale est comprise entre $0.2g$ et $0.3g$, et la limite de sécurité est fixée à $0.4g$.

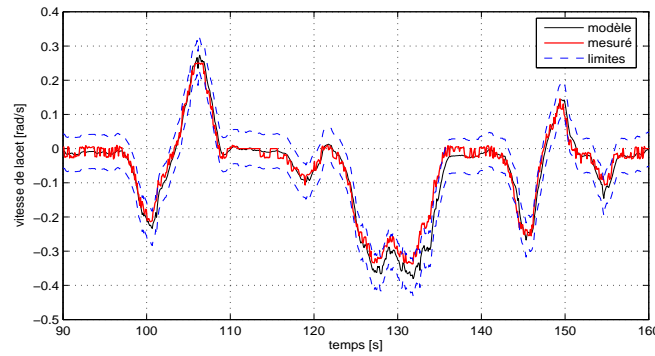


FIG. 4.11 – vitesse de lacet mesurée, donnée par le modèle de véhicule et les limites d'alerte.

4.4.3 Positionnement latéral du véhicule

La position latérale du véhicule est définie comme étant, la distance entre les roues avant du véhicule et les marquages des bords de voie de la route. Les marquages des bords de voie sont utilisés comme référence et représentent les limites de la voie.

À chaque instant, les positions des roues avant du véhicule et l'angle de cap relatif sont calculés, en utilisant la formule de la cinématique (voir figure 4.12) [MGNB04].

a) Positionnement relatif au bord gauche de la voie : Nous supposons que le centre de gravité du véhicule, G , est à une distance y_{Gl} du bord gauche de la voie d'une section de route ligne droite, avec un angle de cap relatif ψ .

Soit y_{ll} (respectivement y_{rl}) la distance latérale du pneu avant gauche (respectivement

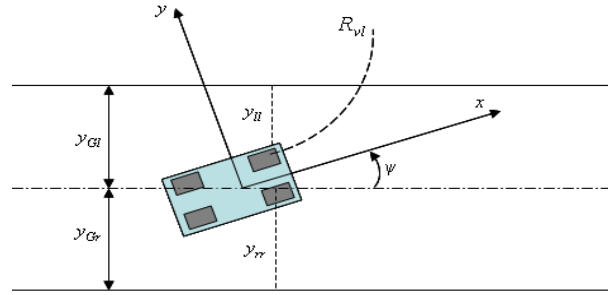


FIG. 4.12 – positionnement du véhicule sur la voie.

droit) au bord de la voie qui serait affranchit, les équations suivantes représentent le positionnement relatif des pneus avant par rapport au bord de la voie gauche :

$$\begin{cases} y_{ll} = y_{Gl} - l_f \sin \psi - \frac{S_b}{2} \cos \psi \\ y_{rl} = y_{Gl} - l_f \sin \psi + \frac{S_b}{2} \cos \psi \end{cases} \quad (4.33)$$

Tous les angles comprenant, l'angle de cap relatif et l'angle de braquage sont positifs vers la gauche (virage à gauche). Ces formules sont valables pour une section de route avec un rayon de courbure R_r beaucoup plus grand que y_l .

b) Positionnement relatif au bord droit de la voie : Nous supposons maintenant que le centre de gravité du véhicule, G , est à une distance y_{Gr} du bord de voie droit. Nous avons alors, les mêmes formules précédentes pour le bord de voie droit :

$$\begin{cases} y_{lr} = y_{Gr} + l_f \sin \psi + \frac{S_b}{2} \cos \psi \\ y_{rr} = y_{Gr} + l_f \sin \psi - \frac{S_b}{2} \cos \psi \end{cases} \quad (4.34)$$

En outre, nous pouvons remarquer que $y_{Gr} = L - y_{Gl}$ où L est la largeur de la voie. En plus, lorsque l'angle de braquage des roues avant δ_f n'est pas nul, l'angle de cap relatif des pneus avant devient $\psi_L = \psi + \delta_f$. Nous pouvons donc déterminer, la distance du centre de gravité y_G par rapport au centre de la voie comme suit :

$$y_G = \frac{L}{2} - y_{Gr} \quad (4.35)$$

4.4.4 Temps de sortie de route (TLC)

Le temps de sortie de route (TLC) est le temps restant au conducteur, pour que le pneu avant du véhicule croise le bord de voie. Il est calculé à partir de la distance entre la roue avant et l'intersection de la projection de la trajectoire du véhicule avec le bord de voie, divisée par la vitesse du véhicule. Le TLC est utilisé comme base, pour prendre des décisions, afin d'informer le conducteur sur un départ imminent de la route ou bien de contrôler la trajectoire du véhicule, pour le maintien de voie. Il est encore difficile

de mesurer cette grandeur en temps réel, car il est nécessaire de déterminer la position latérale du véhicule sur la voie. Le TLC est considéré aussi comme une importante mesure, pour évaluer les performances du conducteur. Plusieurs travaux de recherche utilisent le TLC, pour étudier le comportement de conducteur et la somnolence de ce dernier, et il a été exploité avec succès pour la détection des sorties de voie dans le développement des systèmes d’alerte aux conducteurs [ZFRK95],[CJP95].

L’approximation la plus simple du TLC (première approximation) est calculée à partir des mesures de vitesse latérale et des caractéristiques du positionnement latéral du véhicule [Agr03]. Une deuxième approximation plus utilisée, considère également l’accélération latérale, et est plus appropriée pour le développement de simulateurs de conduite où les données sont plus fiables [WBdW00].

Dans [MGN06a], plusieurs approximations du TLC ont été proposées en utilisant différentes hypothèses sur la géométrie de la route et la trajectoire du véhicule. Ces différentes approximations du TLC sont détaillées en annexe C. Nous allons voir par la suite, une simulation de quelques scénarios et l’utilisation de ces grandeurs, en tenant compte de l’action du conducteur pour corriger son TLC, dans le développement de notre unité d’alerte.

4.4.4.1 Simulation de quelques scénarios

Afin d’évaluer l’efficacité du critère de la détection des situations de sortie de voie involontaire, basé sur le TLC , nous présentons quelques résultats de simulations. Nous avons simulé deux scénarios différents, le premier est sur une section de route ligne droite et le deuxième sur une section circulaire de route.

Dans le premier scénario, nous calculons le TLC par deux approximations. La première approximation, considère une trajectoire de véhicule ligne droite et la deuxième, prend en compte un angle de braquage constant (trajectoire circulaire). La figure 4.13 montre le calcul du TLC sur une section de route ligne droite, en utilisant les deux approximations notées, respectivement, $TLC_{LD/LD}$ et $TLC_{LD/CE}$, pour deux positions différentes sur la piste. Nous constatons sur cette figure que le $TLC_{LD/LD}$ est plus grand que le $TLC_{LD/CE}$. Cette différence est due à la prise en compte de l’action du conducteur sur le véhicule par son braquage dans le calcul du $TLC_{LD/CE}$.

La figure 4.14 présente le calcul du TLC lors d’une prise de virage (section circulaire) en utilisant les deux approximations, citées précédemment. Nous pouvons remarquer sur cette figure, contrairement au premier scénario, que le $TLC_{CE/LD}$ est plus faible que $TLC_{CE/CE}$. Dans ce scénario, l’action du conducteur sur le véhicule a permis de corriger son TLC dans la section circulaire.

En ligne droite, l’approximation du TLC en assumant une trajectoire ligne droite, donne une mauvaise approximation du TLC ($TLC_{LD/LD} = 16.57s$). Alors que, en considérant le braquage du conducteur, le $TLC_{CE/LD}$ est de $3.25s$. Donc le $TLC_{LD/LD}$ est trop grand et ne représente pas le risque réel de la sortie de voie. Dans la section circulaire, l’approximation du TLC , en assumant un braquage nul est toujours plus faible

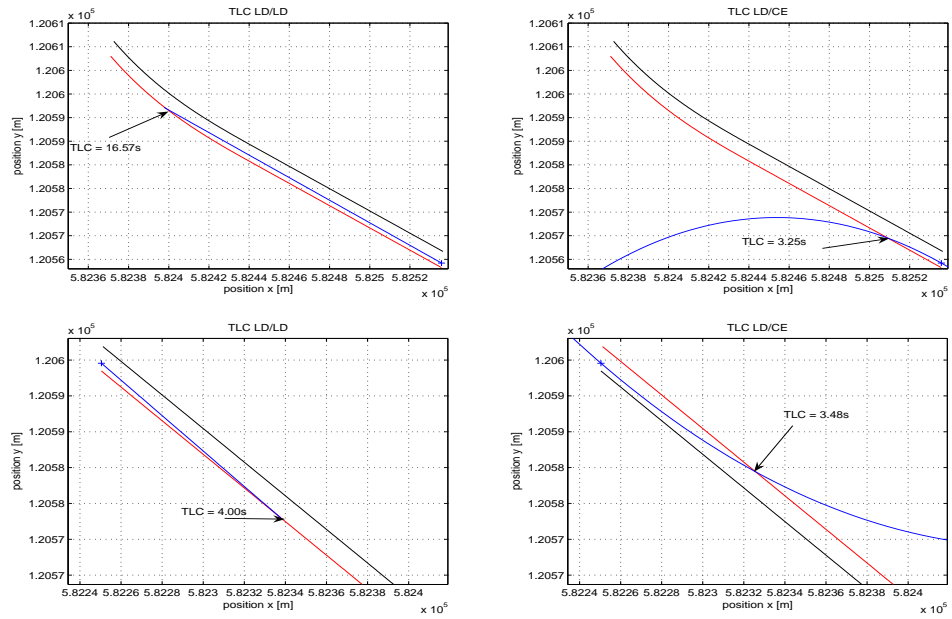


FIG. 4.13 – TLC calculé sur section ligne droite.

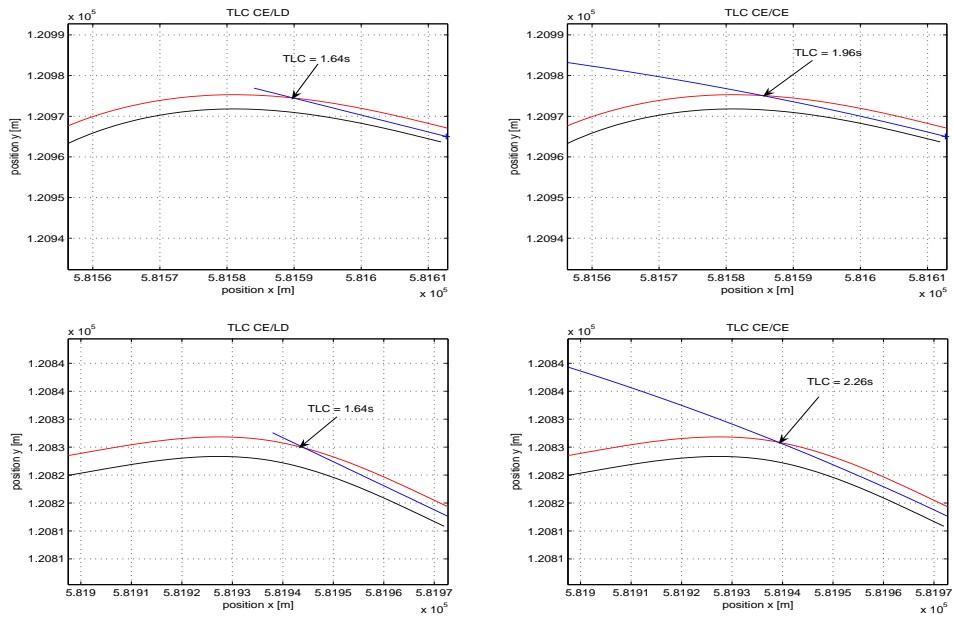


FIG. 4.14 – TLC calculé sur section circulaire (virage).

que celle donnée en tenant compte du braquage de conducteur. L'avantage d'utiliser cette approximation ($TLC_{LD/LD}$) en courbe est d'avoir une meilleure représentativité de l'urgence de la sortie de voie. Cette grandeur va nous servir comme seuil d'alerte pour le TLC en courbe.

4.4.5 Conclusion

Dans cette section, nous avons développé notre assistance pour le mode latéral, en présentant les différentes fonctions de risques utilisées. Dans un premier temps, nous avons traité la dynamique latérale du véhicule, en analysant l'accélération latérale du véhicule et le mouvement de lacet, en se basant sur le gradient du caractère de sous-virage ou survirage et la vitesse de lacet. Ensuite dans un deuxième temps, nous avons traité le déplacement latéral du véhicule, en analysant le positionnement latéral du véhicule sur la voie et le temps de sortie de voie. La section suivante sera consacrée au couplage des deux assistances développées précédemment.

4.5 Le couplage entre l'assistance longitudinale et l'assistance latérale

Nous avons vu dans la section précédente deux types d'assistances : longitudinale et latérale. Nous avons présenté, les fonctions de risques en mode longitudinal et latéral utilisées dans ces assistances. Le but de cette partie est de coupler les deux assistances. Comme nous l'avons déjà mentionné dans le premier chapitre, la vitesse représente un facteur déclenchant et en même temps aggravant d'une situation à risque. C'est pour cela que nous allons commencer dans un premier temps à limiter la vitesse longitudinale du véhicule ensuite dans un deuxième temps, nous traitons le mode latéral.

4.5.1 Analyse de la vitesse longitudinale

Le but ici est de présenter un procédé, afin de limiter la vitesse longitudinale du véhicule même en ligne droite lorsque des grandes valeurs de TLC sont obtenues. La limitation de vitesse en ligne droite se fera, en introduisant le profil de vitesse à l'approche d'une courbe. L'analyse de la vitesse longitudinale du véhicule passe par les critères suivants :

- Si le véhicule est sur une section de route ligne droite, le profil de vitesse est le premier seuil. Une alarme est déclenchée quand cette limite est dépassée.
- Lorsque le véhicule approche un virage, le conducteur doit adapter la vitesse du véhicule afin de garder le véhicule dans un domaine de sécurité et de confort. Soit v la vitesse initiale du véhicule, γ_b la décélération du confort et v_f est la vitesse désirée à l'entrée du virage, calculée en utilisant la formule (4.4). À une distance d du début

du virage, le temps de réserve, t_r , au début de la phase de freinage est donné par :

$$t_r = \frac{1}{v} \left(d - \frac{v_f^2 - v^2}{2\gamma_b} \right) \quad (4.36)$$

Si t_r est inférieur au temps de réaction de conducteur fixé à 1sec , une alarme est fournie au conducteur. La figure 4.15 illustre la variation du temps de réserve en

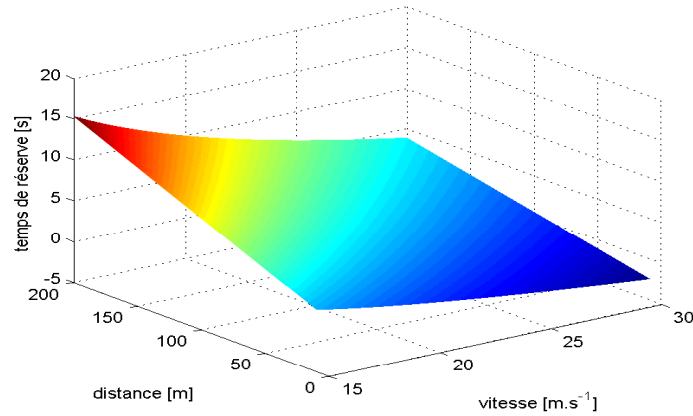


FIG. 4.15 – variation de t_r en fonction de la vitesse et la distance à l'entrée du virage.

fonction de la vitesse du véhicule et la distance qui sépare le véhicule et l'entrée du virage. Nous pouvons remarquer d'après la figure, que le temps de réserve augmente en augmentant la distance à l'entrée du virage ou bien en diminuant la vitesse du véhicule.

- Supposons maintenant que le véhicule est bien placé sur une section circulaire de route du rayon de courbure R_r . La distance latérale à l'avant du véhicule l_c est réellement y_c . Le véhicule atteint l'abscisse l_c après une durée de temps de l_c/v (voir figure 4.16).

Le conducteur peut compenser cette déviation latérale avec l'accélération latérale admissible γ_l si :

$$\frac{1}{2}\gamma_l \left(\frac{l_c}{v} \right)^2 \geq y_c \quad (4.37)$$

Cette condition, donne une règle de limitation de vitesse en tenant compte de l'écart latéral du véhicule :

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{\gamma_l}{2y_c}} l_c \quad (4.38)$$

Sur la figure 4.17, nous avons tracé la vitesse limite du véhicule, calculée par la formule 4.38 en fonction de l'écart latéral, y_c , et la distance à l'avant du véhicule, l_c . La vitesse limite augmente d'une façon proportionnelle à la distance l_c . Cependant,

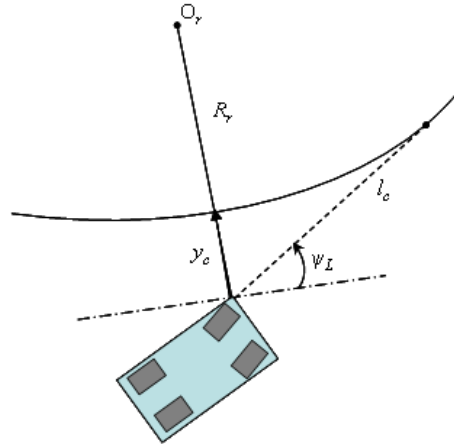
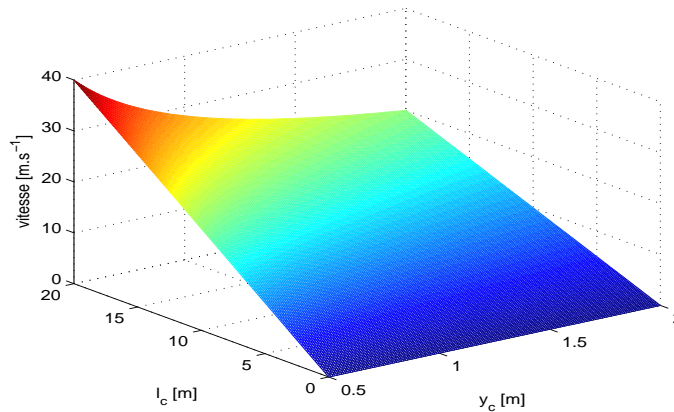


FIG. 4.16 – véhicule sur une section circulaire.

elle varie inversement proportionnelle à l'écart latéral y_c . Cela veut dire que pour garder un écart latéral constant dans un virage, le conducteur doit diminuer la vitesse du véhicule.

FIG. 4.17 – variation de v_{lim} en fonction de l'écart latéral y_c et la distance l_c .

Le processus décisionnel au sujet de la vitesse longitudinal du véhicule est comme suit :

1) Pas d'alerte pour une vitesse excessive

- S'il n'y a pas de signal de positionnement GPS.
- Si la vitesse du véhicule est trop faible, typiquement au-dessous de 30Km/h .
- Si le véhicule est sur une section ligne droite de route avec une vitesse au-dessous du profil de vitesse.
- En approchant une courbe avec la limitation de vitesse v_f , la quantité t_r est plus grande que le temps de réaction du conducteur, fixé ici à $t_r = 1\text{s}$ si la vitesse réelle

du véhicule est plus grande que v_f .

- On s'attend à ce que le véhicule soit dans le virage et les données de vision ne sont pas précises.
- Si la condition adaptée par la formule (4.37) est valide.

2) Fournir un faible avertissement pour la vitesse excessive

- Si le véhicule est sur une section de route ligne droite, avec une vitesse plus importante que le profil de vitesse de moins de 10% pendant moins de 30sec.
- En approchant une courbe avec la limitation de vitesse v_f , la quantité t_r est plus faible que le temps de réaction du conducteur, mais la vitesse de véhicule diminue.
- Si la vitesse actuelle du véhicule dans le virage est telle que $v_c \leq v < 1.1v_c$.
- Si $v_{lim} < v_c$ et la vitesse actuelle du véhicule en virage est telle que $v \leq 1.1v_{lim}$.

3) Fournir une alerte pour la vitesse excessive

- Si le véhicule est sur une section droite de route avec une vitesse plus importante que le profil de vitesse de moins de 10% pendant plus de 30sec.
- Si le véhicule est sur une section droite de route avec une vitesse plus importante que le profil de vitesse de plus de 10%
- En approchant une courbe avec la limitation de vitesse v_f , le temps de réserve t_r est inférieur de plus de 50% que le temps de réaction du conducteur.
- Si la vitesse actuelle du véhicule dans le virage est telle que $v > 1.1v_c$.
- Si $v_{lim} < v_c$ et la vitesse actuelle du véhicule en virage est telle que $v > 1.1v_{lim}$.

4.5.2 Analyse de la dynamique latérale

Nous avons vu dans la section précédente, le module de détection d'une vitesse excessive qui représente le premier facteur provoquant des situations de pertes de contrôle. Le deuxième facteur provoquant ces situations est le caractère survireur ou sous-vireur du véhicule. C'est pour cela, nous allons voir dans cette partie, le module de détection d'une dynamique latérale excessive. La technique de détection est fondée sur le gradient du caractère survireur ou sous-vireur, SSG , développé dans la partie 4.4.2.1, la vitesse de lacet, ainsi que l'accélération latérale du véhicule.

Les expérimentations répétées ont permis de calibrer les seuils d'alerte. Concernant le gradient SSG , le seuil de l'alerte moyenne est fixé à $SSG_1 = \pm 0.05rad$, et le seuil de l'alerte forte est fixé à $SSG_2 = \pm 0.08rad$.

Pour la vitesse de lacet, comme nous l'avons déjà mentionné, nous allons comparer celle mesurée par le gyromètre $\dot{\psi}_{mes}$ et celle donnée par le modèle de véhicule $\dot{\psi}_{mod}$. Les limites maximales de la différence entre ces deux grandeurs sont fixées à $\Delta\dot{\psi}_1 = \pm 0.05rad.s^{-1}$ et $\Delta\dot{\psi}_2 = \pm 0.08rad.s^{-1}$.

Les alertes, concernant la dynamique latérale, sont générées selon le processus suivant :

1) Pas d'alerte pour une dynamique latérale excessive

- Si SSG est inférieur à la valeur limite SSG_1 .
- L'accélération latérale est inférieure à la valeur limite pour la conservation du confort ($0, 2g$).
- Si $\dot{\psi}_{mes}$ et $\dot{\psi}_{mod}$ ne diffèrent pas plus que $\Delta\dot{\psi}_1$.

2) Fournir un faible avertissement pour une dynamique latérale excessive

- Si SSG dépasse la valeur limite SSG_1 , mais il reste inférieur à la valeur limite SSG_2 .
- L'accélération latérale est supérieure à la valeur limite du confort, et inférieure à la limite de sécurité ($\gamma_{lim} = 0.4g$).
- Si $\dot{\psi}_{mes}$ et $\dot{\psi}_{mod}$ diffèrent de plus que $\Delta\dot{\psi}_1$, mais reste inférieur à $\Delta\dot{\psi}_2$.

3) Fournir une alerte pour une dynamique latérale excessive

- Si SSG dépasse la valeur limite SSG_2 .
- L'accélération latérale est supérieure à la valeur limite de sécurité.
- Si $\dot{\psi}_{mes}$ et $\dot{\psi}_{mod}$ diffèrent de plus que $\Delta\dot{\psi}_2$.

4.5.3 Analyse du positionnement latéral du véhicule

Comme nous l'avons déjà mentionné dans la section précédente, la position du centre de gravité du véhicule par rapport au centre de la voie peut être calculée, en utilisant la formule (4.35). Ces données sont exploitées comme suit :

1) Pas d'alerte pour un déplacement latéral excessif

- Si les données vision ne sont pas précises.
- Si le déplacement latéral est inférieur à $\pm 0.2m$ du centre de la voie.
- Si le déplacement latéral est dans l'intervalle $[\pm 0.2m, \pm 0.4m]$ du centre de la voie, mais diminue pendant un certain nombre consécutifs d'échantillons.

2) Fournir un faible avertissement pour un déplacement latéral excessif

- Si le déplacement latéral est dans l'intervalle $[\pm 0.2m, \pm 0.4m]$ du centre de la voie pendant un certain nombre consécutifs d'échantillons.

3) Fournir une alerte pour un déplacement latéral excessif

- Si le déplacement latéral est supérieur à $\pm 0.4m$ du centre de la voie.
- Si l'angle de cap relatif est supérieur à $5deg$.

4.5.4 Analyse du temps de sortie de voie

Nous avons utilisé le TLC pour interpréter le comportement et les actions du conducteur. Dans cette section, nous allons exploiter les différentes approximations du TLC, détaillées dans l'annexe C, pour interpréter le comportement et les actions du conducteur afin de détecter les situations critiques de sorties de voie involontaires et générer les alertes correspondantes. Ce module est constitué de trois composants :

1. Le premier composant calcule le TLC_1 , en supposant une trajectoire du véhicule ligne droite.
2. Le deuxième composant donne un autre calcul du TLC_2 , en tenant compte de l'angle de braquage du conducteur.
3. Enfin, le troisième composant donne les incertitudes (ΔTLC_2) dans le calcul de TLC_2 , en tenant compte des variations possibles de l'angle de braquage $\pm \Delta \delta_f$.

La fonction de risque est ainsi évaluée, selon les remarques suivantes :

- La valeur du deuxième composant TLC_2 est plus importante que celle du premier composant TLC_1 , signifie que les actions du conducteur ont la tendance d'augmenter la valeur du TLC.
- Une autre situation dangereuse est détectée par rapport aux actions du conducteur. Les incertitudes du TLC_2 , ΔTLC_2 , donnent une indication sur l'action inconnue du conducteur.

L'alerte du TLC est générée selon le processus suivant :

1) Pas d'alerte pour le TLC

- Si les données vision ne sont pas précises.
- Si $TLC_2 > 1.5sec$.

2) Fournir un faible avertissement pour TLC

- Si le TLC_2 est sans interruption plus faible que le TLC_1 et ce dernier diminue, pendant un certain nombre prédéterminé d'échantillons consécutifs.
- Si le TLC_2 est inférieur à $1sec$ pendant un certain nombre prédéterminé d'échantillons consécutifs.

3) Fournir une alerte pour le TLC

- Si ΔTLC_2 est supérieur à $0.2sec$.
- Si le TLC_2 est inférieur à $1sec$ après un certain nombre prédéterminé d'échantillons consécutifs.

Ces seuils de TLC_2 sont définis pendant l'expérimentation lorsque le conducteur commence à sentir une situation dangereuse.

4.6 Expérimentation

De nombreux essais ont été effectués, pour valider notre approche d’alerte. L’algorithme développé est testé, en utilisant des données expérimentales obtenues à l’aide d’un véhicule expérimental du LIVIC.

Capteurs extéroceptifs : Afin de localiser le véhicule sur la voie en vue d’obtenir une mesure du déplacement latérale du véhicule, ce dernier est équipé d’un GPS différentiel (DGPS) et une caméra en vision frontale. Le DGPS permet un positionnement en temps réel en appliquant des corrections qui permettent d’obtenir une très bonne précision. Pour bénéficier de ces corrections, un récepteur radio connecté au GPS est nécessaire. La précision du DGPS est de l’ordre de quelques centimètres et il fonctionne à une fréquence d’échantillonnage de $10Hz$. Le positionnement du DGPS combiné à une cartographie numérique de la piste est utilisé dans notre algorithme de détection d’une vitesse excessive à l’approche d’un virage pour déterminer la distance qui sépare le véhicule de l’entrée du virage.

Il existe différentes techniques pour mesurer le déplacement latéral du véhicule. Ces techniques utilisent des systèmes de vision pour la perception de la route. Une caméra en vision frontale peut fournir alors le déplacement latéral, ainsi que l’erreur de cap à une fréquence de $10Hz$ [Mam02] (figure 4.18) .

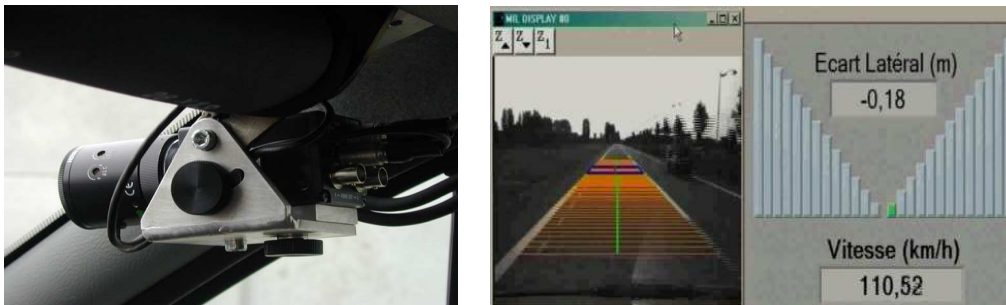


FIG. 4.18 – Caméra en vision frontale et mesure de l’écart latéral.

Capteurs proprioceptifs : Les capteurs proprioceptifs utilisés pour obtenir les données expérimentales sont les mêmes que ceux utilisés pour la validation des observateurs.

Les résultats obtenus seront représentés par des courbes, illustrant la vitesse critique calculée par le modèle développé, comparée à la vitesse du véhicule, le gradient du sous-virage et survirage, ainsi que le temps de sortie de voie calculé, en assumant une trajectoire ligne droite du véhicule et, en tenant compte du braquage de conducteur.

La figure 4.19-a illustre le calcul du temps de réserve, t_r , de conducteur en utilisant

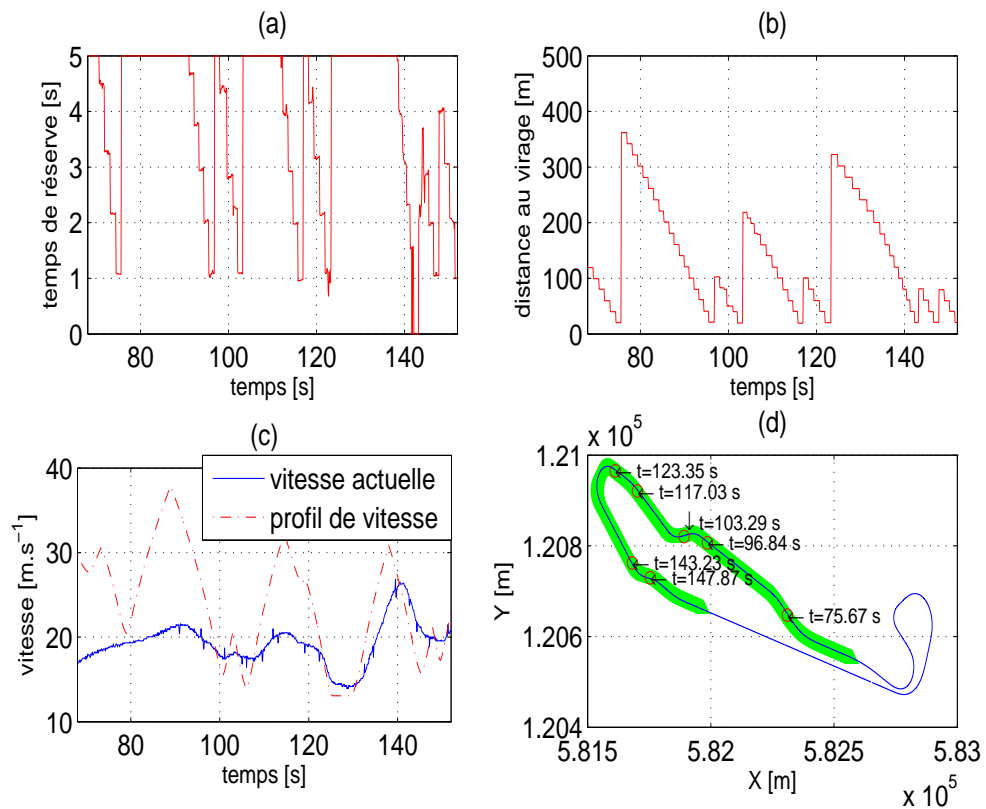


FIG. 4.19 – (a) calcul du temps de réserve du conducteur, (b) calcul de distance à l'entrée du virage, (c) vitesse réelle du véhicule et le profil de vitesse calculé et (d) position du véhicule.

la formule 4.36. Le but de calculer le temps de réserve du conducteur est pour savoir dans combien de temps le conducteur peut atteindre la vitesse désirée à l'entrée du virage, en respectant une décélération de confort. Le calcul de temps de réserve de conducteur est fait tous le long de la distance à l'entrée du virage jusqu'à une distance minimale $D_{min} = 20m$, avant l'entrée du virage. La distance à l'entrée de chaque virage est calculée en utilisant une localisation dynamique du véhicule avec "map matching", et représentée sur la figure 4.19-b. Les escaliers qu'on voit sur la figure sont dus à la discrétisation de la carte numérique de la piste (discrétisée chaque 20m).

La figure 4.19-c présente la vitesse réelle (mesurée) du véhicule (tracé continu) ainsi que le profil de vitesse calculé, en utilisant la formule 4.4 (tracé discontinu). La position du véhicule sur la piste d'essai est représentée sur la figure 4.19-d.

Nous pouvons remarquer d'après la courbe de la figure 4.19-a, que le système de détection a détecté deux situations critiques, concernant le temps de réserve de conducteur. La première est une alerte moyenne à l'instant $t = 122.5s$, et la deuxième situation a un niveau d'alerte élevé à l'instant $t = 141.55s$. La figure 4.19-c confirme les deux situations dangereuses, car le conducteur n'a pas entré dans le virage avec la vitesse désirée.

La figure 4.20-a représente une comparaison entre la vitesse critique dynamique v_c , la vitesse limite en tenant compte de l'écart latéral du véhicule par rapport au bord de voie v_{lim} , calculée à l'aide de la formule 4.38, et le profil de vitesse SP calculé à partir de la formule 4.4. Nous pouvons remarquer que la vitesse limite v_{lim} suit la même allure de la vitesse critique v_c calculée en tenant compte de la dynamique du véhicule, mais nous constatons qu'elle est influencée par la qualité de la mesure de la distance latérale y_c . La distance à l'avant du véhicule est considérée, comme étant la distance de sortie de voie DLC , en assumant une trajectoire ligne droite du véhicule. La distance à l'avant du véhicule et l'écart latéral par rapport au bord de voie sont représentés sur les figures, respectivement, 4.20-b et 4.20-c.

Sur la figure 4.21, Nous avons tracé le gradient du caractère survireur ou sous-vireur (SSG), pour un scénario d'une conduite excessive avec des zigzags. Nous remarquons une augmentation du gradient SSG surtout pour les virages à droite. L'algorithme détecte des situation de sous-virage qui correspondent bien au ressenti du conducteur. Cet indicateur semble refléter le risque, lié à la dynamique latérale du véhicule.

En ce qui concerne le risque, lié au guidage du véhicule, nous avons calculé le TLC sur la piste d'essais du LIVIC. Sur la figure 4.22-a, nous avons représenté la trajectoire du véhicule sur la piste et le TLC , calculé par deux approximations (TLC_1 et TLC_2) sur la figure 4.22-b. Nous pouvons constater d'après les courbes, que le $TLC_2 > TLC_1$ dans les virages. Dans ce test, le conducteur a réalisé une conduite normale en suivant bien le centre de la voie. Lorsqu'un conducteur évolue sur une ligne droite, la trajectoire de son véhicule n'est pas parfaitement rectiligne, il oscille autour d'une position d'équilibre, qui est le centre de la voie. Les variations du TLC_2 en ligne droite sont dues à la prise en compte de ces oscillations. Nous remarquons aussi que dès que le TLC_2 est inférieur

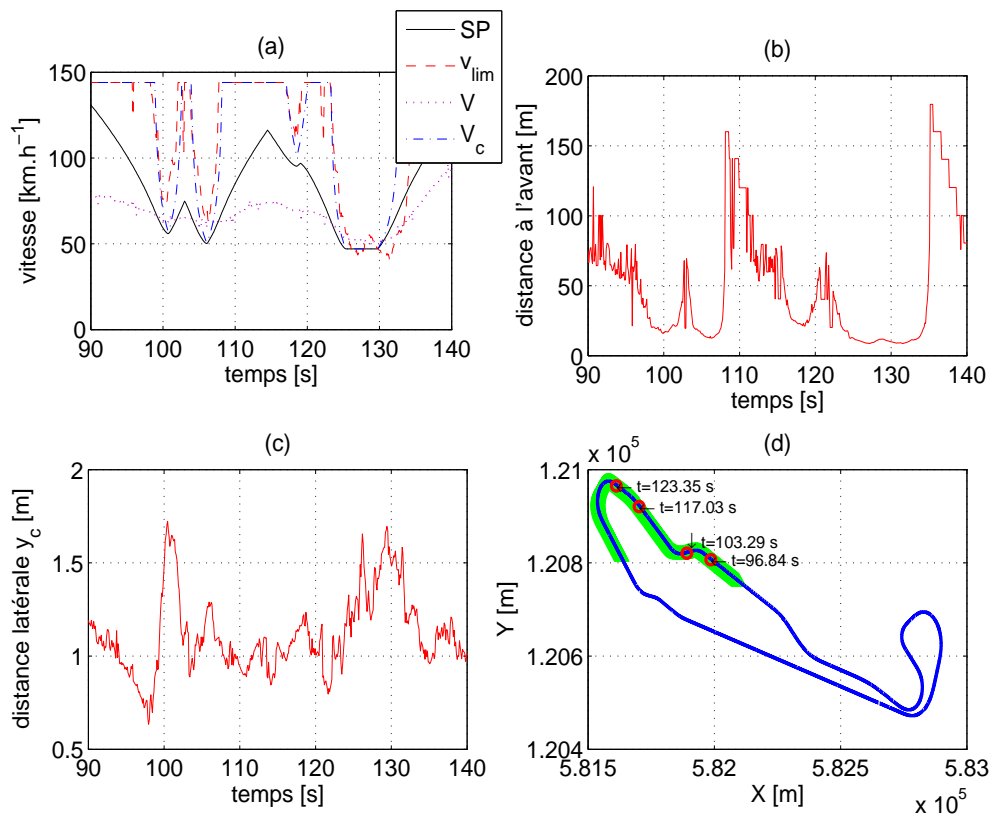


FIG. 4.20 – (a) limitations de vitesses, (b) distance à l'avant du véhicule, (c) écart latéral et (d) position du véhicule.

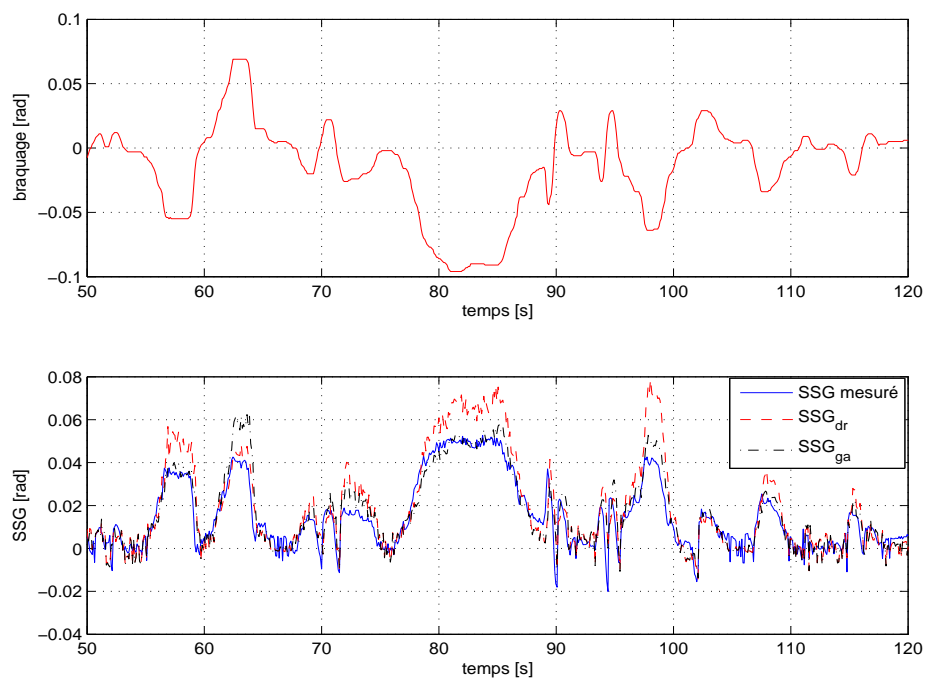


FIG. 4.21 – gradient du caractère sur-vireur ou sous-vireur (SSG).

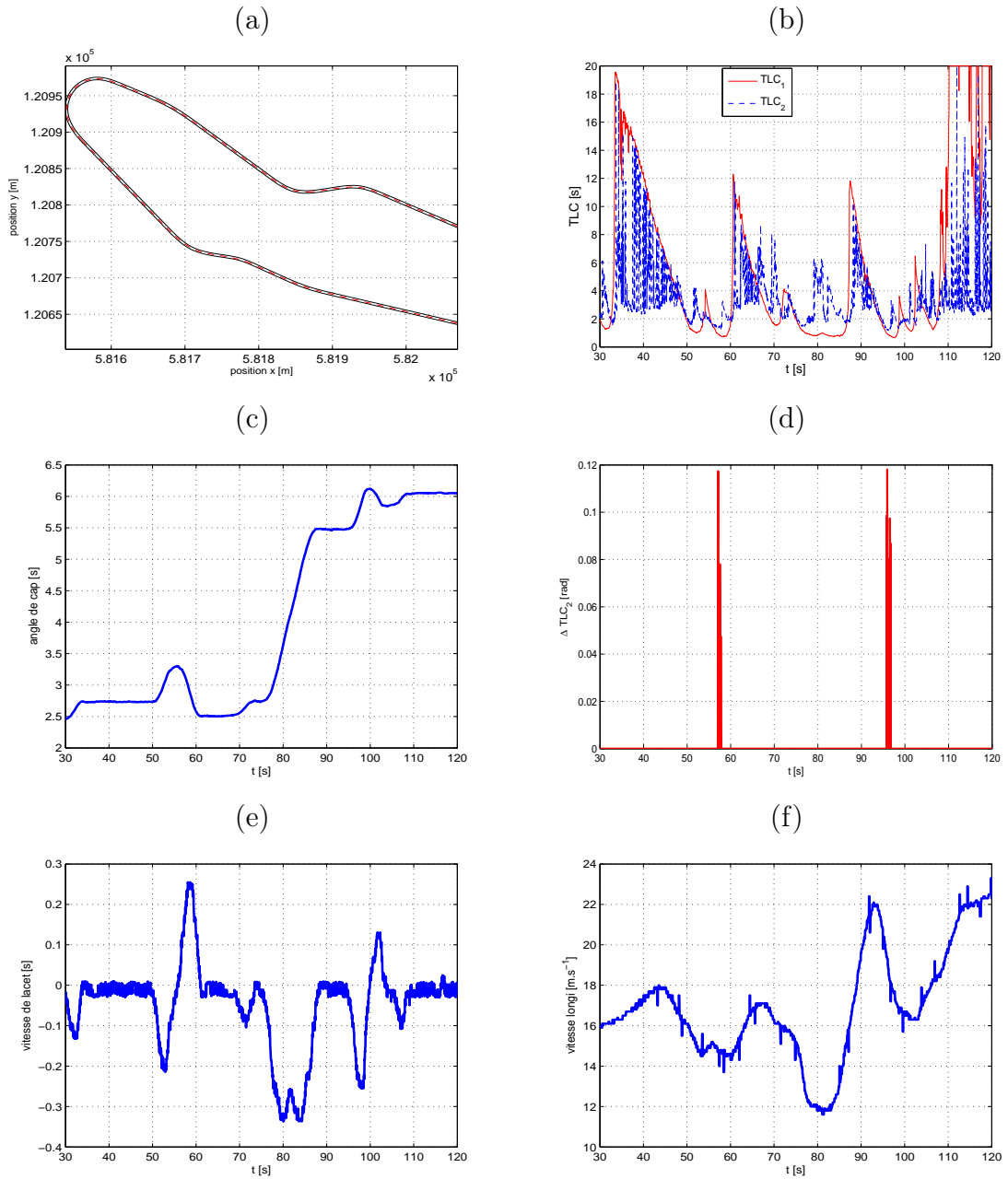


FIG. 4.22 – TLCs pendant une situation normale de conduite (le conducteur suit le centre de la voie).

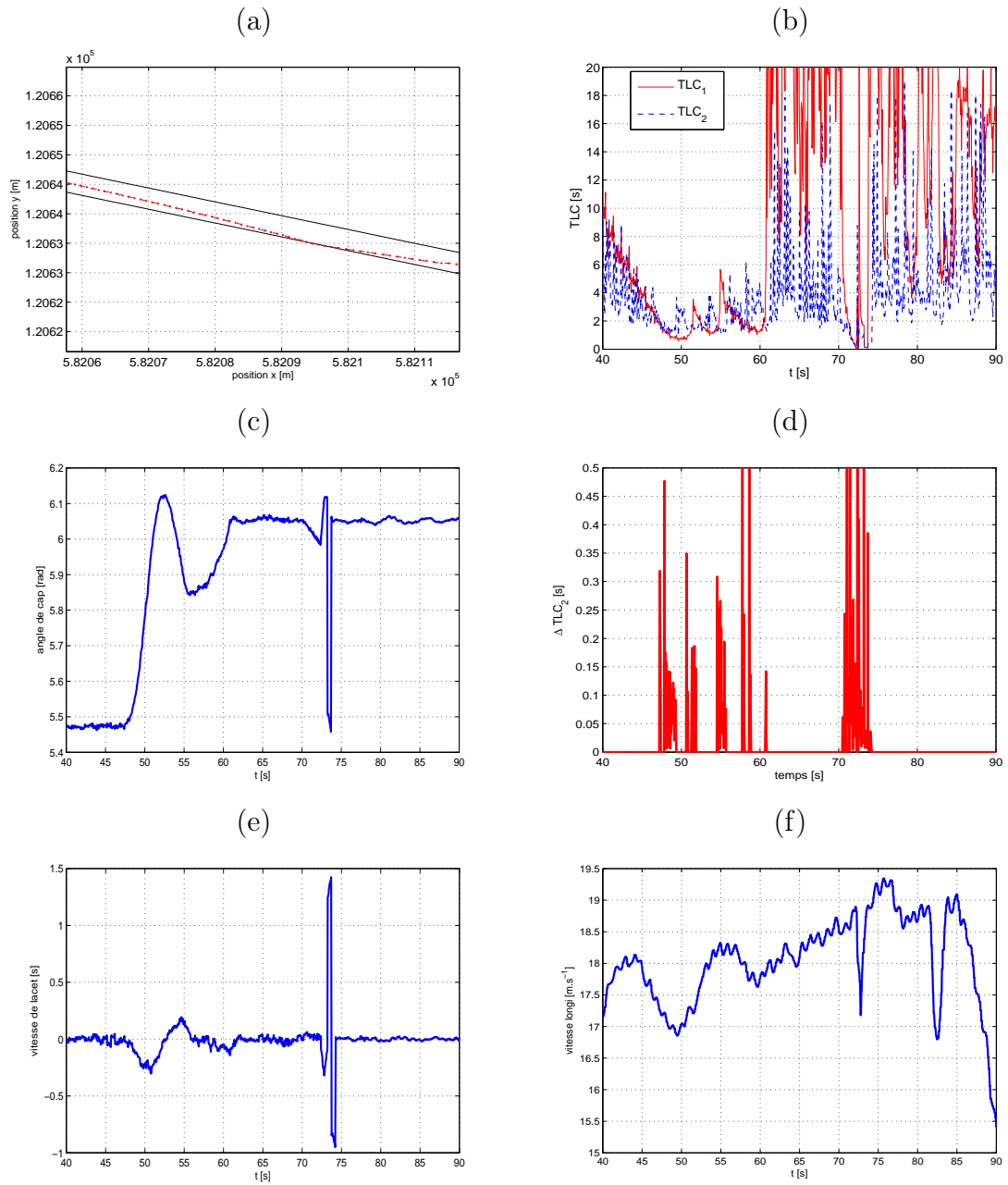


FIG. 4.23 – TLCs pendant une situation de sortie de voie.

à 2s, le conducteur agit sur le braquage pour corriger son *TLC*.

Nous avons testé le cas d'une sortie de voie (figure 4.23). La figure 4.23-b montre la diminution du *TLC* jusqu'à son annulation à l'instant $t = 73s$. L'algorithme de détection détecte une situation critique de *TLC* à l'instant $t = 71s$.

Nous avons représenté sur la figure 4.24, les quatre modules de calcul de risque. L'alerte forte est considérée lorsque le risque est égale à 2, l'alerte moyenne pour un risque égale à 1 et le risque 0 signifie qu'il n'y a pas d'alerte. La figure 4.25 illustre les endroits où il y a eu une détection d'une alerte moyenne ou forte. Les alertes obtenues, correspondent au ressenti du conducteur aux endroits exacts. Nous pouvons dire alors que les alertes détectées sont correctes.

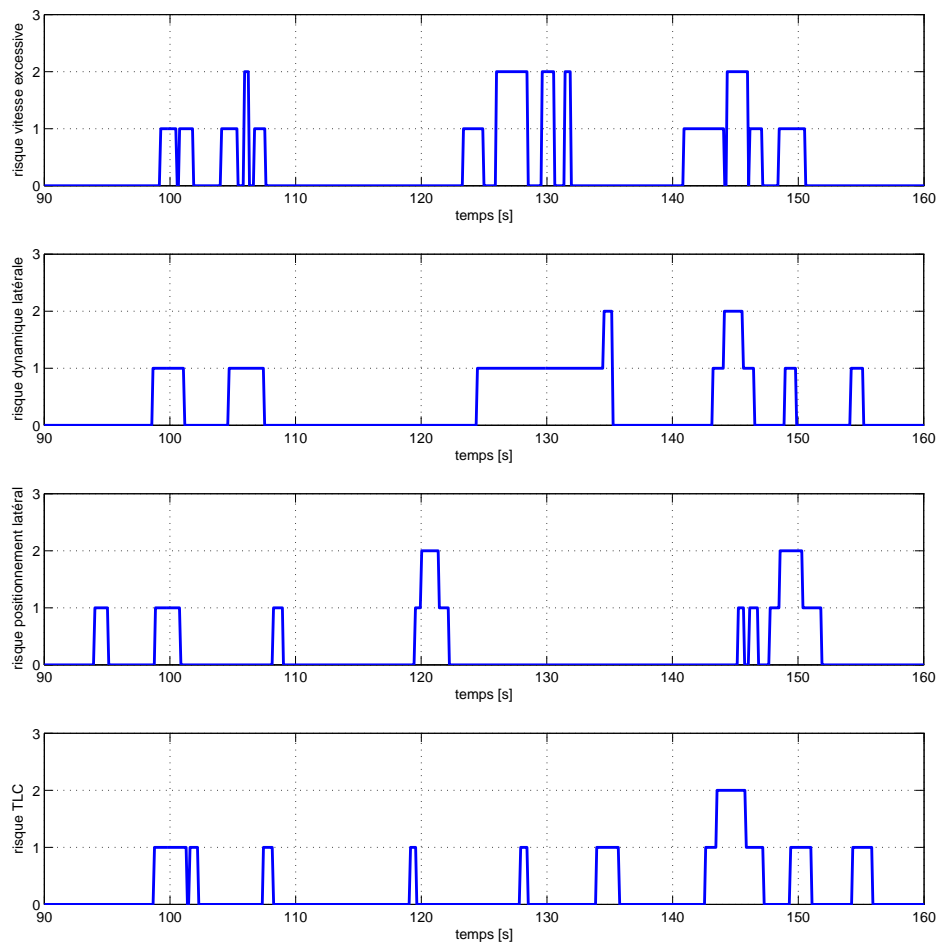


FIG. 4.24 – comparaison des différents modules de détection.

Sur la figure 4.26, nous avons représenté l'Interface Homme-Machine (HMI), qui permet au conducteur de visualiser les alertes détectées par l'unité d'avertissement. Cette interface peut fournir aussi un signal sonore pour deux fréquences différentes, en fonction du niveau de risque calculé. La figure 4.26-a montre la détection d'une vitesse

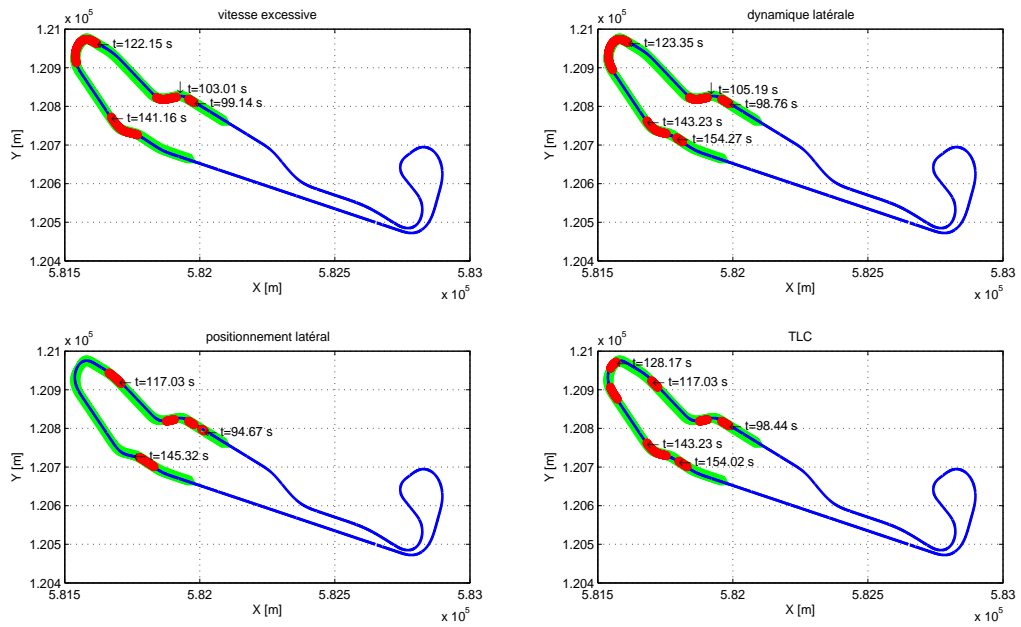


FIG. 4.25 – endroits de détection des alertes sur la piste d’essais.

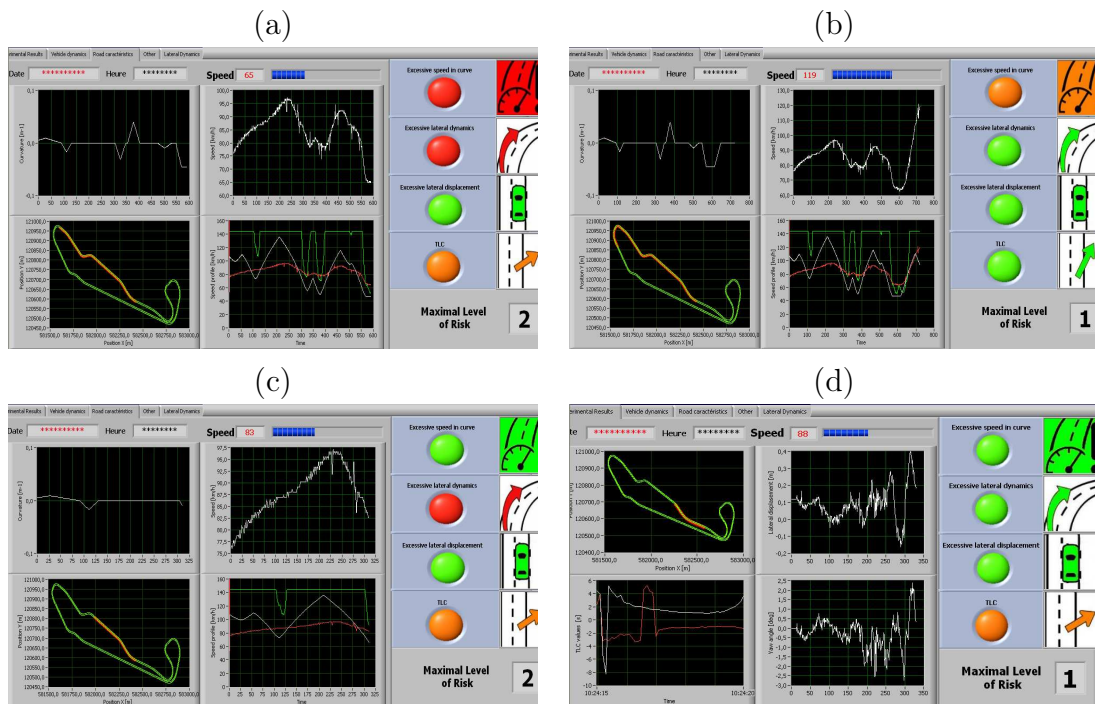


FIG. 4.26 – HMI de l’unité d’alerte développée sur Labview.

excessive à l'entrée du virage ainsi qu'une dynamique latérale excessive. Une alerte moyenne de TLC est détectée aussi (LED allumée en orange), mais le niveau de risque affiché au conducteur est de 2. Donc l'unité d'avertissement, considère le niveau de risque le plus élevé. Sur la figure 4.26-b, nous avons une alerte moyenne, concernant la vitesse excessive, mais cette fois-ci, en ligne droite, donc on voit bien la vitesse actuelle du véhicule qui dépasse le profil de vitesse. Le niveau de risque considéré ici est de 1. Nous pouvons remarquer sur la figure 4.26-c, que le système détecte une situation critique de perte de contrôle en transversal, alors que la vitesse du véhicule est inférieure à celle autorisée. La figure 4.26-d illustre la détection d'une situation involontaire de sortie de voie, qui due à une diminution du TLC . Nous pouvons remarquer sur la figure, que l'écart latéral par rapport au centre de la voie est de $20cm$ et l'angle de cap relatif est de $0.5deg$. Le système permet alors de détecter, suffisamment à l'avance, les situations à risques de sortie de voie.

4.7 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'unité d'alerte des sorties de route et les différents modules de détections. Dans le cas des sorties de voie sur une perte de contrôle, nous avons proposé, un modèle dynamique de vitesse critique en courbe, qui tient en compte les trois éléments de la situation de conduite (le véhicule, la route et le conducteur). Ce modèle est en fonction des paramètres dynamiques du véhicule (masse, raideurs pneumatiques,...), et des états dynamiques (glissement longitudinal et la dérive latérale). Les résultats de simulations de quelques scénarios ont permis de montrer la validité du modèle développé.

Une autre solution a été proposée aussi, basée sur la dynamique latérale du véhicule. Nous avons analysé, le mouvement de lacet du véhicule, et nous avons déterminé le gradient du caractère sous-virage ou survirage du véhicule, SSG . Cette grandeur, permet de mieux évaluer le risque d'un survirage ou sous-virage. L'analyse de la dynamique latérale comporte aussi sur la vitesse de lacet et l'accélération latérale du véhicule.

Pour le cas des sorties de voie sur un problème de guidage sur la route, nous avons utilisé, l'écart latéral du véhicule par rapport au centre de la voie et le temps de sortie de voie TLC , comme critères de risques pour une sortie involontaire de la voie.

Nous avons ainsi présenté un module d'évaluation du risque en couplant le mode longitudinal et latéral. Un concept général de la détection a été présenté. Ce dernier a l'avantage de minimiser au maximum les fausses alertes. D'après les tests expérimentaux, réalisés sur la piste d'essais, les alertes obtenues correspondent bien aux ressentis des conducteurs et aux endroits exacts.

Chapitre 5

Détection de situations critiques et alerte à long terme

5.1 Introduction

Nous avons développé, dans le chapitre précédent, une unité d'alerte pour éviter les sorties de voie. Ce type d'accidents se produit sur un intervalle de temps très court (moins de 3 sec), d'où la nécessité de prendre en compte le comportement du conducteur. Dans ce chapitre, nous nous intéresserons à l'alerte à long terme (plus de 5 sec). Dans ce type d'alerte, la prise en compte du comportement du conducteur n'est pas nécessaire car il a largement le temps pour agir.

Comme nous l'avons déjà vu dans le premier chapitre, plusieurs projets utilisant des systèmes coopératifs ont été lancés. Les véhicules sont alors capables, grâce à des capteurs extéroceptifs, proprioceptifs et les cartes digitales embarquées, de surveiller leur environnement proche. Ils utilisent des moyens de communication, afin d'élargir le champ visuel et réagir à des incidents au-delà de la portée des capteurs.

Dans ce chapitre, Nous présentons dans un premier temps, le système d'alerte développé dans le cadre du projet WillWarn et sur le quel nous avons travaillé. Par la suite, nous détaillons le module de détection HDM, qui est basé sur une matrice constituée de portes logiques. Quelques fonctions de ce module seront données. Le système a été validé par simulation entre un PC portable et un PDA. Le PC portable représente le véhicule qui détecte les situations dangereuses, il contient les algorithmes de détections. Le PDA représente le module HMI du véhicule qui doit recevoir l'alerte détectée par le premier véhicule. A la fin de ce chapitre, nous présenterons une validation expérimentale du système. Le système a été testé lors d'une journée de démonstration avec les autres partenaires du projet.

5.2 Présentation du système "WILLWARN "

WillWarn (Wireless Local Danger Warning) est un système d'alerte aux conducteurs, qui s'inscrit dans le cadre du projet européen PreVENT, basé sur la communication véhicule-véhicule et véhicule-infrastructure. Il permet d'élargir le champ de vision du conducteur, au-delà de sa propre perception visuelle "horizon électronique", et de l'avertir sur des éventuelles situations dangereuses, détectées en aval par les autres véhicules. Le conducteur pourra dans ce cas, anticiper le danger, en adaptant sa vitesse ou en gérant les distances inter-véhiculaires.

Les objectifs du projet sont motivés par l'étude d'accidentologie représentée sur la figure 5.1. Une décomposition des accidents, fait apparaître que les situations visées sont bien celles dues à une défaillance physique du conducteur, des erreurs conscientes, des facteurs liés à l'environnement comme l'état de la chaussée ou les conditions atmosphériques.

Le détail des raisons provoquant ce type d'accident, montre que la conduite à une vitesse excessive et le non respect de la distance de sécurité, la violation de la priorité à droite, la mauvaise négociation d'un virage et défaut d'itinéraire ou de dépassement, sont à l'origine de ces accidents. C'est le cas d'un conducteur mal renseigné sur l'état ou les zones dangereuses de la chaussée.

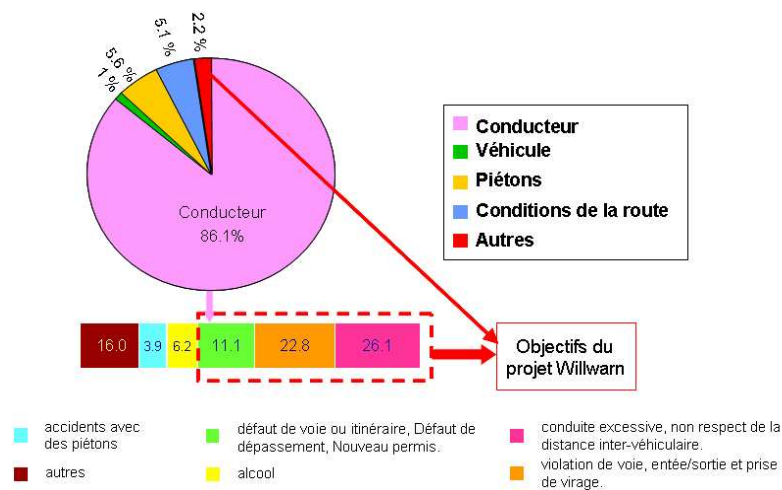


FIG. 5.1 – responsabilité des usagers impliqués dans les accidents en Allemagne pour l'année 2003.

Les données de l'accidentologie, illustrées par la figure ci-dessus ne reflètent pas uniquement une accidentologie typique de ce pays, mais elles se retrouvent dans les autres pays d'Europe. Le système WillWarn a pour objectif, l'amélioration de la sécurité routière, en se fixant à terme un objectif de 50% de réduction des accidents d'ici 2010.

Nous allons voir par la suite, une classification des dangers, en fonction de l'origine de

l'accident.

5.2.1 Classification des dangers

Nous présentons ici, une classification des différents dangers, provoquant les accidents cités précédemment, afin de pouvoir donner par la suite une méthode de détection de ces situations dangereuses. Nous avons regroupé alors, quatre types de dangers selon la cause d'accident. La figure 5.2 illustre la classification des principales causes d'accidents, en quatre catégories d'accidents, qui constituent les applications du système WillWarn.



FIG. 5.2 – classification des principales causes d'accidents.

- La présence d'obstacles ou de véhicules lents sur la route, surtout en virage, est souvent l'origine d'accidents mortels de la route.
- Les mauvaises conditions atmosphériques, constituent une très grande part des causes d'accidents graves de la route. En effet, les mauvaises conditions de visibilité dues au brouillard sont à l'origine, chaque année, d'accidents graves de la route. En zone rurale, les chaussées glissantes, constituent un réel danger pour les conducteurs.
- Les zones de travaux sur les routes peuvent être, potentiellement, dangereuses en raison de la présence des véhicules de travaux, réduction du nombre des voies, barrières sur la route et déformation des routes.

Pour plus de clarté, nous avons représenté sur le tableau 5.1, les différentes causes d'accidents correspondantes aux types de dangers.

| Type de danger | Causes |
|---------------------|--|
| Obstacles | accident, embouteillage, véhicules lents, obstacles sur la route, ... |
| Mauvaise visibilité | condition atmosphériques et obscurité, ... |
| Perte d'adhérence | condition atmosphériques, présence d'huile sur la chaussée, plaque du verglas, ... |
| Autres dangers | Travaux sur la route, véhicule d'urgences, ... |

TAB. 5.1 – causes d'accidents et types de dangers

5.2.2 Architecture du système

Comme nous l'avons déjà mentionné, la plupart des systèmes d'aide à la conduite proposés, récemment, par les équipementiers et les constructeurs automobiles sont, principalement, basés sur la coopération entre le véhicule et le conducteur (régulateur de vitesse, anti-collision, etc.).

Le système WillWarn est un système de sécurité préventive, capable de détecter des dangers et d'informer le conducteur, suffisamment à l'avance, afin qu'il puisse réagir en conséquence. Dans cette démarche, une coopération entre les véhicules ainsi que les véhicules et l'infrastructure est prise en compte. Le véhicule peut échanger des informations avec l'infrastructure, concernant l'état du trafic, des travaux sur la route ou tout risque qui peut être lié à l'infrastructure. Cette dernière est considérée comme point de relais entre les véhicules. Cette infrastructure, peut donc récupérer des informations ou messages d'alertes et les transmettre aux autres véhicules, qui circulent dans la zone de communication.

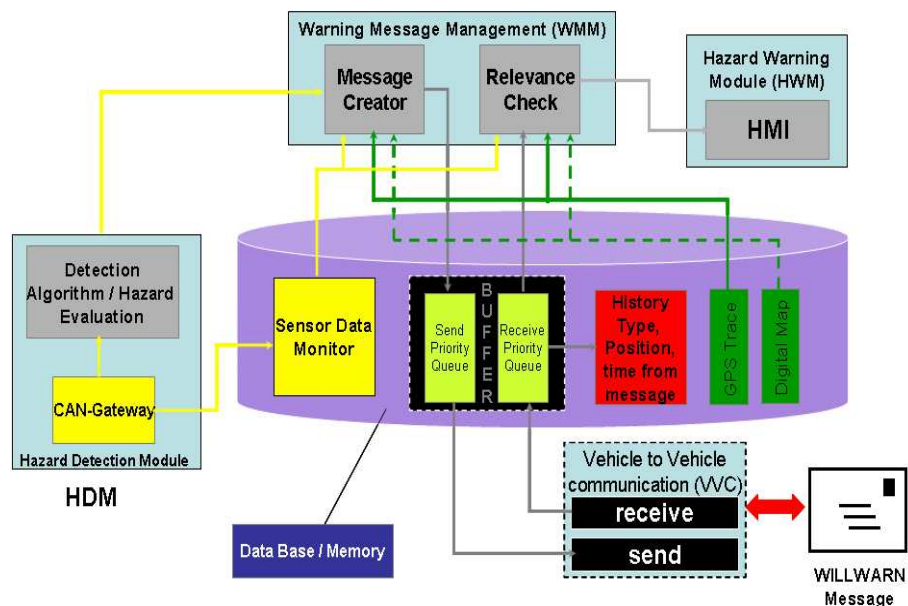


FIG. 5.3 – architecture du système WillWarn.

L'architecture globale du système a été pensée dès le début du projet sous la forme modulaire pour permettre le développement d'application sans contraintes d'interface. Les différents modules du système communiquent simplement par des protocoles de communication (UDP, TCP) et fonctionnent séparément sous forme de processus JAVA.

La figure 5.3 illustre l'architecture du système WillWarn qui a été adoptée. Le système comporte quatre modules et une base de données :

- Le module de communication Véhicule-Véhicule (VVC) : Il assure la communication entre les applications WillWarn. Il est responsable de l'envoi et de la réception

des messages d'alerte. La communication est assurée par un réseau Ad-Hoc.

- Le module de détection de risque (HDM) : Il a pour objectif, la collection des données des capteurs et du traitement par la mise en application des algorithmes de détection de risque.

- Le module de gestion des messages d'alertes (WMM) : Le WMM représente l'unité centrale de gestion des alertes du système WillWarn. Lors de la détection d'un danger, le WMM reçoit le message correspondant et les informations relatives à cette alerte, à savoir la priorité, le type d'alerte, le message d'alerte, la validité temporelle, la direction de propagation, coordonnées GPS, etc. Il est donc responsable de la génération du paquet d'avertissement et l'évaluation du paquet reçu, en termes de redondance, priorité et pertinence. Le message reçu, pourra être envoyé au module HWM (module d'affichage), pour être affiché sur le tableau de bord si le véhicule est concerné par ce danger. Sinon, le message sera retransmis aux autres véhicules. Nous prenons par exemple, le cas d'un véhicule qui détecte une plaque de verglas de $10m$ à $90km/h$. Le véhicule aura parcouru $25m$ en $1sec$. Dans ce cas là, il est beaucoup plus utile de transmettre l'information aux autres véhicules, que de l'afficher sur le tableau de bord du véhicule.

- Le module d'avertissement de risque (HWM) : Il est responsable de la préparation du message d'alerte de l'interface Homme-Machine (HMI), et de l'affichage du message d'alerte respectif (optique/acoustique), en provenance du WMM. Lorsque plusieurs dangers sont détectés, le HWM doit permettre l'affichage de l'alerte en respectant la priorité.

En ce qui concerne notre contribution, nous avons commencé à développer notre système sur Matlab Simulink (simulation des capteurs, fonctions de risques, affichage des alertes, module de communication VVC). Nous avons rencontré des problèmes avec Simulink pour l'affichage des alertes ainsi que pour la transmission des messages d'alertes (la connexion de plusieurs PC en même temps). Afin de remédier à ce problème, nous avons décidé d'utiliser Labview car il permet de développer, facilement, des interfaces d'affichage ainsi qu'il est robuste vis-à-vis des applications temps réel. Finalement, le langage de programmation qui a été choisi est le Java. Les différents partenaires ont décidé de partager la reprogrammation des différents modules en Java.

Nous détaillons par la suite, le module sur lequel nous avons le plus contribué, à savoir le module de détection des dangers (HDM).

5.3 Le module de détection des dangers (HDM)

Le HDM est le module, qui permet de détecter les situations dangereuses. Il est constitué d'une matrice, composée de portes logiques et des algorithmes de détection. Ce module a pour entrées, les données fournies par les capteurs et pour sorties, les états des alertes (activées ou désactivées).

Notre travail comporte sur le développement du module de détection HDM et les

algorithmes de détection. Afin de constituer la matrice de détection, nous avons représenté sur un tableau, les différents dangers selon la classification des dangers, présentée précédemment (les lignes du tableau), ainsi que les capteurs utilisés pour la détection de chaque danger, en colonnes, comme nous le montre la figure 5.4.

Les capteurs sont classifiés selon cinq catégories : Feux, capteurs météorologiques, capteurs d'accidents, capteurs de la dynamique du véhicule et les capteurs spéciaux. La figure 5.5 montre le schéma fonctionnel du module HDM sur Matlab Simulink.

Remarques : Les risques ont été, en plus, classifiés en fonction de l'urgence. Les termes sont employés comme suit :

- Imminent : Situations dangereuses imminentes, qui exige ou peut exiger l'intervention immédiate du conducteur.
- Attention : Aucun danger imminent, mais exige l'attention particulière de conducteur.
- Information : Cette situation n'exige pas l'attention particulière du conducteur, mais fournit des informations liées au trafic.
- Assistance : Fournit une aide à la conduite.

Le schéma fonctionnel, présenté sur la figure 5.6, montre principalement la configuration de la détection de risque. L'information en bleu est l'information principale, pour la détection du risque et l'information en vert est pour l'évaluation et la catégorisation du risque. L'information marquée en transparent, contient l'information qui améliorera le système de détection.

Le HDM alors détecte les situations dangereuses, en analysant les données proviennent des capteurs. Un paquet d'information décrivant le risque est envoyé au WMM. Il contient le type du risque, toutes les données requises pour décrire le risque et les paramètres pour la distribution. Ces paramètres se composent de :

- Priorité.
- Validité temporelle.
- Validité spatiale.
- Direction de propagation (même sens, sens opposé, omni direction).
- Fiabilité.

5.4 Quelques fonctions du bloc logique HDM

Comme nous l'avons déjà mentionné, le HDM est une matrice composée de blocs logiques et de fonctions élémentaires, qui permettent d'évaluer en fonction des données fournies par les capteurs, un niveau de risque correspondant. Nous présentons dans cette sous-section quelques fonctions de ce module.

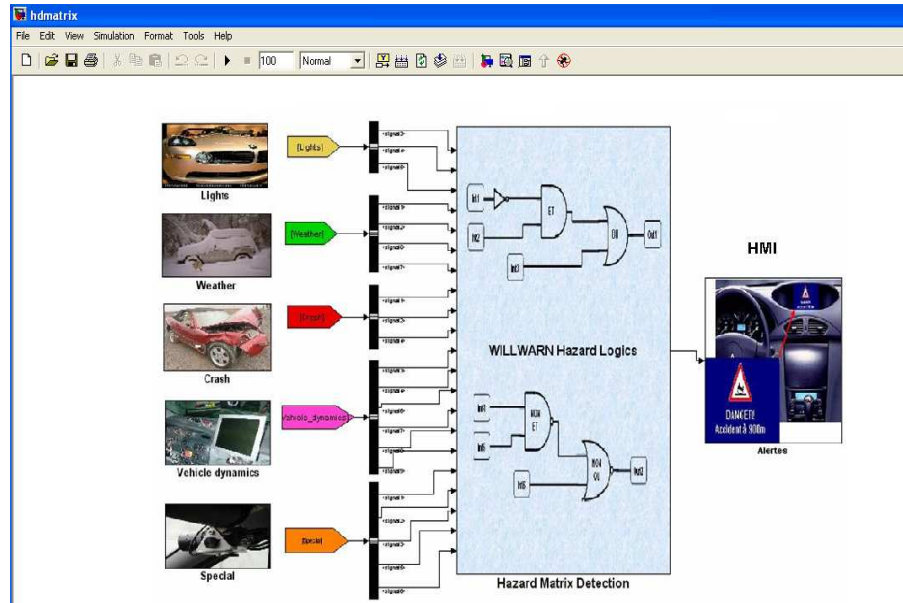


FIG. 5.5 – le module de détection de risque (HDM).

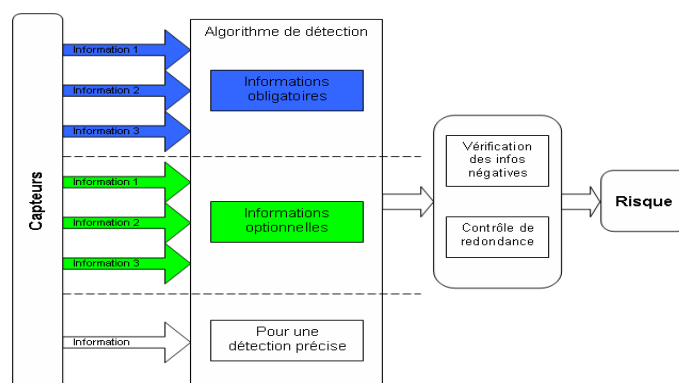


FIG. 5.6 – diagramme bloc du module de détection.

5.4.1 Détection d'obstacles

Le système de détection, peut délivrer six (06) alertes, concernant le type de dangers "obstacles". La figure 5.7 illustre le schéma fonctionnel de la détection de ce type de dangers.

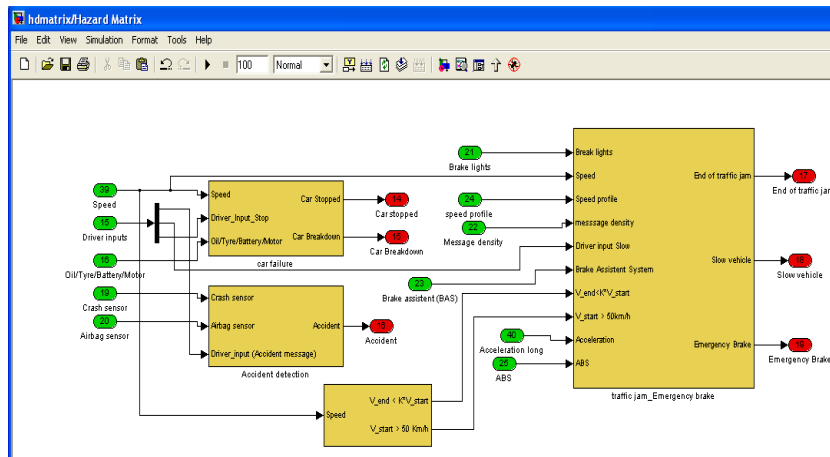


FIG. 5.7 – schéma fonctionnel de détection d'obstacle sur Matlab Simulink.

- Car stopped (véhicule arrêté) : le conducteur peut envoyer un message d'alerte, en appuyant simplement sur un bouton, s'il considère que l'arrêt de son véhicule sur la route représente un danger potentiel pour le trafic. La localisation du véhicule avec une bonne précision GPS et une cartographie numérique, combinée à la vitesse du véhicule (vitesse nulle), permet de déterminer si le véhicule à l'arrêt est un danger ou pas.
- Car breakdown (véhicule en panne) : un véhicule à l'arrêt suite à une détection d'une panne (moteur, pneu, batterie,...) peut aussi alerter le trafic si sa position représente un danger potentiel.
- Accident : Nous distinguons trois cas possibles : une collision sans aucune réaction du conducteur, un freinage d'urgence et collision avec l'obstacle ou une manoeuvre d'évitement de l'obstacle avec collision. Une situation d'un véhicule à l'arrêt, suite à un accident est détectée grâce à un capteur de crash ou un signal d'airbag (s'il est déclenché). Le conducteur peut aussi déclencher l'alerte, en appuyant sur un bouton.
- Slow vehicle (véhicule lent sur la route) : Les véhicules lents, comme par exemple les poids lourds envoient un message d'alerte de manière permanente. Le conducteur dispose alors d'un bouton spécial pour activer l'alerte.
- End of traffic jam (embouteillage) : Le conducteur décélère à partir des vitesses élevées ($> 80\text{km/h}$), sur des autoroutes, pour ralentir le véhicule ou l'arrêter complètement ($0 - 30\text{km/h}$). Un profil de vitesse dans le cas d'embouteillages est alors défini. Une autre méthode pour détecter un embouteillage est d'analyser la densité

des messages reçus. Lorsque le véhicule reçoit une quantité importante des messages indiquant des véhicules à l'arrêt, de différents véhicules.

- Emergency brake (freinage d'urgence) : L'information concernant le freinage d'urgence est obtenue, directement, à partir de la quantité du freinage appliquée par le conducteur. Si le système ABS est en action, l'accélération maximale disponible est atteinte.

Nous détaillons ici, uniquement, le cas d'un freinage d'urgence. Le schéma bloc, qui permet de détecter une situation de freinage d'urgence est représenté sur la figure 5.8.

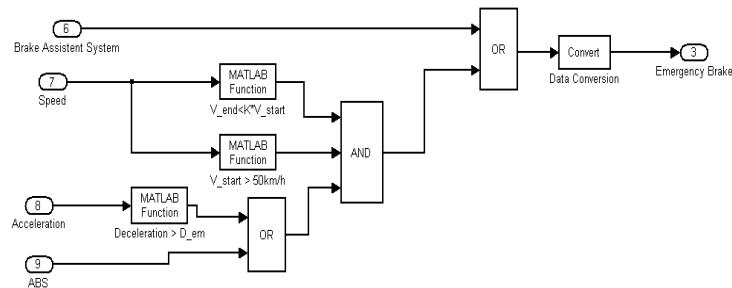


FIG. 5.8 – schéma bloc de détection du freinage d'urgence.

La détection d'un freinage d'urgence est évaluée selon l'état du système d'assistance de freinage (BAS), le déclenchement de l'ABS et la décélération du véhicule. En effet, dans le cas où le véhicule est équipé d'un système d'assistance de freinage, le déclenchement de ce système, permet de donner une information concernant la nature du freinage.

L'état du déclenchement de l'ABS ou bien la mesure de l'accélération longitudinale, combinés avec la vitesse longitudinale du véhicule, permet aussi de détecter une situation de freinage d'urgence. Dès que la décélération du véhicule dépasse une décélération dite d'urgence, fixée à $-8m.s^{-2}$, la vitesse du véhicule à cet instant, v_{start} , qui doit être supérieur à $50km.h^{-1}$ est mémorisée. Celle-ci multipliée par un coefficient K réglable, définit un seuil pour la vitesse actuelle du véhicule, notée v_{end} . Si cette dernière est inférieure à $K * v_{start}$, une alerte de freinage d'urgence est déclenchée.

5.4.2 Détection d'une adhérence dégradée

Les conditions atmosphériques, telles que la pluie, la neige, le brouillard congelé, ainsi que les plaques du verglas, causent la dégradation de l'adhérence sur la route. La figure 5.9 illustre le schéma bloc de détection d'une faible adhérence sur la route.

Le risque d'une faible adhérence sur la route est évalué selon le schéma fonctionnel suivant : Une première fonction de risque d'une faible adhérence est liée, directement, aux conditions atmosphériques (pluie, neige, gel,...), détectées par d'autres blocs logiques

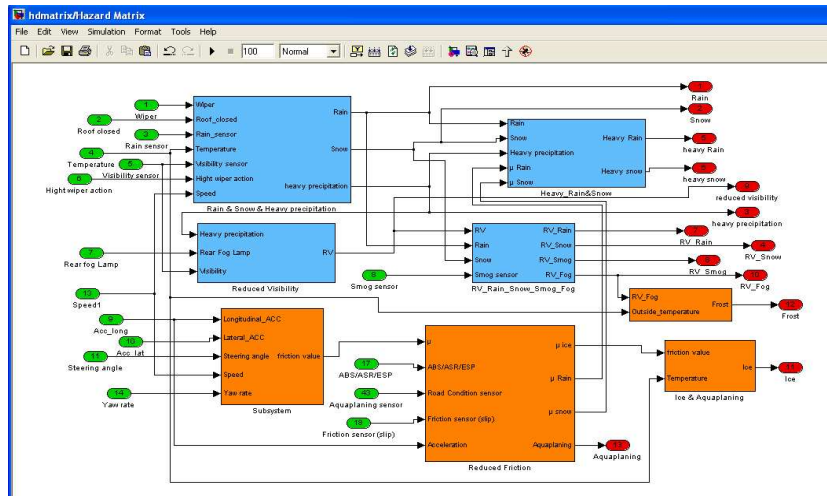


FIG. 5.9 – schéma bloc de détection d'une faible adhérence sur la route.

(voir figure 5.9). Par la suite, une estimation de l'adhérence disponible sur la route, permet de donner une bonne information sur l'état de la chaussée. Sur cette partie, Les Laboratoires TNO et HTW (partenaires du projet) ont été chargés de la validation de cette fonction de risque.

5.4.3 Autres situations dangereuses

Le système WillWarn peut se servir des messages d'avertissement de TPEG (Groupe d'Experts en Protocole de Transport) des sources de l'infrastructure et d'échanger également, des messages WillWarn avec les unités de bord de route (voir figure 5.10), qui peuvent également produire des informations codées de TPEG. En plus de ces informations TPEG, quelques autres risques ont été, également, identifiés dans la matrice de détection de risques. Ils sont regroupés dans la catégorie "autres dangers", et ils sont, principalement, liés à l'infrastructure. Dans cette catégorie de dangers, nous utilisons les cartographies numériques et le GPS comme capteurs.

Sur la figure 5.10, nous avons représenté, les algorithmes qui ont été développés, sur Matlab Simulink, pour détecter un tel type de risques. La figure 5.11 montre l'affichage des alertes envoyées par l'unité de bord de la route, concernant des travaux sur la route et les conditions de la chaussée.

5.5 Simulation du système et affichage sur PDA

Nous avons vu dans la section précédente, le module de détection HDM et les différents schémas blocs qui le constitue. Dans cette section, nous présentons les résultats de simulations du système d'alerte développé sur Labview, représenté sur la figure 5.12.

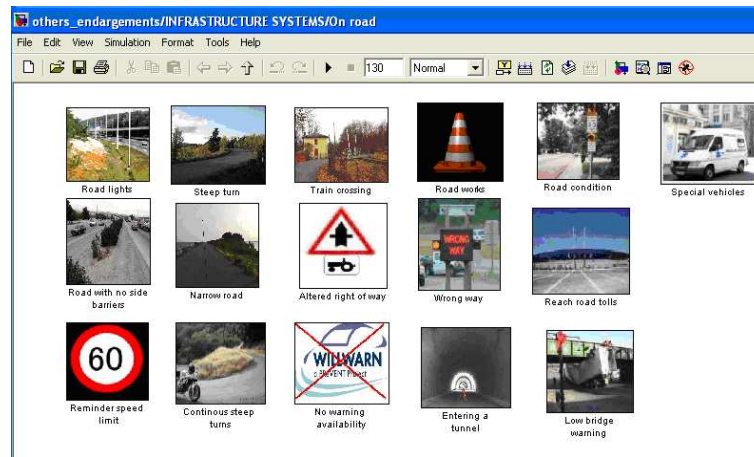


FIG. 5.10 – diagramme bloc du système de bord de la route (RSU) développé sur Matlab Simulink.

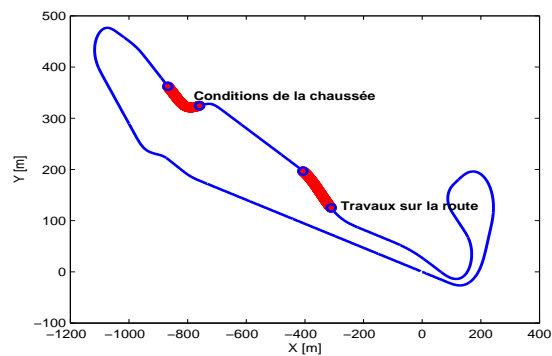


FIG. 5.11 – simulation sur Matlab Simulink des autres situations dangereuses liées à l'infrastructure.

Afin de simuler les capteurs, liés à la dynamique du véhicule, nous avons utilisé un

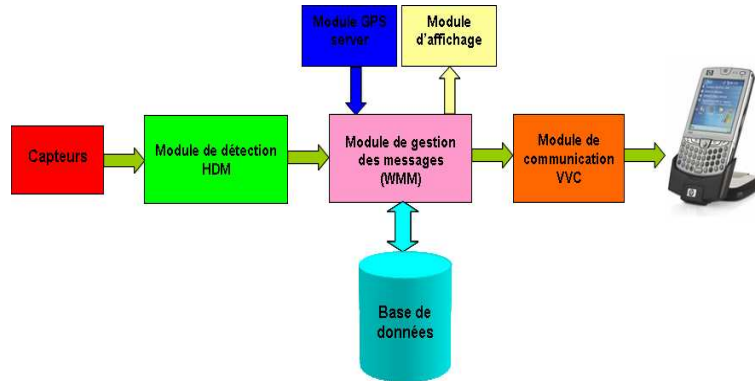


FIG. 5.12 – diagramme bloc du système d’alerte développé sur Labview.

modèle dynamique du véhicule. La figure 5.13-a montre le simulateur de véhicule où les entrées de commandes sont l’angle de braquage et l’accélération longitudinale. Pour les autres capteurs, ils ont été simulés sur Labview comme nous le montre la figure 5.13-b.

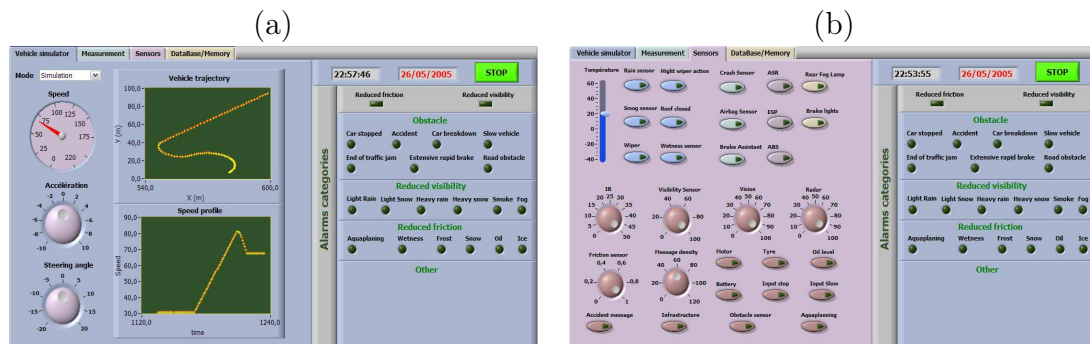


FIG. 5.13 – (a) : simulateur du véhicule, (b) : simulation des capteurs.

Les figures 5.14-a et 5.14-b montrent, respectivement, le module de création de messages et celui chargé de la transmission des messages aux autres véhicules. L’objectif était de simuler quelques scénarios afin de tester les algorithmes de détection avant de passer à l’expérimentation et l’implémentation des algorithmes sur le véhicule prototype.

Nous avons présenté sur la figure 5.15-a, une simulation d’une situation de freinage d’urgence dû à un obstacle sur une section de route ligne droite. Nous pouvons remarquer sur la figure la décélération du conducteur qui dépasse la $-8m.s^{-2}$ et l’allumage de la "DEL" correspondant à la situation de "Extensive rapid brake" après un certain temps. La figure 5.15-b illustre les différentes informations concernant les messages détectés et stockés dans la base de données.

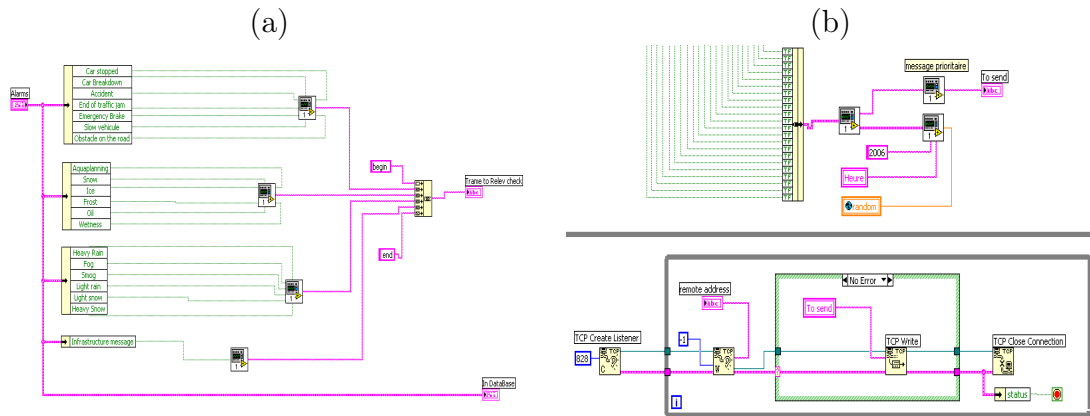


FIG. 5.14 – (a) : création des messages d’alerte et (b) : transmission des messages aux autres véhicules.

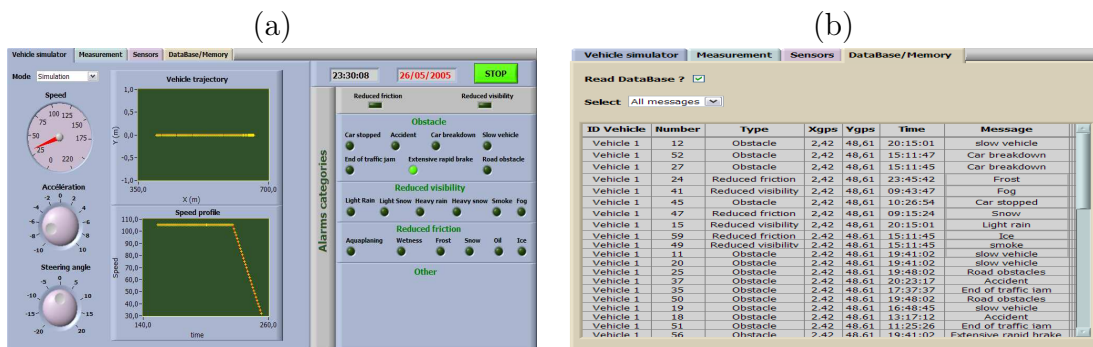


FIG. 5.15 – (a) : détection d’un freinage d’urgence, (b) : la base de données.

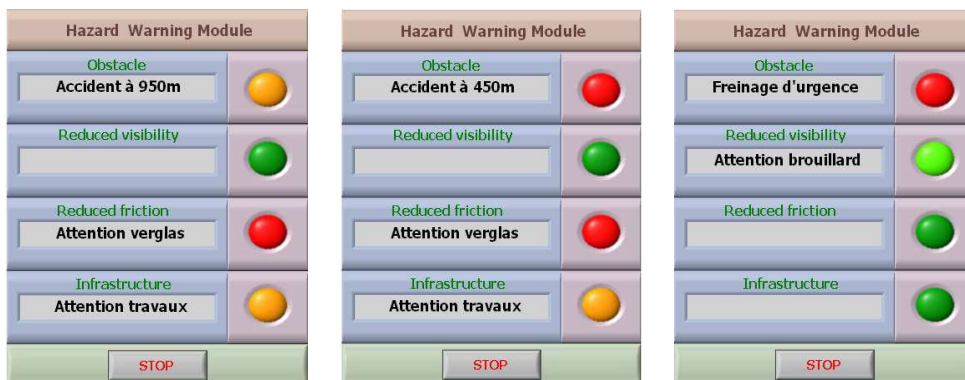


FIG. 5.16 – affichage des l’alertes sur PC.



FIG. 5.17 – affichage de l’alerte sur PDA : (a) détection d’un freinage d’urgence, (b) détection d’un accident .

Sur les figures 5.16 et 5.17, nous avons représenté, l’interface d’affichage des alertes détectées par le module de détection, respectivement, sur PC et sur PDA. Nous pouvons remarquer que l’urgence de l’alerte est indiquée au conducteur à travers les couleurs de la "LED" (vert foncé, vert claire, orange et rouge), qui correspondent aux situations suivantes, respectivement, désactivé, risque faible, risque moyen et risque élevé. Pour l’affichage sur PDA, le module Labview-PDA 7.1, ne contient pas la librairie, qui permet de contrôler la couleur des "LEDs", donc nous avons affiché que le message d’alerte.

5.6 Expérimentation

Dans cette section, nous présentons les résultats du test expérimental effectué lors des démonstrations réalisées avec les autres partenaires du projet. Plusieurs véhicules expérimentaux ont été utilisés dans ce test. Chaque véhicule contient deux PC portables, le premier représente le module de communication VVC. Ce module, permet d’assurer la communication entre les véhicules, et le deuxième contient les modules GPS, HDM, gestion des message WMM et d’alerte HWM. Les deux PC sont connectés entre eux à l’aide d’un câble Ethernet. Les différents modules sont programmés en Java et l’exécution de ces applications Java est assurée par une plate-forme OSGi¹ (voir figure 5.18).

¹OSGi est une plate-forme d’exécution d’applications Java colocalisées au sein de la même machine virtuelle Java.

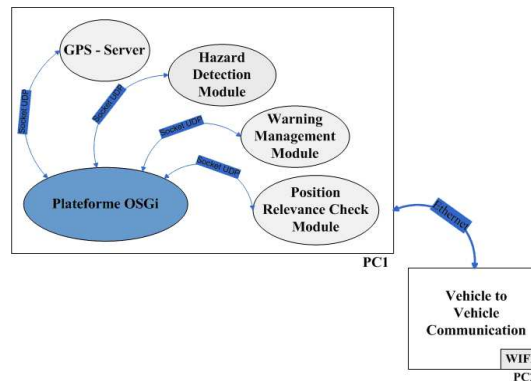


FIG. 5.18 – architecture de l'instrumentation de chaque véhicule.

5.6.1 Démonstration de la balise RSU de WILLWARN :

L'unité de bord de la route (Road Side Unit RSU) dans le système WillWarn est développée, afin d'émuler les travaux de route, un véhicule lent (arrêté) et tout risque lié à l'infrastructure. La RSU intègre les mêmes logiciels que les véhicules démontrant. L'équipement de la RSU est constitué de :

- un GPS
- deux ordinateurs portables
- deux convertisseurs de tension
- deux batteries 12V
- une carte de communication sans fil avec deux antennes.

Tous ces équipements sont encaissés dans un boîtier représenté sur la figure 5.19-a. Les antennes de communication peuvent être mises sur la RSU. La figure 5.19-b représente un autre véhicule équipé d'un PC, qui contient le module VVC.



FIG. 5.19 – (a) : équipement de la RSU et (b) : le module VVC d'un autre véhicule.

5.6.2 Test expérimental :

Le circuit de test, sur lequel les tests expérimentaux ont été effectués, est représenté sur la figure 5.20 (tracé en rouge). Les chiffres numérotés sur le trajet correspondent aux endroits où les véhicules expérimentaux vont détecter les situations dangereuses. Pour l'unité de bord de voie, elle a occupé l'emplacement N°1.

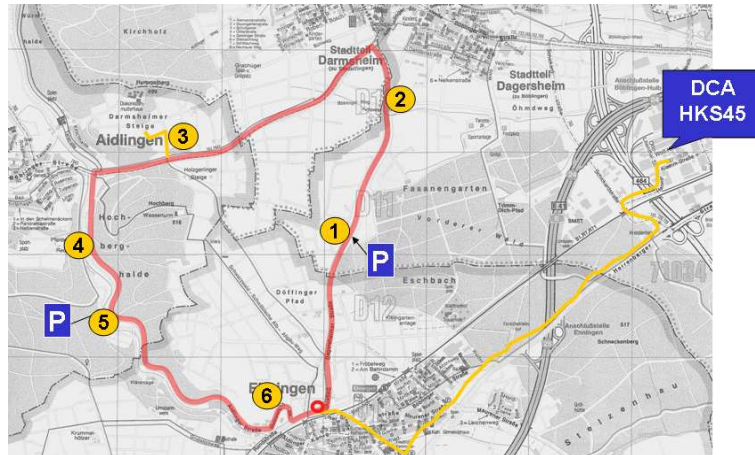


FIG. 5.20 – circuit du test expérimental.

Nous avons représenté sur la figure 5.21-a, le module WMM, qui gère les messages reçus et qu'il les transmettra après au module HWM, pour l'affichage. Sur la figure 5.21-b, nous pouvons remarquer l'affichage des alertes sur l'interface HMI. Il est indiqué sur la figure, l'icône représentant le type de l'alerte, la fiabilité de l'alerte en pourcentage ainsi que le nombre de véhicules qu'avaient détecté cette alerte (le nombre "1" en vert).

5.7 Conclusion

Dans ce chapitre, un système d'alerte concernant le risque à long terme a été présenté. Nous avons détaillé dans un premier temps, l'architecture du système d'alerte que nous avons développé dans le cadre du projet WillWarn. Dans un deuxième temps, le module de détection de situations dangereuses a été présenté. Il est constitué simplement de portes logiques et de quelques fonctions supplémentaires pour améliorer la qualité de la détection. Des résultats de simulations du système ont été présentés. Ces résultats illustrent bien le bon fonctionnement du système ainsi que la robustesse des algorithmes de détection. Le système a été validé par expérimentation sur des véhicules prototypes. Les résultats de l'expérimentation ont été présentés pendant une journée de démonstration avec les autres partenaires du projet.

Les résultats obtenus pendant les expérimentations sont très encourageants. L'unité de bord de route, qui représente la plus grande originalité du système, fonctionne très

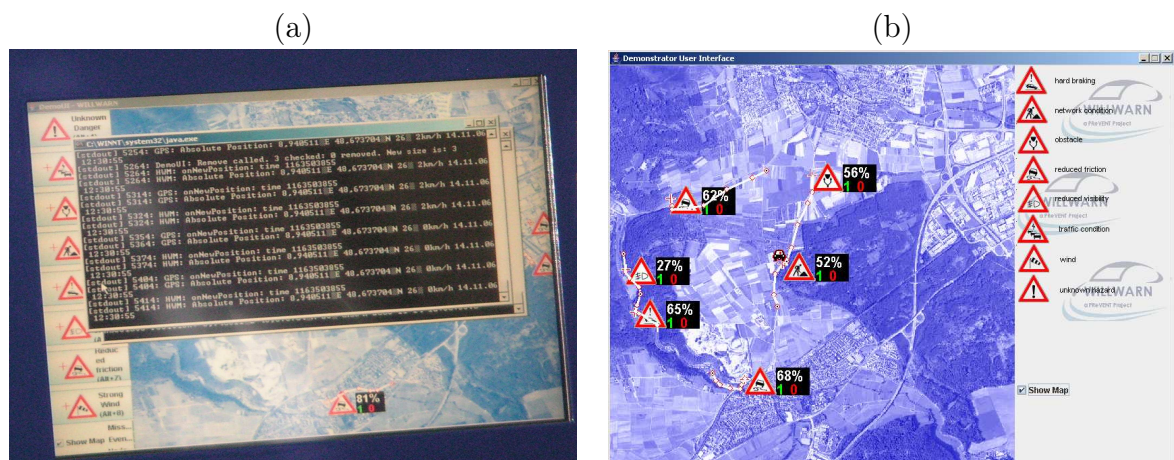


FIG. 5.21 – (a) : réception et traitement des alertes par le WMM et (b) : affichage des alertes par le HWM.

bien. Elle peut envoyer des messages d'alerte, liés à l'infrastructure et peut aussi être servie comme un véhicule arrêté au bord de la voie et donc un relais entre les véhicules.

Conclusion et perspectives

Le travail présenté dans ce mémoire de thèse, traite le problème des accidents par sortie de voie et les systèmes d'alertes au conducteur, à court et à long terme. Nous nous sommes aussi intéressés à l'estimation des états dynamiques et des paramètres mécaniques du véhicule. Ces estimées constituent les mesures avancées dont a besoin l'unité d'alerte.

Dans le chapitre 1, L'intérêt est porté sur les accidents de type sortie de voie, afin de comprendre et identifier les différentes raisons et les conditions de ce type d'accident. Les accidents ont été classés en trois grandes catégories :

- les accidents liés à un problème de guidage, résultant d'une forte dégradation du contrôle de trajectoire par le conducteur.
- Les accidents liés à un problème de dynamique de véhicule en virage, résultant d'un freinage inadapté étant donnée la vitesse initiale excessive.
- Les accidents liés à un problème de dynamique latérale du véhicule, résultant d'un effet de survirage ou de sous-virage et/ou d'un mouvement de lacet excessif.

Cette classification a permis de définir les fonctions de risques adaptées, pour la détection de ces situations. Nous avons traité également, le risque routier et nous avons donné les différents indicateurs de risque, liés aux modes latéral et longitudinal. Par la suite, les différentes méthodes de détection des sorties de voie ont été présentées et les avantages et les inconvénients de chacune de ces méthodes sont mis en évidence. Ceci a permis de conclure que la prise en compte de la dynamique du véhicule dans le développement des systèmes d'alerte des sorties de voie est nécessaire.

Dans le deuxième chapitre, nous nous sommes intéressés à la modélisation du véhicule. Nous avons développé un modèle de véhicule à quatre degrés de liberté, suffisamment précis, pour étudier la dynamique latérale et longitudinale dans des situations critiques de conduite et, en particulier, les pertes de contrôle. Nous avons modélisé le contact pneumatique/chaussée par le modèle d'effort de Pacejka. Le modèle de véhicule a été validé par la suite par simulation et, en utilisant des mesures réelles collectées à l'aide d'un véhicule instrumenté du LIVIC. Les états mesurés par les capteurs et ceux obtenus par le modèle du véhicule ont été comparés. Les résultats ont montré la validité du modèle pour le développement d'observateurs et l'unité d'alerte.

Le troisième chapitre a traité l'observation de la dynamique du véhicule et l'estimation des paramètres dynamiques, tels que les coefficients des raideurs pneumatiques, la masse du véhicule et le moment d'inertie vertical. Pour cela, nous avons donné une architecture d'une unité d'observation, constituée des blocs d'observateurs en cascade.

Nous avons appliqué dans un premier temps, la technique du filtrage de Kalman étendu pour estimer l'état dynamique, le glissement longitudinal et la dérive latérale au niveau de chaque pneumatique. Dans un deuxième temps, nous avons développé une méthode d'adaptation, afin d'estimer les coefficients des raideurs pneumatiques à partir des résultats d'estimations du filtre de Kalman étendu. Par la suite, un deuxième filtre de Kalman étendu est développé, afin d'estimer la masse et le moment d'inertie vertical du véhicule, en utilisant un modèle bicyclette non linéaire qui utilise les raideurs latérales des pneumatiques adaptées par le premier filtre de Kalman étendu. La stabilité et la convergence du processus des observateurs en cascade ont été démontrées.

L'approche développée a été validée en utilisant des mesures du Correvit. L'angle de dérive latérale du véhicule donné par le Correvit a été comparé à celui estimé avec et sans adaptation des raideurs pneumatiques. Les résultats présentés, montrent que la prise en compte des variations des coefficients des raideurs pneumatiques, permet implicitement de rendre compte de certaines non-linéarités du comportement du véhicule. La dernière partie du chapitre a été l'objet des travaux réalisés durant l'encadrement d'un stage de DEA et porte sur l'estimation du dévers de la route et les défauts, agissant sur le système, en utilisant un observateur proportionnel intégral à entrée inconnue. Cette technique d'observation, assure une convergence rapide de l'observateur. Le gain de l'observateur est calculé en résolvant des contraintes LMI, qui sont des conditions de stabilité et de vitesse de convergence de l'observateur. Des résultats obtenus en simulations et par l'expérience, montrent la convergence de l'observateur et la boucle intégrale de l'observateur, permet de minimiser le transfert des perturbations sur l'erreur d'estimation.

Le quatrième chapitre a été consacré au développement de l'unité d'alerte, pour éviter les sorties de voie. L'architecture globale et les différents modules du système ont été présentés. L'unité est constituée de quatre sous-systèmes qui fonctionnent d'une manière parallèle. Le premier sous-système, traite la vitesse longitudinale du véhicule. Pour cela, un nouveau modèle de vitesse critique dans les virages, a d'abord été développé. Il tient compte les trois facteurs de la situation de conduite (le véhicule, le conducteur et la route). Ce modèle prend en considération l'évolution de l'état dynamique et les limites dynamiques du véhicule, en tenant compte des efforts que le véhicule pourra développer au niveau du contact pneu/sol. L'influence des différents paramètres de la route (le dévers, la pente et l'adhérence disponible sur la route), les états dynamiques du véhicule (la dérive latérale du véhicule et le glissement longitudinal), ainsi que les paramètres mécaniques (la masse du véhicule et les raideurs des pneumatiques), sur la vitesse critique en courbe a été présentée. Les résultats obtenus montrent que le modèle de vitesse critique en courbe développé, prend en compte les limites dynamiques de stabilité du véhicule. Afin de limiter la vitesse longitudinale en section de route ligne droite, une génération d'un profil de vitesse automatique est utilisée.

Le deuxième sous-système, analyse la dynamique latérale du véhicule. Pour cela, nous avons traité le mouvement de lacet et l'accélération latérale du véhicule. Nous

avons défini le gradient du caractère sur-virage ou sous-virage *SSG*. Cette grandeur est calculée à partir des raideurs pneumatiques estimées précédemment. La vitesse de lacet est aussi analysée, en comparant celle mesurée par le gyromètre et l'autre, obtenue par le modèle de véhicule.

Le troisième et le quatrième sous-systèmes analysent, respectivement, le déplacement latéral du véhicule (l'écart latéral par rapport au centre de la voie) et le temps de sortie de voie. Ces indicateurs sont utilisés pour détecter des sorties de route involontaires, liées à un problème de guidage sur la route. Un module d'évaluation du risque et le système décisionnel pour l'alerte a été présenté. Pour valider l'unité d'alerte, des essais sur la piste de Satory à Versailles ont été réalisés avec le véhicule instrumenté du LIVIC (Peugeot 307), afin de collecter des données réelles de plusieurs scénarios de conduite. Nous avons d'abord calibré les seuils des déclenchements des alertes, en fonction des ressentis des conducteurs au cours des essais. Nous avons testé, ensuite, les algorithmes de détection sur plusieurs scénarios et les alertes obtenues correspondent bien aux ressentis des conducteurs et aux endroits exacts.

Dans le cinquième chapitre, nous nous sommes intéressés à une autre catégorie d'accidents, liés au risque à long terme ($> 5\text{sec}$). Contrairement aux accidents par sortie de voie, la prise en compte du comportement de conducteur n'est pas nécessaire. Nous avons développé un système d'alerte, dans le cadre des systèmes coopératifs, traitant les cas des accidents avec obstacle sur la route, dégradation de l'adhérence sur la chaussée à cause des conditions atmosphériques, problème d'une faible visibilité sur la route et autres cas, qui sont liés directement à l'infrastructure. Le module de détection est constitué de portes logiques et d'autres fonctions supplémentaires, pour minimiser les fausses détections. Le système est validé d'abord par simulation entre un PC portable et un PDA, ensuite il a été validé par expérimentation sur un véhicule prototype. Les résultats obtenus sont satisfaisants.

Perspectives

En perspectives, il serait intéressant de valider les blocs observateurs qui permettent d'estimer les attributs de la route. L'identification en ligne de la géométrie de la route, permet de limiter l'utilisation des cartographies numériques enrichies pour le développement des systèmes d'alerte au conducteur. Les résultats d'estimation par les observateurs, ainsi que l'unité d'alerte des sorties de voie, présentés dans ce mémoire, sont donnés hors ligne. Il serait donc intéressant de valider ces résultats en temps réel, sur le véhicule prototype et de considérer aussi le couplage des risques (longitudinal et latéral) pour l'alerte.

Actuellement, nous considérons que le véhicule est seul sur la voie. Cependant, le risque n'est pas le même si on considère d'autres véhicules sur la route. Un autre aspect concerne alors, l'utilisation des systèmes coopératifs entre les véhicules ou le véhicule et l'infrastructure.

Annexe A

Matrices de changement de repères

Pour pouvoir appliquer les deux principes de la dynamique sur le véhicule, nous allons faire des changements de repères pour passer successivement du repère absolu au repère véhicule puis du repère véhicule au repère caisse en passant par un repère intermédiaire appelé \mathfrak{R}_i , ayant comme origine la projection du centre de gravité du véhicule sur le sol.

Passage de \mathfrak{R}_a à \mathfrak{R}_v :

L'objectif ici est de calculer la matrice de passage qui permet d'exprimer les vecteurs du repère \mathfrak{R}_a dans le repère \mathfrak{R}_v . Le passage du repère \mathfrak{R}_a au repère \mathfrak{R}_v est obtenu par une translation du vecteur $\overrightarrow{O_a O_v}$, suivie d'une rotation d'angle ψ autour de l'axe \vec{z}_v . Le passage de \mathfrak{R}_a à \mathfrak{R}_v est représenté sur la figure 2.2. Nous exprimons les coordonnées des vecteurs du repère \mathfrak{R}_a dans \mathfrak{R}_v par :

$$\begin{cases} x_v = x_a \cos \psi + y_a \sin \psi \\ y_v = -x_a \sin \psi + y_a \cos \psi \\ z_v = z_a \end{cases} \quad (\text{A.1})$$

Nous en déduisons la matrice de passage du repère absolu \mathfrak{R}_a au repère véhicule \mathfrak{R}_v , notée Φ_ψ et donnée par :

$$\Phi_\psi = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_{\mathfrak{R}_a \rightarrow \mathfrak{R}_v} \quad (\text{A.2})$$

Passage de \mathfrak{R}_v à \mathfrak{R}_c :

Comme nous l'avons mentionné, pour déterminer la matrice de passage du repère \mathfrak{R}_v au repère \mathfrak{R}_c , il est nécessaire de considérer un repère intermédiaire \mathfrak{R}_i (figure 2.3). Pour une première rotation d'angle θ suivant l'axe \vec{y}_v (mouvement de tangage), les équations de passage dans le repère \mathfrak{R}_i sont :

$$\begin{cases} x_i = x_v \cos \theta - z_v \sin \theta \\ y_i = y_v \\ z_i = x_v \sin \theta + z_v \cos \theta \end{cases} \quad (\text{A.3})$$

La matrice de passage correspondante à cette transformation s'écrit alors :

$$\Phi_\theta = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix}_{\mathfrak{R}_v \rightarrow \mathfrak{R}_i} \quad (\text{A.4})$$

La deuxième rotation d'angle ϕ autour de l'axe x_i (mouvement de roulis) permet de déterminer le passage du repère intermédiaire \mathfrak{R}_i au repère caisse \mathfrak{R}_c . Les coordonnées des vecteurs de ce repère en fonction de celles dans le repère \mathfrak{R}_i sont exprimées par :

$$\begin{cases} x_c = x_i \\ y_c = y_i \cos \phi + z_i \sin \phi \\ z_c = -y_i \sin \phi + z_i \cos \phi \end{cases} \quad (\text{A.5})$$

La matrice qui assure cette transformation des coordonnées est :

$$\Phi_\phi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & \sin \phi \\ 0 & -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix}_{\mathfrak{R}_i \rightarrow \mathfrak{R}_c} \quad (\text{A.6})$$

La matrice totale de passage du repère \mathfrak{R}_v au repère \mathfrak{R}_c est donnée par :

$$\Phi_{\mathfrak{R}_v \rightarrow \mathfrak{R}_c} = \Phi_\phi \Phi_\theta = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ \sin \theta \sin \phi & \cos \phi & \sin \phi \cos \theta \\ \sin \theta \cos \phi & -\sin \phi & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \quad (\text{A.7})$$

La matrice de transformation des coordonnées inertielles aux coordonnées dans le repère fixé à la caisse est alors donnée par :

$$\Phi_{\mathfrak{R}_a \rightarrow \mathfrak{R}_c} = \Phi_\phi \Phi_\theta \Phi_\psi \quad (\text{A.8})$$

L'expression de $\Phi_{\mathfrak{R}_a \rightarrow \mathfrak{R}_c}$ est donnée par :

$$\Phi_{\mathfrak{R}_a \rightarrow \mathfrak{R}_c} = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & \sin \psi \cos \theta & -\sin \theta \\ \cos \psi \sin \theta \sin \phi - \sin \psi \cos \phi & \sin \psi \sin \theta \sin \phi + \cos \psi \cos \phi & \sin \phi \cos \theta \\ \cos \psi \sin \theta \cos \phi + \sin \psi \sin \phi & \sin \psi \sin \theta \cos \phi - \cos \psi \sin \phi & \cos \phi \cos \theta \end{bmatrix} \quad (\text{A.9})$$

Notons $\zeta_1 = [x, y, z]^t$ le vecteur de la position du centre de gravité dans le repère absolu \mathfrak{R}_a et $\zeta_2 = [\phi, \theta, \psi]^t$ le vecteur des angles d'Euler. nous pouvons obtenir le vecteur de vitesse du centre de gravité dans le repère absolu $\dot{\zeta}_1 = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}]^t$ en fonction du vecteur vitesse au repère lié à la caisse $\nu_1 = [u, v, w]^t$ à partir de la matrice de transformation $\Phi_{\mathfrak{R}_a \rightarrow \mathfrak{R}_c}$ par la relation suivante :

$$\dot{\zeta}_1 = (\Phi_{\mathfrak{R}_a \rightarrow \mathfrak{R}_c})^{-1} \nu_1 \quad (\text{A.10})$$

Le vecteur de la vitesse angulaire dans le repère lié à la caisse est défini par $\nu_2 = [p, q, r]^t$, et la relation entre le vecteur de la vitesse angulaire dans le repère caisse ν_2 et la vitesse des angles d'Euler, $\dot{\zeta}_2 = [\dot{\phi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}]^t$ peut être déterminée en résolvant l'équation suivante :

$$\begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix} = \Phi_\phi \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \Phi_\phi \Phi_\theta \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} + \Phi_\phi \Phi_\theta \Phi_\psi \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = Q \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (\text{A.11})$$

L'expression de la matrice Q est :

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin \theta \\ 0 & \cos \phi & \cos \theta \sin \phi \\ 0 & -\sin \phi & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \quad (\text{A.12})$$

Le vecteur vitesse de rotation d'Euler $\dot{\zeta}_2$ peut être déterminé en inversant la relation (2.10), nous obtenons donc :

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \sin \phi \tan \theta & \cos \phi \tan \theta \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi / \cos \theta & \cos \phi / \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ q \\ r \end{bmatrix} \quad (\text{A.13})$$

Annexe B

Estimation des entrées inconnues

B.1 Synthèse d'observateur PI à entrée inconnue

Nous donnons dans cette section, les équations de l'observateur et le théorème utilisé pour calculer le gain de l'observateur en minimisant la variable γ sous contraintes LMI (condition B.6). Nous considérons le système linéaire défini par :

$$\begin{cases} \underline{E}\dot{x}(t) = \underline{A}x(t) + \underline{B}u(t) + \underline{R}_1f(t) + \underline{E}_1w(t) \\ \underline{y}(t) = \underline{C}x(t) + \underline{D}u(t) + \underline{R}_2f(t) \end{cases} \quad (\text{B.1})$$

Où $x(t) \in \mathfrak{R}^n$ est le vecteur d'état, $f(t) \in \mathfrak{R}^{n_f}$ est le vecteur des défauts, $w(t) \in \mathfrak{R}^{n_w}$ est le vecteur des entrées inconnues, $u(t) \in \mathfrak{R}^{n_u}$ est le vecteur de commande et $y(t) \in \mathfrak{R}^m$ représente le vecteur de sortie du système. Les matrices \underline{E} et $\underline{A} \in \mathfrak{R}^{l \times n}$ ne sont pas nécessairement carrées, les autres matrices sont de dimensions compatibles avec celles de \underline{E} et des vecteurs définis ci-dessus. Le rang de \underline{E} est noté n_r .

Afin de pouvoir exprimer les erreurs d'estimation sous forme d'un système dynamique usuel, une matrice $P \in \mathfrak{R}^{l \times l}$ est introduite. Cette matrice permettra d'assurer la compression des lignes de \underline{E} . Nous proposons alors le nouveau système suivant :

$$\begin{cases} E\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + R_1f(t) + E_1w(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) + R_2f(t) \end{cases} \quad (\text{B.2})$$

Où $E \in \mathfrak{R}^{n_r \times n}$ est de plein rang ligne. Les autres matrices, sont de dimensions compatibles avec E et les différents vecteurs.

$$PE = \begin{bmatrix} E \\ 0 \end{bmatrix} \quad PA = \begin{bmatrix} A \\ A_b \end{bmatrix} \quad PB = \begin{bmatrix} B \\ B_b \end{bmatrix} \quad PR_1 = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_{1b} \end{bmatrix} \quad PE_1 = \begin{bmatrix} E_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.3})$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} -B_b u(t) \\ \underline{y}(t) \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} A_b \\ \underline{C} \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ \underline{D} \end{bmatrix} \quad R_2 = \begin{bmatrix} R_{1b} \\ \underline{R}_2 \end{bmatrix} \quad (\text{B.4})$$

Les équation de l'observateur proportionnel intégral (PI) sont définies par B.5 :

$$\begin{cases} \dot{z} = Fz + (L_1 + L_2)y + Ju + H\hat{f} \\ \dot{\hat{f}} = L_3(y - \hat{y}) \\ \hat{x} = M_1z + M_2y + M_3u \\ \hat{y} = C\hat{x} + Du + K\hat{f} \end{cases} \quad (\text{B.5})$$

Afin de déterminer le vecteur L , qui représente le gain de l'observateur, nous appliquons le théorème 1 [Mar03]. Il est alors nécessaire de trouver un vecteur \bar{L} qui assure la condition suivante :

$$\left\| \bar{D}(sI - (\bar{A} - \bar{L}\bar{C}))^{-1}\bar{B} \right\|_{\infty} < \gamma \quad (\text{B.6})$$

avec γ est un réel positif le plus petit possible.

Théorème 1 : *L'observateur PI optimalement robuste défini par B.5 pour le système B.1 est obtenu par minimisation de γ sous les contraintes LMI suivantes, $\gamma > 0 \in \mathfrak{R}$, $X \in \mathfrak{R}^{(n+n_f) \times (n+n_f)}$ et $Y \in \mathfrak{R}^{(n+n_f) \times (m+n-n_r)}$.*

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \bar{A}^T X + X\bar{A} - Y\bar{C} - \bar{C}^T Y^T & X\bar{B} & \bar{D}^T \\ \bar{B}^T X & -\gamma I_{n_w} & 0 \\ \bar{D} & 0 & -\gamma I_{n_w+n_f} \end{bmatrix} \prec 0 \\ X \succ 0 \end{cases} \quad (\text{B.7})$$

où $\bar{A}, \bar{B}, \bar{C}, \bar{D}$ et \bar{L} sont définies par :

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} T_1 A & T_1 R_1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} T_1 E_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \bar{C} = \begin{bmatrix} C & R_2 \end{bmatrix} \quad \bar{D} = \begin{bmatrix} I_n & 0 \\ 0 & I_{n_f} \end{bmatrix} \quad \bar{L} = \begin{bmatrix} L_2 \\ L_3 \end{bmatrix} \quad (\text{B.8})$$

les deux matrices T_1 et T_2 sont données par :

$$\begin{cases} T_1 = (E^T E + C^T C)^{-1} E^T \\ T_2 = (E^T E + C^T C)^{-1} C^T \end{cases} \quad (\text{B.9})$$

Vitesse de convergence : Afin d'éviter une convergence trop lente de l'observateur vers les valeurs réelles, il est possible de rajouter une contrainte LMI définie par B.10, qui force la vitesse de convergence en imposant que les pôles de $\bar{A} - \bar{L}\bar{C}$ soient dans le demi-plan gauche complexe défini par $\{z | \text{Re}(z) < -\lambda\}$, pour $\lambda > 0$.

$$X(\bar{A} + \lambda I) + (\bar{A} + \lambda I)^T X - Y\bar{C} - \bar{C}^T Y^T \prec 0 \quad (\text{B.10})$$

Cette contrainte revient à imposer que les $\bar{A} - \bar{L}\bar{C} + \lambda I$ soient stables et donc décaler le spectre $\bar{A} - \bar{L}\bar{C}$ de λ .

Le vecteur gain de l'observateur PI est alors défini par :

$$\bar{L} = \begin{bmatrix} L_2 \\ L_3 \end{bmatrix} = X^{-1}Y \quad (\text{B.11})$$

La représentation sous forme d'espace d'état de l'observateur PI possédant pour entrées, la commande u et la sortie y du système équivalent, et comme sorties, les estimées du vecteur des états \hat{x} et des défauts \hat{f} , est donnée par :

$$\begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\hat{f}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F & H \\ -L_3 C & -L_3 R_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \hat{f} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_1 + L_2 & J \\ L_3 (I_m - CT_2) & L_3 (CT_2 - I_m) D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ u \end{bmatrix} \quad (\text{B.12})$$

$$\begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{f} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_n & 0 \\ 0 & I_{n_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ \hat{f} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} T_2 & -T_2 D \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ u \end{bmatrix} \quad (\text{B.13})$$

Pour plus de détail sur le calcul des matrices qui constituent l'observateur PI, consulter la référence suivante [Mar03].

B.2 Modèle du véhicule :

Nous considérons le modèle bicyclette à quatre degrés de liberté en considérant le mouvement de roulis. La représentation d'état du modèle linéaire de véhicule à quatre degrés de liberté est donné par :

$$\dot{\bar{x}} = \bar{A}\bar{x} + \bar{B}\delta + \bar{B}_{w1}\phi_r + \bar{B}_{w2}\dot{p}_v + \bar{B}_{w3}f_g + \bar{B}_{w4}m_z \quad (\text{B.14})$$

Avec :

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} -\frac{I_e C_0}{I_x m v_x} & -1 - \frac{I_e C_1}{I_x m v_x^2} & \frac{h_r(mgh_r - k_r)}{I_x v_x} & -\frac{h_r l_r}{I_x v_x} \\ -\frac{C_1}{I_z} & -\frac{C_2}{I_z v_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{C_0 h_r}{I_x} & -\frac{C_1 h_r}{I_x v_x} & \frac{mgh_r - k_r}{I_x} & -\frac{b_r}{I_x} \end{bmatrix}, \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} \frac{I_e C_{sf}}{I_x m v} \\ \frac{l_f C_{sf}}{I_z} \\ 0 \\ \frac{C_{sf}}{I_x} \end{bmatrix} \quad (\text{B.15})$$

$$\bar{B}_{w1} = \begin{bmatrix} -\frac{g}{v} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \bar{B}_{w2} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix}, \quad \bar{B}_{w3} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m v} \\ \frac{l_g}{I_z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \bar{B}_{w4} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.16})$$

Où les coefficients C_0 , C_1 et C_2 sont donnés comme suit :

$$\begin{cases} C_0 = C_{sf} + C_{sr} \\ C_1 = l_f C_{sf} - l_r C_{sr} \\ C_2 = l_f^2 C_{sf} + l_r^2 C_{sr} \\ I_e = I_x + m h_r^2 \end{cases}$$

et le vecteur d'état du modèle est : $\bar{x} = [\beta \quad r \quad \phi_v \quad \dot{\phi}_v]^T$.

Les perturbations du système, considérées comme des entrées inconnues du modèle sont : le dévers de la route ϕ_r , la dérivée de la vitesse de roulis du repère véhicule \dot{p}_v , le moment de lacet m_z et la force du vent f_g .

B.3 Études des cas d'application

Dans cette section, nous examinons différents cas d'application de l'observateur PI à entrée inconnue en fonction de l'entrée inconnue, les perturbations considérées comme défauts et les défauts de capteurs (défauts de mesures). Nous proposons quatre cas d'applications de cet observateur :

- cas 1 : le système est influencé par une entrée inconnue, un défaut et pas de défaut en mesures. La force du vent est considérée comme entrée inconnue et le moment de lacet comme signal de défaut et il doit être estimé en présence de l'angle du dévers, de la dérivée de vitesse de roulis du repère véhicule et de la force du vent.

$$\underline{R}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{B_{w3}}} \\ 0 \end{bmatrix}, \underline{E}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{B_{w4}}} \\ 0 \end{bmatrix}, \underline{R}_2 = 0 \quad (\text{B.17})$$

- cas 2 : dans ce cas, le moment de lacet est considéré comme entrée inconnue et la force du vent comme signal de défaut. Elle doit être estimée en présence de l'angle du dévers, de la dérivée de vitesse de roulis du repère véhicule et du moment de lacet.

$$\underline{R}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{B_{w4}}} \\ 0 \end{bmatrix}, \underline{E}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{B_{w3}}} \\ 0 \end{bmatrix}, \underline{R}_2 = 0 \quad (\text{B.18})$$

- cas 3 : Le système est influencé par une entrée inconnue et un signal de défaut dans la mesure. Dans ce cas, le moment de lacet est considéré comme entrée inconnue. Un défaut dans la mesure de la vitesse de lacet peut être estimé en présence du dévers, de la dérivée de vitesse de roulis du repère véhicule et de la perturbation du moment de lacet.

$$\underline{R}_1 = 0, \underline{E}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{B_{w3}}} \\ 0 \end{bmatrix}, \underline{R}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.19})$$

- cas 4 : Dans ce cas, la force du vent est considérée comme entrée inconnue. Un défaut dans la mesure de l'angle de dérive latérale donnée par le filtre de Kalman étendu développé dans la section 3.2.3 est estimé en présence du dévers, de la dérivée de vitesse de roulis du repère véhicule et de la force du vent.

$$\underline{R}_1 = 0, \underline{E}_1 = \begin{bmatrix} \overline{\overline{B_{w4}}} \\ 0 \end{bmatrix}, \underline{R}_2 = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.20})$$

Annexe C

Les différentes approximations du TLC

Différentes approximations du TLC peuvent être obtenues en utilisant le calcul géométrique et à partir d'approximations sur la trajectoire du véhicule et la géométrie de la route. Nous considérons ici un virage à gauche, par convention le rayon de courbure est positif ainsi que les autres grandeurs aussi (angle de cap, angle de braquage,...). Nous avons quatre approximations possibles en fonction du type de la section de la route (circulaire ou rectiligne) et en fonction de l'action du conducteur (braquage nul ou constant).

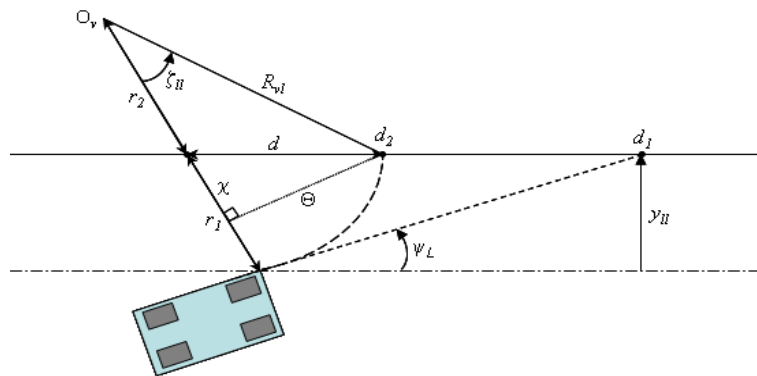


FIG. C.1 – véhicule sur section ligne droite.

La figure C.1 représente le véhicule sur une route ligne droite avec une projection de sa trajectoire dans le cas où le conducteur ne braque pas et lorsqu'il effectue un braquage constant.

A. Section ligne droite :

1. **Trajectoire de véhicule ligne droite** : La première approximation est une route

ligne droite et trajectoire de véhicule ligne droite aussi noté (LD/LD). Le TLC est obtenu directement à partir de la distance au bord de voie y_{ll} , de la vitesse longitudinale et du cap relatif ψ_L .

$$T_{LD/LD} = \frac{y_{ll}}{v \sin \psi_L} \quad (C.1)$$

Nous pouvons remarquer que le terme $v \sin \psi_L$ représente la vitesse latérale du véhicule.

2. Trajectoire de véhicule circulaire : cette approximation considère une route ligne droite et une trajectoire circulaire du véhicule (LD/CE). Le rayon de courbure du véhicule est donné par :

$$R_{vl} = \frac{l_f + l_r}{\tan \delta_f} - \frac{S_b}{2} = \frac{v}{\dot{\psi}} - \frac{S_b}{2} \quad (C.2)$$

Le TLC est obtenu géométriquement en approximant la distance qui sépare la roue du véhicule et le bord de voie par :

$$D_{LD/CE} = \zeta_{ll} R_{vl} \quad (C.3)$$

avec :

$$\zeta_{ll} = \cos^{-1} \left(\frac{r_2^2 + R_{vl}^2 - d^2}{2R_{vl}r_2} \right) \quad (C.4)$$

et :

$$d = r_2 \sin \psi_L - \sqrt{R_{vl}^2 - r_2^2 \cos^2 \psi_L} \quad (C.5)$$

A la fin, Le TLC est calculé en divisant cette distance sur la vitesse actuelle du véhicule et est donné par la formule suivante :

$$T_{LD/CE} = \frac{\zeta_{ll} R_{vl}}{v} \quad (C.6)$$

Dans le cas d'un braquage négatif et angle de cap positif ou braquage positif avec un angle de cap positif (voir figure C.2), le TLC peut être obtenu en utilisant quelques adaptations et changements de signes.

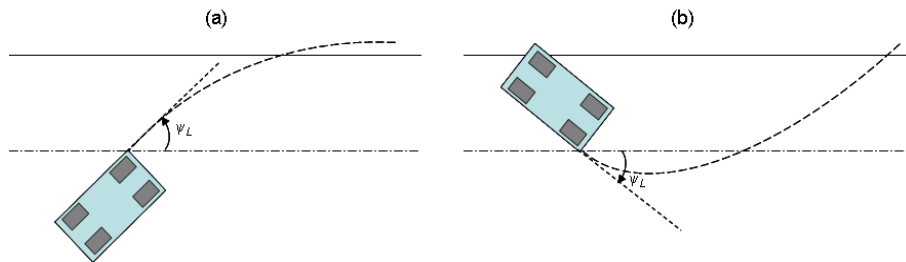


FIG. C.2 – autres situations du véhicule sur section ligne droite.

Le tableau C.1 résume les différents cas du calcul de TLC lors d'une sortie de route à gauche.

Dans le tableau C.1, $R_{vliml} = \frac{-y_{ll} + S_b \cos \psi_L}{1 - \cos \psi_L}$ et $\zeta_{lr} = \cos^{-1} \left(\cos \psi_L - \frac{y_{ll}}{R_{vl}} \right) + \psi_L$.

avec : $\psi \leq \frac{R_r}{R_r + y_{ll}}$. Dans le cas ou $\psi < \frac{R_r}{R_r + y_{ll}}$, la sortie de route sera sur le coté droit de la voie. Dans ce cas, le TLC peut être obtenu par la formule suivante :

$$T_{CE/LD} = \frac{1}{v} \left(R_e \sin \psi + \sqrt{(R_r + L)^2 - R_e^2 \cos^2 \psi} \right) \quad (C.8)$$

avec : $R_e = (R_r + y_{ll} + S_b \cos \psi)$.

2. Trajectoire de véhicule circulaire : Cette approximation considère une trajectoire circulaire (angle de braquage constant) dans un virage. D'après la figure C.3, la distance à sortie de voie (DLC) représente la longueur de l'arc donnée par :

$$D_{CE/CE} = \zeta_{ll} R_{vl} \quad (C.9)$$

L'angle ζ_{ll} est calculé géométriquement et est donné par :

$$\zeta_{ll} = -\zeta + \cos^{-1} \left(\frac{r_2^2 + R_{vl}^2 - (R_r + y_{ll})^2}{2r_2 R_{vl}} \right) \quad (C.10)$$

avec : $\zeta = \cos^{-1} \left(\frac{r_2^2 + R_{vl}^2 - R_r^2}{2r_2 R_{vl}} \right)$ et $r_2 = \sqrt{(R_r + y_{ll})^2 + R_{vl}^2 - 2(R_r + y_{ll}) R_{vl} \cos \psi}$.

Bibliographie

- [ABK⁺93] J. Ackermann, A. Bartlett, D. Kaesbauer, W. Sienel, and R. Steinhauser. *Robust control Systems with uncertain physical parameters*. Springer, London, 1993.
- [Act] Actmap project web site. In www.ertico.com/en/subprojects/actmap/objectives-approach/objectives-approach.htm.
- [Agr03] E. Agren. Lateral position detection using a vehicle-mounted camera. In *Master's Thesis Project in Computer Vision*. Linköpings Universitet, 2003.
- [Ama94] F. Ben Amar. *Modèle de comportement des véhicules tout terrain pour la planification physico-géométrique des trajectoires*. PhD thesis, Université Pierre et Marie Curie - France, 1994.
- [Bat99] Parag H. Batavia. Driver-adaptive lane departure warning systems. In *PhD thesis*. Carnegie Mellon University, 1999.
- [BB02] L. Boutat-Baddas. Analyse des singularités d'observabilité et détectabilité : Application à la synchronisation des circuits électroniques chaotiques. In *PhD thesis*. Thèse de doctorat de l'Université de Cergy Pontoise, 19 décembre, 2002.
- [Bou05] M. Bouteldja. Modélisation des interactions dynamiques poids lourd/infrastructures pour la sécurité et les alerte. In *PhD thesis*. Université de Versailles - Saint Quentin en Yvelines, 2005.
- [BPL89] E. Bakker, H. B. Pacejka, and L. Lidner. A new tire model with an application in vehicle dynamics studies. In *SAE*. SAE paper, 1989.
- [BSG01] D. Bevly, R. Sheridan, and J. C. Gerdes. Integrating ins sensors with gps velocity measurements for continuous estimation of vehicle sideslip and tire cornering stiffness. In *Proceedings of the American Control Conference*. pages 25 - 30, June 25-27, 2001.
- [Bur93] M. Burckhardt. Fahrwerktechnik, radschlupfregelsysteme. In *Vogel Verlag*. Germany, 1993.
- [Cha06] A. Chaïbet. Contrôle latéral et longitudinal pour le suivi de véhicule. In *PhD thesis*. Université d'Évry Val d'Essonne, 2006.
- [CJP95] M. Chen, T. Jochem, and D. Pomerleau. A vision-based roadway departure warning system. In *Proceedings of IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems*. Pittsburgh, PA, August, 1995.

- [Da04] Y. Delanne and al. Pertes de contrôle et sorties de route dans les virages. In *Rapport final*. convention DSCR/LCPC, 2004.
- [DF91] S. Diop and M. Fliess. On nonlinear observability. In *Proceedings of First European Control Conference*. Proceedings ECC pp. 152–157, 1991.
- [DFS70] J. Dugoff, P. Fanches, and L. Segal. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance. In *SAE*. SAE paper, 1970.
- [dSR03] G. de Saint-Romain. Utilisation des cig pour la sécurité routière : Quelles données pour les systèmes d’alerte de vitesse excessive en approche de virage ? In *Rapport de fin d’études*. LIVIC., 2003.
- [dWOAL95] C. Canudas de Wit, H. Olsson, K.J. Astrom, and P. Lischinsky. A new model for control of systems with friction. In *IEEE Tran.*, vol. 40, no. 3. pages 419 - 425, March, 1995.
- [Ell93] J. Ellis. Vehicle handling dynamics. In *Mechanical Engineering Publications Limited*, 1993.
- [FOT03] RDCW FOT. Interim report on road departure crash warning subsystems. In *Technical Report DOT HS 809 170*. University of Michigan Transportation Research Institute, Visteon Corporation AssistWare Technologies, Inc., 2003.
- [GA03] S. Glaser and V. Aguilera. Vehicle infrastructure driver speed profile : towards the next generation of curve warning system. In *In ITS madrid*, 2003.
- [GGS05] H. Gontran, P.-Y. Gilliéron, and J. Skaloud. Precise road geometry for integrated transport safety systems. In *5 th Swiss Transport Research Conference*. Monte Verità - Ascona, March 09-11, 2005.
- [GHO92] J. Gauthier, H. Hammouri, and S. Othman. A simple observer for non linear systems application to bioreactors. In *IEEE Trans. on Automatic Control*. June, 1992.
- [Gla04] S. Glaser. *Modélisation et analyse d’un véhicule en trajectoire limites Application au développement de systèmes d’aide à la conduite*. PhD thesis, Université d’Evry Val d’Essonne - France, 2004.
- [GMNL05] S. Glaser, S. Mammari, M. Netto, and B. Lusetti. Experimental time to line crossing validation, intelligent transportation systems. In *Proceedings. 2005 IEEE ITSC 13-15 Sept.* pp :791 - 796, 2005.
- [GSG04] H. Gontran, J. Skaloud, and P.-Y Gilliéron. Photobus : Towards real-time mobile mapping. In *The International Archives of the Photogrammetry, Remote Sensing and Spatial Information Sciences*. Istanbul, Vol. XXXV, Part B, Commission 5, 2004.
- [GSH00] A. GALLET, M. SPIGAI, and M. HAMIDI. Use of vehicle navigation

- in driver assistance systems. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*. pp. 492-497, 2000.
- [HAD01] A. EL HADRI. Modélisation de véhicules, observation d'état et estimation des forces pneumatiques : Application au contrôle longitudinal. In *PhD thesis*. Université de Versailles - Saint Quentin en Yvelines, 2001.
- [Hie04] M. Hiemer. Model based detection and reconstruction of road traffic accidents. In *PhD thesis*. Universität Fridericiana Karlsruhe genehmigte, 2004.
- [Hil05] H. J. Hilt. D22.32/i - in-vehicle hazard detection. In *SP Deliverable*, 2005.
- [HK77] R. Hermann and A. J. Krener. Nonlinear controllability and observability. In *IEEE Transaction on Automatic Control*. vol. AC-22, no. 5, October, 1977.
- [Imi03] H. Imine. Observation d'états d'un véhicule pour l'estimation du profil dans les traces de roulement. In *PhD thesis*. Université de Versailles - Saint Quentin en Yvelines, 2003.
- [JUDW97] S. J. Julier, J. K. Uhlmann, and H. F. Durrant-Whyte. A new approach for filtering nonlinear system. In *Proceedings of the American Control Conference*, 1997.
- [Kal60] R.E. Kalman. A new approach to linear filtering and prediction problems. In *Trans. ASME, J. Basic Engineering*. vol. 82, pages 34 - 45, 1960.
- [KFM04] Y. Koubaa, M. Farza, and M. M'Saad. Observateur adaptatif pour une classe de systèmes non-linéaires. In *3ème Conférence Internationale Francophone d'Automatique*. CIFA, Douz, Novembre, 2004.
- [KN00] U. Kiencke and L. Nielsen. *Automotive control system*. Springer, 2000.
- [Lau02] J. P. Lauffenburger. Contribution à la surveillance temps-réel du système conducteur - véhicule - environnement : élaboration d'un système intelligent d'aide à la conduite. In *PhD thesis*. Université de Haute Alsace, 2002.
- [LCP] Lcpc site web. In <http://www.lcpc.fr/fr/presentation/organigramme/divese/pagestand.php>.
- [Lue64] D. G. Luenberger. *Observing the state of linear system*. vol. 6, pages 74 - 80, 1964.
- [LUL00] C.F. Lin, A.G. Ulsoy, and D.J. LeBlanc. Vehicle dynamics and external disturbance estimation for vehicle path prediction. In *IEEE Trans. on Control System Technology, Vol.8, No. 3*. pp 508 - 518, 2000.
- [Mam02] S. Mammar. Contrôle latérale assisté et automatisé des véhicules : Approche par commandes robustes. In *Habilitation à diriger la recherche*. HDR de l'Université d'Evry-Val d'Essonne, Septembre, 2002.
- [Mar03] B. Marx. Contribution à la commande et au diagnostic des systèmes algébro-différentiels linéaires. In *PhD Thesis*. Thèse de l'école doctorale

- Électronique, Électrotechnique, Automatique, Télécommunications et Signal, France, 2003.
- [MB05] J.E Michel and M. C. Best. Les pertes de contrôle en courbe - cinématique, typologie, caractéristiques des lieux. In *Rapport INRETS, ISSN 0768-9756 ; n 262*. Département Mécanismes d'accidents, 2005.
- [MGN06a] S. Mammar, S. Glaser, and M. Netto. Time to line crossing for lane departure avoidance : a theoretical study and an experimental setting. In *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2006.
- [MGN06b] S. Mammar, S. Glaser, and M. Netto. Vehicle lateral dynamics estimation using unknown input proportional-integral observers. In *American Control Conference*. Minesota, 2006.
- [MGNB04] S. Mammar, S. Glaser, M. Netto, and J.-M. Blosseville. Time to line crossing and vehicle dynamics for lane departure avoidance. In *In 7th International Conference on Intelligent Transportation Systems*. ITSC. IEEE, 3-6 octobre, 2004.
- [MGNM06] S. Mammar, S. Glaser, M. Netto, and N. Minoiu. Le temps à sortie de voie : une mesure et un critère pour l'assistance au contrôle latéral. In *Conférence Internationale Francophone d'Automatique*. CIFA, 30 Mai - 1 Juin - France, 2006.
- [MLP04] N. Mudaliar, D. LeBlac, and H. Peng. Linear estimator for road departure warning systems. In *Proceeding of the 2004 American Control Conference*. Boston, Massachusetts June 30 - July 2, 2004.
- [MMG⁺05] S. Mammar, P. Martinet, S. Glaser, M. Netto, L. Nouvelière, and B. Thui-
lot. Méthodes de l'automatique pour l'assistance et l'automatisation de la conduite automobile. In *Journées nationales de la recherche en robotique*. JNRR'05, Guidel, Morbihan, 2005.
- [MNO98] X. Moreau, M. Nouillant, and A. Oustaloup. A new passive control of road vehicle heave and roll motion based on non integer derivative : The passive crone suspension. In *Advances in Vehicle Control and Safety*. Amiens, France, 1998.
- [Nex] Nextmap project web site. In <http://www.ertico.com/activiti/projects/nextmap/home.htm>.
- [NHT06] UMTRI NHTSA. Road departure crash warning system field operational test : Methodology and results. In *Volume 1 : Technical Report*. Visteon Corporation and AssistWare Technology Inc., 2006.
- [NLI⁺03] M. Netto, R. Labayrade, S.-S. Ieng, B. Lusetti, J.-M. Blosseville, and S. Mammar. Different modes on shared lateral control. In *10th ITS World Congress*. Madrid, 2003.
- [Nou02] L. Nouvelière. Commande robuste appliquées au contrôle assisté d'un

- véhicule à basse vitesse. In *PhD thesis*. Université de Versailles - Saint Quentin en Yvelines, 2002.
- [ONI06] ONISR. Les grandes données de l'accidentologie 2005. In *Rapport ONISR*. www.securiteroutiere.gouv.fr/infos-ref/observatoire/accidentologie/, 2006.
- [PA03] B Peters and A Anund. System for effective assessment of driver vigilance and warning according to traffic risk estimation. In *DELIVERABLE 7.1 Preliminary Pilot Plans*, 2003.
- [Pac74] H.B. Pacejka. Somme recent investigations in to dynamics and frictional behavior of pneumatic tires. In *The physics of tire traction - theory and experiment*. D.F. Hays and A.L Browne, 1974.
- [Pan02] Jean-Charles Pandazis. Nextmap : Investigating the future og digital map databases. In *NextMAP Preject - paper number 2183*, 2002.
- [PB91] H. Pacejka and E. Bakker. The magic formula tyre model. In *Proceedings, Ist International Colloq on Tyre models for vehicle dynamics analysis*. pages 1-18, 1991.
- [PB02] Y. Page and F. Bar. Les sorties de voie involontaires. In *Rapport Technique ARCOS*. CEESAR, LAB, Paris, 2002.
- [PH96] H. Peng and J.S. Hu. Traction/braking force distribution for optimal longitudinal motion during curve following. In *Vehicle System Dynamics*. Vol. 26, No. 4, pp. 301-320, 1996.
- [Pha98] D. T. Pham. Stochastic methods for sequential data assimilation in strongly nonlinear systems. In *Technical Report 3597*. INRIA, December 1998, 1998.
- [Pha01] A.T. Pham. Nouvelle méthode de modélisation de la dynamique des véhicules. In *CLESIA*. SIA, Session 1990-1991, 2001.
- [PJT⁺99] D. Pomerleau, T. Jochem, C. Thorpe, P. Batavia, D. Pape, J. Hadden, N. McMillan, N. Brown, and J. Everson. Run-off-road collision avoidance using ivhs countermeasures. In *Technical Report DOT HS 809 170*. U.S. Department of Transportation, NHTSA, 1999.
- [PYG06] et B. Merminod P.-Y. Gilliéron, et H. Gontran. Cartographie routière précise pour les systèmes d'assistance à la conduite. In *Conférence GIS - SIT*. Zurich, Février 14-16, 2006.
- [Rab05] H. Rabhi. Estimation de la dynamique du véhicule en interaction avec son environnement. In *PhD thesis*. Université de Versailles - Saint Quentin en Yvelines, 2005.
- [REG04] J. Ryu, E., and J.C. Gerdes. Estimation of vehicle roll and road bank angle. In *American Control Conference*. Boston, MA, 2004.

- [Rev03] A. Revue. Contribution des sig à la sécurité routière : Approche multicapteurs pour pour l'évaluation de configurations à risque. In *PhD thesis*. Ecole des Mines de Paris, 2003.
- [RME00] R. Risack, N. Möhler, and W. Enkelmann. A video-based lane keeping assistant. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium, IV*. Dearborn - MI, pp. 356 - 361., 2000.
- [Ryu04] J. Ryu. State and parameter estimation for vehicle dynamics control using gps. In *PhD thesis*. stanford university, 2004.
- [SB04] M. Satria and M. C. Best. State estimation of vehicle handling dynamics using non-linear robust extended adaptive kalman filter. In *Vehicle System Dynamics*. Vehicle System Dynamics Journal Vol.41, pp. 103-112, 2004.
- [SC04] J. Stéphant and A. Charara. Virtual sensor : Application to vehicle sideslip angle and transversal forces. In *IEEE Transactions on industrial electronics*, 2004.
- [SCM02] J. Stéphant, A. Charara, and D. Meizel. Force model comparaison on the wheel-ground contact for vehicle dynamics. In *Proc. IEEE Intelelligent Vehicle Symposium*. IEEE paper, 2002.
- [SCM03] J. Stéphant, A. Charara, and D. Meizel. Observateurs non-linéaires pour l'angle de dérive d'une automobile. In *Journées Automatique et Automobile*, 2003.
- [SET03] SETRA. Les grandes données de l'accidentologie 2005. In *Rapport ONISR*. www.securiteroutiere.gouv.fr/cnsr/2documentspagetravaux/, 2003.
- [SGM06] C. Sentouh, S. Glaser, and S. Mammar. Advanced vehicle-infrastructure-driver speed profile for road departure accident prevention. In *Vehicle System Dynamics*. Vehicle System Dynamics, Vol. 44 :1, 612-623, 2006.
- [SHM86] J.J.E. Slotine, J.K. Hedrick, and E.A Misawa. Nonlinear state estimation using sliding observers. In *IEEE Conf. on Decision and Control*. Athen, Greece, pages 332 - 339, 1986.
- [SMG⁺06] C. Sentouh, S. Mammar, S. Glaser, Y. Bestaoui, and B. Lussetti. Adaptive lane departure and negotiation warning system. In *8th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. AVEC, August 20 - 24, Taiwan, 2006.
- [SMG07] C. Sentouh, S. Mammar, and S. Glaser. Road departure detection using vehicle dynamics analysis. In *International Conference on Human Machine iNteraction*. march 12-13-14th 2007 - Algérie., 2007.
- [SMGB06] C. Sentouh, S. Mammar, S. Glaser, and Y. Bestaoui. Estimation des paramètres d'un modèle dynamique de véhicule par filtrage de kalman étendu. In *Conférence Internationale Francophone d'Automatique*. CIFA, 30 Mai - 1 Juin - France, 2006.

- [SSMG07] C. Sentouh, Y. Sebsadji, S. Mammar, and S. Glaser. Road bank angle and faults estimation using unknown input proportional-integral observer. In *European Control Conference. ECC*, pages : 5131 - 5138, 2007.
- [Sté04] J. Stéphant. Contribution à la validation expérimentale d'observateurs appliqués à la dynamique du véhicule. In *PhD thesis*. Université de Technologie Compiègne, 2004.
- [Tha73] F.E. Thau. Observing the state of nonlinear dynamic systems. In *International Journal of Control*. vol. 17, pages 471 - 479, 1973.
- [Tse00] H. E. Tseng. Dynamic estimation of road bank angle. In *Proceeding of AVEC 2000, 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control*,. Ann Arbor, MI, August, 2000.
- [UF02] A. G. Ulsoy and W. C. Ford. Vehicle active safety systems for preventing road departure accidents. In *6th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*. Istanbul, Turkey, July 8-11, 2002.
- [UN04] USDOT-NHTSA. Enhanced digital mapping project. In *Final Report*. IVI Light Vehicle Enabling Research Program, United States Department of Transportation., 2004.
- [Utk77] V.I. Utkin. Sliding mode and their application in variable structure systems. In *Mir*, 1977.
- [VD88] E. Vaccari and W. Delaney. Dynamic models and discrete event simulation. In *Technology*, 1988.
- [WB04] G. Welch and G. Bisho. An introduction to the kalman filter. In *UNC-Chapel Hill*, 2004.
- [WBdW00] W. Van Winsum, K. Brookhuis, and D. de Waard. A comparison of different ways to approximate time-to-line crossing (tlc) during car driving. In *Accident Analysis and Prevention (32)*. pp. 47-56, 2000.
- [Woj78] B. Wojciechowski. Analysis and synthesis of proportional-integral observers for single-input-single-output time-invariant continuous systems. In *PhD thesis*. Gliwice, Poland, 1978.
- [YRG03] P. Yih, J. Ryu, and J. C. Gerdes. Modification of vehicle handling characteristics via steer-by-wire. In *Proceedings of American Control Conference*. Denver, CO, 2003.
- [ZFRK95] W. Ziegler, U. Franke, G. Renner, and A. Kühnle. Computer vision on the road : A lane departure and drowsy driver warning system. In *SAE Technical Paper Series, Mobility Technology Conference and Exhibit*. Sao Paolo, 1995.