



Thèse

Présentée à L'Université d'Evry-Val d'Essonne

Par **Kamel MESSAOUDENE**

En vue de l'obtention du titre :

« Docteur de l'Université d'Evry-Val d'Essonne »

Spécialité : **Automatique – Robotique**

Dispositif Innovant de Frein Automobile par le Volant, Intégré à un Système de Direction Type Steer-by-Wire

« Dédié aux Personnes Paraplégiques »

Thèse soutenue le 1 Juillet 2011.

Jury :

A. Pruski
N. M'sirdi
J.C. Popieul
M. Basset
F. Dupin
N. Ait Oufroukh
S. Mammar

Professeur, UFR, Metz.
Professeur, LSIS, Marseille.
Professeur, LAMIH, Valenciennes.
Professeur, MIPS, Mulhouse.
Ingénieur de recherche, IFFSTAR.
Maître de conférences, IBISC, Evry.
Professeur, IBISC, Evry.

Rapporteur
Rapporteur
Examinateur
Examinateur
Examinateur
Encadrant
Directeur

Table des Matières

Introduction Générale 1

I - Etat de l'art : Handicap & Conduite Automobile

I-1 Introduction	6
I-2 La tâche de la conduite automobile	7
I-3 Aptitude à la conduite pour les personnes à mobilité réduite	9
I-3-1 Nécessité de l'évaluation écologique de la conduite	10
I-3-2 Le retentissement du vieillissement sur la conduite automobile	10
I-3-3 Le contrôle médical	11
I-3-4 Aides techniques et législation	11
I-3-5 Les modalités de financement des adaptations	12
I-4 Adaptation de véhicules pour les personnes à mobilité réduite	13
I-4-1 Adaptation de véhicules pour l'aide à la conduite	14
I-4-1-1 Déficience d'un ou deux membres supérieurs	14
I-4-1-2 Déficience d'un ou deux membres inférieurs	20
I-4-1-3 Déficience des quatre membres « Tétraplégie »	28
I-4-2 Adaptation de véhicules pour l'aide à l'accessibilité	30
I-4-2-1 Accessibilité par élévateur	31
I-4-2-2 Accessibilité par rampes	33
I-4-3 Adaptation de véhicules pour l'aide au transfert	34
I-4-4 Adaptation de véhicule pour l'aide au chargement du fauteuil roulant	37
I-5 Conclusion	40

II - Etude Théorique du Dispositif Proposé : Concept & Modélisation

II-1 Introduction	42
II-2 Description du dispositif proposé « Frein par le Volant »	44
II-3 Modélisation du comportement dynamique du buste en situation de conduite	48

II-3-1 Détermination de l'accélération du centre de gravité du buste	50
II-3-2 Détermination de la force exercée sur le volant en situation de conduite	51
II-3-3 Résultats de simulation	54
II-4 Validation expérimentale du modèle dynamique du buste	58
II-4-1 Véhicule instrumenté utilisé (Peugeot 307 SW du LIVIC).....	58
II-4-2 Implémentation de capteurs sur le véhicule instrumenté	59
II-4-3 Résultats expérimentaux	62
II-5 Création d'un retour d'effort freinage adaptable	65
II-5-1 Description du système d'Assistance au Freinage d'Urgence (AFU)	67
II-5-2 Modélisation du retour d'effort freinage	68
II-5-3 Résultats de simulation	71
II-6 Influence de la dynamique du véhicule sur le comportement du buste	74
II-6-1 Modélisation de la dynamique longitudinale du véhicule	75
II-6-1-1 Calcul des forces de suspension du véhicule	77
II-6-1-2 Calcul des forces longitudinales	78
II-6-1-3 Description du contact pneu-chaussé	79
II-6-1-3-1 Calcul du coefficient d'adhérence	79
II-6-1-3-2 Calcul du taux de glissement longitudinal	81
II-6-1-3-3 Effet de la pression de contact	83
II-6-1-4 Mouvement de rotation de la roue	83
II-6-1-5 Calcul des forces de résistance à l'avancement	84
II-6-1-5-1 Les forces de résistance dues à la pente	85
II-6-1-5-2 Les forces de résistance au roulement	85
II-6-1-5-3 Les forces aérodynamiques	87
II-6-1-6 Modélisation de la transmission	87
II-6-2 Résultats de simulation	88
II-6-3 Validation expérimentale du modèle proposé	96
II-7 Conclusion	100

III - Modélisation & Simulation d'un Système de Direction Filo-commandé

III-1 Introduction	102
III-2 Evolution des systèmes de direction automobile	104
III-2-1 Direction à assistance hydraulique	104
III-2-2 Direction à assistance électrique	105
III-3 Les avantages techniques de la technologie X-by-Wire	107
III-4 Etat de l'art sur quelques prototypes munis de direction « Steer-by-Wire »	112
III-4-1 Analyse et discussion	115
III-5 Architecture et fonctionnement de la direction filo-commandée	116
III-6 Le freinage Electro-mécanique « Brake-by-Wire »	118
III-7 Modélisation d'un système de direction filo-commandé	120
III-7-1 Architectures et stratégies de lois de commandes d'un véhicule SBW	120
III-7-2 Dynamique d'une direction SBW à architecture simple	122
III-7-3 Dynamique d'une direction SBW à architecture combinée - Véhicule en mouvement	124
III-7-4 Modélisation des efforts extérieurs appliqués aux roues avant – Calcul du couple résultant sur l'axe de pivot (Véhicule en mouvement)	130

III-7-4-1 Calcul d'efforts échangés entre la Crémillière et Roues	130
III-7-4-2 Moment dû à la poussée de carrossage induit par le roulis	133
III-7-4-3 Moment dû aux forces verticales appliquées sur les roues avant	138
III-7-4-4 Moment d'auto-alignement dû aux forces de glissement ou de dérive	140
III-7-5 Modélisation de la dynamique latérale du véhicule	140
III-7-5-1 Comportement dynamique latéral des pneus	141
III-7-5-1-1 Variation de la force latérale en fonction de l'angle de dérive d'un pneu	142
III-7-5-1-2 Influence du type chaussée sur l'adhérence des pneus	143
III-7-5-1-3 Modélisation du contact pneu-chaussée	144
III-7-5-2 Modèle de véhicule deux roues (bicyclette)	146
III-7-5-3 Estimation de la vitesse latérale par Filtre de Kalman	149
III-7-5-3-1 Programmation et simulation du filtre de Kalman utilisé	151
III-7-6 Dynamique d'une direction SBW à architecture combinée – Véhicule à l'arrêt	152
III-7-6-1 Résultats de simulation du modèle dynamique proposé pour une direction SBW à architecture combinée – Véhicule à l'arrêt	158
III-7-7 Simulation et Validation du modèle dynamique proposé pour une direction SBW à architecture combinée – Véhicule en mouvement	163
III-8 Conclusion	173

IV - Conception & Réalisation d'un Démonstrateur du Dispositif Proposé

IV-1 Introduction	175
IV-2 Démarche et objectifs	176
IV-3 Cahier des charges & contraintes à respecter	177
IV-4 Proposition de solutions techniques.....	178
IV-4-1 Description de la première solution	178
IV-4-1-1 Mécanisme du retour d'effort volant de la solution 1	179
IV-4-1-2 Mécanisme du retour d'effort freinage de la solution 1	182
IV-4-1-3 Architecture du bâti	183
IV-4-1-4 Fixation des servomoteurs	183
IV-4-2 Description de la deuxième solution.....	184
IV-4-2-1 Mécanisme du retour d'effort volant de la solution 2	186
IV-4-2-2 Mécanisme du retour d'effort freinage de la solution 2	189
IV-5 Démarche de validation numérique de la solution retenue	192
IV-6 Description des deux servomoteurs CC utilisés	194
IV-7 Réalisation d'un banc d'essai avec le démonstrateur	195
IV-8 Présentation des résultats expérimentaux sur le prototype	198
IV-8-1 Expérimentation sur le retour d'effort volant	198
IV-8-2 Expérimentation sur le retour d'effort freinage	200
IV-9 Conclusion	207
Conclusion Générale	209
Annexe « A »	213
Annexe « B »	216
Bibliographie	220

Introduction Générale

Depuis deux siècles, le monde du handicap est un objet d'étude pour les chercheurs en Sciences Sociales et plus singulièrement, ces dernières années, de nombreux travaux ont été publiés. L'étude théorique des personnes en situation de handicap trouve essentiellement son origine dans trois disciplines scientifiques : la médecine avec l'essor de l'anatomie, de la neurologie et de la théorie des germes, la sociologie et la psychologie avec les statistiques, sans oublier la demande des organismes d'assurance sociale en vue de déterminer ceux qui sont susceptibles de bénéficier de leurs prestations [1]. La loi du 11 février 2005 a suscité un ensemble de débats qui sont en passe de changer le regard que nous portons sur le handicap. La notion de handicap, longtemps synonyme de déficience, prend dorénavant en compte le rôle des facteurs environnementaux : matériels et sociaux. Ces facteurs d'ordre matériel incluent pour une grande part l'ensemble des aides techniques destinées à renforcer l'autonomie d'une personne ayant une déficience physique [2]. La tendance actuelle des chercheurs et des industriels étant de se pencher plutôt sur l'aspect des compensations physiques du handicap, permettant de retrouver l'accès à la conduite automobile.

Notre ambition majeure s'inscrit donc dans les efforts actuellement menés par différents secteurs de la recherche, que se soit par des laboratoires universitaires ou par les constructeurs automobiles et équipementiers. L'objectif commun étant de mettre en œuvre de nouvelles solutions techniques capables de pallier à ces situations de handicap, notamment pour l'amélioration de l'accès à la conduite automobile, dont nous nous intéresserons particulièrement dans cette thèse. Soulignant que l'impact des adaptations techniques sur la tâche de la conduite automobile a été traité uniquement en termes de surcharge cognitive. Un tel point de vue suppose que leur usage est principalement limité par les capacités de traitement d'information, dont peuvent faire preuve les personnes valides ou à mobilité réduite. Un volet de recherches se dégage donc pour garantir un meilleur appariement entre les fonctionnements de ces aides techniques et les compétences des conducteurs, que ce soit physiques ou cognitives.

Ce raisonnement postule une parfaite correspondance avec nos objectifs fixées dans ce mémoire en termes de préservation et d'amélioration des deux aspects : sécurité et ergonomie. De plus, l'intégration du facteur d'innovation dans notre réflexion, constitue notre cheval de bataille de la démarche menée dans cette thèse, en matière de recherche & développement. Avant d'entrer dans le vif du sujet, il est important, dans un premier temps, de prendre connaissance et de souligner le côté structurel et statistique de la population des personnes à mobilité réduite dans le monde et plus particulièrement en France.

❖ Statistiques sur le monde de handicap

Combien y a-t-il de personnes à mobilité réduite en France ? Il n'y a pas de réponse unique à cette question, car la nature, l'origine et la gravité des atteintes peuvent être très diverses. Nous pouvons appréhender le handicap sous de multiples facettes [3] :

- ✓ Incapacité à accomplir certains actes simples de la vie quotidienne.
- ✓ La nécessité de recourir à une aide humaine ou technique.
- ✓ Les limitations rencontrées dans certaines activités.
- ✓ Le bénéfice d'une reconnaissance administrative.
- ✓ L'accès à une prestation.

Ces facteurs sont autant d'indicateurs possibles, qui ne se recoupent pas nécessairement et délimitent donc des populations différentes. Toutefois, des statistiques au niveau mondial, estime que dans chaque pays il y a approximativement 10 à 12% de la population à mobilité réduite. Cela va de la femme enceinte qui ne peut pas courir ou rester longtemps debout à la personne polyhandicapée [1].

En France, en Juin 1999, le nombre de cas à mobilité réduite, a avoisiné les cinq millions de personnes qui souffrent d'une incapacité ou d'une gêne dans la vie quotidienne, soit environ 10% de la population totale à l'époque. D'après cette source bibliographique, ce nombre a été reparti comme suit [4] :

- 2,2 millions souffrent de troubles moteurs.
- 1,6 millions sont atteints de déficiences visuelles.
- 750 000 sont atteints d'une déficience auditive prononcée.
- 800 000 et plus souffrent de handicaps mentaux.
- 40 000 paraplégiques et tétraplégiques dont 50% de moins de 25 ans (16 000 tétraplégiques pour 24 000 paraplégiques). Il se déclare environ 1500 à 2000 nouveaux cas chaque année.
- 5500 nains, dont la taille est moins de 1,40 m, avec 1 cas sur 25 000 naissances.

Selon l'économiste, Annie Triomphe, Directrice de recherche à l'INSEMR (Institut National de la Santé et de la Recherche Médicale), qui avait dirigé une étude pour cette institution, trois quarts des personnes à mobilité réduite en France chaque année sont des jeunes, qui se sont écrasés en delta-plane ou qui sont rescapés d'accidents de voiture [5]. Toujours selon cette source, l'origine du handicap peut résulter soit d'un :

1. Fait de guerre.
2. Accident du travail ou d'une maladie professionnelle.
3. Maladie invalidante non professionnelle.
4. Problème congénital ou juvénile.

Récemment, une enquête portée sur le monde du handicap, libellée HID « Handicaps, Incapacités, Dépendance », menée par L'INSEE (Institut national de la statistique et des études économiques) donne, pour la première fois, une vision d'ensemble des personnes à mobilité réduite ou dépendantes en France [6].. Presque tous les domaines ont été abordés, de la difficulté de monter un escalier avec une légère déficience physique aux obstacles que rencontrent les personnes lourdement handicapées. Des extrêmes, qui révèlent une situation complexe et des résultats qui permettent de mieux comprendre et évaluer les besoins d'aides humaines et techniques.

Les résultats de cette enquête révèlent que plus d'un français sur quatre souffre d'une incapacité, d'une limitation d'activité ou d'un handicap (26,4% des français soit 11 840 208 individus). L'enquête avait montré que la population qui souffre d'un handicap est extrêmement diverse et variée. Selon l'INSEE, cette tranche de population se divise en 7 groupes dont les incapacités ou déficiences ont des degrés de gravité extrêmement divers [6] :

1er groupe : 5,3 millions personnes, il correspond à des incapacités isolées et mineures comme la difficulté pour se couper les ongles des orteils, voir de près, entendre correctement, etc.

2ème groupe : 2,3 millions d'individus englobe les personnes âgées dépendantes. Il s'apparente majoritairement aux femmes âgées qui ont au moins deux déficiences (motrices, sensorielles, etc.) liées principalement au vieillissement.

3ème groupe : 1,2 million personnes regroupent le noyau dur du handicap. Ce sont la plupart du temps des hommes inactifs, âgés de 40 à 69 ans, dont l'origine de leurs déficiences sévères est fréquemment liée à la naissance.

4ème groupe : 1,2 million personnes, il s'apparente principalement aux hommes entre 30 et 39 ans, signalant une ou deux déficiences parmi lesquelles nous trouvons l'épilepsie, l'incapacité motrice d'une jambe et la dépression. L'origine du handicap de cette population est avant tout l'accident du travail.

5ème groupe : 800 000 personnes, dénommé « incapacités diffuses non repérées », se compose essentiellement de femmes de moins de 30 ans, plutôt dans la catégorie des étudiantes et souffrant de douleurs qui entraînent un manque de souplesse, des difficultés à monter les escaliers ou à porter un poids.

6ème groupe : 650 000 personnes, il réunit des personnes déficientes intellectuellement ou mentalement. Ce sont principalement des hommes inactifs de moins de 70 ans. Ils déclarent au moins deux déficiences parmi lesquelles le retard mental arrive en première position.

7ème groupe : 325 000 personnes, comporte des maladies limitantes. Il s'agit d'hommes inactifs de 30 à 59 ans, qui souffrent d'une déficience motrice, viscérale ou métabolique dont les origines principales sont la maladie et l'accident.

Cette enquête précise qu'il semble exister des disparités de sexe et d'âge en matière de reconnaissance sociale d'un handicap en défaveur des femmes et des personnes âgées. A l'heure actuelle, il n'existe pas de recensement sérieux de cette population et tous les chiffres que nous avons pu citer restent approximatifs.

Face aux chiffres très significatifs liés aux statistiques des personnes à mobilité réduite, que se soit en France ou dans le monde, nous nous sommes intéressé particulièrement aux enjeux majeurs dégagés par la problématique de l'amélioration de l'autonomie de ces personnes par des aides techniques, notamment pour l'accès à la conduite automobile.

❖ Problématique – Objectifs – Démarche

La conduite automobile est considérée comme un élément incontournable dans notre confort de vie au quotidien. Pour la personne à mobilité réduite, elle peut être regardée comme partie intégrante de tout programme de réinsertion. Grâce à la facilité de déplacement qu'elle procure, elle ouvre de nombreuses perspectives de liberté et d'engagement. Vu l'ensemble de ces atouts, il est important, voire indispensable de porter une réflexion posée sur l'éventualité de contribuer activement au renforcement de l'autonomie et l'accès à la conduite automobile pour cette population. Notre participation est orientée plutôt vers le développement de nouvelles solutions d'aide à la conduite au privilège de cette tranche de population, tout en employant des moyens technologiques maîtrisés et en consolidant les aspects de la sécurité et d'ergonomie pour l'usager. Toutefois, l'innovation dans ce domaine se doit de répondre à des questions liées aux besoins et aux exigences réglementaires. La dimension éthique se doit aussi d'être présente et incluse dans la recherche de solutions innovantes pour ces personnes.

Soucieux d'être créatifs, nous nous sommes fixé comme objectif principal dans cette thèse d'étudier et de mettre en place une solution innovante et originale au profit des personnes à mobilité réduite. Il s'agit d'une nouvelle adaptation sur le véhicule, qui apporte d'avantage de progrès en matière de sécurité et d'ergonomie, tout en employant de nouvelles technologies rendues accessibles dans le secteur automobile. En effet, l'idée étant de concevoir et réaliser un nouvel outil de freinage sur le véhicule, associé au volant et couplé à un système de direction filo-commandée de type Steer-by-Wire. Cette adaptation de frein au volant est destinée particulièrement aux personnes paraplégiques (déficience des membres inférieurs), mais son utilisation peut être étendue également aux personnes valides considérant ses avantages. Tout au long de ce mémoire, nous allons donc aborder les différents aspects liés à notre problématique, pris en compte dans l'étude théorique et pratique de ce système, aussi bien sur le plan ergonomique, que sur le plan technique. La démarche adoptée pour atteindre nos objectifs dans ce mémoire sera présentée chronologiquement en quatre chapitres décrits ci-après.

Le premier chapitre de la thèse présente un état de l'art sur le handicap et la conduite automobile. Il aborde en premier lieu les aspects législatif, financier et médical, qui conditionnent l'accès ou le retour à la conduite automobile pour les personnes à mobilité réduite. Dans ce contexte, quelques principaux points seront développés, telles que la tâche de la conduite automobile et sa complexité sur le plan fonctionnel et la démarche d'évaluation de l'aptitude à la conduite pour les personnes à mobilité réduite. En second lieu, la partie dominante de ce premier chapitre représente une synthèse sur les différentes adaptations de véhicule pour les personnes à mobilité réduite, existantes sur le marché ou en cours de développement par les équipementiers. Ces dispositifs seront présentés sous quatre axes différents, selon les déficiences et le type d'aide visée.

Le deuxième chapitre va porter sur une étude théorique du dispositif proposé, de point de vue concept et modélisation. L'aspect fonctionnel du concept sera donc dévoilé et détaillé, tout en justifiant notre orientation. L'ensemble d'avantages apportés par ce dispositif seront soulignés, notamment en matière de sécurité et d'ergonomie. La partie dominante de ce chapitre sera dédiée à la modélisation et simulations de quelques processus importants, qui interviennent vigoureusement dans le fonctionnement du dispositif de freinage proposé. En effet, dans un premier lieu, nous aborderons la modélisation du comportement dynamique du buste en situation de conduite. Le modèle dynamique du buste proposé sera validé par une étude expérimentale réalisée sur piste avec un véhicule d'essais appartenant au laboratoire LIVIC de l'INRETS. Ensuite, nous décrirons la démarche de création d'un retour d'effort freinage au volant. Une assistance active au freinage, inspirée du système AFU (Assistance au Freinage d'Urgence), sera intégrée au dispositif proposé. Dans le même contexte, nous modéliserons le mouvement du volant en profondeur pour la gestion du freinage, en mettant en place une loi de commande adéquate. En fin de ce chapitre, nous allons aborder l'influence de la dynamique longitudinale du véhicule sur le comportement du buste. Une modélisation de la dynamique longitudinale du véhicule sera donc détaillée, ensuite validée grâce à une deuxième expérimentation sur le même véhicule d'essai. Les résultats de simulation et de validation de ce modèle seront donc donnés et commentés.

Le troisième chapitre sera consacré à la modélisation et simulation d'un système de direction filo-commandée « Steer-by-Wire », issu de la technologie « X-by-Wire ». Cette technologie sera utilisée dans la réalisation de notre dispositif de freinage par le volant. Nous allons donc mettre la lumière sur cette technologie, en présentant ses avantages et ses enjeux. Le fonctionnement, l'architecture, ainsi que ses différentes applications dans l'automobile seront traités. Ensuite, nous nous intéresserons plus particulièrement, dans tout le reste du chapitre, à la démarche de modélisation, simulation et validation d'une étude dynamique du système de direction filo-commandé qui sera dévoilée. Toutes les équations dynamiques et lois de commandes relatives à l'architecture proposée seront donc exposées. Sachant que le retour haptique au volant lors de braquages n'est pas le même à l'arrêt et quand le véhicule est en mouvement, les deux cas seront donc traités séparément. Ensuite, une modélisation de la dynamique latérale du véhicule sera réalisée, en utilisant un modèle de véhicule deux roues. Cette modélisation aura comme but de calculer une grandeur très importante mise en jeu, qui est le couple d'auto-alignement. Ce couple étant le plus ressenti au volant lors des braquages en conduite. Vu le coût onéreux du capteur de la vitesse latérale du véhicule, une estimation de cette grandeur nous conduira à développer un observateur. Les résultats de simulation et de validation expérimentale du modèle proposé seront présentés et interprétés.

Le dernier chapitre de ce mémoire abordera la partie pratique de notre travail, ayant comme ambition majeure de concrétiser l'idée du nouveau concept de freinage par le volant. En effet, ce chapitre fera l'objet d'une étude de conception et réalisation d'un démonstrateur mécanique du dispositif de freinage proposé. Pour cela, nous allons exposer dans un premier temps la méthodologie adoptée afin d'atteindre les objectifs expérimentaux fixés. Un cahier des charges sera donc dressé, qui définira les contraintes principales à respecter afin d'éviter d'éventuelles erreurs de conception. Des analyses fonctionnelles du besoin et technique seront réalisées dans le but d'exposer l'ensemble des facteurs extérieurs liés à l'utilisation du démonstrateur et aux exigences techniques. Dans un second temps, un banc d'essai sera réalisé grâce au démonstrateur mis en place, en utilisant une acquisition de données sur PC sous Matlab. Des résultats expérimentaux sur le banc d'essai seront présentés.

Etat de l'Art : Handicap & Conduite Automobile

I-1 Introduction

La conduite automobile est un facteur d'autonomie dans les pays industrialisés. C'est un élément majeur d'indépendance pour de nombreuses personnes à mobilité réduite. Ces sujets porteurs de déficiences ou d'incapacités posent le problème de leur accès à la conduite de point de vue technique. Un autre aspect s'impose dans cette problématique, qui touche le domaine cognitif et aptitude à la conduite qui est l'aboutissement de l'interaction entre trois partenaires selon : A. Thevenon, C. Fattal et M. Enjalbert, auteurs du livre « Conduite Automobile et Handicap » [7]. Ces trois partenaires sont : le système nerveux, le système musculo-squelettique et l'environnement. Les personnes concernées peuvent présenter des déficiences touchant le système nerveux, le système musculo-squelettique ou les deux. Ils développent des réorganisations posturo-motrices et comportementales dont la compatibilité avec la conduite automobile doit être évaluée. La notion de responsabilité amènera donc à définir de mieux en mieux les critères d'évaluation de l'aptitude à la conduite. Trois niveaux peuvent être explorés : la perception, le traitement de l'information et l'action. De façon globale dans ce mémoire, nous nous intéresserons uniquement au dernier aspect.

Plus concrètement, si la conduite automobile est capable d'apporter autant d'avantages sur plusieurs plans, est-elle à la portée de toute personne à mobilité réduite ?. Autre question : quelles sont les contraintes légales, techniques et financières liées aux aides techniques nécessaires à l'accès ou à la reprise de la conduite par les personnes à mobilité réduite ?. La réponse à ces deux questions nécessite un travail de fond, qui constitue une problématique très souvent abordée par de multiples acteurs dans la société, que se soit dans le domaine de la recherche et développement, la médecine ou dans le secteur social et législatif. Il est important donc de réaliser une expertise sur les différents aspects de l'accessibilité à la conduite pour cette catégorie de personnes. Cette expertise doit s'appuyer sur des études de besoins, des coûts et sur des aspects de juridiction et de normalisation.

Dans ce premier chapitre, nous allons définir dans un premier temps la problématique de la tâche de la conduite automobile et sa complexité. Un aperçu sur la démarche d'évaluation de l'aptitude à la conduite pour les personnes à mobilité réduite sera fourni, en montrant la démarche du contrôle médical, ainsi que quelques critères de validation des adaptations de véhicules, destinées à cette catégorie de personnes. La législation des aides techniques et les modalités de financement des adaptations de véhicules seront abordées. Dans ce cadre, nous présenterons les différents dispositifs existants sous quatre axes différents. Chaque axe contiendra la présentation d'équipements destinés pour chaque type d'aide. Le premier axe portera sur les adaptations destinées à l'aide à la conduite, nous y présenterons les dispositifs en fonction de trois types de déficiences chez les personnes à mobilité réduite. Le deuxième axe contiendra une présentation d'ensemble des aménagements destinés à l'aide à l'accessibilité et en particulier les différentes applications d'élévateurs et de rampes, permettant l'accès de la personne avec son fauteuil roulant à l'intérieur du véhicule. Le troisième axe sera consacré aux dispositifs destinés à l'aide au transfert depuis le fauteuil roulant vers le siège du véhicule et consistant en différents aménagements appliqués au siège du véhicule. Dans le dernier axe, nous allons montrer quelques dispositifs permettant la prise en charge du fauteuil roulant dans le véhicule par l'utilisation de plateformes motorisées, ainsi que les modifications apportées à la porte arrière du véhicule afin de permettre le chargement du fauteuil roulant après la phase du transfert. Nous terminerons ce premier chapitre par une conclusion qui illustrera l'analyse de l'expertise réalisée.

I-2 La tâche de la conduite automobile

Dans nos sociétés, l'activité de conduite automobile est devenue quotidienne pour beaucoup de personnes. L'utilisation massive d'automobiles sur nos routes n'est pas sans présenter certains inconvénients. Au premier rang des problèmes régulièrement soulevés figurent souvent la sécurité routière. Dans l'optique de rendre l'activité de conduite automobile plus sûre, diverses solutions ont été envisagées. Les mesures de lutte contre l'insécurité routière peuvent être regroupées en trois grandes catégories. Les premières sont relatives à la prévention. Ainsi, et particulièrement en France, de vastes campagnes de prévention routière ont été menées au cours des dernières années. Ces campagnes ont des objectifs variés, tels que la sensibilisation aux effets néfastes de la fatigue et de l'alcool ou encore aux bénéfices associés au port de la ceinture de sécurité. Le deuxième grand moyen de lutte contre l'insécurité routière concerne la répression. En France, par exemple, depuis fin 2003 nos routes ont vu fleurir plus d'un millier de radars automatiques fixes [8]. Finalement, un troisième type de mesures visant à l'amélioration de la sécurité routière a été envisagé : il s'agit des aides à la conduite automobile [9]. Selon le schéma de la Fig I-1, les conducteurs sont placés au sein d'un système incluant le véhicule et son environnement. En situation de conduite normale, les conducteurs prélèvent d'une part des informations dans leur environnement et sur leur véhicule et d'autre part, agissent sur leur véhicule principalement via le pédalier, le volant et le choix du rapport de vitesse. La perception de l'environnement est fonction des déplacements réalisés, mais la perception de l'environnement guide aussi les conducteurs dans le choix de leurs déplacements. De plus la situation de conduite place les conducteurs dans un environnement dynamique. Ainsi, l'environnement évolue même si le conducteur n'agit pas sur les commandes de son véhicule. Une manœuvre de freinage implique, par exemple, de prévoir la distance nécessaire à l'arrêt du véhicule.

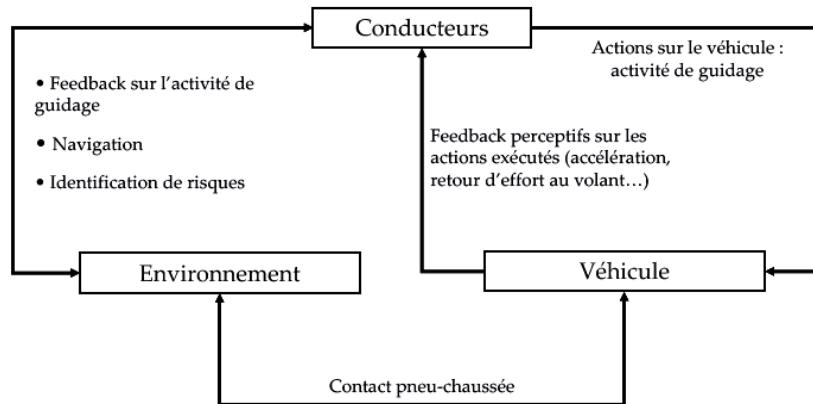


Fig I-1. Schéma bloc simplifié de la tâche d'une conduite automobile normale [8].

L'environnement routier évolue même lorsque le véhicule est à l'arrêt. Par exemple, lorsqu'un conducteur est arrêté à un feu tricolore. Le caractère dynamique de l'environnement implique une certaine anticipation de la part des opérateurs [10]. En conduite automobile, cette anticipation portera principalement sur les effets des actions entreprises, sur l'état futur du véhicule au sein de l'environnement ainsi que sur les priorités temporelles à accorder aux différentes tâches relatives à la conduite. Afin de faire évoluer leur véhicule dans l'environnement routier, les conducteurs doivent en effet mener à bien différentes tâches. Ces tâches sont souvent catégorisées en trois grands ensembles que sont le guidage, la navigation et l'identification de risques [11].

Les actions opérées par les conducteurs sur leurs véhicules renvoient à l'activité de guidage. Le guidage du véhicule se décompose en deux dimensions : le contrôle longitudinal et le contrôle latéral. Le contrôle longitudinal consiste en la gestion de la vitesse du véhicule en fonction de contraintes imposées à la fois par l'infrastructure routière (état et géométrie de la route), par les autres usagers (trafic) et par la signalisation routière (limitations de vitesse). Le contrôle latéral consiste à gérer le positionnement latéral du véhicule, c'est-à-dire principalement à maintenir le véhicule dans sa voie de circulation, bien que les situations de dépassements ainsi que certaines manœuvres d'évitement nécessitent parfois des choix de positions latérales différentes. Les deux dimensions du guidage d'un véhicule sont également modulables par l'état dans lequel se trouve la voiture et/ou par l'état du conducteur (degré de vigilance, fatigue, taux d'alcoolémie, etc.). Bien que souvent dissociées, les composantes latérales et longitudinales de l'activité de guidage sont très liées. À titre d'exemple, la négociation d'un virage implique principalement le maintien de la position latérale. Cependant une vitesse adaptée facilite cette tâche. Suite à l'exécution d'une action, les conducteurs disposent à la fois de retours (feedbacks) perceptifs directs fournis par le véhicule et d'un retour à plus long terme fonction des déplacements du véhicule dans l'environnement. Ces retours permettent aux conducteurs d'ajuster leurs actions à venir.

Finalement, la recherche d'informations dans l'environnement permet aux conducteurs d'identifier des sources de dangers potentiels. L'identification de risques repose sur les indices prélevés sur la route elle-même (ex : état de la route), le contexte routier (ex : trafic) et les autres usagers. Il existe trois grands types de dangers en conduite automobile. Les dangers dits dynamiques qui sont constitués des autres véhicules susceptibles d'entrer en collision avec le véhicule conduit, des piétons et des cyclistes.

Les dangers dits statiques tels que les constructions, les panneaux publicitaires, les déformations de la route, les trottoirs ou encore les glissières de protection. Les dangers dits sociaux que sont les limitations de vitesse, les signalisations routières telles que les « stops», les « cédez le passage » ou les feux tricolores.

I-3 Aptitude à la conduite pour les personnes à mobilité réduite

Si la mobilité de la personne à mobilité réduite peut et doit être améliorée, des limites seront exigées pour préserver la sécurité et optimiser ses performances. Actuellement, la démarche d'évaluation de l'aptitude à la conduite pour les personnes à mobilité réduite se compose d'une méthode d'observation empirique et de tests analytiques. Il s'agit d'évaluer leurs capacités à utiliser les différents organes de commande d'un véhicule : direction, frein, accélérateur, commandes auxiliaires, etc. Cette évaluation porte donc sur des critères moteurs, sensitifs, sensoriels et cognitifs, nécessaires à la tâche de la conduite automobile. Les tests utilisés peuvent être unitaires (sur papier, ordinateur, etc.) ou en situation de conduite (simulateur ou véhicule réel). Les adaptations de véhicules, destinées aux personnes à mobilité réduite sont nombreuses, plus ou moins sophistiquées et donc plus ou moins onéreuses selon les cas et les industriels qui les proposent. Les contraintes réglementaires imposent de ne pas modifier l'équipement de base du véhicule. En effet, les adaptations doivent permettre aussi à un sujet valide de conduire le véhicule en question. Ces dispositifs sont aussi parfois réutilisables lors d'un remplacement de véhicule. Leur choix dépend non seulement des possibilités fonctionnelles des patients, mais aussi d'arguments autres, qu'ils soient financiers ou médico-légaux, comme l'avis de l'inspecteur des permis de conduire ou des membres des commissions médicales d'aptitude [12].

Selon un article sur l'évaluation médicale de l'aptitude à conduire un véhicule automobile, la démarche, l'apparence générale, la poignée de main, la façon de s'asseoir et de s'exprimer ainsi que le comportement sont autant d'éléments observables qui renseignent le médecin sur les fonctions cognitives du patient, tout comme la motricité, l'audition et la vision. Certains problèmes médicaux sont susceptibles d'affecter l'aptitude à conduire. L'évaluation fonctionnelle en ergothérapie pour définir l'aptitude à la conduite vise à observer : la motricité des membres inférieurs et supérieurs par rapport au contrôle des commandes d'un véhicule, les fonctions mentales (perception, mémoire, jugement, réaction, etc.), la coordination, la vigilance, audition, la vision, etc. Autant de facteurs indispensables pour l'accomplissement normal d'une activité complexe telle que la conduite [13].

I-3-1 Nécessité de l'évaluation écologique de la conduite

Plusieurs auteurs dont Van Zomeren et Brouwer [14], soulignent l'importance de l'évaluation des déficits attentionnels et de l'atteinte des fonctions exécutives pour déterminer la capacité à conduire. Lambert et Engum [15] testent la validité d'un index neuropsychologique, le CBDI (Cognitive Behavioral Driver's Inventory), pour prédire la capacité à conduire. Ils montrent une bonne corrélation entre le test de conduite et le CBDI uniquement en cas de très hauts scores ou de scores très bas au CBDI, mais une mauvaise corrélation pour les scores limites, concernant un nombre important de patients. Ils concluent qu'un test de conduite sur route doit nécessairement faire partie de l'évaluation des capacités à conduire, en plus des tests neuropsychologiques.

D'autres auteurs [16], [17], [18], mentionnent l'importance d'un test de conduite sur route pour évaluer la capacité à conduire. Seule cette mise en situation écologique permettant l'observation des comportements du sujet face à l'environnement et seul ayant une valeur prédictive, devant donc faire partie intégrante des procédures d'évaluation. Cette évaluation écologique consiste en un test de conduite sur route, d'une durée de deux heures, par un moniteur d'auto-école, dans un véhicule adapté si besoin aux déficits moteurs. Le moniteur est informé des troubles présentés par le patient et tente de pointer les déficits en évaluant le respect des consignes et des règles de circulation, les difficultés attentionnelles, les capacités d'adaptation face à des situations inattendues ou dangereuses, la capacité à traiter plusieurs informations simultanément. En fin d'évaluation, les conclusions sont formulées et remises au patient, et un avis est donné concernant leur capacité à reconduire et non leur aptitude, car seule la commission du permis de conduire est habilitée à la déterminer.

I-3-2 Le retentissement du vieillissement sur la conduite automobile

Le vieillissement s'accompagne d'un risque accru de problèmes chroniques évolutifs et handicapants qui peuvent altérer l'habileté nécessaire à la conduite. Il modifie certaines fonctions de l'organisme impliquées dans la conduite automobile [19], [20] :

- Réduction des mouvements des articulations pouvant avoir un effet sur le contrôle de la direction du véhicule et la capacité de tourner la tête pour vérifier les angles morts.
- Grande difficulté à voir, décider et agir rapidement (temps de réaction plus long).
- Baisse de la capacité de voir la nuit (visibilité nocturne).
- Baisse de la capacité à balayer rapidement l'environnement et de l'interpréter.
- Plus grande sensibilité aux éblouissements et récupération plus lente lorsque la personne âgée est éblouie par le soleil ou par les phares d'une autre voiture.
- Baisse de la capacité de voir sur les côtés.
- Difficulté à percevoir les couleurs - le rouge (feux stop) est plus difficile à discerner.
- Baisse de la perception des distances (profondeur) entraînant de la difficulté à juger la vitesse des voitures qui arrivent en sens inverse.
- Augmentation de possibilités d'avoir des troubles visuels associés au vieillissement comme une cataracte, un glaucome, etc.
- Réduction de capacité à changer de mise au point entre objets rapprochés et éloignés.
- Diminution de capacité à distinguer en clair les détails (au repos et en mouvement).
- Besoin accru de médicaments qui peuvent ralentir ou réduire la capacité à prendre des décisions et à traiter rapidement l'information.
- Plus grande difficulté à demeurer attentif pendant la conduite automobile.
- Plus grande difficulté à réaliser des doubles tâches comme mettre le clignotant tout en tournant le volant.

Il est clair que tous les seniors ne manifestent pas une réelle dangerosité, toutefois, il ne faudrait pas stigmatiser les personnes âgées. Il est nécessaire de concilier le droit à l'autonomie avec le respect de la sécurité des autres usagers et le principe de précaution.

I-3-3 Le contrôle médical

Il s'agit de la première démarche du candidat déficient moteur ou sensoriel à l'obtention ou au maintien du permis de conduire est de se soumettre à un examen médical obligatoire qui déterminera son aptitude à la conduite. Ce contrôle est du ressort des commissions départementales d'examen, composées de médecins agréés par les préfets. La commission compétente est celle du département de résidence de l'intéressé. Si elle émet un avis positif, elle délivrera un certificat d'aptitude définitif ou un certificat temporaire en fonction de la pathologie du candidat. En cas d'avis négatif sur l'aptitude à la conduite, le demandeur peut recourir à la commission départementale d'appel. Si l'avis d'inaptitude est maintenu, il peut alors faire appel devant une commission nationale. La commission formule également un avis sur les aménagements nécessaires à la conduite. Un examen médical est également nécessaire à l'expiration de la période de validité du permis.

Toutefois, il est important de rappeler que certaines incapacités physiques sont incompatibles avec l'obtention ou le maintien du permis de conduire car elles représentent un danger pour la sécurité routière. Ces incapacités sont fixées en France par voie réglementaire. Les dispositions actuellement en vigueur sont celles de l'arrêté du 7 mai 1997 [21]. Pour l'épreuve théorique du permis de conduire, il existe peu de dispositions particulières concernant les candidats à mobilité réduite. C'est à l'inspecteur chargé de l'épreuve de veiller au bon déroulement de l'examen pour le candidat à mobilité réduite (accès, placement, etc.). Dans ce cas, la durée prévue pour l'examen pratique est double. En effet, outre la vérification de la capacité à conduire, l'inspecteur doit s'assurer que les aménagements proposés par la commission médicale sont bien adaptés au handicap [22].

I-3-4 Aides techniques et législation

Il paraît évident que la conduite automobile pour une personne à mobilité réduite est le premier maillon de son insertion sociale et professionnelle, mais si la conduite n'est pas incompatible avec le handicap, son accès suppose que le conducteur soit juridiquement et physiquement apte. Les adaptations sont codifiées et standardisées et ne posent, en général, aucun problème particulier. La diversité des profils cliniques et fonctionnels d'une déficience physique impose de considérer toutes les facettes du maniement des commandes et de l'accès au véhicule. Les arrêtés du 04 octobre 1988 et du 7 mai 1997 ont fixé la liste des incapacités physiques incompatibles avec l'obtention ou le maintien du permis de conduire [21]. La paraplégie et la tétraplégie y sont implicitement incluses dans la rubrique « Troubles neurologiques » de la classe 4, pour lesquels il est précisé que la reprise de la conduite dépend des possibilités fonctionnelles. Autrement dit, en dehors de toute autre contre-indication médicale, la reprise de la conduite repose entièrement sur la compensation des incapacités fonctionnelles par les aides techniques. Lors de la visite médicale obligatoire, le choix de ces aides est en théorie laissé à l'appréciation des médecins de la commission médicale préfectorale, en collaboration avec l'expert technique. Le schéma d'aménagement est globalement standardisé. Il est décidé lors de la consultation d'aptitude. Il revient ensuite au patient la responsabilité de s'entraîner au sein d'une auto-école pour assurer la maîtrise technique du véhicule aidé de ces dispositifs. C'est sur cette maîtrise qu'il sera jugé par l'inspecteur du permis de conduire.

Pour le tétraplégique, l'approche est différente, il est souvent intéressant d'avoir fait, au préalable, la preuve de l'adéquation des aides techniques au statut fonctionnel du sujet et de ses capacités de maîtrise du véhicule. Cette expertise est souvent effectuée au sein de certains établissements de rééducation fonctionnelle (Cerbère, Coubert, Kerpape, etc.) qui disposent d'une équipe pluridisciplinaire (médecin, ergothérapeute, orthoprotésiste, moniteur auto-école) et qui réalisent sur place toutes les aides requises en lien avec les équipementiers (établissements Kempf, Legrand, Okey, etc.), ainsi que l'évaluation en situation réelle [23].

I-3-5 Les modalités de financement des adaptations

Le financement du véhicule et des adaptations constitue l'une des démarches délicates rencontrée par la personne à mobilité réduite désirant accéder à la conduite automobile. Les aménagements de véhicules pour ces personnes sont souvent très coûteux. Le Tableau I-1, résume les coûts des différents dispositifs destinés aux personnes paraplégiques et tétraplégiques.

Conduite paraplégique

• Véhicule de base avec direction assistée	15 000 €
• Adaptation du poste de conduite	
- Embrayage automatique	2 300 €
- Cercle d'accélération au volant }	3 800 €
- Levier frein	
• Adaptation de l'ouverture de la portière arrière	2 300 €
• Adaptation du dispositif d'embarquement	3 000 €
• Coût total	26 400 €

Conduite mini-manche

• Monospace	33 500 €
• Fauteuil roulant électrique multipositionnel	23 000 €
• Adaptation du poste de conduite	46 000 €
• Accessibilité par rampes au véhicule	10 500 €
• Coût total approximatif.....	113 000 €

Conduite tétraplégique

(transferts FR-auto possibles)

• Véhicule de base	15 000 €
• Adaptation du poste de conduite	
- Harnais de sécurité 4 points.....	150 €
- Boîte de vitesse automatique	3 000 €
- Levier-frein combiné + fourche (freinage assisté)	3 800 €
- Direction sur-assistée	1 500 €
- Fourche ou autre adaptation au volant.....	150 €
- Commandes de signalement modifiées ou Katalavox®	10 500 €
• Adaptation de l'ouverture de la portière arrière	2 300 €
• Adaptation du dispositif d'embarquement	3 000 €
• Coût total	39 500 €

Tableau I-1 Les coûts des aides techniques [23].

En dehors d'une participation personnelle incontournable, la personne à mobilité réduite fait le plus souvent appel à l'indemnisation dégagée par les assurances adverses lorsqu'un tiers responsable a été mis en cause ou par les caisses d'assurance maladie s'il s'agit d'un accident de travail. Dans le cadre d'une reprise d'activité professionnelle, d'autres contributions financières sont possibles : l'allocation compensatrice pour frais professionnels supplémentaires délivrée par la COTOREP et soumise à un plafond de ressources et/ou une subvention accordée par l'ANGEFIPH (Association nationale de gestion du fonds pour l'insertion professionnelle des personnes à mobilité réduite). Au titre des frais professionnels réels, les frais d'aménagement sont naturellement déductibles de l'impôt sur le revenu [23].

En dehors de toute activité professionnelle, il faut compter avec la possible obtention : d'une prestation extra-légale, accordée par les caisses primaires d'assurance maladie ou d'une aide fournie par un bureau d'aide sociale, le conseil général, une mutuelle, un comité d'entreprise, une caisse de retraite complémentaire ou une association pour personnes à mobilité réduite. Il ne s'agit alors que de compléments financiers. En fin de course, il reste la possibilité d'un recours à des fonds privés, caritatifs.

I-4 Adaptation de véhicules pour les personnes à mobilité réduite

L'accès à la conduite pour les personnes à mobilité réduite est conditionné par l'aménagement du véhicule par un ensemble d'aides techniques nécessaires au contrôle du véhicule. Les centres de rééducation dotés d'une auto-école sont capables d'une intervention multidisciplinaire indispensable pour adapter au cas par cas les aides techniques nécessaires à une conduite sûre. Les aides techniques ne doivent pas seulement être adaptées pour permettre l'usage d'une commande mais aussi pour faciliter cet usage et épargner au patient une trop grande fatigue.

Cette partie consiste à présenter une part des travaux d'une étude, réalisée dans le cadre de la recherche de nouvelles solutions technologiques. Cette minutieuse étape a fait l'objet d'une synthèse sur l'ensemble des adaptations de véhicules, destinées aux personnes à mobilité réduite. Il s'agit d'évaluer les assistantes existantes aujourd'hui sur le marché mondial (l'offre industrielle) ou en cours de.

L'objectif étant de déterminer les pistes ouvertes dans ce domaine en matière de recherches et développement, afin d'apporter les améliorations nécessaires en fonction des besoins. Cette démarche va nous permettre de cibler les idées et d'identifier le manquant. Le premier réflexe de notre analyse préliminaire nous a montré que les industriels spécialisés dans l'adaptation de véhicules pour les personnes à mobilité réduite tels que les équipementiers et les constructeurs automobiles, classent les dispositifs en fonction du type d'aide visée. Nous avons distingué quatre types d'aides différentes :

- Aides à la conduite.
- Aides à l'accessibilité.
- Aides au transfert.
- Aides au chargement du fauteuil roulant.

Nous allons traiter dans ce qui suit, chacune de ces types d'aides, en illustrant les descriptions par des exemples d'adaptations, que nous pouvons trouver chez les équipementiers spécialisés.

I-4-1 Adaptation de véhicules pour l'aide à la conduite

Les dispositifs destinés à l'aide à la conduite pour les personnes à mobilité réduite, sont également développés en fonction du type de handicap visé. Il s'agit de compenser les fonctions du membre ou des membres déficients de la personne dans la tâche de la conduite automobile. Ces différents dispositifs visent plusieurs catégories de handicap physique, telles que [24] :

- Déficience d'un ou deux membres supérieurs.
- Déficience d'un ou deux membres inférieurs.
- Déficience des 4 membres (Tétraplégie).
- Hémiplégie droite ou gauche.
- Perte partielle de la fonction d'un membre.
- Limitation de la rotation bilatérale de la tête.
- Nanisme, etc.

Les différents dispositifs que nous allons voir dans cette partie visent les trois premières catégories de handicap physique uniquement.

I-4-1-1 Déficience d'un ou deux membres supérieurs

Dans cette partie, nous allons présenter les différents aménagements existants sur le marché, destinés aux personnes ayant perdus l'usage de la main gauche ou droite, ou bien les deux membres supérieurs (Phocomélie).

➤ Télécommande sensitive sur volant

La télécommande sensitive multifonctions est destinée aux personnes n'ayant l'usage que d'un seul bras et d'une seule main. La boule directionnelle placée juste à côté du boîtier permet de conduire le véhicule sans jamais lâcher le volant, et ce aussi bien pour le diriger que pour actionner les principales fonctions électriques du véhicule (voir Fig I-2). Le boîtier de cette télécommande peut être installé sur la gauche ou la droite (en fonction du membre supérieur invalide). Il est aussi réglable jusqu'à la position souhaitée. Son installation ne nécessite aucune modification des commandes d'origine du véhicule. Ce système utilise la liaison existante de l'avertisseur (klaxon) entre le volant et le tableau de bord et ne nécessite donc pas d'alimentation indépendante [25].

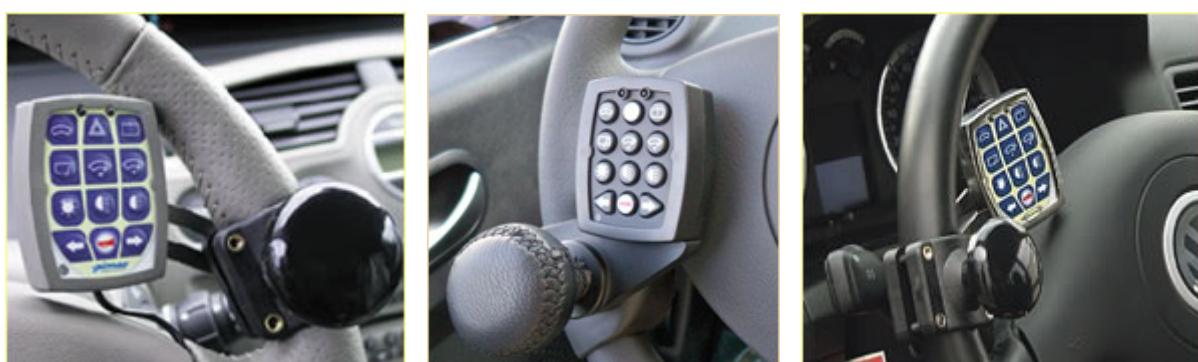


Fig I-2 Télécommande sensitive sur volant.

Le système COMELDIR, (COMmandes ELectriques sur DIRection) permet au conducteur d'actionner les fonctions suivantes :

- Clignotants avec retour automatique.
- Essuie-glaces avant (vitesse et intermittent).
- Lève-vitre et essuie-glaces arrière en option.
- Klaxon, appel de phares et lave-glace.
- Feux de codes à déclenchement automatique.
- Veilleuses et feux de détresse.

Le clavier est automatiquement éclairé de nuit. En option, ce clavier possède deux fonctions supplémentaires : lève-vitres et essuie-glace arrière. L'avantage qu'offre ce type de mini télécommande réside dans sa compatibilité avec les véhicules possédant un réseau local multiplexé (Bus CAN et VAN).

➤ Télécommande à infrarouge sur volant

Ce dispositif utilise une transmission infrarouge à l'aide d'une mini télécommande placée sur le volant. Lors d'une pression sur une touche du boîtier de la télécommande, un signal infrarouge est émis vers le récepteur qui le transmet à la centrale réceptrice. Chaque signal, transformé en ordre électrique, commande les fonctions d'origine du véhicule. Afin d'éviter toute interférence avec le système électrique du véhicule, ce dispositif possède une centrale réceptrice blindée [26], [27].



Fig I-3 Télécommande à infrarouge sur volant.

Contrairement au système COMELDIR cité précédemment, la télécommande de ce dispositif à infrarouge utilise une pile de 3V, les fonctions secondaires actionnées par celle-ci sont décrites sur la Fig I-3, avec une possibilité de remplacer les fonctions lave-glace par lève-vitre droit ou gauche. Les deux avantages principaux que nous pouvons citer en matière de sécurité dans les deux types de transmission cités précédemment, sont d'abord leur compatibilité avec l'airbag et la présence d'un détecteur crépusculaire qui empêche lors d'une mauvaise manipulation d'éteindre les feux de nuit.

Il existe un autre dispositif développé par un équipementier italien [28], qui utilise un autre principe de fonctionnement. Il est équipé d'une petite manette mobile horizontalement et verticalement, présentée sur la Fig I-4.



Fig I-4 Dispositif de commande de fonctions.

Cette manette permet d'activer les fonctions à l'aide de cinq boutons : lumières, clignotants et le klaxon, avec la main droite, sans lâcher le volant. Elle est placée sur le volant près du levier des essuie-glace.

➤ Boules et fourches de volant

Les boules et fourches de volant servent principalement au maintien du volant avec une bonne prise en main pour faciliter la conduite d'un seul bras, tout en permettant une rotation du volant de 360° [29].



Fig I-5 Exemples de boules de volant existantes sur le marché.

La Fig I-5, montre quelques formes de boules adaptables sur le volant. S'agissant des fourches de volant, il en existe de différents types, choisis en fonction de l'endroit de déficience au niveau de la main et du poignet. Un premier type de poignée à deux branches, gainée de mousse ou de cuir, avec un rabat réglable (voir Fig I-6), permet à une personne ayant un faible pouvoir de pincement de maintenir le volant en toute sécurité. Cette fourche peut être de différentes formes et dimensions et elle est réglable en fonction de la taille de la main. Elle est idéale pour des personnes tétraplégiques [27].



Fig I-6 Exemples de fourches à deux branches.

Le second type de poignée, montrée sur la Fig I-7, est constitué de trois branches gainées de mousse. Les branches inférieures maintiennent le poignet en position tout en permettant une bonne rotation du bras autour du volant [30].



Fig I-7 Exemples de fourches à trois branches.

Toutes les fourches, boules et poignées sont fixées sur le volant à l'aide d'une pince formée de deux coques rigides, ce qui facilite le montage et le réglage en tout point. Ce procédé permet une très bonne tenue sur le volant sans l'endommager.

➤ Adaptation du levier de vitesse

Un tel dispositif sur la Fig I-8, est destiné à remplacer la poignée traditionnelle du levier de changement de vitesse, rendant son utilisation plus facile pour les personnes n'ayant pas l'usage de la main droite ou des doigts [28].



Fig I-8 Adaptation conique du levier de vitesse.

Un autre type d'adaptation du levier de vitesse sur la Fig I-9, est placée sur le levier lui-même, permet à l'aide de sa forme ergonomique, de réduire la force requise pour exercer l'activation du bouton de dégagement [28].



Fig I-9 Adaptation du levier de vitesse.

➤ Module actionné par le coude

Un module équipé de boutons-poussoirs, comme le montre la Fig I-10, est ajouté sur la porte du conducteur. Ce module permet d'activer certaines commandes auxiliaires en utilisant le coude [28].



Fig I-10 Module actionné pas coude.

La position du module adapté peut être ajustée afin de faciliter le déclenchement des boutons-poussoirs par le conducteur.

➤ Adaptation de Frein à main

Cette d'adaptation est appliquée sur le levier de frein de stationnement. Elle est réalisé à l'aide de deux types de dispositifs différents : mécanique ou électrique [28].

A. Dispositif mécanique

Une poignée est ajoutée sur le levier de frein de stationnement afin de permettre un déplacement de ce dernier d'une manière simple et rapide (Fig I-11).



Fig I-11 Adaptation du frein à main : dispositif mécanique.

B. Dispositif électrique

Ce dispositif permet d'employer le levier de frein de stationnement sans exercer aucun effort. Un déclencheur électrique, activé à l'aide d'un bouton, manipule le mouvement du levier. Le bouton peut être placé selon les besoins du conducteur (Fig I-12).



Fig I-12 Adaptation du frein à main : Dispositif électrique.

➤ Adaptation de klaxon sur pédale

Ce dispositif permet l'utilisation du klaxon au moyen d'une commande placée sur une pédale (Fig I-13). L'activation du klaxon se fait par pied [28].



Fig I-13 Adaptation de klaxon sur pédale.

➤ Activation de fonctions secondaires par commande vocale

Le procédé utilisé dans ce dispositif (Fig I-14), est basé sur le principe de la reconnaissance vocale. Les commandes vocales sont immédiatement identifiées. Elles sont traitées par l'unité centrale, et transformées en impulsions électriques pour activer les différentes fonctions électriques du véhicule. Ceci permet au conducteur de maintenir toujours ses mains sur le volant en se concentrant sur la conduite. Le système est activé exclusivement par la voix préalablement programmée, évitant ainsi des activations peu désirées [31].



Fig I-14 Commande vocale.

➤ **Direction par pied gauche (à palonnier ou à disque)**

L'équipementier « Kempf » a développé un dispositif remarquable, montré sur la Fig I-15. Son utilisation nécessite une extrême prudence après avis médical spécialisé. Il est équipé d'un disque placé à la place de la pédale d'embrayage, la direction est contrôlée en tournant ce disque avec le pied gauche, l'accélérateur et le frein sont actionnés par le pied droit [31].



Fig I-15 Adaptation de la direction par « Kempf ».

➤ **Installation de caméras sur les rétroviseurs et la lunette arrière**

Cet aménagement est destiné aux personnes ayant une limitation de la rotation bilatérale de la tête et du tronc (rigidité du cou), ou un champ de vision faible.



Fig I-16 Dispositif de caméras sur les rétroviseurs et la lunette arrière.

Comme le montre la Fig I-16, le véhicule est équipé de mini-caméras placées sur les rétroviseurs et la lunette arrière, afin de balayer tout le champ arrière. Les images sont ensuite transmises à des écrans placés sur le tableau de bord du véhicule [31].

I-4-1-2 Déficience d'un ou deux membres inférieurs

L'idée étant de remplacer l'usage des trois pédales existantes sur un véhicule normal, par un aménagement qui permet l'action des trois fonctions en utilisant uniquement les deux membres supérieurs. Nous citerons quelques dispositifs déjà existants.

➤ **Accélérateur par cercle sur volant**

Cette solution permet au conducteur d'accélérer tout en gardant les mains sur le volant. Ce dispositif transforme la pédale existante d'accélérateur en accélérateur manuel. Il se compose d'un anneau placé sur le volant. Pour obtenir une accélération, il suffit d'exercer une simple pression sur n'importe quelle partie de l'anneau. Le mouvement du cercle accélérateur est transmis mécaniquement ou électriquement vers la pédale d'accélérateur.

A. Accélérateur par cercle mécanique

Dans ce cas, le mouvement du cercle sur le volant est transmis mécaniquement vers la pédale. Ce cercle coulisse sur lui-même, ce qui permet le changement de position des mains sur le volant afin de minimiser la fatigue et pour faciliter les manœuvres de conduite [25].



Fig I-17 Accélérateur par cercle mécanique.

B. Accélérateur par anneau électrique

Ce type d'accélérateur électronique, est le plus répandu actuellement. En appuyant sur l'anneau, une course réglable permet une bonne progressivité d'accélération pour une grande précision du dosage. La course de ralenti à plein gaz est entre 18 et 22 mm (relative au concepteur). Afin de faciliter l'accélération en sortie de virage, ce cercle tourne librement sur son support (Fig I-18).

La position de l'anneau est analysée par deux capteurs et un circuit électronique dans le volant toutes les millisecondes, cette position est transmise à un boîtier électronique au tableau de bord qui commande un servomoteur (Moteur pas à pas) qui actionne la pédale d'accélérateur. En cas de freinage, un système spécial de sûreté désactive automatiquement l'accélération [31].



Fig I-18 Accélérateur par cercle électronique.

Un seul fil est utilisé pour transmettre la puissance et les informations numériques synchronisées en continu. Le dispositif utilise la liaison existante entre le volant et le tableau de bord installé d'origine par le constructeur pour l'avertisseur sonore. Le signal de l'avertisseur sonore est intégré dans la transmission numérique, en lui octroyant quelques bits du message codé. Ce dispositif est compatible avec l'airbag. Les pédales d'origines restent utilisables et les réglages de la position du volant sont également maintenus.

➤ Accélérateur par anneau en arrière du volant

Comme le montre la Fig I-19, l'anneau accélérateur peut aussi se placer en arrière du volant afin d'avoir plus de discréton et plus de visibilité en n'encombrant pas le champ de vision du tableau de bord. Cette emplacement ne gène pas non plus la conduite d'une personne valide, et offre un accès plus facile aux touches se trouvant sur le volant comme le régulateur de vitesse, le klaxon, la radio, etc. Cette solution préserve également la sécurité passive du conducteur car ne gène pas le déclenchement de l'Airbag [25], [31].



Fig I-19 Accélérateur par cercle derrière le volant.

➤ Accélérateur par manettes derrière le volant

Comme il est montré sur la Fig I-20, ce système se compose de deux manettes d'accélération couplées situées derrière le volant. L'accélération se fait en douceur, par simple pression vers le bas sur une des deux manettes. En cas de freinage, l'accélération se coupe automatiquement [27], [32].



Fig I-20 Accélérateur par manettes.

Ce système offre une grande précision du dosage, car les 3/4 de la course des manettes d'accélération agissent sur seulement 1/3 de la course de la pédale. La pleine charge est obtenue dès que l'une des deux manettes est actionnée à fond. L'effort à fournir sur les manettes est de quelques grammes. Les deux manettes sont reliées entre elles par pignon, leurs mouvements sont symétriques, ce qui permet de changer de main sans provoquer d'à-coups. Par mesure de sécurité, en cas de perte de signal ou de surcharge du système, le module ramène l'accélérateur en position zéro.

➤ Accélérateur par gâchette

Ce dispositif est constitué d'une gâchette fixée sur une petite poignée placée sur le volant (Fig I-21). Il permet d'accélérer à l'aide du pouce droit ou gauche avec une très grande précision de dosage. Le principe d'accélération utilisé dans ce système est identique à celui que nous trouvons sur les Quads ou les motos-neige [27].



Fig I-21 Accélérateur par gâchette.

L'enfoncement de la pédale d'accélération est proportionnel à la poussée que l'on exerce sur la gâchette. Un circuit électronique permet de filtrer le signal afin d'éliminer les à-coups et gérer la progressivité d'accélération sur la pédale.

La discrétion et la précision, sont les deux points forts de ce dispositif. Il se retire en débranchant une prise et il est compatible avec les véhicules possédant un accélérateur d'origine à potentiomètre (sans câble d'accélérateur).

➤ Accélérateur électronique par curseur

Ce système d'accélération compact utilise une tige surmontée d'un bouton, placée sur le tableau de bord. Cette tige se tient entre les doigts de la main, l'accélération progressive est obtenue en appliquant une petite pression avec le pouce sur le bouton.



Fig I-22 Accélérateur électronique par curseur.

Ce système se connecte par interface ce qui ne crée pas de gène pour l'utilisation de l'accélérateur déjà existant sur le véhicule [28].

➤ Adaptation de frein

Un levier, attaché sous le volant (voir Fig I-23), transforme la commande de pédale de freinage en commande manuelle. L'action de freinage est obtenue en poussant le levier en avant, ce qui entraîne le mouvement direct de la pédale de frein. L'effort de freinage est divisé par trois, en maintenant la même sensibilité, ce qui offre une bonne précision du dosage du freinage [25], [27].



Fig I-23 Levier de frein par poussée.

Ce dispositif est muni d'un système de cliquetage très pratique durant les manœuvres délicates et les démarriages en côtes. Il conserve les réglages de la colonne de direction et peut être amovible afin de ne pas gêner le conducteur valide.

Il existe d'autres types d'adaptation de frein sur le marché, mais le principe reste le même, la seule différence se situe au niveau du sens de l'action du levier. Sur la Fig I-24, nous montrons quelques exemples de leviers qui s'actionnent vers le bas [25], [31].



Fig I-24 Frein par action vers le bas.

La liaison mécanique avec la pédale de frein est entièrement confinée sous le carénage inférieur du tableau de bord. Par conséquent, en cas d'accident les jambes du conducteur ne peuvent pas toucher ces éléments mécaniques.

➤ Le combiné Accélérateur-Frein

Ce dispositif regroupe l'accélérateur et le frein sur un même levier placé sous le volant. Dans le cas du dispositif présenté sur la Fig I-25, le combiné fonctionne comme un tirer-pousser. L'accélération est obtenue en tirant le levier vers soi et le freinage en le poussant vers le tableau de bord [25].



Fig I-25 Combiné accélérateur frein.

Un autre type de combiné présenté sur la Fig I-26, permet d'accélérer en abaissant le bout du levier vers le bas. Ce mouvement assure davantage de confort et diminue la fatigue sur les longs parcours [25].



Fig I-26 Combiné Accélérateur-Frein.

Le freinage est assuré en poussant le levier vers le tableau de bord. Un système de sécurité déverrouille automatiquement l'accélération lors du freinage.

➤ Embrayage piloté

Grâce à une cellule infrarouge placée sur le levier de vitesse (Fig I-27), le conducteur peut actionner automatiquement son embrayage. Dès que cette cellule détecte la présence de la main sur le pommeau, le système actionne instantanément le mécanisme d'embrayage.

Le régime moteur et la vitesse du véhicule sont analysés par un système électronique pour assurer un confort de pilotage quelles que soient les contraintes de la route. Le démarrage du véhicule est proportionnel au régime moteur [25], [28].



Fig I-27 Embrayage piloté.

Le système de pilotage de l'embrayage est indépendant du moteur du véhicule. Il est actionné par un motoréducteur électrique. Aucune modification du véhicule n'est nécessaire. L'activation de l'embrayage piloté est faite à l'aide d'un interrupteur placé sur le tableau de bord.

➤ Embrayage automatique « Système Electrique »

Ce type d'embrayage utilise le même principe de fonctionnement que l'embrayage piloté cité précédemment, mais dans ce cas, l'embrayage est actionné en appuyant sur un contacteur placé au niveau du pommeau du levier de vitesse [27].

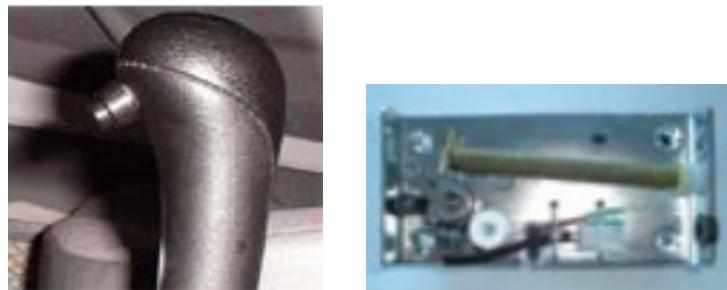


Fig I-28 Embrayage automatique.

La Fig I-28 à droite montre le module électrique utilisé pour actionner la pédale d'embrayage. Le passage du mode automatique au mode manuel est assuré par un commutateur situé en dessous du tableau de bord. Ce dispositif ne gène pas la conduite des personnes valides.

➤ Embrayage manuel piloté

Ce dispositif est équipé d'un moteur électrique qui pilote en traction et en remontée la pédale d'embrayage à l'aide d'un pommeau gâchette à potentiomètre sur le levier de vitesse, présenté sur la Fig I-29 [27].



Fig I-29 Embrayage manuel piloté.

La remontée ou la descente de la pédale d'embrayage est proportionnelle au mouvement effectué sur la gâchette. Une action en butée de la gâchette enfonce la pédale d'embrayage jusqu'au plancher. Ce système permet au conducteur de gérer complètement la position de la pédale d'embrayage. Une commande par câble permet de désactiver le système depuis l'intérieur du véhicule sans avoir à lever le capot moteur.

➤ Inversion de pédale d'accélérateur

Cet aménagement consiste à déporter la pédale d'accélération pour permettre aux personnes n'ayant pas l'usage de la jambe droite d'accélérer avec la jambe gauche. Ce dispositif est généralement couplé à l'embrayage automatique. Comme le montre la Fig I-30, cette pédale d'accélérateur gauche est généralement déclipsable et amovible, ce qui présente l'avantage de pouvoir la repositionner facilement à droite pour permettre l'utilisation aux personnes valides [28].

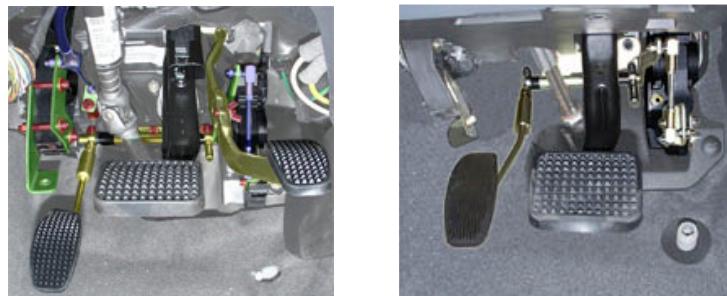


Fig I-30 Déport mécanique de pédale d'accélérateur.

Il existe un autre dispositif qui permet le déport de la pédale d'accélérateur par bouton (Fig I-31). Cet aménagement peut être installé sur la plupart des véhicules à boîte automatique. Il est équipé d'une deuxième pédale d'accélérateur identique, installée au pied gauche et d'un bouton placé sur le tableau de bord, qui permet de commuter entre la pédale d'accélérateur d'origine à capteurs intégrés et la pédale d'accélérateur au pied gauche [31].



Fig I-31 Commutation de pédale d'accélérateur par bouton.

Un circuit électronique n'autorise la sélection que quelques instants après le démarrage. Dans l'absence de sélection seule la pédale d'origine est opérationnelle évitant ainsi toute confusion lors d'une visite en concession. Cet aménagement ne nécessite pas de manipulation au niveau des pédales pour sélectionner la pédale d'accélérateur au pied gauche.

➤ Prolongation des pédales

Cet aménagement est destiné aux personnes ayant des jambes courtes (Nanisme), afin de leur permettre d'utiliser les pédales du véhicule. Nous distinguons deux techniques : la première qui est représentée sur la Fig I-32 à gauche, utilise des pédales supplémentaires, attachées au plancher du véhicule, et reliées aux pédales originales avec un décalage vers l'avant [28].



Fig I-32 Prolongation des pédales.

La deuxième technique montrée sur la Fig I-32 à droite, permet de modifier la position des pédales d'origine du véhicule afin de les rendre accessibles au conducteur.

➤ La boîte automatique

Ce dispositif n'est pas destiné forcément aux personnes à mobilité réduite. Les véhicules équipés de boîte automatique sont dépourvus de pédale d'embrayage. Plusieurs types de boîtes automatiques sont disponibles sur le marché : variateur continu (un seul rapport), mécanique robotisée, etc. Généralement, 4 à 5 rapports équipent ces véhicules, en plus des positions P (parking : pour le stationnement), N (neutral : point mort en circulation), R (rear : marche arrière). La position tout automatique en marche avant est D (drive). Les positions 4, 3, 2, 1 sont utilisées pour forcer le véhicule à maintenir un rapport choisi, notamment dans les descentes, les dépassements ou les manœuvres. Les boîtes automatiques actuelles ont fait de réels progrès, elles utilisent une logique floue qui gère les rapports de vitesse en fonction de multiples paramètres, afin d'éviter quelques désagréments déjà connus sur ce type de boîte.

I-4-1-3 Déficience des quatre membres « Tétraplégie »

L'idée dans ce cas, est de combiner quelques aménagements destinés aux deux types d'handicap vus précédemment : déficience sur les membres supérieurs et membres inférieurs, afin de permettre aux personnes tétraplégiques de conduire. Parmi les aménagements qui sont destinés aux personnes n'ayant pas l'usage complet des quatre membres, nous citerons quelques dispositifs déjà existants.

➤ Combiné accélérateur frein à commande électrique

Dans ce dispositif, les fonctions d'accélération et de freinage sont transmises à partir d'un unique levier situé à droite du siège conducteur. L'accélération est obtenue en tirant le levier vers soi et le freinage en poussant le levier vers l'avant. L'ergonomie du levier et la conception du pommeau sont réalisées pour s'adapter à la forme de la main [32].



Fig I-33 Combiné Accélérateur-Frein à commande électrique.

Comme le montre la Fig I-33, ce type de levier est aussi équipé de boutons qui permettent de commander quelques fonctions secondaires. Le dispositif montré sur la photo au centre de la Fig I-33 est également destiné aux personnes tétraplégiques. Il est composé d'un levier rendant les commandes des pédales d'accélération et de frein de stationnement manuelles. Il permet d'insérer la main droite à l'intérieur de la poignée à l'extrémité du levier. Il suffit de tourner cette poignée légèrement vers la droite pour obtenir une accélération progressive. Le freinage s'obtient en poussant le dispositif vers l'avant et un dispositif décommande automatiquement l'accélération dans ce cas [28].



Fig I-34 Exemples d'aménagement pour tétraplégiques.

Sur la Fig I-34 à droite, la poignée du levier est équipée à l'intérieur de plusieurs boutons qui permettent de commander les fonctions secondaires du véhicule telles que les lumières, le klaxon, clignotants, etc. La main gauche permet de contrôler la direction à l'aide d'une poignée ergonomique placée sur le volant.

La Fig I-34 à gauche montre un autre exemple d'aménagement pour tétraplégique. Il permet d'utiliser un mono levier accélérateur-frein avec un module de boutons poussoirs placé sur accoudoir. À l'aide d'une poignée ergonomique munie de boutons pour commander les fonctions auxiliaires du véhicule, le conducteur utilise les mouvements de traction et poussée avec la main droite pour l'accélération et le freinage. La main gauche étant réservée à la direction à l'aide d'une autre poignée ergonomique (même cas que précédemment) [23].



Fig I-35 Aménagement pour tétraplégique avec module sur accoudoir.

Afin d'éviter la fatigue musculaire excessive pendant l'utilisation de ce mono levier, un accoudoir confortable et réglable est installé (Fig I-35). Cet accoudoir est équipé d'un module de boutons poussoirs qui permettent de commander d'autres fonctions auxiliaires en appliquant une légère pression par le coude droit [28].

➤ Le mini manche numérique « Système Joystick »

Le Mini manche numérique est un système permettant de conduire un véhicule automobile à l'aide d'une seule main (voir Fig I-36). Ce dispositif est destiné aux personnes tétraplégiques. Les monospaces généralement utilisés à cet effet sont accessibles au moyen d'une plate-forme élévatrice et d'une porte coulissante motorisée et télécommandée. La poignée de ce mini manche, peut prendre plusieurs formes. Elle est adaptée selon les besoins de chaque conducteur. Le déplacement de ce mini manche se fait sur un plan horizontal.



Fig I-36 Aménagement pour tétraplégique avec mini manche numérique.

La direction du véhicule est contrôlée par l'action de la poignée de la droite vers la gauche. L'accélération et le freinage sont obtenus par mouvement de la poignée vers l'avant et vers l'arrière respectivement [27].

➤ Dispositif de contrôle de direction, frein et accélération par guidon

Ce dispositif permet une conduite du véhicule à l'aide d'un guidon VTT (Fig I-37 à gauche). Le système de direction du véhicule est complètement remplacé par un double système hydraulique (duplication pour la sécurité), qui agit directement sur la colonne de direction afin de minimiser l'effort [33].



Fig I-37 Dispositif de conduite par guidon.

L'accélérateur est équipé d'un potentiomètre électrique sous forme d'une petite manette placée à droite (figure du milieu), qui permet d'accélérer à l'aide du pouce. L'accélération se coupe directement dès que les freins sont actionnés.

Le frein utilisé est un système hydraulique composé de deux poignées de freins (figure à droite), comme sur les VTT, afin d'offrir un maximum de sécurité.

I-4-2 Adaptation de véhicules pour l'aide à l'accessibilité

Les aides à l'accessibilité pour les personnes à mobilité réduite, sont destinées à faciliter leur accès à l'intérieur des véhicules avec le fauteuil roulant. Nous distinguons sur le marché deux types d'aménagements :

- ✓ Accessibilité par élévateurs.
- ✓ Accessibilité par rampes.

I-4-2-1 Accessibilité par élévateur

Le principe de ce type d'aménagement est de soulever horizontalement une personne à mobilité réduite, assise sur son fauteuil, du niveau du sol jusqu'au niveau du plancher du véhicule. Il utilise pour cela un élévateur qui peut s'installer à différents endroits comme la porte arrière du véhicule ou la porte latérale.

➤ Accès par la porte arrière

Ce dispositif entièrement automatique est équipé d'une plate-forme élévatrice placée en arrière du véhicule. Cette plate-forme se plie sur elle-même, dégageant la vue arrière libre pour le conducteur [25]. Le bras de l'élévateur, montré sur la Fig I-38, est équipé des commandes de fonctionnement. L'une de ces commandes permet de compenser le nivelingement du plateau durant la mise en charge afin de le maintenir parallèle au sol.



Fig I-38 Elévateur avec accès par porte arrière.

Il existe sur le marché plusieurs modèles d'élévateurs avec accès par la porte arrière des véhicules. Nous montrerons dans ce qui suit deux autres modèles d'élévateurs avec des mises en disposition différentes de la plate-forme. Le premier modèle, montré sur la Fig I-39, utilise un élévateur électro-hydraulique équipé de deux bras. Sa plate-forme se divise en deux afin de faciliter son embarquement à l'arrière du véhicule, après l'utilisation. Les deux demi plate-formes sont grillagées afin de ne pas gêner la vision arrière [32].



Fig I-39 Elévateur avec plate-forme pliable.

Le second modèle représenté sur la Fig I-40, utilise une plate-forme télescopique, installée sous le plancher du véhicule, ce qui élimine le problème de l'encombrement à l'intérieur du véhicule. Ce modèle est équipé d'un système électro-hydraulique qui offre la puissance et la fiabilité à sa structure. Il est commandé par un interrupteur électrique et il peut être actionné manuellement [28].



Fig I-40 Elévateur en arrière avec plate-forme télescopique.

➤ Accès par porte latérale

Ce type d'élevateur permet l'accès au véhicule par la porte latérale. Le chargement du hayon se fait parallèlement au véhicule, même sur des espaces restreints. Le mécanisme et le bras sont placés derrière le siège passager avant pour préserver le maximum de place dans le véhicule. Il s'installe en porte latérale, permettant ainsi l'accès direct au trottoir [25], [32].



Fig I-41 Elévateurs avec accès par porte latérale.

Cette plate-forme reste toujours horizontale, même à l'intérieur du véhicule et occupe un encombrement minimum grâce à son extensibilité. L'accès de la porte latérale est également préservé aux personnes valides sans manipulation du hayon.

Il existe un autre type d'élevateur avec accès par porte latérale, qui utilise hayon télescopique (Fig I-42). Ce hayon est entièrement automatique et télécommandé, il est conçu pour s'adapter à la porte latérale de la plupart des véhicules monospaces ou utilitaires. Il est innovant par son faible encombrement et son mécanisme et utilise le même principe du modèle cité précédemment, à accès par la porte arrière. Le hayon est installé en dessous du châssis, ce qui conserve l'accessibilité du véhicule aux autres passagers [25].



Fig I-42 Elévateur avec plate-forme latérale télescopique.

Pour sortir du véhicule, la plate-forme télescopique et le fauteuil descendant parallèlement au véhicule, ce qui permet de stationner en bordure de trottoir ou sur des emplacements de stationnement réduits. Des butées automatiques maintiennent le fauteuil roulant en sécurité sur la plate-forme.

I-4-2-2 Accessibilité par rampes

Le principe de ce type d'aménagement est très simple. Il consiste à équiper le véhicule d'une rampe qui peut s'installer soit sur la porte arrière du véhicule ou sur la porte latérale. Cette rampe permet à une personne à mobilité réduite de monter dans le véhicule avec le fauteuil roulant.

➤ Rampe avec accès par la porte arrière

Ce dispositif permet l'accès au véhicule par la porte arrière (Fig I-43 et Fig I-44). Il est équipé d'une rampe commandée à l'aide de vérins hydraulique facilitant le maniement de la rampe. Elle est conçue pour une utilisation variée (minibus, monospace, ambulance, etc.). L'articulation en trois parties de cette plate-forme permet de conserver la vision par la vitre arrière [27], [34].



Fig I-43 Rampe avec accès par porte arrière.



Fig I-44 Rampe avec abaissement du plancher.

➤ Rampe avec accès par porte latérale

Le dispositif montré sur la Fig I-45, est équipé d'une télécommande permettant aux personnes avec fauteuil roulant d'actionner d'abord l'ouverture de la porte latérale et ensuite l'abaissement de la rampe et l'abaissement de la suspension du véhicule pour un meilleur accès à bord [35].



Fig I-45 Rampe avec accès par porte latérale.

➤ Véhicules abaissés avec rampe

Un mini véhicule montré sur la Fig I-46, a été conçu spécialement pour les personnes à mobilité réduite. Il offre au conducteur l'accès facile à toutes les commandes du véhicule.



Fig I-46 Véhicule abaissé avec rampe.

Ce mini véhicule est équipé d'une rampe et une porte arrière ouvrant vers le haut. L'ensemble est activé par un système à télécommande placé sur le fauteuil roulant [28].

I-4-3 Adaptation de véhicule pour l'aide au transfert

Ce type d'aides est destiné à faciliter le transfert d'une personne à mobilité réduite de son fauteuil roulant au siège du véhicule. Les différents dispositifs existant sur le marché sont :

- ✓ Le siège pivotant « Elap ».
- ✓ L'embase pivotante à montée/descente électrique « TURNY ».
- ✓ Le siège pivotant combiné à une embase roulante « CARONY ».
- ✓ Le siège pivotant à l'intérieur du véhicule.
- ✓ Le plateau releveur ou Verticalisateur.

➤ Siège pivotant « Elap »

Cet aménagement permet l'accès d'une personne à mobilité réduite aux places avant d'un véhicule à 2 ou 4 portes. Le véhicule est équipé d'un siège pivotant sortant [27].



Fig I-47 Siège pivotant.

A l'aide de manettes, un système de pivot excentré permet au siège de pivoter vers l'extérieur du véhicule. Il remplace le siège avant d'origine (passager ou conducteur), mais pour quelques modèles de véhicules, il est possible de garder le siège d'origine en intercalant le système pivotant. Le siège peut être fixé si besoin. Il existe deux types de système qui permettent de pivoter le siège : soit un siège à simple glissière supérieure qui est plus adapté aux véhicules 2 portes, ou un siège à double glissières, adapté aux véhicules 4 portes.

➤ **Embase pivotante à montée/descente électrique « TURNY »**

Cette embase est utilisée pour les véhicules relativement hauts, de type monospace ou combi. Elle permet au siège d'un véhicule de pivoter à l'extérieur et de descendre électriquement jusqu'à la hauteur souhaitée pour assurer le confort du transfert [25], [32].



Fig I-48 Siège pivotant à montée/descente électrique.

La rotation de l'embase se fait manuellement et peut être exécutée par une tierce personne ou par l'utilisateur lui-même. La montée et la descente de l'embase sont électriques et s'actionnent à partir d'une télécommande sans fil ou avec fil relié à l'embase. Comme le montre la Fig I-49, cette embase peut être placée sous le siège d'origine du véhicule tout comme elle peut être combinée à un autre système « Carony » qui sera présenté ci-après.



Fig I-49 Mouvements de l'embase pivotante.

Le transfert de la personne du siège automobile vers le fauteuil roulant est représenté sur la Fig I-50. L'utilisateur pivote d'abord son siège auto vers l'extérieur du véhicule. Il place ensuite le siège du véhicule à la bonne hauteur, à l'aide de la télécommande, pour pouvoir effectuer aisément son transfert vers son fauteuil roulant [27].

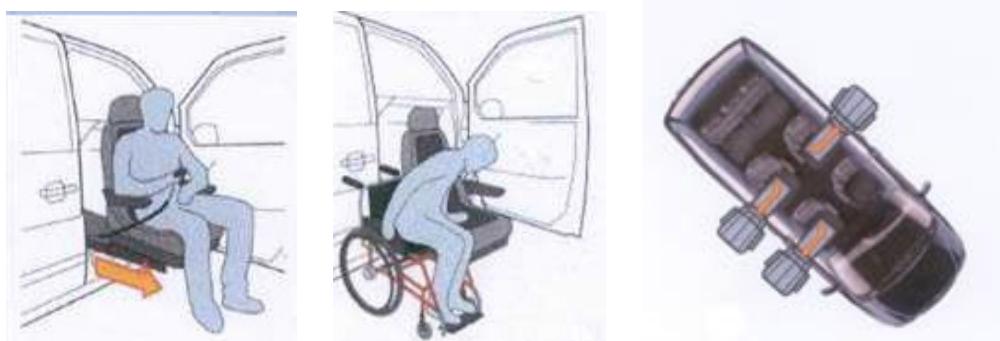


Fig I-50 Les étapes du transfert vers le fauteuil roulant.

Ce dispositif peut être adapté selon les besoins, à l'avant du véhicule côté passager ou même à l'arrière sur certains modèles. Les modifications apportées au véhicule pour l'installation de l'embase sont minimes, ainsi il est possible de retrouver la configuration d'origine des sièges du véhicule.

➤ Siège pivotant combiné à une embase roulante « CARONY »

Ce système permet aux personnes utilisant un fauteuil roulant, d'effectuer un transfert au véhicule sans quitter leur siège, ce transfert leur permet d'éviter de nombreuses manipulations. Lorsque le siège est pivoté à 90°, il se combine à une embase roulante et se transforme ainsi en fauteuil roulant. Ce type d'adaptation convient aux véhicules 3 et 5 portes. L'embase roulante peut être rangée dans le coffre du véhicule [27].



Fig I-51 Siège pivotant combiné à une embase roulante.

Le siège CARONY, montré sur la Fig I-51, présente l'avantage de pouvoir être motorisé lorsqu'il est en version petites roues. Cette motorisation offre une force motrice puissante ainsi qu'une bonne précision de déplacement.

➤ Siège pivotant à l'intérieur du véhicule

Ce dispositif permet au conducteur à mobilité réduite de se transférer de son fauteuil roulant au siège conducteur à l'intérieur du véhicule.



Fig I-52 Siège pivotant à l'intérieur du véhicule.

Tous les réglages de position du siège sont réalisés électriquement avec une rotation de 90°. Cet aménagement est généralement couplé avec les systèmes d'aide à l'accessibilité vus précédemment [28].

➤ Plateau releveur ou verticalisateur

Ce dispositif est particulièrement adapté pour les personnes de grande taille qui rencontrent des difficultés à entrer et sortir du véhicule. Il peut également faciliter le transfert des personnes paraplégiques [32].



Fig I-53 Plateau releveur.

Plié à côté du conducteur, ce plateau releveur aide à passer d'une position assise à une position debout. Il prend une position horizontale une fois tourné vers l'extérieur du véhicule. Pour un transfert vers l'extérieur du véhicule, le conducteur se met sur le plateau releveur en dehors du véhicule et remonte électriquement ce plateau jusqu'à 30 centimètres ce qui permet au conducteur de se mettre debout facilement. Cet aménagement trouve son utilité aussi bien dans les véhicules à 3 ou 5 portes de type berline que les véhicules de type monospace dont l'assise est plus haute, en position passager comme en position conducteur.

I-4-4 Adaptation de véhicule pour l'aide au chargement du fauteuil roulant

Ce dernier type d'aides, est destiné à faciliter le chargement du fauteuil roulant d'une personne à mobilité réduite après le transfert. Les différents dispositifs existants sur le marché sont :

- Le coffre de toit.
- Le bras de coffre élévateur.
- La porte arrière coulissante avec bras robot chargeur.
- Le robot 3000.

➤ Coffre de toit

Cet aménagement permet le chargement automatique du fauteuil roulant dans un coffre se fixant sur les barres de toit du véhicule, ce qui élimine son encombrement dans le véhicule.

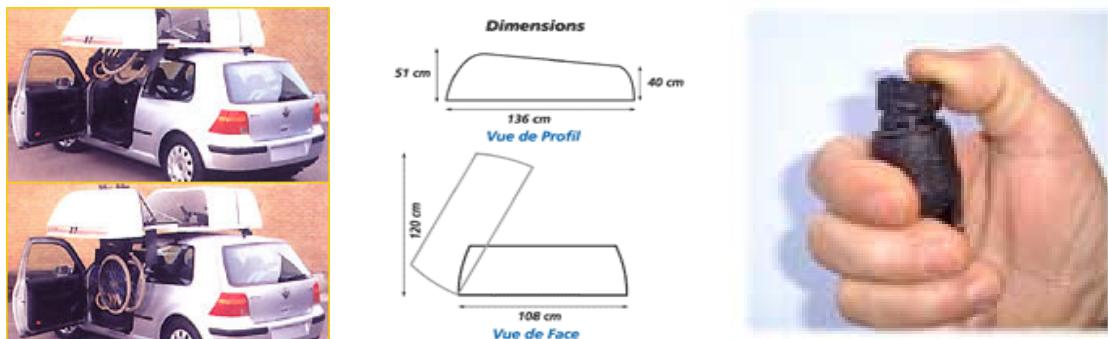


Fig I-54 Coffre de toit.

Il fonctionne à l'aide d'un seul vérin électrique 12 v, directement raccordé sur la batterie du véhicule. Il est équipé d'une télécommande filaire qui permet d'actionner le coffre en ouverture et fermeture. Un bras descend chercher le fauteuil au sol, il suffit alors de le clipper sur son support. Le fauteuil monte ensuite automatiquement pour se ranger dans le coffre de toit. L'utilisation de ce dispositif permet de faciliter l'autonomie des personnes à mobilité réduite. Par mesure de sécurité, ce système fonctionne uniquement quand le moteur est à l'arrêt, afin d'éviter le risque d'ouverture en roulant. Il existe en version côté conducteur ou côté passager [27].

➤ Bras de coffre élévateur

Cet aménagement consiste à équiper le véhicule d'un bras élévateur placé dans le coffre arrière afin de ranger le fauteuil roulant dans le coffre. Il permet la montée, descente et rotation électriques à partir d'une télécommande filaire [32].



Fig I-55 Bras de coffre élévateur.

Ce bras est adaptable à un grand nombre de véhicules monospaces. Il est utilisable avec une vaste gamme de fauteuils roulants et scooters. La capacité de levage de ce bras élévateur est de l'ordre de 180 kg.

➤ **Porte arrière coulissante avec bras robot chargeur**

Cet aménagement est constitué de deux dispositifs. Le premier transforme l'ouverture de la porte arrière du véhicule en la rendant coulissante et le second assure le chargement du fauteuil roulant à l'aide d'un bras robot.

A. Porte escamotable

La porte escamotable permet un accès facile du fauteuil roulant au siège à l'arrière du véhicule. Le mouvement de translation se fait par un moteur électrique logé dans la portière qui dégage l'ouverture nécessaire au passage du fauteuil roulant plié. Elle s'actionne à partir d'une télécommande filaire [32].



Fig I-56 Porte escamotable.

B. Bras robot chargeur

Le bras robot a été conçu pour le chargement, à l'arrière du véhicule, de fauteuils roulants manuels repliables. Il est commandé à partir d'une télécommande filaire. Le chargement du fauteuil se fait en fixant le fauteuil roulant au bras puis en actionnant une commande qui met alors en mouvement le bras. Ce dernier soulève le fauteuil tout en le faisant pivoter de 90°.



Fig I-57 Bras robot chargeur.

Le stockage du fauteuil roulant à l'intérieur du véhicule, se fait dans le sens de la longueur afin de conserver une place arrière et deux tiers du coffre. Pour la sortie du fauteuil, le bras robot chargeur pivote et vient mettre le fauteuil roulant à disposition du conducteur, comme le montre la Fig I-57. Le bras robot peut être installé sur la quasi-totalité des véhicules à 5 portes [25], [32].

➤ Robot 3000

Par l'intermédiaire d'un bras motorisé, ce robot est en mesure de prendre le fauteuil roulant dans le coffre d'un véhicule et de le disposer près de la porte conducteur et vice-versa. Ce dispositif s'adapte à une large gamme de véhicules type wagon.



Fig I-58 Robot 3000.

Le poids limite du fauteuil roulant, que supporte ce type de robot est de 20 kg. Les dimensions du fauteuil doivent être en adéquation avec le passage de coffre. Selon le type de véhicule, des cales pieds amovibles peuvent être laissées en place [25].

I-5 Conclusion

Actuellement les adaptations de véhicules destinées aux personnes à mobilité réduite sont dans la plupart des cas purement mécaniques, alors que cette dernière décennie a vu une démocratisation des technologies de pointe mises en application dans l'automobile. Des fonctions qui jusqu'alors étaient considérées comme fortement complexes et difficiles à mettre en œuvre, sont de plus en plus présentes dans les véhicules de séries, en particulier par l'utilisation du multiplexage et de la technologie X-by-Wire. Il est donc important d'intégrer dans notre approche, une réflexion sur les interactions positives avec les besoins des personnes à mobilité réduite.

Dans ce premier chapitre, nous avons abordé dans un premier temps une brève définition de la tâche de la conduite automobile puisque elle représente l'axe central traité dans ce mémoire en lien avec l'handicap. Dans un second temps, nous avons exploré la problématique de l'aptitude à la conduite pour les personnes à mobilité réduite, où nous avons traité les différents points pertinents qui touchent à l'aspect administratif, médical et réglementaire de cette problématique. Nous avons ensuite présenté les motivations qui nous ont emmenés à réaliser une expertise sur l'existant des adaptations de véhicules pour les personnes à mobilité réduite. Une grande partie de ce chapitre a été consacrée à l'exploration de ces adaptations, abordées sous quatre axes différents. Les dispositifs ont été exposés par type d'aides visées. Le premier axe a traité les adaptations d'aides à la conduite en distinguant les dispositifs par type de déficience chez les personnes à mobilité réduite. Dans le second axe, nous avons abordé les aides à l'accessibilité en examinant les applications des élévateurs et des rampes dans les véhicules, qui facilitent l'accès des personnes à mobilité réduite à bord du véhicule avec leur fauteuil roulant. Le troisième axe a été réservé à la présentation de l'ensemble de modifications apportées au siège du véhicule pour faciliter le transfert de la personne à mobilité réduite, de son fauteuil roulant vers le siège du véhicule. Enfin dans le dernier axe, nous avons montré les différentes techniques utilisées pour le chargement du fauteuil roulant avec l'application des robots.

L'objectif de ce chapitre a consisté d'abord à dévoiler clairement les enjeux majeurs dégagés par la problématique de l'accès à la conduite pour les personnes à mobilité réduite, en définissant l'ensemble de thématiques qui l'entourent, sur les plans technologique, financier et réglementaire. Il s'agissait donc de préparer la plate-forme sur laquelle nous allons travailler et de prendre connaissance des différentes contraintes qu'il faut respecter en vue de proposer un dispositif innovant dédié à cette catégorie de personnes. L'expertise que nous avons réalisée nous a permis d'évaluer les assistantes existantes et d'explorer le champ actuel en recherche et développement. Cette étape a été d'une grande importance sinon cruciale pour l'identification du manquant, notamment dans le domaine de l'aide à la conduite. En effet, grâce à cette démarche, nous avons pu proposer une solution innovante, qui permettrait de faciliter la conduite aux personnes paraplégiques, en offrant plus de simplicité et de progrès en matière de sécurité, de confort et de l'ergonomie. Ce dispositif proposé sera dévoilé puis traité minutieusement dans le chapitre suivant.

Etude Théorique du Dispositif Proposé : Concept & Modélisation

II-1 Introduction

Ce deuxième chapitre a pour but d'expliciter les injonctions techniques traitées par les ingénieurs et les concepteurs, attachés au secteur de développement des dispositifs techniques d'aide à la conduite pour les personnes à mobilité réduite. L'approche adoptée devrait mettre en évidence et souligner le facteur de l'innovation et l'originalité et préciser les rapports qui s'instaurent entre la faisabilité, l'ergonomie et la sécurité qui inclut la prévention des risques routiers. Les contraintes imposées par la tâche de la conduite automobile de point de vue cognitif, seront également prises en compte. En dehors des origines même et des dimensions fonctionnelles des dispositifs existants, nous avons constaté que les adaptations de véhicules destinés aux personnes à mobilité réduite sont actuellement pour la plupart purement mécaniques. Notamment pour la fonction du freinage, alors que l'évolution des nouvelles technologies, employées pour l'assistance à la conduite, est aujourd'hui en pleine progression. L'enjeu de la démarche employée dans ce chapitre consiste à proposer une solution innovante d'aide à la conduite automobile pour les personnes paraplégiques en particulier. L'amélioration visée va porter plus spécifiquement sur les aspects de sécurité et d'ergonomie. Le cheminement s'inscrit dans le cadre d'une approche d'intégration d'un nouveau dispositif sur une plate forme automobile. Il s'agit d'un nouvel outil de freinage associé au volant et couplé à un système de direction filo-commandée, de type « Steer-by-Wire ».

Nous allons commencer, dans un premier temps, par mettre en évidence l'enjeu dégagé et les avantages apportés par le dispositif proposé, en matière de sécurité et d'ergonomie, en détaillant son mode de fonctionnement. Une grande partie de ce chapitre, sera orientée vers l'un des principaux axes, qui touchent l'étude théorique du nouveau dispositif de freinage au volant. Il s'agit notamment de modélisation et de simulation de quelques processus importants, qui interviennent activement dans le fonctionnement du dispositif. Dans un second temps, le comportement dynamique du buste en situations de conduite, notamment en phase de freinage sera étudié. Il s'agira de simuler l'inclinaison du buste du conducteur et ses interactions avec le volant, en introduisant des profils de route et d'accélérations longitudinales du véhicule. Cette démarche permettra d'évaluer les forces exercées sur le volant lors d'un freinage brusque. Toutes les courbes obtenues en simulation, seront interprétées. Le modèle dynamique du buste proposé sera en outre validé par une étude expérimentale, qui sera réalisée sur un véhicule prototype, spécialement équipé, appartenant au Laboratoire LIVIC. Toutes les étapes de cette démarche de validation, qui inclut l'implantation de capteurs de force et de distance sur le véhicule, ainsi que les courbes de mesures obtenues, seront détaillées et interprétées.

En restant toujours dans le contexte de la modélisation, nous poursuivrons cette étude expérimentale, par la présentation de la démarche adoptée pour la création d'un retour d'effort de freinage adaptable. Il sera démontré que cette étape a été légitimement introduite pour remédier à une problématique de ressenti, qui sera dévoilée et développée. L'enjeu sera de compenser les forces exercées sur le volant lors d'un freinage, par la création d'une rétroaction contrôlable et d'en extraire la force utile de freinage. La solution retenue conférera un atout supplémentaire au dispositif de freinage proposé. Il s'agira d'une assistance active au freinage, inspirée du principe de fonctionnement d'un système de freinage, déjà existant, appelé l'AFU (Assistance au Freinage d'Urgence). Nous montrons donc, ses avantages en matière de sécurité et nous donnerons une description de son mode de fonctionnement. Dans le même contexte, nous réaliserons une modélisation du mouvement du volant, qui permettra la gestion du freinage. L'objectif est d'établir les expressions dynamiques, relatives au déplacement du volant, à la force de rétroaction et à la consigne d'exécution du freinage sur les roues du véhicule. Une simulation du retour d'effort freinage sera réalisée et les résultats obtenus seront interprétés.

La dernière partie de ce chapitre sera consacrée à l'étude de l'influence de la dynamique longitudinale du véhicule sur le comportement du buste, en particulier pendant les phases de freinages brusques et d'accélérations élevées. Pour cela, une modélisation suivie de la simulation de la dynamique longitudinale du véhicule seront traitées. Nous allons souligner d'abord les motivations qui nous ont amenées à considérer cette étape. Le but étant d'évaluer les différentes forces et moments exercés sur le véhicule en utilisant un modèle véhicule à deux-roues. Ce modèle permettra de mettre en évidence l'influence du profil de la route, ainsi que des manœuvres de freinage et d'accélération, sur le mouvement de tangage du véhicule, lequel agit sur le comportement dynamique du buste du conducteur. Des résultats de simulation seront donnés, ainsi qu'une comparaison du comportement du buste, avec et sans tangage, en utilisant des profils de couple appliqués aux roues. A la fin de ce chapitre, nous aborderons la partie de validation du modèle dynamique longitudinale utilisé. Des mesures obtenues par essais sur piste à l'aide du même véhicule expérimenté, seront exploitées et comparées à celles obtenues en simulation dans les mêmes conditions dynamiques. Des analyses et conclusions seront tirées.

II-2 Description du dispositif proposé « Frein par le Volant »

L'expertise que nous avons exposée dans le chapitre précédent, qui consistait à établir un état de l'art complet sur l'existant des adaptations de véhicules pour les personnes à mobilité réduite, nous a permis de constater un manque flagrant de solutions au niveau de l'adaptation de frein. En effet, les seules adaptations de frein automobile, existantes actuellement sur le marché, destinées aux personnes paraplégiques, consistent à équiper le véhicule, soit d'un levier ou d'un combiné accélérateur/frein placé sous le volant (Fig II-1).



Levier combiné Accélérateur/Frein



Frein par levier

Fig II-1 Adaptations de frein, existantes pour les personnes paraplégiques.

Ces deux adaptations, ont comme inconvénients majeurs, d'abord, d'allonger le temps de freinage, car le conducteur doit déplacer sa main, initialement posée sur le volant, vers le levier de frein en cas de besoin de freinage. Ce laps de temps peut constituer un véritable élément néfaste en termes de sécurité et plus particulièrement à grande vitesse. Rappelons que ce temps, de l'ordre de 500 millisecondes, correspond à 15 mètres de distance parcourue par un véhicule roulant à 110Km/h. Le deuxième inconvénient vient tout simplement du fait que le conducteur soit obligé à ne tenir le volant qu'avec une seule main lors d'une situation de freinage. Ce problème est encore plus accentué sur le système combiné Accélérateur-Frein, où le conducteur est contraint à tenir le combiné continuellement durant toute la phase de la conduite. Cela réduit encore une fois considérablement la sécurité et rend la conduite difficile, notamment durant les manœuvres de stationnement. Un troisième inconvénient est simplement lié à la dégradation de la sécurité passive du conducteur. En effet, la présence d'un levier sous le volant tend à augmenter considérablement le risque de blessure en cas de choc frontal. La tendance actuelle dans le domaine de la recherche en sécurité passive des véhicules consiste plutôt à supprimer toutes les pièces métalliques devant le siège conducteur afin de préserver sa sécurité en cas de choc. Dans ce contexte, nous pouvons citer la suppression de la colonne de direction, devenue possible grâce à l'apparition de la technologie X-by-Wire dans l'automobile.

Vu l'ensemble des contraintes, que présentent de telles adaptations en matière de sécurité, de confort et d'ergonomie et tenant compte de la sensibilité de la fonction de freinage dans un véhicule, notre idée est de proposer une nouvelle adaptation du frein, qui pourra y remédier et qui emploie les nouvelles technologies au profit de la sécurité et du confort du conducteur. L'idée exploitée ici, consiste à modifier le système d'accélération et freinage se faisant usuellement par des pédales sur un véhicule ordinaire, en adaptant la structure pour permettre l'action de ces deux commandes en utilisant uniquement les mains via un même support qui est le volant, initialement utilisé pour diriger le véhicule. Pour cela, une solution électromécanique a été retenue.

Notons que le dispositif traité vise la catégorie de personnes n'ayant pas l'usage des membres inférieurs « paraplégiques ». Toutefois, étant donné tous les avantages qu'il apporte en matière de sécurité et d'ergonomie, son utilisation peut être étendue aux conducteurs valides. Il s'agit donc d'un nouvel outil de freinage associé au volant et couplé à une direction filo-commandée « Steer-by-Wire ». L'accélération étant obtenue à l'aide d'un cercle placé derrière le volant. Cette dernière solution, montrée dans le premier chapitre, existe déjà sur le marché et elle a été retenue pour ses avantages en matière de sécurité, d'ergonomie et d'espace occupé. Le cercle derrière le volant offre une parfaite discréetion et plus de visibilité en n'encombrant pas le champ de vision du tableau de bord. Cette emplacement ne gène pas non plus la conduite d'une personne valide, et offre un accès plus facile aux touches se trouvant sur le volant comme le régulateur de vitesse, le klaxon, la radio, etc. Cette solution préserve également la sécurité passive du conducteur car ne gène pas le déclenchement de l'Airbag en cas d'accident. D'autre part, en matière d'ergonomie, le cercle derrière le volant facilite le maintien de l'accélérateur même durant les manœuvres de la direction.

L'originalité du dispositif proposé se situe donc au niveau du freinage, il est obtenu en exerçant, à l'aide des mains, une simple pression sur le volant. Il intègre aussi un amorçage automatique du mouvement du volant en profondeur. Ce dispositif permettra donc au conducteur de freiner et d'accélérer, tout en gardant les mains sur le volant. Ceci offre un gain important sur le temps de freinage, une conduite plus souple et un freinage plus instinctif.

Selon Jean-Luc Roulin, auteur du livre « Psychologie Cognitive » [36], il a mené des expériences sur le temps de réaction et le traitement de l'information chez l'humain. Il a prouvé que le temps de réaction pour une tâche manuelle et plus court que celui d'une tâche faite avec le pied. Il a constaté que cette différence de temps de réaction entre mains et pieds, reste approximativement constante pour plusieurs types d'expériences. Toujours selon cet auteur, il justifie cette différence de temps par la distance plus grande que les influx nerveux de la commande motrice ont à parcourir depuis les aires motrices du cerveau jusqu'aux pieds. Cette distance étant beaucoup plus courte vers les mains. Plus concrètement, les motards ont un temps de réaction au freinage plus court que celui des conducteurs de voitures sous les mêmes conditions.

L'importance de cette notion de temps de réaction, n'intervient que dans une situation où nous sommes obligé de prendre une décision en moins de temps possible, comme le cas d'un conducteur qui roule à une grande vitesse, chaque dixième de seconde dans ce cas à son poids et un petit retard d'action sur la pédale de frein de cet ordre, peut coûter une vie humaine. Le temps de réaction moyen des conducteurs est d'environ une seconde, mais il dépend de plusieurs facteurs complexes, dont nous citons quelques uns [37] :

- L'attention du conducteur (la recherche de l'itinéraire, le fait de manger, etc.).
- L'expérience de la conduite.
- L'état physique (la fatigue, maladies, l'âge, etc.).
- Les conditions de circulation (bouchons et monotonie des longs parcours).
- Les conditions atmosphériques (le froid et la chaleur).
- La distraction (l'alcool, cigarette, utilisation de radio ou de téléphones mobiles, etc.).
- Plus l'événement du danger est surprenant, plus le temps de réaction est long.

Dans ce contexte, nous pouvons citer les travaux menés par Messaoudène [37], [38], sur le développement d'un dispositif d'aide à la conduite, qui consiste à compenser le temps de réaction d'un conducteur sur autoroute en l'alertant en avance d'un danger potentiel. La détection de position dangereuse du véhicule est faite grâce à des capteurs télémétriques, balayant l'entourage du véhicule, ainsi que des algorithmes basés sur la cinématique.

La Fig II-2, représente la chaîne d'éléments d'un système nerveux, qui permettent au conducteur de s'arrêter face à un danger. Le temps de réaction d'un conducteur correspond donc aux temps nécessaires aux messages nerveux pour parcourir cette chaîne d'éléments du système nerveux.

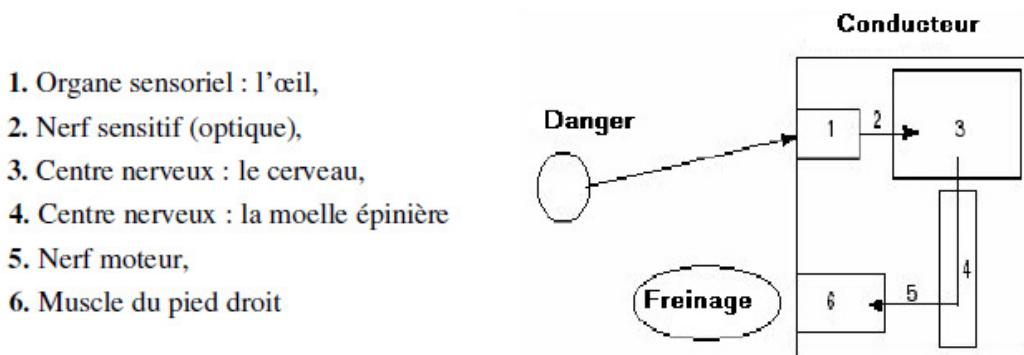


Fig II-2 Chaîne d'éléments d'un système nerveux d'un conducteur face à un danger.

Des études réalisées par le constructeur Renault sur les temps de réactions en freinage [37], ont montré que le temps qu'il faut uniquement pour réagir en déplaçant le pied droit de la pédale d'accélération jusqu'à la pédale de frein et appuyer, correspond approximativement au double du temps mis pour constater une situation dangereuse et l'analyser par le cerveau. Le Fig II-3 illustre ces résultats, en montrant les temps et les distances que met le conducteur pour chaque comportement, afin de réagir à un danger, pour une vitesse de 90 Km/h.

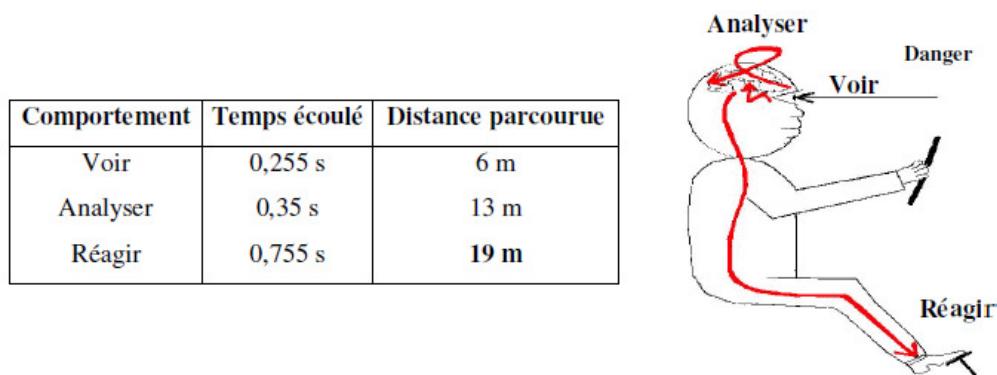


Fig II-3 Temps de réaction d'un conducteur lors d'un freinage d'urgence.

Toutes les études que nous venons de citer, que ce soit sur le plan cognitif ou gestuel, mettent en avant clairement l'agrément de sécurité qui se rajoute aux avantages apportés par notre dispositif de freinage au volant proposé. L'utilisation d'une rétroaction contrôlable du freinage, offrira un dosage intuitif du frein, elle permet également d'apporter au conducteur une nouvelle assistance active au freinage que nous dévoilerons dans la prochaine partie.

Le regroupement des deux fonctions (accélérateur et frein) au volant procure une meilleure interaction et une simplicité d'usage pour la personne paraplégique. Par ailleurs, des études sur le comportement du conducteur en situation de conduite, réalisées par PSA Peugeot Citroën, ont montré qu'en cas de freinage brusque, le conducteur resserre plus fortement les mains sur le volant [39]. Ce phénomène contribuera à rendre le freinage plus instinctif. Pour des raisons de sécurité et afin de respecter les contraintes d'ergonomie du dispositif de freinage par le volant, le mouvement du volant en profondeur n'est libéré qu'en actionnant un module d'amorçage à l'aide des pouces. Pour ceci, nous avons proposé deux possibilités (Fig II-4) :

- Amorçage par cercle à l'intérieur du volant.
- Amorçage par palettes sur le volant.

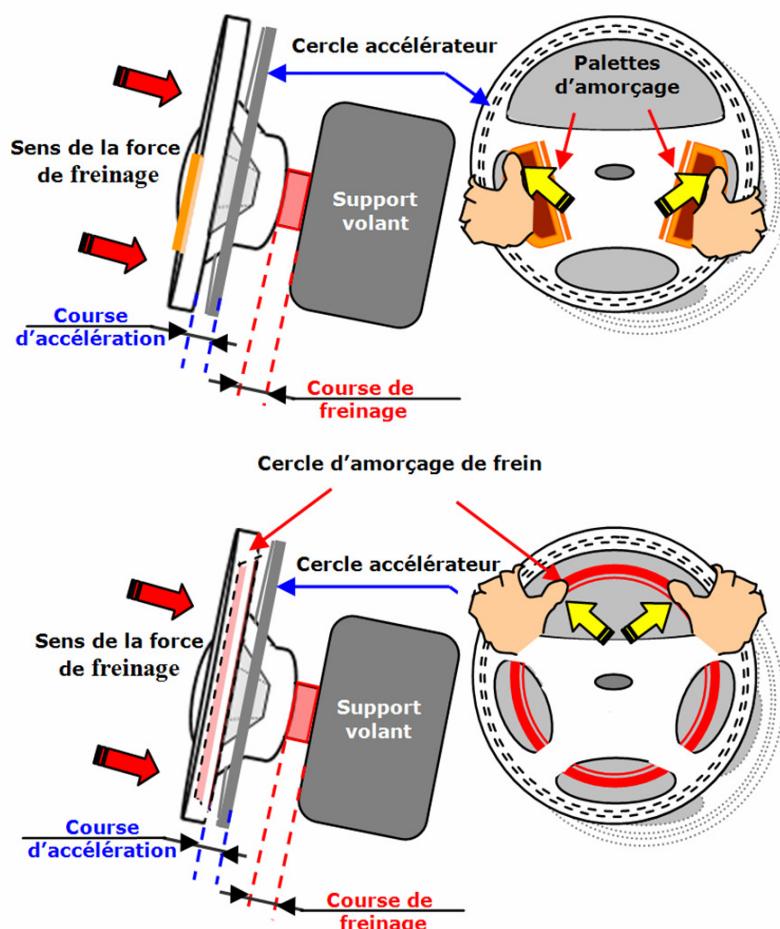


Fig II-4 Les deux possibilités de réalisation du module d'amorçage du frein.

Les deux possibilités présentées sur la Fig II-4, sont mises en œuvre de telle sorte que le conducteur puisse actionner la fonction de freinage, si besoin, à n'importe quel endroit sur le volant. Il s'agit de rendre ce module plus accessible aux mains du conducteur, ce qui permet un amorçage et une exécution rapides de l'action de freinage. Toutefois, une troisième possibilité, beaucoup plus ingénier, réalise un amorçage automatique du mouvement du volant lors d'un besoin de freinage. Cette idée a été inspirée du principe de fonctionnement des pédales de frein et d'accélérateur sur un véhicule conventionnel.

Sachant que le conducteur n'actionne qu'une seule pédale à la fois, l'idée a été de bloquer le mouvement en profondeur du volant tant que l'accélérateur est actionné. Ce mouvement est libéré dès que le cercle accélérateur est relâché. Comme nous pouvons le constater, cette troisième possibilité s'impose par la grande simplicité d'utilisation qu'elle procure et par ses avantages en termes d'économie.

La réalisation d'un tel dispositif, employant un nouvel outil de freinage et couplé à une direction filo-commandée, nécessite des études approfondies aussi bien sur le plan théorique que pratique. Dans cette optique, il nous est paru utile d'étudier quelques processus susceptibles d'influencer le fonctionnement de ce dispositif à savoir :

- ✓ La modélisation du comportement dynamique du buste en situation de conduite.
- ✓ La modélisation du mouvement du volant en profondeur et la création d'un retour d'effort freinage adaptable.
- ✓ L'étude de l'influence de la dynamique longitudinale du véhicule (tangage) sur le mouvement du buste.
- ✓ La modélisation de la direction filo-commandée avec la prise en compte de la dynamique latérale du véhicule.

Signalons que la maîtrise de modélisation et la simulation auront un impact grandissant et considérable dans tous les domaines de l'ingénierie.

II-3 Modélisation du comportement dynamique du buste en situation de conduite

Durant une manœuvre de freinage et en raison du retard inertiel, le buste du conducteur bascule vers l'avant : la Fig II-5 illustre ce phénomène. Une étude réalisée par un constructeur automobile sur l'évaluation des forces sur le conducteur, en cas de chocs frontaux, a montré que son corps subit un effort de l'ordre de 65,5 daN pour un freinage d'urgence d'intensité -9 m/s^2 [40]. Ce qui nous intéresse ici est de calculer l'accélération angulaire qui en découle et qui anime le buste du conducteur. Afin d'y parvenir, nous devons avant tout connaître la dynamique du buste soumis aux accélérations et aux décélérations du véhicule. Le profil de la route sera aussi considéré comme un facteur influençant supplémentaire.

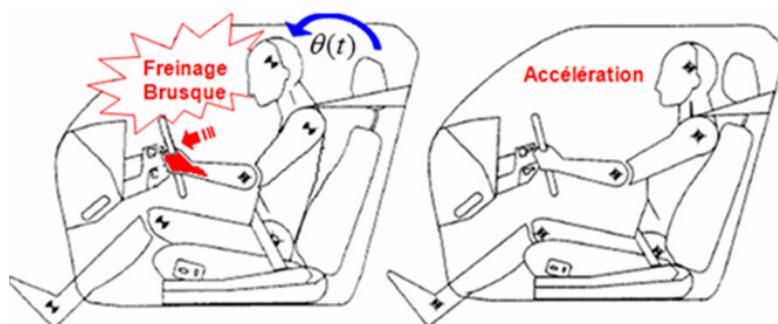


Fig II-5 Mouvements du buste lors de manœuvre de freinage et d'accélération.

Afin de se rapprocher du cas réel, nous avons pris en considération l'interaction entre le buste du conducteur et le volant, laquelle est assurée par les deux bras du conducteur.

Lors d'un freinage d'urgence, le conducteur prend appui sur le volant et exerce une force avec ses mains pour maintenir son buste contre le dossier du siège. Etant donné que le freinage se fera par l'intermédiaire du volant dans notre cas, il est donc important d'étudier, toutes les forces auxquelles est assujetti le volant en fonction de la décélération du véhicule.

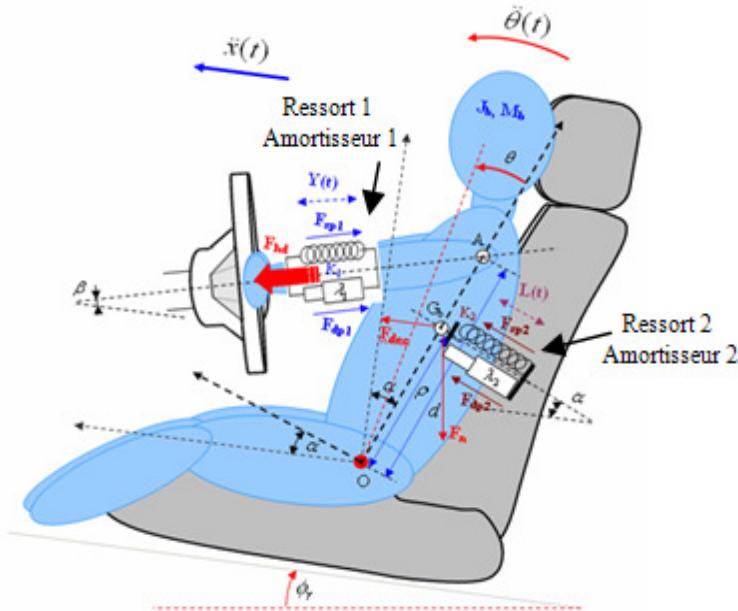


Fig II-6 Modélisation des interactions entre le buste, le dossier de siège et le volant.

Comme le montre la Fig II-6, cette interaction est modélisée, dans un premier temps, par un ressort et un amortisseur, montés en parallèle. Les moments créés par ces derniers, sont opposés au moment de rotation du buste dû au freinage (qui est vers l'avant). Afin d'enrichir ce modèle, plusieurs paramètres ont été introduits dans les calculs. Ils influent considérablement sur le processus du mouvement du buste lors des freinages ou d'accélérations. Ces paramètres sont notamment :

- Angle route** : Ce paramètre influe considérablement sur le mouvement du buste, en particulier lors d'un freinage brusque dans une descente. Dans cette situation, le buste est plus facilement projeté vers l'avant et les forces exercées sur le volant deviennent donc considérables.
- Inclinaison du buste au repos (inclinaison du dossier du siège)** : Effectivement, lors de la conduite réelle, la position du dossier du siège n'est pas verticale, en réalité le dossier est légèrement incliné vers l'arrière afin de procurer un confort d'assise au conducteur. Cet angle pondère de manière importante les forces animant le buste.
- Contact entre le buste et le dossier du siège** : Ce contact est remplacé par un amortisseur et un ressort d'une flexibilité limitée. Le faible mouvement de la compression instantanée de ce ressort est défini par $L(t)$. Ce contact intervient en particulier pendant les accélérations et les fins de phases de freinages brusques.
- Inclinaison de l'axe du volant** : En réalité, l'axe du volant n'est pas horizontal, mais il est légèrement incliné vers le haut. Cet angle change selon le modèle commercial du véhicule. Il intervient en particulier dans les forces créées par l'ensemble (ressort et amortisseur), qui remplacent le contact des deux bras.

Tous ces paramètres contribuent au rapprochement de notre modélisation au comportement réel du buste lors de la conduite automobile. Les différentes grandeurs utilisées dans cette modélisation sont présentées sur le Tableau II-1.

m_b	Masse du buste (Kg)
J_b	Inertie du buste (Kg.m ²)
ρ	Distance entre le centre de gravité du buste et son axe de rotation (m)
\ddot{x}	Accélération longi du véhicule (m/s ²)
θ	Position angulaire du buste (deg)
$\dot{\theta}$	Vitesse angulaire du buste (rd/s)
$\ddot{\theta}$	Accélération angulaire du buste (rd/s ²)
ϕ_r	Angle de la route (deg)
λ_1	Coefficient d'amortissement de l'amortisseur 1
λ_2	Coefficient d'amortissement de l'amortisseur 2
K_1	Raideur du ressort 1 (N/m)
K_2	Raideur du ressort 2 (N/m)
g	Accélération due à la gravité (m/s ²)
d	Distance entre l'axe du bras et l'axe de rotation du buste (m)
α	Inclinaison du dossier de siège (deg)
β	Inclinaison de l'axe du volant (deg)

Tableau II-1 Les paramètres utilisés dans la modélisation.

II-3-1 Détermination de l'accélération du centre de gravité du buste

Selon la Fig II-7, soit $R_0 = (O_0, X_0, Y_0, Z_0)$, le repère absolu d'origine O_0 et $R_A = (A, X_A, Y_A, Z_A)$, le repère relatif lié au centre de rotation A du buste. Le centre de gravité du buste G_b est à une distance ρ de l'axe de rotation Z_A .

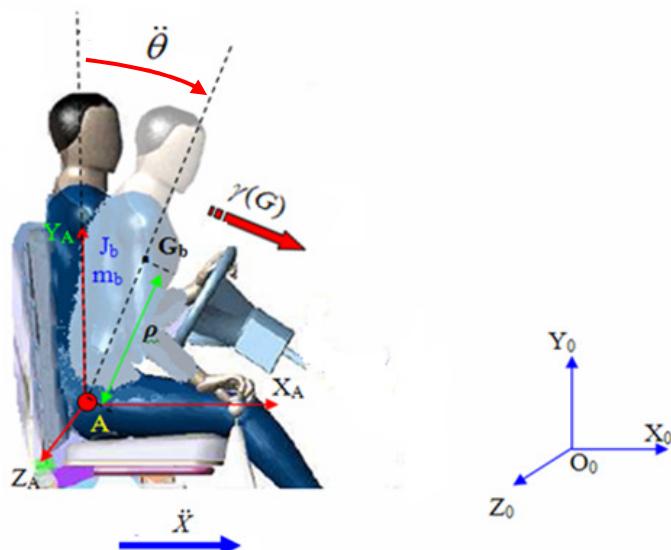


Fig II-7 Représentation des repères.

L'accélération du centre de gravité du buste $\vec{\gamma}(G_b)$ correspond à la dérivée seconde du vecteur $\overrightarrow{O_0 G_b}$, nous pouvons donc écrire [41] :

$$\vec{\gamma}(G_b) = \frac{d^2 \overrightarrow{O_0 G_b}}{dt^2} = \frac{d^2 (\overrightarrow{O_0 A} + \overrightarrow{AG_b})}{dt^2} \quad (2.1)$$

Après les calculs de changement de repères, l'expression suivante est obtenue :

$$\gamma(G_b) = -[\ddot{x}(t) \cos(\alpha - \theta) + \ddot{\theta}(t) \rho] \quad (2.2)$$

La composante de la force de projection du buste vers l'avant, qui est perpendiculaire à l'axe sagittal du buste et exercée en son centre de gravité G_b est donnée donc par cette équation :

$$F_{dec} = -m_b [\ddot{x}(t) \cos(\alpha - \theta) + \ddot{\theta}(t) \rho] \quad (2.3)$$

II-3-2 Détermination de la force exercée sur le volant en situation de conduite

Sur la Fig II-6, nous avons considéré l'axe du buste au repos, comme référence de la position angulaire instantanée du buste $\theta(t)$. En appliquant la loi fondamentale de la statique sur le buste du conducteur à l'équilibre (véhicule à l'arrêt $\theta=0^\circ$), nous obtenons l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \sum \vec{M}_{buste} &= \vec{0} \\ \Rightarrow -F_n \sin(\alpha) + F_{sp2} &= 0 \\ \Rightarrow -m_b g \sin(\alpha) + k_2 \Delta l_0 &= 0 \end{aligned} \quad (2.4)$$

L'expression de la compression du ressort 2, à l'équilibre ($\theta=0^\circ$) est donnée par :

$$\Delta l_0 = \frac{m_b g \sin(\alpha)}{k_2} \quad (2.5)$$

L'angle de rotation du buste θ_0 , créé par ce faible déplacement du buste vers l'arrière, est obtenu par l'expression suivante :

$$\tan(\theta_0) = \frac{\Delta l_0}{\rho} \quad \Rightarrow \quad \theta_0 = \arctan\left(\frac{\Delta l_0}{\rho}\right) \quad (2.6)$$

La Fig II-8, montre l'animation du buste pendant les accélérations, sous l'effet du ressort du dossier de siège. Les différents angles et déplacements y sont aussi représentés.

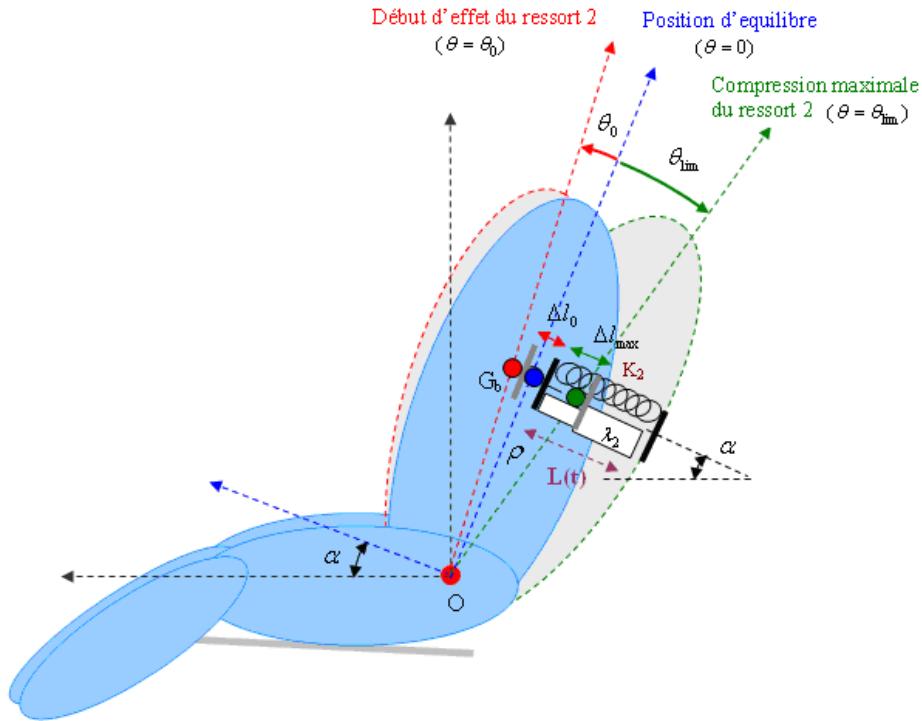


Fig II-8 Dynamique du buste en accélération.

La compression maximale du ressort 2, nommée Δl_{\max} , reste un paramètre ajustable. Il représente le cas où le buste s'enfonce au maximum dans le dossier de siège suite à une très forte accélération sur une pente ou un retour brusque du buste vers l'arrière après un freinage d'urgence par exemple. L'angle limite négatif θ_{\lim} qui correspond à cette compression maximale du dossier de siège, est donné par :

$$\tan(\theta_{\lim}) = -\frac{\Delta l_{\max}}{\rho} \quad \Rightarrow \quad \theta_{\lim} = -\arctan\left(\frac{\Delta l_{\max}}{\rho}\right) \quad (2.7)$$

Le mouvement du buste vers l'arrière est défini par $L(t)$. L'expression de la compression instantanée du ressort 2 est obtenue comme suit :

$$\begin{aligned} L(t) &= \Delta l_0 + \Delta l \quad \text{et} \quad \Delta l = -\rho \tan(\theta) \\ \Rightarrow & \quad \begin{cases} L(t) = \frac{m_b g \sin(\alpha)}{k_2} - \rho \tan(\theta) \\ \dot{L}(t) = -\rho \dot{\theta} [1 + \tan^2(\theta)] \end{cases} \end{aligned} \quad (2.8)$$

En appliquant la loi fondamentale de la dynamique sur le buste du conducteur en situation de conduite, nous obtenons l'équation suivante :

$$\begin{aligned} \sum \vec{M}_{buste} &= J_b \ddot{\theta} \quad \Rightarrow \\ -F_n \rho \sin(\alpha - \theta + \phi_r) + F_{dec} \rho + (F_{sp2} + F_{dp2}) \rho & \\ -(F_{sp1} + F_{dp1}) d \cos(\alpha + \beta - \theta) &= J_b \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Comme nous pouvons le constater sur la Fig II-6, le moment créé par la force de rappel du ressort 2, notée F_{sp1} , n'intervient que dans un intervalle bien défini de l'angle de rotation du buste θ , c'est-à-dire pour $\theta_{lim} \leq \theta < \theta_0$, elle est par ailleurs nulle sur le reste des valeurs de θ . En remplaçant toutes les expressions des forces par leurs formules respectives, nous obtenons l'équation suivante :

$$\begin{aligned} & -m_b g \rho \sin(\alpha - \theta + \phi_r) - m_b \rho [\ddot{x} \cos(\alpha - \theta) + \ddot{\theta} \rho] \\ & + \rho [k_2 L(t) + \lambda_2 \dot{L}(t)] - d \cos(\alpha + \beta - \theta) [k_1 Y(t) + \lambda_1 \dot{Y}(t)] = J_b \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (2.10)$$

$Y(t)$ représente la compression instantanée du ressort 1 et de l'amortisseur 1, qui remplacent l'interaction due aux bras du conducteur dans le modèle.

Après simplification, les expressions finales de $Y(t)$ et $\dot{Y}(t)$ en fonction de la rotation du buste θ sont obtenues :

$$\begin{cases} Y(t) = \frac{d \sin(\theta)}{\cos(\theta - \alpha - \beta)} \\ \dot{Y}(t) = \frac{d \dot{\theta} \cos(\alpha + \beta)}{\cos^2(\theta - \alpha - \beta)} \end{cases} \quad (2.11)$$

En remplaçant toutes les expressions des moments dans l'équation générale de la dynamique du buste, qui donne l'accélération angulaire du buste $\ddot{\theta}(t)$ en fonction de l'accélération du véhicule $\ddot{x}(t)$, nous obtenons :

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = & \left[\frac{-m_b g \rho \sin(\alpha - \theta + \phi_r) - m_b \rho \ddot{x} \cos(\alpha - \theta)}{(J_b + m_b \rho^2)} \right] \\ & - \left[\frac{k_1 d^2 \sin(\theta) \cos(\theta - \alpha - \beta) + \lambda_1 d^2 \dot{\theta} \cos(\alpha + \beta)}{\cos(\theta - \alpha - \beta)(J_b + m_b \rho^2)} \right] \end{aligned} \quad (2.12)$$

Dans l'intervalle : $\theta_{lim} \leq \theta < \theta_0$, l'expression devient :

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = & \left[\frac{-m_b g \rho \sin(\alpha - \theta + \phi_r) - m_b \rho \ddot{x} \cos(\alpha - \theta)}{(J_b + m_b \rho^2)} \right] \\ & + \left[\frac{m_b g \rho \sin(\alpha) - k_2 \rho^2 \tan(\theta) - \lambda_2 \rho^2 \dot{\theta} (1 + \tan^2(\theta))}{(J_b + m_b \rho^2)} \right] \end{aligned} \quad (2.13)$$

Dans ce modèle, la force exercée sur le volant par les mains du conducteur est obtenue comme la somme des deux forces de réaction créées par l'ensemble ressort 1 et amortisseur 1. Elle est donc donnée par cette expression :

$$F_{hd} = F_{sp1} + F_{sp2} = k_1 Y(t) + \lambda_1 \dot{Y}(t) \quad (2.14)$$

En remplaçant les expressions de $Y(t)$ et $\dot{Y}(t)$ données précédemment par les formules (2.11), nous obtenons l'expression finale de la force exercée sur le volant F_{hd} en fonction de l'angle de rotation du buste θ :

$$F_{hd} = \frac{k_1 d \sin(\theta) \cos(\theta - \alpha + \beta) + \lambda_1 d \dot{\theta} \cos(\alpha + \beta)}{\cos^2(\theta - \alpha - \beta)} \quad (2.15)$$

Cette expression tient compte uniquement du mouvement du buste vers l'avant pendant les freinages, afin de ne pas considérer l'effet de l'amortissement du mouvement du buste par l'amortisseur 1, pendant la phase du retour du buste vers l'arrière. Pour cela, nous allons considérer cette force uniquement dans l'intervalle $\dot{\theta}(t) \geq 0$.

II-3-3 Résultats de simulation

Nous présentons dans cette partie, les premiers résultats de simulation, obtenus par le modèle présenté précédemment. Cette simulation a été réalisée sous Matlab / Simulink. Les valeurs numériques de quelques paramètres utilisés dans cette simulation sont : $m_b = 55$ kg, $J_b = 15$ kg.m², $\rho = 0.3$ m, $d = 0.5$ m, $\alpha = 10^\circ$, $\beta = 15^\circ$, $\Delta l_{\max} = 40$ mm.

Les valeurs numériques de la raideur k_1 du ressort 1 et du coefficient d'amortissement λ_1 de l'amortisseur 1, qui remplacent l'interaction entre le buste et le volant, seront déterminés par des tests expérimentaux par la suite, durant la phase de validation du modèle. La validation du modèle établi permettrait de trouver les vraies valeurs de l'inclinaison du buste $\theta(t)$ en fonction de l'accélération du véhicule $\ddot{x}(t)$. Nous avons supposé dans cette simulation que : pour un freinage d'urgence de $\ddot{x} = -8$ m/s², le buste s'inclinera vers l'avant d'un angle $\theta = 20^\circ$ sur une route plane ($\phi_r = 0^\circ$).

Après l'ajustement de ces deux coefficients dans le but d'obtenir des courbes correctes, qui illustrent le comportement réel du buste, les valeurs suivantes ont pu être retenues : $\lambda_1 = 800$ kg/s, $k_1 = 1500$ N/m. Nous avons remarqué d'une part, que l'augmentation de la valeur de la raideur k_1 induit la réduction de la rotation θ du buste et. D'autre part, l'augmentation du coefficient d'amortissement λ_1 induit la réduction de la vitesse angulaire du buste $\dot{\theta}$.

Afin de calculer la raideur k_2 du ressort 2, nous avons supposé que le ressort du dossier de siège, est comprimé de $\Delta l_0 = 20$ mm lorsque le buste est en position d'équilibre ($\theta=0$) et quand le véhicule est sur une route plane ($\phi_r = 0^\circ$). En utilisant l'expression de la compression du ressort 2 à l'équilibre Δl_0 , nous obtenons l'expression de k_2 comme suit :

$$\Delta l_0 = \frac{m_b g \sin(\alpha)}{k_2} \Rightarrow k_2 = \frac{m_b g \sin(\alpha)}{\Delta l_0} \quad (2.16)$$

L'application numérique, aboutit à $k_2 = 11,6$ N/mm. La valeur du coefficient d'amortissement λ_2 a été fixée à 800 kg/s afin d'obtenir des courbes plus régulières.

Pour pouvoir traiter un maximum de scénarios, nous avons créé un profil de vitesse du véhicule $\dot{x}(t)$, où nous avons inclus les diverses situations de conduite : accélération élevée, vitesse constante, freinage d'urgence.

Dans le but d'observer l'influence de l'angle de route sur la dynamique de buste, nous avons utilisé ce même profil de vitesse pour trois types de routes, avec différents profils en long : route plane ($\phi_r = 0^\circ$), une montée ($\phi_r = 10^\circ$), une descente ($\phi_r = -15^\circ$). La Fig II-9 visualise les courbes de l'accélération du véhicule $\ddot{x}(t)$, le profil de route $\phi_r(t)$, la position angulaire du buste $\theta(t)$ et également la force exercée sur le volant $F_{hd}(t)$.

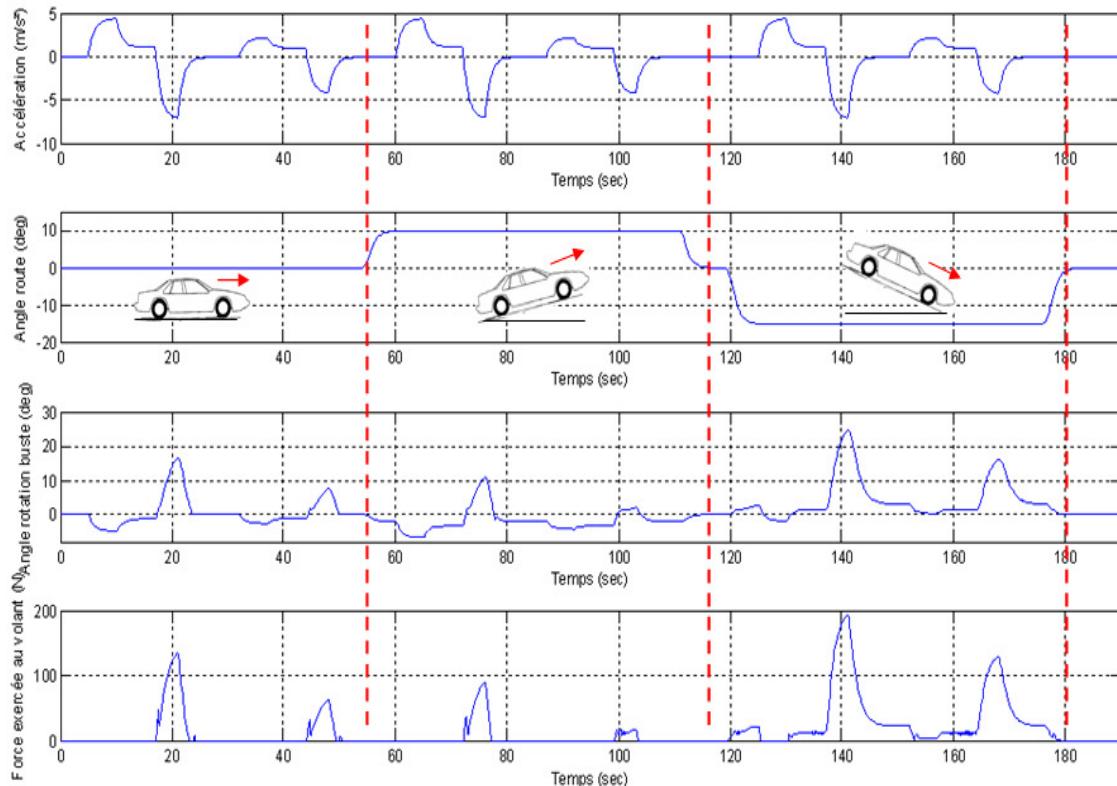


Fig II-9 Influence de l'accélération du véhicule et l'angle route sur l'inclinaison du buste et la force exercée sur le volant.

Cette simulation montre, dans un premier temps, l'évolution du mouvement du buste et la force exercée sur le volant, suite aux accélérations et aux freinages, avec une variation de l'angle de la route. Le Tableau II-2, récapitule les résultats obtenus des courbes précédentes :

\ddot{x} (m/s ²)	$\phi_r = 0^\circ$		$\phi_r = 10^\circ$		$\phi_r = -15^\circ$	
	θ (deg)	F_{hd} (N)	θ (deg)	F_{hd} (N)	θ (deg)	F_{hd} (N)
5	-4°	-	-8°	-	-2°	-
2,5	-2°	-	-4°	-	0°	-
-7	18°	140	10°	90	25°	190
-4	8°	60	3°	20	17°	140
0	0°	-	-2°	-	1,5°	20

↑ Création d'un angle de repos
 ↑ Cas extrême

Tableau II-2 Résultats numériques des courbes obtenues.

D'après ces résultats, nous pouvons remarquer que la rotation du buste est faible pendant les phases d'accélération du véhicule, ceci est dû à la présence du dossier de siège, qui empêche le buste d'aller vers l'arrière, sauf avec des angles très faibles, du fait de la flexibilité limitée des ressorts situés au niveau du dossier de siège. La rotation maximale du buste vers l'arrière est $\theta = -8^\circ$, elle est obtenue dans le cas d'une forte accélération du véhicule $\ddot{x} = 5 \text{ m/s}^2$, roulant sur une montée d'une pente $\phi_r = 10^\circ$. S'agissant du cas de l'action de freinage, les rotations du buste vers l'avant sont beaucoup plus importantes, et ce malgré la présence des bras du conducteur, qui appui sur le volant et assurent l'interaction buste/volant. Nous remarquons que la rotation du buste vers l'avant est proportionnelle à l'intensité du freinage. La rotation maximale observée est de $\theta = 25^\circ$, elle est atteinte dans le cas d'un freinage d'urgence d'une décélération $\ddot{x} = -7 \text{ m/s}^2$, sur une route en descente d'angle $\phi_r = -15^\circ$. La force maximale exercée sur le volant, dans ce cas, vaut environ $F_{hd} = 190 \text{ N}$. Cette force est considérée seulement lors des phases de freinage, elle représente l'effort que le conducteur exerce sur le volant avec ses mains pour maintenir son buste contre le dossier du siège. Elle est toujours proportionnelle à la décélération du véhicule.

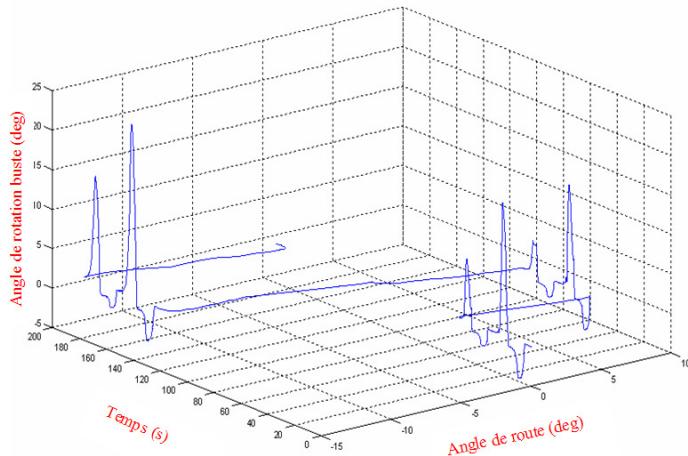


Fig II-10 Influence de l'angle de route sur la rotation du buste.

Le graphe 3D présenté sur la Fig II-10, montre l'influence du profil de route sur la rotation du buste. La rotation du buste vers l'avant est favorisée dans le cas des angles de route négatifs (descente) et également pendant les phases de freinage. D'autre part, la rotation du buste vers l'arrière est favorisée dans le cas des angles de route positifs (montées) et également pendant les phases d'accélération. Ceci est dû principalement à la variation du moment de la force normale du buste F_n , donnée par l'expression suivante :

$$M(F_n) = -m_b g \rho \sin(\alpha - \theta + \phi_r) \quad (2.17)$$

Le moment de cette force est proportionnel à l'inclinaison du dossier de siège α et l'angle de route ϕ_r . C'est pour cette raison que le buste maintient une position angulaire non nulle, appelée « angle de repos », y compris pendant une accélération nulle (vitesse constante ou nulle) et quand l'angle de la route est différent de zéro ($\phi_r \neq 0$). Ce cas est présenté dans le Tableau II-2, cet angle de repos est de -2° pour une montée de 10° et de $1,5^\circ$ pour une descente de -15° .

Afin de visualiser l'allure du déplacement du buste suite aux accélérations et freinages, nous avons tracé les courbes de l'angle de rotation du buste $\theta(t)$ en fonction de l'accélération du véhicule $\ddot{x}(t)$. Elles sont présentées sur la Fig II-11.

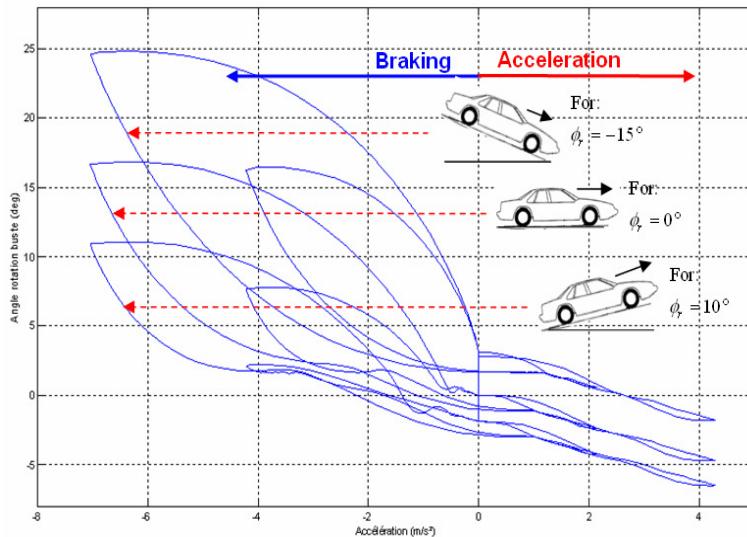


Fig II-11 Forme hystérésis du mouvement du buste.

Dans un premier temps, nous avons remarqué que, dans le cas des accélérations, l'allure du déplacement du buste est identique pour les trois angles de route seul l'angle de rotation diffère. Dans le cas des freinages, le processus est différent et il très intéressant à étudier. Les courbes dans ce cas prennent la forme d'une hystérésis, avec une surface d'ouverture proportionnelle à l'intensité du freinage et à la pente de la route. Le changement de la forme de l'hystérésis suite au changement de l'angle de route est justifié par l'addition de l'angle de la route ϕ_r à l'angle d'inclinaison α du dossier de siège. Ceci engendre l'augmentation ou la diminution de la composante perpendiculaire de la force normale du centre de gravité du buste, d'où l'augmentation ou la diminution du moment de rotation du buste. Donc l'angle de la route peut favoriser le mouvement du buste vers l'avant ou vers l'arrière. Ce processus est très important et nous le remarquons bien sur les courbes de la Fig II-11.

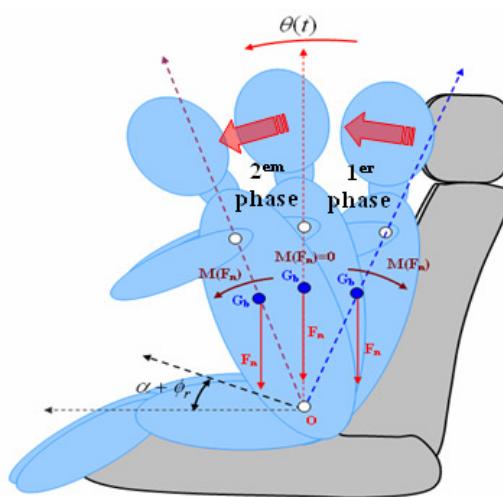


Fig II-12 Découplage du mouvement du buste en situation de freinage d'urgence.

Ce phénomène s'observe dans la conduite réelle lors d'un freinage brusque, le buste du conducteur se décolle lentement du dossier de siège à l'instant du début de freinage (première phase). Ceci est dû principalement au moment de la force normale créée par l'inclinaison du dossier de siège, qui agit vers l'arrière durant cette phase. Par la suite, ce moment commence à diminuer au fur et à mesure que le buste avance, il s'annule à l'instant où le buste passe par la verticale. C'est dans la deuxième phase que la vitesse de rotation du buste commence à augmenter, parce que le moment de la force normale dans ce cas change de sens en agissant vers l'avant (voir Fig II-12).

Dans la partie suivante, une validation du modèle dynamique du buste proposé sera abordée. Les résultats expérimentaux obtenus seront tout au long interprétés.

II-4 Validation expérimentale du modèle dynamique du buste

Cette partie consiste à présenter une étude de validation expérimentale du modèle dynamique du buste, proposé précédemment. La validation de ce modèle se fera en comparant les résultats de simulation et les données issues de mesures fournies par des capteurs implantés sur la Peugeot 307 instrumentée du LIVIC « Laboratoire Interactions Véhicule – Infrastructure – Conducteur ». Avant d'aborder l'aspect expérimental de cette partie, nous donnons un aperçu de l'architecture du véhicule d'essai utilisé.

II-4-1 Véhicule instrumenté utilisé (Peugeot 307 SW)

Plusieurs véhicules d'essai ont été développés par le laboratoire LIVIC. Ces véhicules ont subi plusieurs transformations consistant notamment à éliminer l'assistance hydraulique de freinage d'origine et à la remplacer par une assistance électro-hydraulique permettant de gérer le mode longitudinal. De même une assistance de direction électrique permet la gestion du mode latéral. Ils sont ainsi équipés pour le contrôle latéral d'un moteur électrique monté sur la colonne de direction, d'une caméra pour détecter les marquages routiers et d'algorithmes de vision permettant le calcul du positionnement du véhicule sur la voie. Différents capteurs (accéléromètres, gyroscopes, GPS, etc.) donnent accès aux variables importantes de la dynamique du véhicule et de la géolocalisation. Les usages des plates-formes sont multiples, ils concernent à la fois la validation de modèles de véhicules, l'étude de la précision de la localisation, le test des lois de commande et l'étude de scénarios d'assistance.



Fig II-13 Piste d'essais et Véhicule instrumenté utilisé « CARLA ».

La Peugeot 307, appelée « CARLA », est équipée d'un module de localisation qui contient des capteurs proprioceptifs et extéroceptifs, ainsi que des équipements de communications de données. Les interfaces utilisées sur ce véhicule sont principalement des écrans LCD, pour interagir avec les différentes fonctions implantées sur le véhicule. Le matériel utilisé pour le recueil de données analogiques est un ordinateur classique, équipé de deux cartes d'acquisition. Les capteurs proprioceptifs sont en général interfacés par liaison série directement sur l'ordinateur d'acquisition.

II-4-2 Implémentation de capteurs de pression et de position sur le véhicule instrumenté

Le véhicule instrumenté utilisé est équipé de deux calculateurs embarqués, dédiés aux traitements de données : le premier est utilisé pour le traitement d'image, le second assure toutes les autres fonctions : reconstitution de l'état dynamique du véhicule, contrôle commande, etc. Ces deux calculateurs sont reliés entre eux par un réseau informatique Ethernet. Afin de relever des données expérimentales sur le comportement dynamique du buste en situation de conduite réelle, nous avons intégré sur le véhicule deux capteurs qui fonctionnent en temps quasi-réel. Le premier capteur a pour rôle de mesurer instantanément la force exercée sur le volant par les mains du conducteur en situation de freinage. Le second capteur permet de mesurer le déplacement instantané du buste par rapport au dossier du siège. La donnée de l'accélération longitudinale du véhicule étant fournie par la centrale inertielle qui équipe déjà le véhicule utilisé.

➤ Capteur utilisé pour la mesure de la force exercée sur le volant

Pour la mesure de la force exercée sur le volant par les mains du conducteur en situation de conduite, nous avons utilisé un capteur de force à résistance FSR « Force Sensing Resistor ». Il s'agit d'un dispositif résistif sous forme d'une nappe de polymère dont la force est inversement proportionnelle à la résistance. Ce capteur n'est pas une jauge de contrainte bien qu'il ait des propriétés semblables. D'après la courbe caractéristique de ce capteur (Fig II-14), l'intensité de la force appliquée sur la nappe est quasi linéairement proportionnelle à la conductance du polymère sur un intervalle de force bien défini [0 – 100] Newton. L'intervalle de la variation correspondante de la résistance du polymère est [0,25 – 1,5] KΩ, [42].

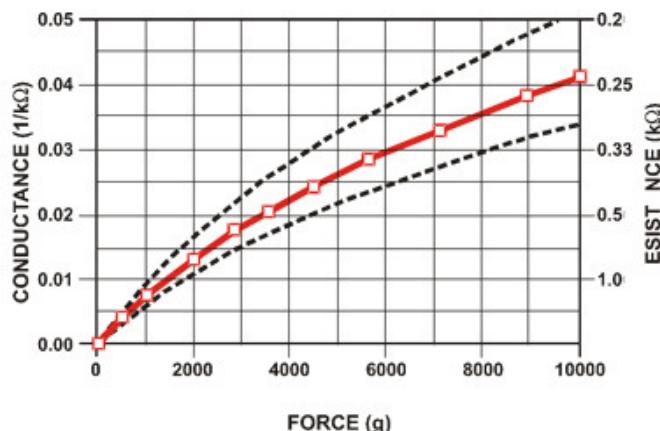


Fig II-14 Courbe caractéristique du capteur de force.

La robustesse de ce type de capteur de force leur donne un champ d'application assez étendu, notamment dans la robotique, l'automobile et le matériel médical. La précision de ce capteur est de l'ordre de $\pm 2\%$ à $\pm 5\%$, ils sont donc plus appropriés pour des mesures qualitatives plutôt que de précision. Afin de pouvoir intégrer ce capteur de force sur le véhicule, nous avons interprété la variation de la résistance R_c en une tension analogique $V_s = [0 - 5]$ Volt, exploitable par les cartes d'acquisition du véhicule.

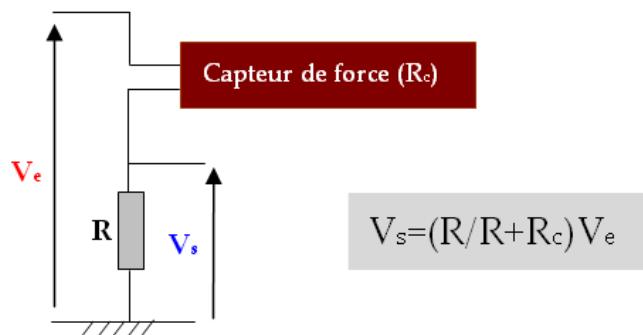


Fig II-15 Instrumentation du capteur de force utilisé.

En effet, l'interface composée d'un pont diviseur de tension (Fig II-15), permet d'instrumenter ce capteur de force, en ajustant les deux paramètres V_e et R , de telle façon que le circuit nous délivre une tension analogique maximale $V_s = 5$ Volt à la sortie, pour une force maximale de 100 Newton appliquée sur le capteur. Cette force maximale mesurée correspond à la valeur minimale de la résistance du capteur $R_c = 250 \Omega$.



Fig II-16 Capteur de force placé sur le volant du véhicule.

Nous montrons sur la Fig II-16, l'installation finale du capteur de force sur le volant. La tension de sortie délivrée à vide est égale à 0,4 Volt. Une seule main du conducteur sera posée sur la surface active du capteur lors les essais. Considérant la symétrie du buste par rapport à son plan sagittal, ce capteur de force mesurera donc uniquement la moitié de la force totale exercée sur le volant par les deux mains du conducteur lors des freinages. La mesure de la force par le capteur est multipliée donc par deux pour obtenir la force totale exercée sur le volant.

➤ Capteur utilisé pour la mesure de la position angulaire du buste

S'agissant de la mesure de la position angulaire du buste en situation de conduite, nous avons utilisé un module capteur télémètre infrarouge (IR). La portée de ce capteur est de 80 cm avec une zone aveugle de 10 cm.

Selon la courbe caractéristique de ce capteur (Fig II-17), la mesure de la distance est quasi linéairement et inversement proportionnelle à la tension analogique délivrée à la sortie du circuit électronique. La mesure de 10 cm correspond à une tension analogique de 2,4 Volts en sortie. La distance maximale mesurable par ce capteur est de 80 cm, ce qui donne une tension de 0,4 Volts en sortie [43].

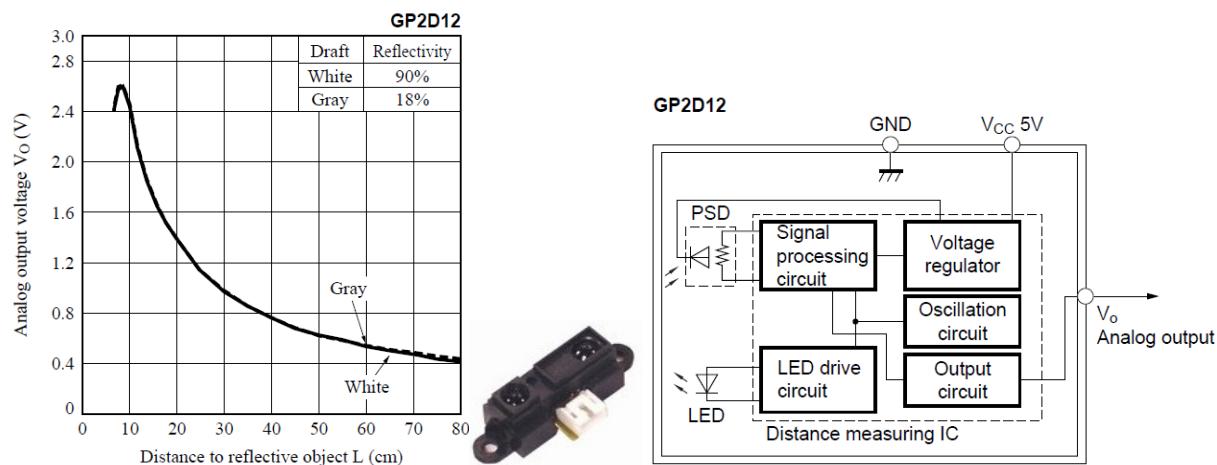


Fig II-17 Capteur de position utilisé et sa courbe caractéristique.

Comme nous pouvons le constater sur la Fig II-18, ce télémètre IR a été fixé entre le repose-tête et le dossier de siège du conducteur et relié au réseau informatique du véhicule via une interface d'acquisition. L'émetteur-récepteur IR sont à une distance de $x_0 = 10$ cm de la nuque du conducteur en position de repos du buste, c'est-à-dire lorsque $\theta=0^\circ$.



Fig II-18 Fixation du capteur de distance IR sur le siège conducteur du véhicule.

Afin d'extraire la variable de la position angulaire du buste $\theta(t)$ à partir de la mesure instantanée du capteur de distance $x(t)$, nous avons utilisé quelques calculs géométriques qui nous ont permis d'établir l'expression de $\theta(t)$ en fonction de $x(t)$.

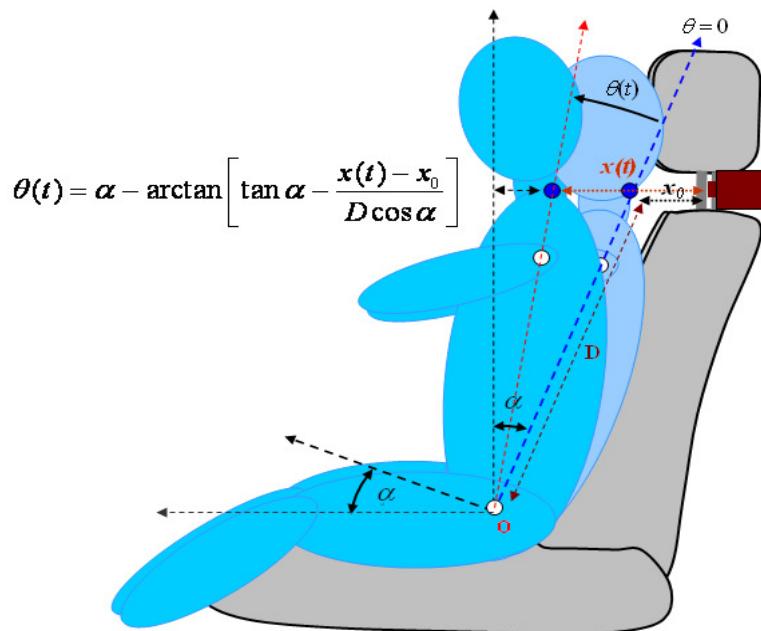


Fig II-19 Calcul de la position angulaire du buste.

Les paramètres utilisés dans cette expression sont illustrés sur la Fig II-19. Le paramètre α correspond à l'angle d'inclinaison du dossier de siège conducteur, il est fixé à 15°. La distance D entre le point de détection du capteur IR derrière la nuque du conducteur et le point de rotation du buste, a été mesurée approximativement à 65 cm.

II-4-3 Résultats expérimentaux

Après avoir embarqué et étalonné les deux capteurs sur la Peugeot 307 présentée précédemment, nous avons réalisé des tests sur le circuit de SATORY au LIVIC. Ces essais ont été effectués sur un segment droit et plat de la piste, sur une chaussée sèche. Le poids du buste du conducteur a été estimé à 55 kg et la ceinture de sécurité a été mise.

Le mode de conduite adopté était mixte avec une forte accélération longitudinale au démarrage d'environ 4 m/s². Une série d'actions de freinages a été effectuée durant le trajet, avec quatre intensités de freinages différentes : - 4 m/s², - 6 m/s², - 7 m/s² et enfin un très fort freinage d'urgence de - 8 m/s².

Les données qui ont été enregistrées par les deux capteurs de pression et de distance, ainsi que la centrale inertie qui mesure l'accélération longitudinale du véhicule, sont présentées sous forme de courbes sur la Fig II-20.

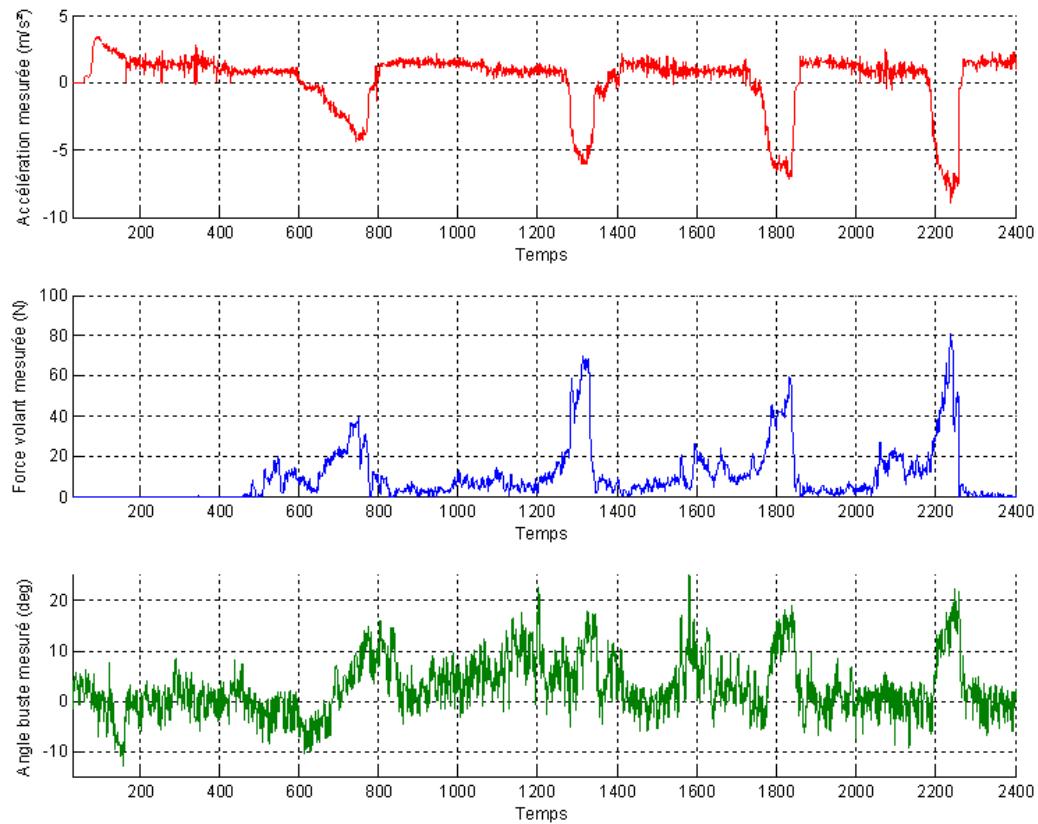


Fig II-20 Les courbes relevées par les capteurs embarqués.

Nous avons utilisé le profil d'accélération longitudinale mesurée (montré sur la première courbe de la Fig II-20), comme entrée dans le modèle dynamique du buste proposé et nous avons comparé les courbes obtenues de la simulation à celle mesurées par les capteurs. Les comparaisons des courbes mesurées et simulées de la force exercée sur le volant, ainsi que la position angulaire du buste, sont représentées sur la Fig II-21.

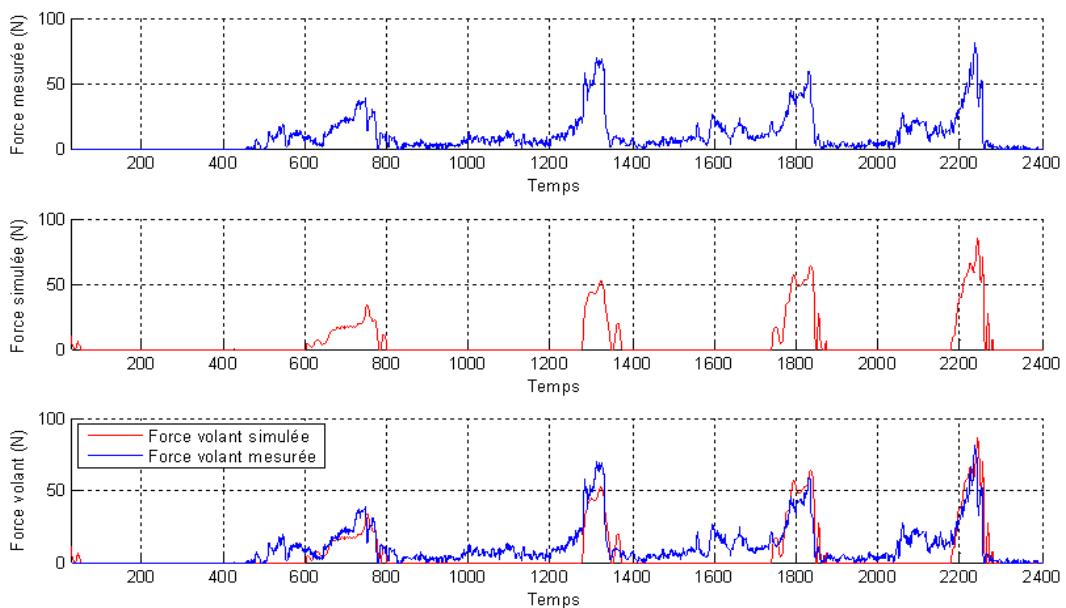


Fig II-21 Comparaison de la force exercée sur le volant mesurée et simulée.

La comparaison entre les courbes de la force exercée sur le volant, obtenues par simulation et par mesure, nous a permis de remarquer d'une part, que le capteur avait mesuré une force de référence d'environ 2×8 N alors que le véhicule était à l'arrêt. Cette faible force est due au poids de la main du conducteur (800g environ par main) posée sur la surface active du capteur placé sur le volant. Cette force a été extraite de la courbe présentée sur la Fig II-21. La deuxième remarque que nous avons révélée la courbe de mesures de la force, consiste à la présence d'une force variable mesurée sur le volant lors des accélérations du véhicule. La présence de cette force peut être interprétée du fait que le conducteur ressource le volant intuitivement avec sa main suite aux secousses dues aux accélérations variables du véhicule.

Par ailleurs, nous pouvons constater une grande ressemblance des allures des deux courbes, mesurée et simulée. Le capteur avait mesuré une force exercée sur le volant d'environ 38 N (pour les deux mains) pour un premier freinage de -4 m/s^2 . Pour un freinage d'urgence du véhicule d'une décélération de -8 m/s^2 , le capteur avait mesuré une force maximale de l'ordre de 80 N (pour les deux mains). Nous pouvons souligner par rapport à cette dernière mesure le fait que nous avions surestimé cette force dans la partie de la modélisation et simulation du comportement dynamique du buste, abordée précédemment. En effet, cette force a été prise précédemment à 140 N pour un freinage d'urgence simulé de -8 m/s^2 . La courbe de la force obtenue par simulation a été obtenue en ajustant les différents paramètres relatifs aux ressorts et amortisseurs utilisés dans la modélisation du comportement dynamique du buste.

Vu que nous nous intéressons uniquement à la force exercée en profondeur (vers le bas) sur le volant durant les actions de freinages, nous avons représenté uniquement la partie positive de la force exercée sur le volant. Les valeurs numériques des paramètres qui ont permis d'obtenir cette ressemblance sont : $k_1 = 5200 \text{ N/m}$, $k_2 = 15000 \text{ N/m}$, $\lambda_1 = 150 \text{ Kg/s}$, $\lambda_2 = 650 \text{ Kg/s}$.

S'agissant des courbes de la position angulaire du buste, obtenues par mesure et par simulation, elles sont présentées sur la Fig II-22. Comme nous pouvons le constater, les mesures qui ont été effectuées par le capteur de distance étaient très parasitées, d'où l'utilisation d'un filtre de premier ordre pour mieux faire la comparaison. L'analyse de ces deux courbes mesurée et simulée, permet de constater une certaine ressemblance des deux allures, notamment sur le mouvement du buste pendant les deux dernières manœuvres de freinage. En effet, le buste avait atteint une inclinaison d'environ 10° vers l'avant pendant le premier freinage de -4 m/s^2 et une position angulaire d'environ 16° pour un freinage d'urgence de -8 m/s^2 . Toutefois, malgré cette ressemblance des courbes pendant les actions de freinages, les deux courbes sont relativement éloignées sur le reste des intervalles. Cette erreur peut être due aux mouvements de la nuque du conducteur durant les essais, non liés à la dynamique du véhicule, en particulier durant les phases d'accélérations, où le buste devrait être projeté vers l'arrière.

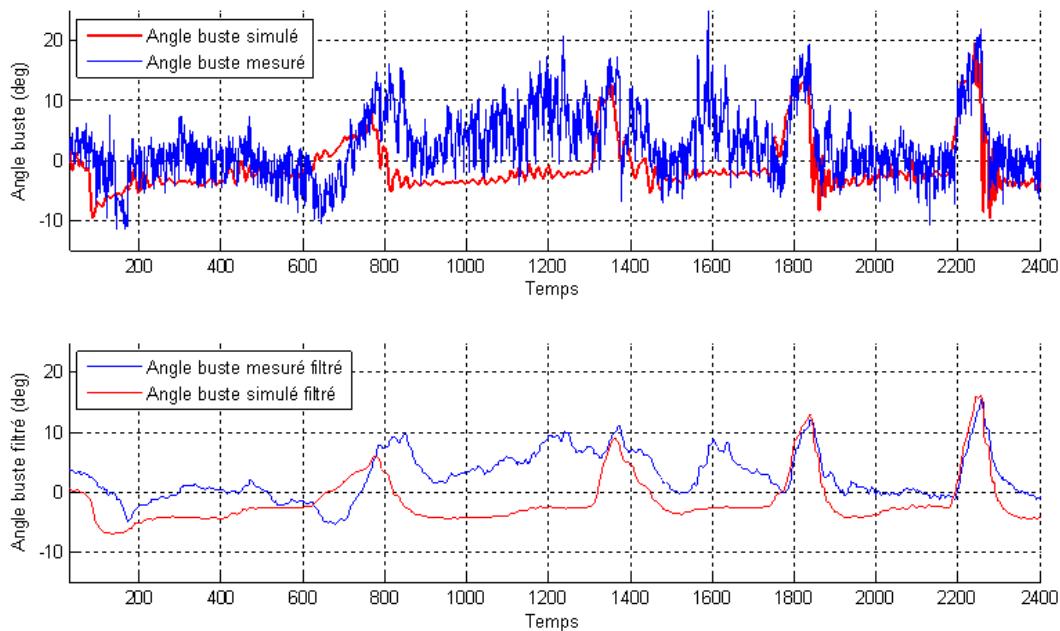


Fig II-22 Comparaison des courbes de la position angulaire du buste (mesurée et simulée).

En comparant les inclinaisons du buste suite aux différentes intensités de freinage, obtenues dans la partie de la modélisation et simulation de la dynamique du buste, présentées précédemment, nous constatons que les angles sont très proches à ceux mesurés par le capteur. En effet, l'inclinaison du buste a été évaluée à 18° pour un freinage d'urgence simulé de -8 m/s^2 , alors qu'elle a été mesurée réellement à 16° .

En restant toujours dans le cadre de l'étude théorique du dispositif de freinage au volant proposé, nous allons décrire dans la partie suivante, la démarche adoptée pour créer un retour d'effort freinage adaptable, qui permet de compenser la force exercée sur le volant et de gérer les déplacements du volant en profondeur lors des freinages.

II-5 Crédation d'un retour d'effort freinage adaptable

D'après les résultats obtenus par expérimentation et par simulation du comportement dynamique du buste lors de la conduite automobile, nous avons montré que la force exercée sur le volant par le conducteur lors d'un freinage brusque reste proportionnelle à la décélération du véhicule ou l'intensité du freinage. Donc, si nous tenons compte de ce phénomène dans notre approche d'un dispositif de freinage par le volant, nous remarquerons vite que ceci est problématique. En effet, étant donné que la force de freinage et la force de maintien de buste, exercées sur le volant, sont orientées dans la même direction, il serait impossible au conducteur de découpler et de gérer simultanément ces deux forces au cours d'un freinage. Plus explicitement, cela voudrait dire que plus le conducteur freine plus il exerce non-intentionnellement une force de maintien de buste sur le volant, qui augmente l'intensité du freinage d'une façon indésirable, d'où la divergence du processus. Afin de remédier à ce problème, nous avons envisagé une solution innovante qui permet de compenser dans un premier temps cette force exercée sur le volant appelée F_{hd} , par la création d'un retour d'effort freinage au volant adaptable, à l'aide d'un servomoteur.

Le prototype du concept imaginé, qui assure le couplage du retour effort freinage et du retour effort volant est représenté sur la Fig II-23.

L'utilisation d'un dispositif actif pour assurer le retour d'effort freinage sur le volant offre un dosage progressif et parfaitement intuitif du frein. Ceci va nous permettre de gérer et d'adapter le couple de réaction du frein, il suffit donc d'appuyer plus fortement sur le volant pour augmenter la pression du frein.

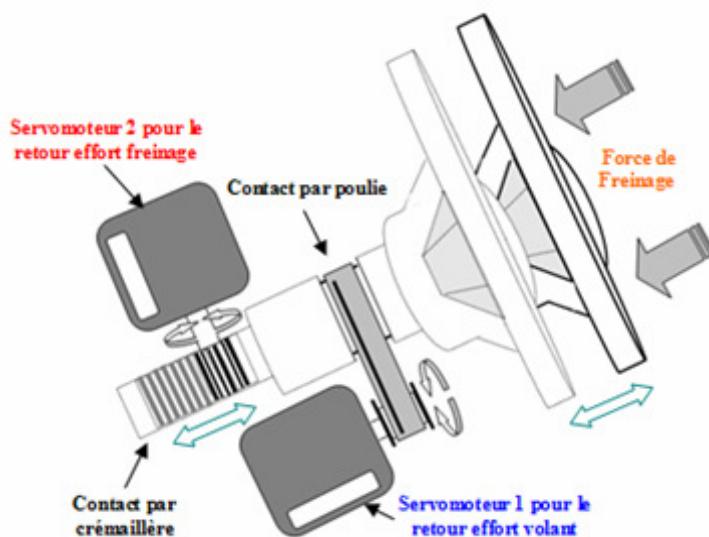


Fig II-23 Le concept du dispositif de freinage proposé.

A titre d'exemple, un équipementier automobile allemand s'est intéressé à la fabrication d'une pédale de voiture à retour d'effort commandé, montrée sur la Fig II-24. La courbe caractéristique du retour d'effort en fonction de l'angle de la pédale a une forme d'hystérésis. L'effort maximal reproduit sur la pédale étant de 30 N avec une alimentation de 5 Volt [44].



Fig II-24 Exemple d'un concept pédale à retour d'effort.

Par ailleurs, le concept que nous proposons pour le retour d'effort freinage au volant, peut ouvrir de nombreuses perspectives dans le domaine de la sécurité active, notamment dans le freinage. En effet, en supplément des nombreux avantages apportés par le dispositif de freinage au volant, nous apporterons une nouvelle assistance au freinage pour le conducteur, qui permettra l'optimisation de la distance de freinage, ainsi que l'amélioration de la qualité de freinage, grâce à une loi de commande qui prend en considération le mouvement dynamique du volant.

Cette idée a été inspirée du principe de fonctionnement du nouveau dispositif d'Assistance au Freinage d'Urgence (AFU ou BAS), qui est d'ores et déjà installé sur les véhicules haut de gamme [45]. Nous présenterons, dans ce qui suit, une description de ce système.

II-5-1 Description du système d'Assistance au Freinage d'Urgence (AFU)

Des études montrent qu'un conducteur confronté à une situation de freinage d'urgence appuie plus vite sur la pédale de frein mais exerce une pression trop faible. De plus, en situation d'urgence, l'application rapide du pied sur la commande de freinage classique a tendance à durcir la pédale : le conducteur doit donc obligatoirement exercer une pression plus forte pour obtenir rapidement la décélération importante nécessaire.

Le Système AFU, réduit jusqu'à 50 % la distance d'arrêt, il permet d'obtenir une décélération élevée, pour un faible niveau d'effort sur la pédale. Le système contribue à réduire de façon significative la distance d'arrêt en situation d'urgence (entre 20% et 60% à 100 km/h, à vide sur sol sec et suivant le conducteur) et permet au conducteur de déclencher plus facilement l'ABS.

Le système AFU est constitué d'un maître-cylindre spécifique et d'un amplificateur de freinage possédant une valve de nouvelle génération à base hydromécanique. Il est destiné à des véhicules équipés d'ABS et s'active dans des situations de freinage d'urgence. Il amplifie la puissance du freinage à partir de la vitesse d'action sur la pédale de frein, grâce à un mécanisme hydraulique, situé dans le maître cylindre. Ce système fonctionne avec deux rapports d'amplification [46] :

- Un rapport d'amplification de **6** pour les freinages lents.
- Un rapport d'amplification de **23** pour les freinages d'urgence.

La vitesse d'application de l'effort sur la pédale de frein est le paramètre qui permet le passage au rapport d'amplification d'urgence. Lorsque la vitesse de la pédale de frein est supérieure à un seuil de 580,8 mm/s, le rapport d'urgence est activé. Ainsi, en cas de déplacement rapide de la pédale de freins (supérieur au seuil) le faible effort du conducteur est multiplié par 23.

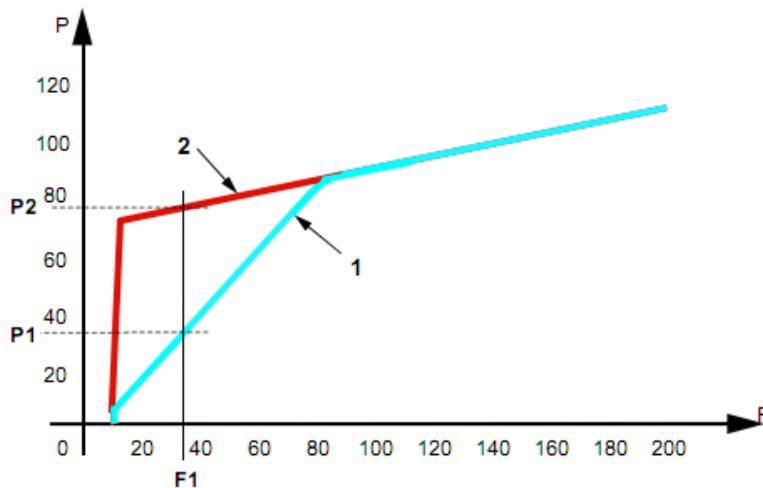


Fig II-25 Courbe de fonctionnement du système AFU.

F : Effort d'entrée en daN sur la pédale.

P : Pression de sortie en bars dans le maître-cylindre.

1 : Courbe de performance en freinage lent.

2 : Courbe de performance en freinage d'urgence.

P1 = pression obtenue pour un freinage lent.

P2 = pression obtenue pour un freinage rapide.

Selon la Fig II-25, nous remarquons que, pour un même effort de freinage F_1 exercé par le conducteur, la pression dans le maître-cylindre dépendra de la vitesse de déplacement de la pédale de freins avec $P_2 > P_1$.

Nous aborderons dans ce qui suit la démarche de modélisation du mouvement du volant en profondeur, en donnant les équations dynamiques des différentes forces qui animent le volant pendant une action de freinage.

II-5-2 Modélisation du retour d'effort freinage

Afin d'enrichir le modèle du mouvement du buste, présenté précédemment, nous nous intéressons, dans cette partie, à l'étude dynamique du mouvement du volant en profondeur sous l'action de freinage. L'objectif est d'obtenir, dans un premier temps, l'expression de la force F_{mot} , que le servomoteur doit appliquer instantanément sur le volant.

Dans un second temps, nous déterminerons l'expression de la consigne à envoyer au dispositif hydromécanique, assurant la gestion du freinage. Pour cela, nous avons modélisé le retour d'effort freinage par un système ressort-amortisseur, montés en parallèle. Ils fournissent une force nommée F_{eff} . Le mouvement du volant est défini par $C(t)$.

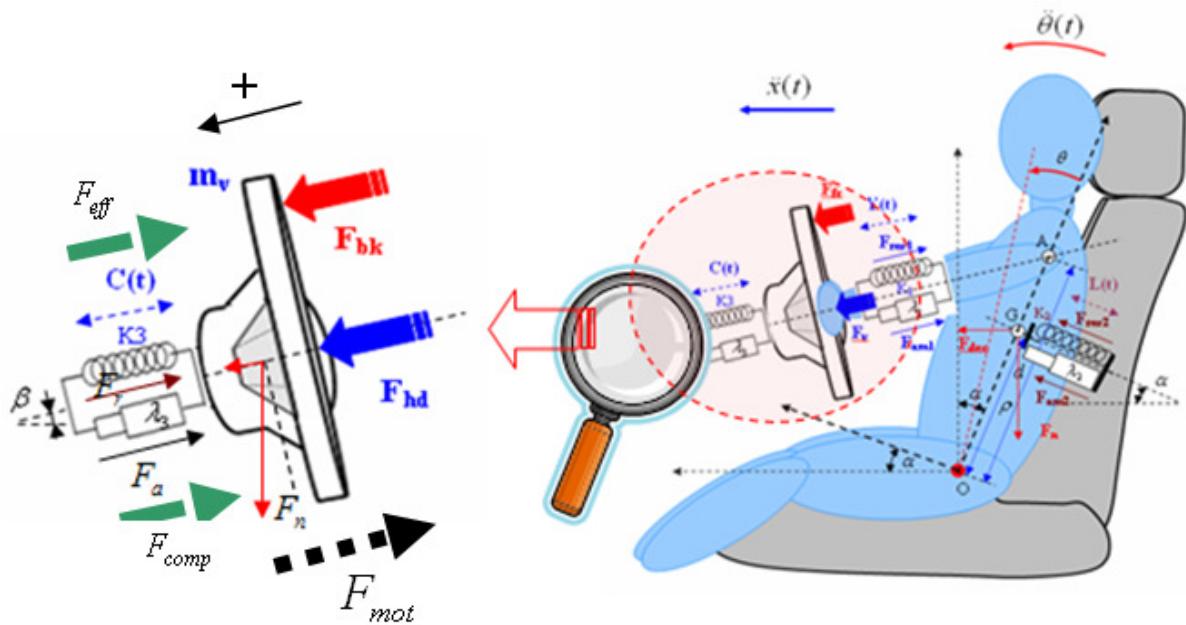


Fig II-26 Modélisation du retour d'effort freinage.

Comme nous le constatons sur la Fig II-26, nous avons découplé la force exercée sur le volant par le conducteur lors d'une situation de freinage, en deux forces secondaires :

- **La force de freinage F_{bk}** : qui représente la force utile, que le conducteur exerce sur le volant pour freiner. Elle est l'équivalent de la force exercée sur la pédale de frein sur un véhicule classique.
- **La force de maintien de buste F_{hd}** : qui représente la force à compenser, que le conducteur exerce sur volant afin d'éviter la projection de son buste vers l'avant lors d'un freinage brusque.

Il est évident, que lorsque le véhicule est à l'arrêt, une composante de la force, due au poids du volant et sa colonne, est exercée sur l'axe du volant vers le bas. Cette force est créée par la combinaison de l'inclinaison du volant et l'angle de route.

L'expression de la force F_{mot} , que le servomoteur doit appliquer sur la colonne du volant pour compenser les forces inutiles et également pour créer un retour d'effort freinage est donnée comme suit :

$$F_{mot} = F_{comp} + F_{eff} \quad (2.18)$$

Il faut dans un premier temps déterminer l'expression de la force F_{comp} . Dans notre cas, nous avons trois forces à compenser : la force de maintien de buste, la force due au poids de la partie mobile du volant et enfin la force due à la dynamique de mouvement du volant en freinage. L'expression de la force de compensation F_{comp} est donnée donc comme suit :

$$F_{comp} = F_{hd} + m_v g \sin(\beta - \phi_r) + m_v \ddot{C}(t) \quad (2.19)$$

Comme nous le montrons sur la Fig II-26, la force F_{eff} correspond à la somme des deux forces de rappel, créées par le ressort 3 et l'amortisseur 3. Son expression est donnée comme suivant :

$$F_{eff} = F_a + F_r = \lambda_3 \dot{C}(t) + k_3 C(t) \quad (2.20)$$

Le réglage qui consiste à durcir ou à assouplir le retour d'effort freinage, revient donc à l'ajustement des deux paramètres λ_3 et k_3 , qui représentent respectivement le coefficient d'amortissement et la raideur du ressort. L'expression finale de la force F_{mot} devient donc :

$$F_{mot} = F_{hd} + m_v g \sin(\beta - \phi_r) + m_v \ddot{C}(t) + \lambda_3 \dot{C}(t) + k_3 C(t) \quad (2.21)$$

La loi de commande $U(t)$, qui représente la consigne à envoyer au dispositif qui assure l'exécution du freinage sur les roues du véhicule, est choisie sous la forme suivante :

$$U(t) = aC(t) + b\dot{C}(t) \quad (2.22)$$

Comme nous l'avons déjà mentionné, il s'agit d'apporter une amélioration à la qualité de freinage, en s'inspirant du système de freinage AFU. Pour cela, nous avons conditionné la consigne de freinage par le déplacement du volant, ainsi que sa vitesse du déplacement. Pour trouver les deux facteurs a et b , nous allons utiliser les conditions suivantes :

$$\text{Si : } \begin{cases} C(t) = C_{max} \\ \dot{C}(t) \geq \dot{C}_{seuil} \end{cases} \Rightarrow U(t) = U_{urg} \quad (2.23)$$

C_{max} : Le déplacement maximal du volant, nous l'avons pris par défaut égal à 8 cm.

\dot{C}_{seuil} : La vitesse seuil du déplacement du volant, à partir de laquelle le freinage d'urgence est enclenché, nous l'avons pris par défaut égale à 580,8 mm/s. Toutefois, ce seuil peut être adapté car il est différent de celui de la pédale dans notre cas. De plus, l'action du conducteur est produite par les mains et non pas par le pied.

U_{urg} : La consigne correspondant à un freinage d'urgence, d'une décélération de $\ddot{x} = -8$ m/s² (valeur par défaut).

Les deux facteurs a et b , deviennent donc :

$$a = \frac{U_{urg}}{C_{max}} \quad \text{et} \quad b = \frac{U_{urg} - aC(t)}{\dot{C}_{seuil}} = \frac{U_{urg} [C_{max} - C(t)]}{C_{max} \dot{C}_{seuil}} \quad (2.24)$$

En les reportant dans l'équation (2.22), nous obtenons la forme finale de la loi de commande du système, assurant l'exécution du freinage sur les quatre roues.

$$U(t) = \frac{U_{urg}}{C_{max}} C(t) + \frac{U_{urg} [C_{max} - C(t)]}{C_{max} \dot{C}_{seuil}} \dot{C}(t) \quad (2.25)$$

Nous présentons dans la partie suivante, les premiers résultats de simulation, obtenus par le modèle présenté précédemment. La simulation a été réalisée sous Matlab / Simulink.

II-5-3 Résultats de simulation- Retour d'effort freinage

Afin de tester la solution proposée pour la gestion du mouvement du volant en profondeur (action de freinage) et le retour d'effort freinage, nous avons simulé les deux manœuvres du véhicule (accélération et freinage). Nous avons simulé une accélération du véhicule de $\ddot{x} = 2,5 \text{ m/s}^2$, coupée par trois types de freinage, qui illustrent trois cas de figures. Pour cela, nous avons utilisé un profil de force de freinage F_{bk} , appliquée au volant pour ralentir le véhicule. Ce profil de force de freinage est représenté sur la première courbe de la Fig II-27. Les trois autres courbes, représentent la course du volant $C(t)$, sa vitesse de déplacement $\dot{C}(t)$, ainsi que son accélération $\ddot{C}(t)$, obtenues suite à la force de freinage.

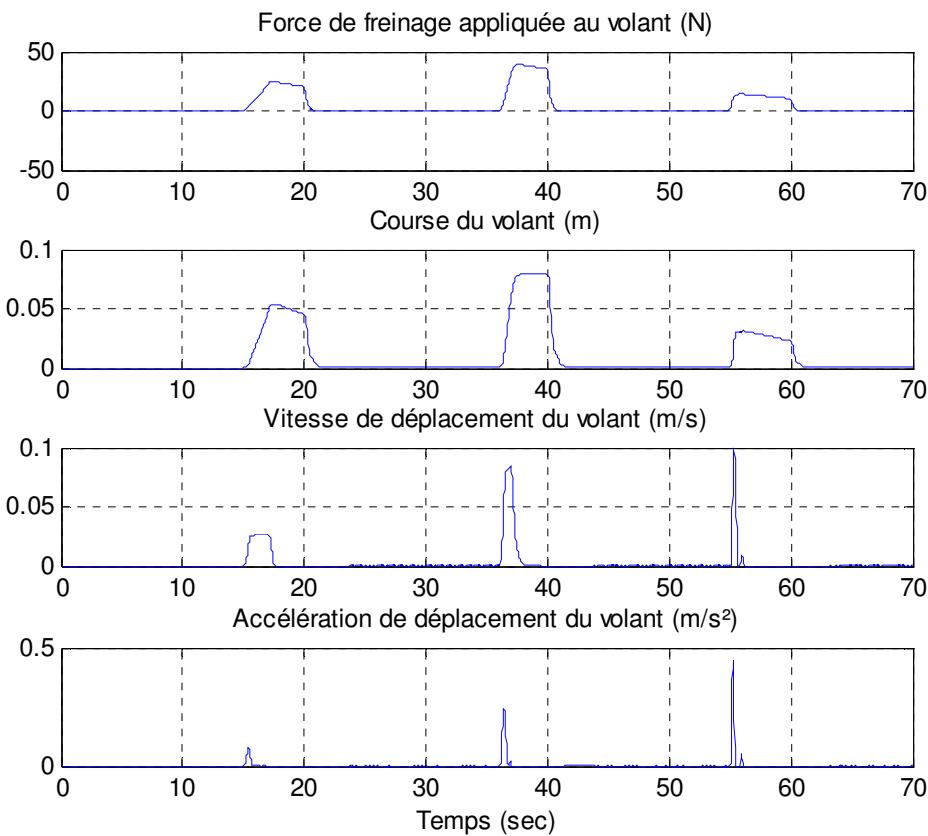


Fig II-27 Courbes du profil de freinage utilisé et du mouvement du volant.

Le premier freinage appliqué à l'instant $T = 15 \text{ sec}$, correspond à une action souple pour un juste ralentissement du véhicule. Le volant fait un déplacement de $C = 5,5 \text{ cm}$ environ avec une faible vitesse de déplacement. Le deuxième freinage appliqué à l'instant $T = 36 \text{ sec}$, correspond à une forte action de force de freinage, en atteignant la course maximale du volant $C = C_{\max} = 8 \text{ cm}$. Le dernier freinage appliqué à l'instant $T = 55 \text{ sec}$, correspond à un petit coup de frein sec, avec un petit déplacement du volant $C = 3,5 \text{ cm}$, mais à une grande rapidité d'action $\dot{C} = 0.1 \text{ m/s}$, supposée supérieure à la vitesse seuil \dot{C}_{seuil} (fixée à 0.09 m/s dans cette simulation).

Les courbes de la consigne de freinage $U(t)$, qui correspond au couple de freinage appliqué aux roues, la vitesse du véhicule et son accélération obtenues, sont montrées sur la Fig II-28.

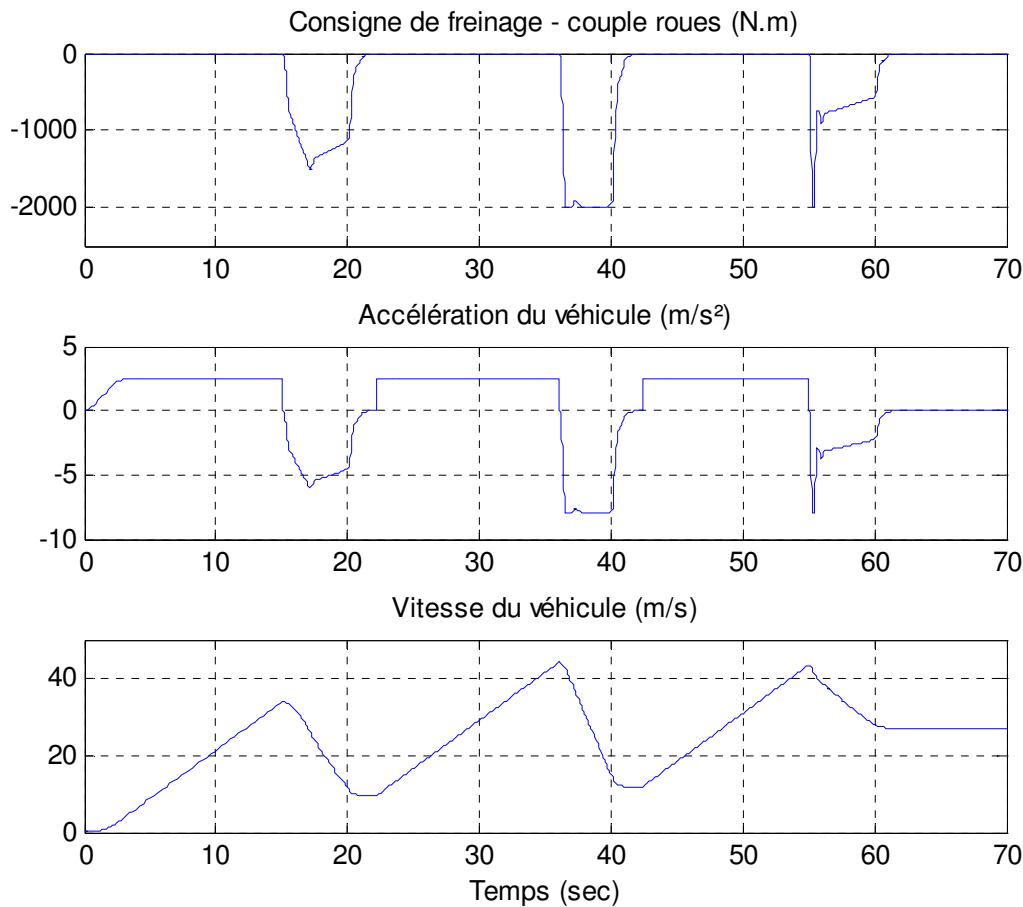


Fig II-28 Courbes de consigne de freinage et mouvement du véhicule.

Nous constatons sur les courbes de la Fig II-28, trois décélérations différentes suite au profil de force de freinage simulé :

Le premier freinage donne une décélération d'environ -5 m/s^2 avec une action relativement lente.

Le second freinage enclenche le freinage d'urgence U_{urg} , vu que le volant a atteint sa position maximale. La décélération limite fixée dans cette simulation est de $\ddot{x} = -8 \text{ m/s}^2$, obtenue avec un couple maximal de freinage aux roues $U_{urg} = -2000 \text{ N.m}$.

Nous constatons sur le troisième freinage, que le freinage d'urgence a été enclenché malgré le faible déplacement du volant d'environ 3.5 cm seulement. Ceci est dû à la vitesse d'action de freinage prise en compte dans la loi de commande. Dans ce troisième cas, la décélération atteint un pic de -8 m/s^2 à l'instant seulement de l'action de freinage, mais redescend ensuite. Bien entendu, le maintien du freinage d'urgence, dans ce cas, durant tout le freinage reste possible et envisageable.

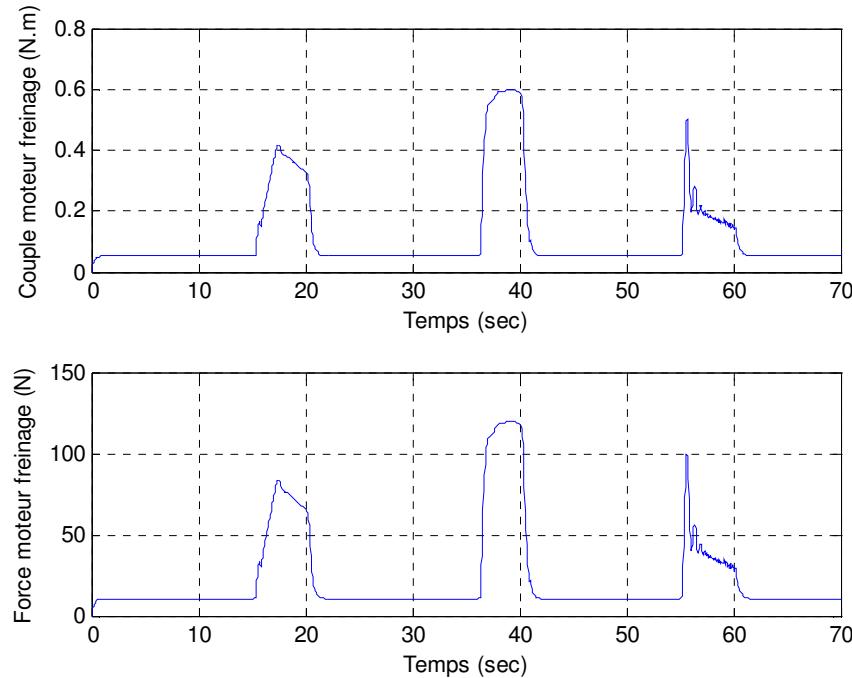


Fig II-29 Courbes du couple et force fournis par le moteur du retour d'effort freinage.

La Fig II-29, montre les courbes du couple et force que le moteur doit appliquer instantanément sur la colonne du volant par la transmission crémaillère-pignon. Nous constatons dans un premier temps, la présence d'un couple de référence de l'ordre de 0.05 N.m, appliqué constamment. Ce couple sert à compenser la force due à l'inclinaison de la partie mobile du volant : $m_v g \sin(\beta - \phi_r) = 10,15$ N. Sachant que dans cette simulation, la masse de la partie mobile m_v a été fixée à 4 kg, $\beta = 15^\circ$ et $\phi_r = 0$ (route plane). Le couple maximal fourni par le moteur dans cette simulation est de 0.6 N.m, ce qui demeure raisonnable. Ce couple inclus les forces à compenser, ainsi que la création du retour d'effort freinage. La force F_{mot} générée par le moteur atteint son maximum de 120 N en deuxième freinage. Sachant que nous avons choisi un rayon effectif du pignon $r_{ep} = 0.5$ cm, dans le concept proposé.

La Fig II-30 représente les courbes de l'inclinaison du buste et la force de maintien de buste appliquée sur le volant suite aux différentes décélérations dans cette simulation. Nous constatons d'abord que le buste effectue une inclinaison vers l'arrière de l'ordre de $\theta = 7^\circ$ suite à l'accélération du véhicule. Ensuite, le buste se projette vers l'avant en fonction de l'intensité du freinage, il atteint 20° vers l'avant pour le deuxième freinage. Le buste revient à sa position d'équilibre à la fin, en absence d'accélération ou de freinage. Nous avons tracé les deux courbes de la force de maintien de buste et la force de freinage sur un même graphe, afin de montrer l'effet de l'inertie du buste et le début d'action des deux forces. En effet, nous remarquons un décalage temporel de l'ordre de 0.3 sec, entre les deux forces. La force de freinage agit d'abord, puis une force de maintien de buste par les mains du conducteur est vite générée suite à la décélération du véhicule. La force de maintien de buste est vite compensée en produisant instantanément une contre force équivalente fournie par le moteur du retour d'effort freinage. Le décalage entre les deux forces à la fin de chaque action de freinage est dû à l'inertie du buste, il est plus important à cause du filtrage du signal.

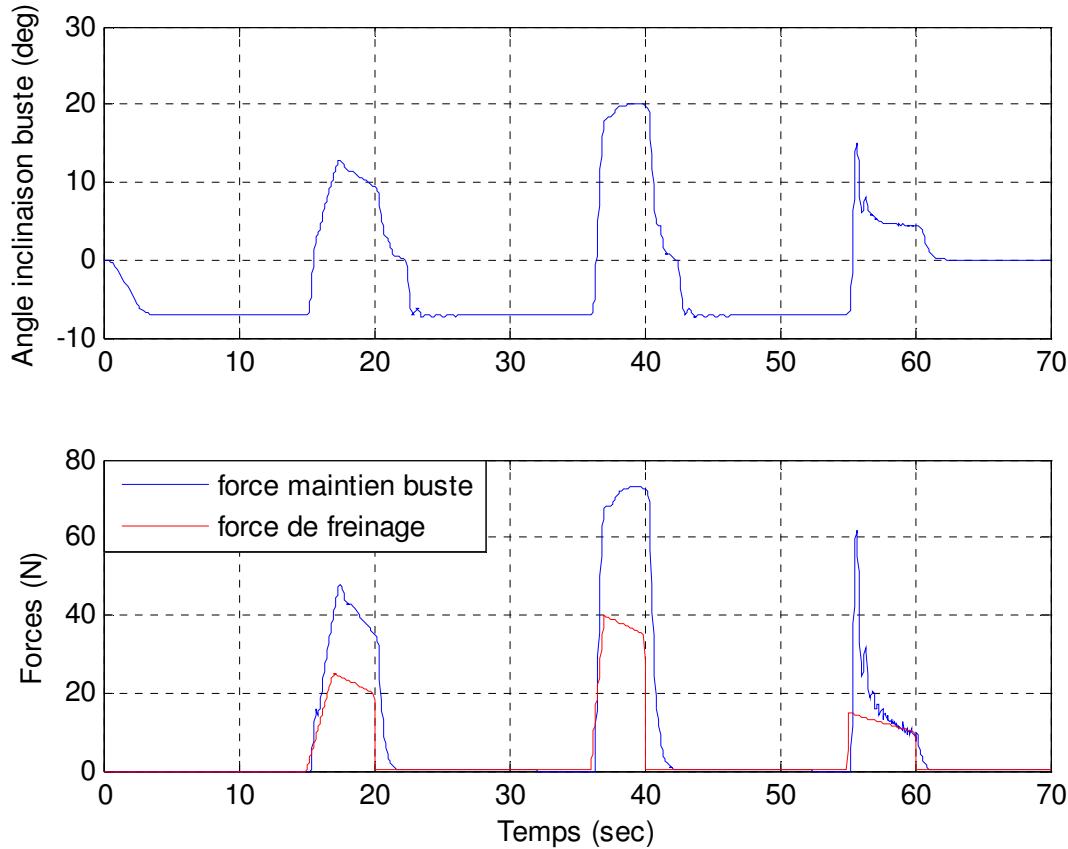


Fig II-30 Courbes de l'inclinaison de buste et force de maintien de buste.

Les résultats obtenus dans cette simulation sont très importants et confirment le bon fonctionnement de l'approche adoptée pour la création et la gestion du retour d'effort freinage. Dans la partie suivante, nous nous intéresserons au comportement longitudinal du véhicule et à son influence sur la dynamique du buste, notamment durant les accélérations élevées et les freinages brusques.

II-6 Influence de la dynamique longitudinale du véhicule sur le comportement du buste du conducteur

En restant toujours dans le cadre de l'étude théorique des différents processus dynamiques qui interviennent dans le fonctionnement du dispositif de freinage proposé, nous allons aborder la problématique de l'influence de la dynamique longitudinale du véhicule sur le comportement du buste en situation de conduite. Cette prise en compte de la dynamique du véhicule est justifiée par les résultats obtenus précédemment du comportement du buste en situation de conduite. Car en effet, comme la force exercée par le conducteur sur le volant pendant des phases de freinage brusque est proportionnelle à la décélération du véhicule et à l'angle de la route, donc le facteur du mouvement de tangage de la caisse aura forcément son influence sur le buste du conducteur. Ceci semble évident sachant que l'angle de tangage du véhicule devient plus significatif lors de freinages brusques ou d'accélérations élevées.

L'étude sera limitée uniquement à la dynamique longitudinale du véhicule. L'objectif étant d'établir, dans un premier temps, un modèle longitudinal du véhicule qui soit assez fiable, en tenant compte d'un maximum de phénomènes qui interviennent dans ce processus. Ce modèle doit nous permettre de traiter l'angle de tangage ainsi que le mouvement vertical de la caisse en fonction du couple appliqué sur les roues du véhicule.

II-6-1 Modélisation de la dynamique longitudinale du véhicule

Nous trouvons dans la littérature plusieurs études traitant la problématique de la modélisation de la dynamique des véhicules automobiles [47], [48], [49]. Un grand nombre de types de modèles de véhicules ont été donc développé. Nous retiendrons le modèle demi-véhicule, dit bicyclette, proposé par le groupe Task [50]. Dans ce type de modèle, le véhicule est considéré comme un corps rigide et nous supposons qu'il y a une seule roue pour chaque train, en projetant les deux roues du train sur l'axe central du véhicule. Ce modèle est intéressant, puisque le nombre de degrés de liberté s'en trouve réduit.

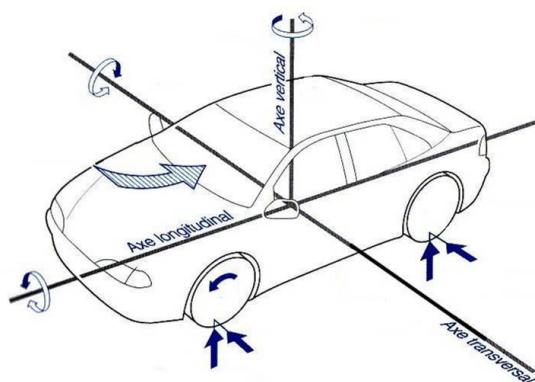


Fig II-31 Efforts et moments appliqués sur un véhicule.

Il est connu qu'un véhicule est sujet aux forces et moments externes suivant les axes : longitudinal, latéral et vertical comme le montre la Fig II-31. La nature de ces forces est due à plusieurs facteurs comme l'interaction pneus-chaussée, les perturbations (vent, pluie, etc.), la gravité, etc. Comme nous l'avons déjà indiqué, nous nous intéresserons uniquement aux efforts influençant le comportement longitudinal du véhicule. Pour cela, nous avons préféré diviser le travail en plusieurs sous-systèmes. Chaque sous-système est alors modélisé séparément sous forme d'entrées-sorties. Par ailleurs, l'assiette d'un véhicule se modifie avec sa charge, le profil de route ou les conditions de conduite. Cette modification entraîne la rotation de la caisse autour de son centre de gravité, d'où la création d'un mouvement de tangage. Les niveaux de l'essieu avant et arrière deviennent alors différents (voir Fig II-32).

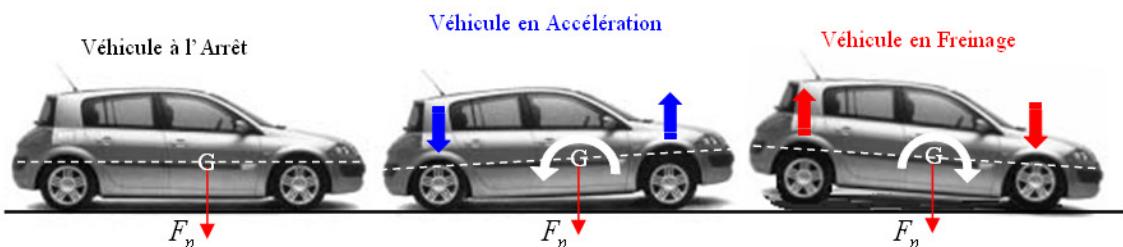


Fig II-32 Les mouvements de la caisse en forte accélération et freinage.

Comme les mouvements de roulis et de lacet du véhicule ne seront pas pris en compte dans l'étude, nous nous sommes penchés donc vers un modèle deux-roues, par sa simplicité et sa fiabilité. Ce modèle nous permet de travailler en mode linéaire avec des équations simplifiées. Les différentes interactions prises en compte dans cette modélisation sont :

- Les forces de suspension.
- Les forces aérodynamiques.
- Les forces de résistance au roulement.
- Le contact pneumatique.
- L'angle de la route.
- Le mouvement angulaire des roues (traction).
- Le mouvement de tangage.
- Le mouvement vertical de la caisse.

La Fig II-33 montre quelques paramètres géométriques du véhicule, ainsi que les différentes forces et moments, qui l'animent en mode statique et en dynamique.

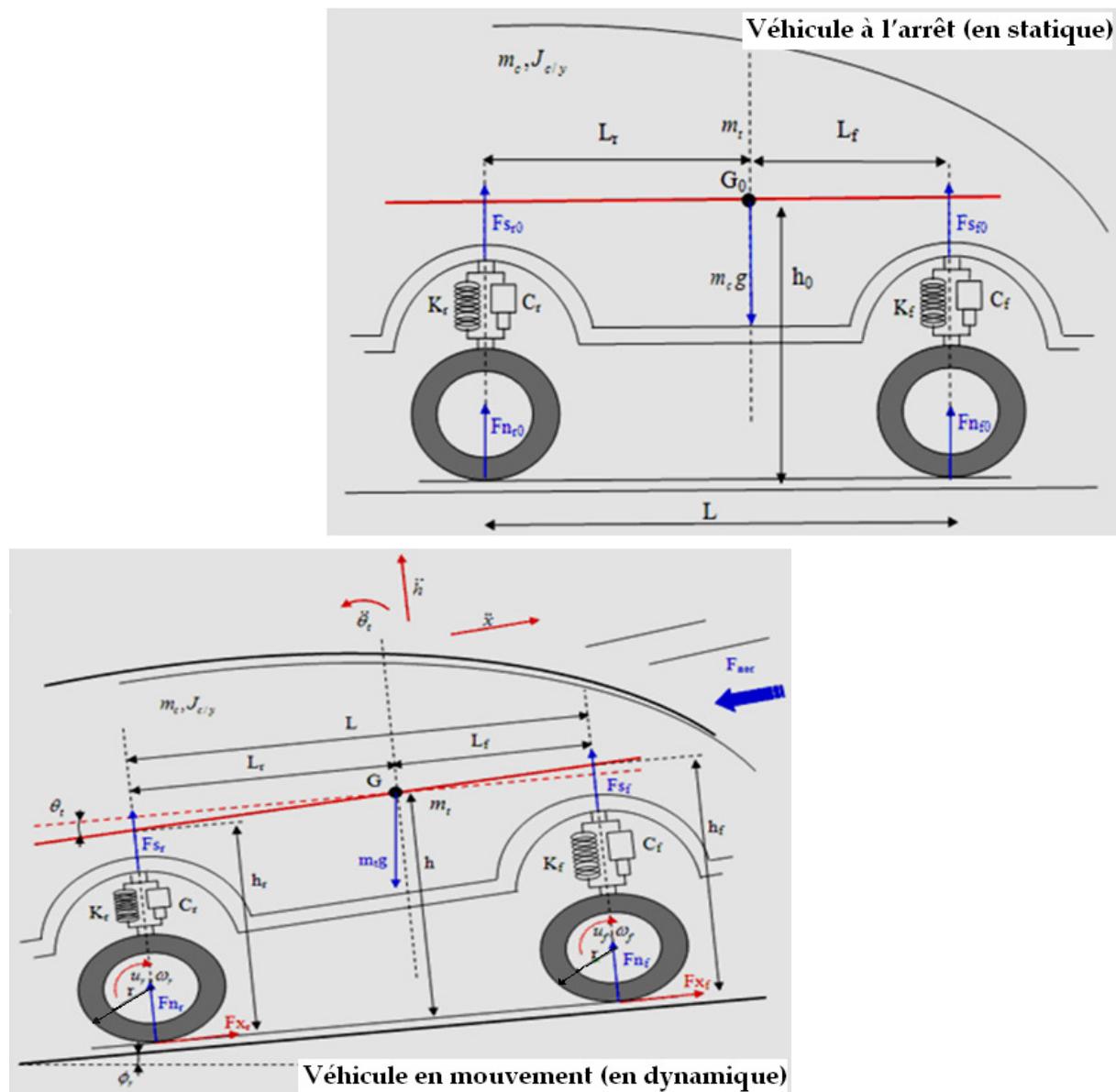


Fig II-33 Les paramètres géométriques du véhicule en statique et en dynamique.

En appliquant le principe fondamental de la dynamique selon les trois degrés de liberté du mode longitudinal, nous obtenons les équations dynamiques qui régissent les mouvements du véhicule :

- Pour le mouvement du tangage $\theta(t)$:

$$J_{c/y} \ddot{\theta}_t = F_{sf} l_f - F_{sr} l_r + (F_{xf} + F_{xr} - F_{rf} - F_{rr}) h \quad (2.26)$$

- Pour le mouvement longitudinal $x(t)$:

$$m_t \ddot{x} = F_{xf} + F_{xr} - F_{aero} - F_{rf} - F_{rr} - m_t g \sin \phi_r \quad (2.27)$$

- Pour le mouvement vertical $h(t)$:

$$m_c \ddot{h} = F_{sf} + F_{sr} - m_c g \cos \phi_r \quad (2.28)$$

Les calculs des différentes forces, qui interviennent dans les équations différentielles des trois mouvements du véhicule présentés précédemment : tangage, mouvement longitudinal et vertical de la caisse, seront développés séparément dans ce qui suit.

II-6-1-1 Calcul des forces de suspension du véhicule

Comme nous pouvons le constater sur la Fig II-30, les suspensions avant et arrière du modèle de véhicule utilisé sont représentées par des systèmes ressort-amortisseur de coefficients de raideur K_f et K_r , de coefficient d'amortissement C_f et C_r . La grandeur h représente le déplacement vertical de la caisse du véhicule. Les expressions des forces de suspensions avant et arrière sont données donc comme suit :

$$\begin{cases} F_{sf} = 2K_f(h_0 - h_f) + 2C_f(\dot{h}_0 - \dot{h}_f) \\ F_{sr} = 2K_r(h_0 - h_r) + 2C_r(\dot{h}_0 - \dot{h}_r) \end{cases} \quad (2.29)$$

Le déplacement vertical des essieux avant et arrière du véhicule h_f et h_r sont donnés par les expressions suivantes

$$\begin{cases} h_f = h + l_f \sin(\theta_t) \\ h_r = h - l_r \sin(\theta_t) \end{cases} \quad (2.30)$$

En remplaçant ces deux expressions dans les formules (2.29), nous obtenons :

$$\begin{cases} F_{sf} = 2K_f[h_0 - h - l_f \sin(\theta_t)] - 2C_f[\dot{h} + l_f \dot{\theta}_t \cos(\theta_t)] \\ F_{sr} = 2K_r[h_0 - h + l_r \sin(\theta_t)] - 2C_r[\dot{h} - l_r \dot{\theta}_t \cos(\theta_t)] \end{cases} \quad (2.31)$$

Où l_f et l_r sont les distances entre le centre de gravité du véhicule et l'essieu avant et arrière respectivement. θ_t est l'angle de tangage du véhicule.

II-6-1-2 Calcul des forces longitudinales

Quand le véhicule est en mouvement, les pneumatiques sont soumis à plusieurs types d'efforts résumés sur la Fig II-34. Les efforts longitudinaux s'exercent sur les pneus à l'accélération et au freinage. Les forces verticales sont dues aux charges statiques et dynamiques sur les deux essieux et les efforts latéraux permettent au véhicule de négocier un virage. Un pneu est également soumis à trois moments, un autour de chaque axe. Le moment autour de Z est appelé moment d'auto-alignement (sur les roues directionnelles), celui autour de Y est le moment de résistance au roulement, et le moment autour de X est le moment de renversement.

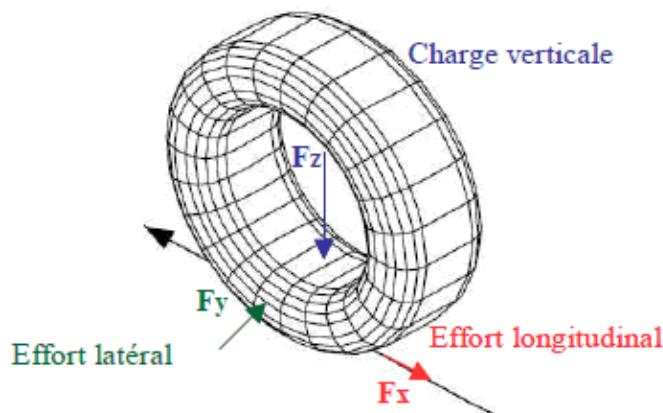


Fig II-34 Les principaux efforts appliqués sur une roue.

Dowson a réalisé en 1979 [51], un historique de la tribologie (définie comme étant la science du contact) et parmi ses travaux figurent les lois d'Amontons qui énoncent que la force tangentielle au niveau de la surface de contact est proportionnelle à la force normale, d'où la mise en place d'un facteur appelé coefficient d'adhérence longitudinale μ . Pour les roues avant et arrière, ce facteur est donné par les expressions suivantes :

$$\begin{cases} F_{xf} = F_{nf}\mu_f \\ F_{xr} = F_{nr}\mu_r \end{cases} \quad (2.32)$$

S'agissant des forces normales appliquées à la surface de contact entre le pneu et la route, contrairement aux charges statiques et constantes, les charges dynamiques sur les essieux avant et arrière du véhicule dépendent en réalité de plusieurs facteurs. Essentiellement de la rigidité et de l'inertie à la fois verticalement et en tangage. Ces charges dépendent également de la structure du véhicule, de la suspension, de l'empâtement et des caractéristiques des pneus qui déterminent les vibrations verticales du véhicule.

L'uni de la route et la vitesse du véhicule ont aussi une influence dans l'évaluation de ces charges. Dans nos calculs, les forces normales sont calculées en fonction du poids total du véhicule m_t et des forces verticales de suspension.

En notant F_{nf} et F_{nr} , respectivement les forces normales qui agissent sur les essieux avant et arrière, ces forces sont données par les expressions suivantes :

$$\begin{cases} F_{nf} = \frac{m_t g l_r}{L} + \Delta F_{sf} \\ F_{nr} = \frac{m_t g l_f}{L} + \Delta F_{sr} \end{cases} \quad \text{Avec :} \quad \begin{cases} \Delta F_{sf} = F_{sf} - \frac{m_c g l_r}{L} \\ \Delta F_{sr} = F_{sr} - \frac{m_c g l_f}{L} \end{cases} \quad (2.33)$$

ΔF_{sf} et ΔF_{sr} représentent les transferts de charge entre les essieux avant et arrière générés par le tangage de la caisse du véhicule. En remplaçant, nous obtenons donc les expressions suivantes :

$$\begin{cases} F_{nf} = \frac{(m_t - m_c) g l_r}{L} + F_{sf} \\ F_{nr} = \frac{(m_t - m_c) g l_f}{L} + F_{sr} \end{cases} \quad (2.34)$$

Le pneu est la composante la plus importante dans le comportement d'un véhicule routier. En effet, la dynamique du véhicule dépend, en grande partie, de la dynamique des pneus. Le pneu étant le seul contact que le véhicule a avec le sol. Il est donc important de décrire ce contact pneus-chaussée afin de trouver l'expression du coefficient d'adhérence longitudinale, qui nous permet d'évaluer ensuite les forces longitudinales.

II-6-1-3 Description du contact pneu-chaussée

Dans le domaine routier, nous caractérisons le contact entre une roue et un revêtement par l'adhérence. Elle est définie par la capacité du revêtement à mobiliser les forces de frottement au contact pneu-chaussée sous l'effet des sollicitations engendrées par le véhicule : accélération, freinage, en virage, etc.

Cette adhérence permet au véhicule de conserver à tout moment la trajectoire désirée dans les virages et de réduire les distances de freinage et d'arrêt. En pratique, il existe un coefficient de frottement statique et un coefficient de frottement dynamique. Le premier correspond à un effort tangentiel nécessaire pour créer le premier mouvement et le second correspond à l'effort tangentiel nécessaire pour entretenir le mouvement.

Globalement, l'état de la surface du revêtement et le caractère viscoélastique de la gomme du pneu jouent un rôle déterminant dans le contact entre un pneu et une surface de chaussée. Un coefficient de frottement élevé est souvent associé à une perte énergétique et des dégradations de surface plus ou moins importantes.

II-6-1-3-1 Calcul du coefficient d'adhérence

L'adhérence est un phénomène complexe générant des forces de contact qui s'opposent au mouvement relatif de deux corps. Sous l'action des efforts appliqués par le véhicule (charge, couple moteur, couple de freinage, envirage), le pneu se déforme et établit avec le revêtement une aire de contact. Les déformations de la carcasse et les propriétés d'adhérence dans l'aire de contact entraînent des forces de réactions et des moments.

Il existe de nombreux modèles sur le contact pneumatique-chaussée avec des calculs séparés ou couplés des efforts longitudinaux et transversaux. Dans le cas d'angles de dérive trop importants, la définition du comportement du pneu est souvent décrite par la formule empirique proposée par Bakker et Pacejka [52], [53]. Ce modèle qui tient compte de beaucoup de paramètres identifiés sur la base de mesures, permet d'approcher au mieux le comportement longitudinal et latéral du pneumatique dans le cas non linéaire.

Un autre modèle empirique est celui de Burckhardt [54], qui sera retenu dans notre modélisation. Ce modèle permet de calculer l'adhérence globale consommée par le contact pneumatique chaussée en fonction du glissement λ et de la vitesse du véhicule \dot{x} . Selon le modèle de Burckhardt, l'adhérence des roues avant et arrière, est donnée comme suivant :

$$\begin{cases} \mu_f = [C_1(1 - \exp(-C_2\lambda_f)) - C_3\lambda_f] \exp(-C_4\lambda_f \dot{x}) \\ \mu_r = [C_1(1 - \exp(-C_2\lambda_r)) - C_3\lambda_r] \exp(-C_4\lambda_r \dot{x}) \end{cases} \quad (2.35)$$

C_1 , C_2 et C_3 définissent les caractéristiques du pneumatique. Le paramètre C_4 définit les conditions d'adhérence de la route. Ces paramètres peuvent être déterminés par des mesures expérimentales. La courbe de la Fig II-35 représente le coefficient d'adhérence longitudinal μ en fonction du glissement λ [51].

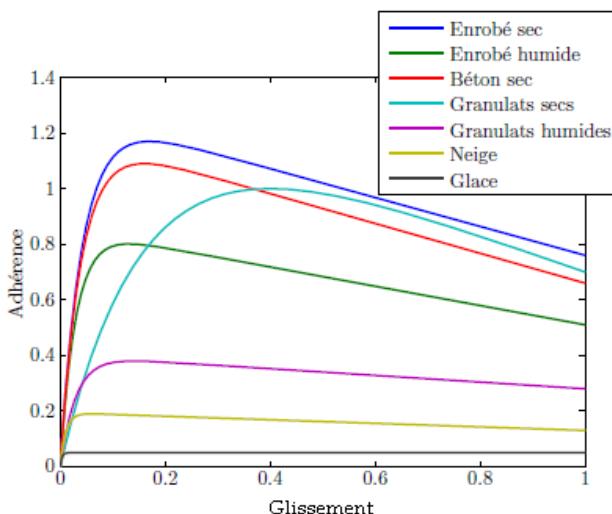


Fig II-35 Coefficient d'adhérence en fonction du glissement.

Les coefficients de ce modèle peuvent être exprimés en fonction du revêtement (Tableau II-3). A partir de coefficients de ce type, il est possible de tracer la Fig II-35, [51].

Surface	c_1	c_2	c_3	c_4
Asphalte (sec)	1.2801	23.99	0.52	0.02
Asphalte (humide)	0.857	33.822	0.347	0.02
Béton (humide)	1.1973	25.168	0.5373	0.02
Enneigée	0.1946	94.129	0.0646	0.02
Glacée	0.05	306.39	0	0.02

Tableau II-3 Exemple de coefficients pour le modèle Burckhardt.

L'allure générale des efforts tangentiels à la roue en fonction du taux de glissement peut être décomposée en trois zones (Fig II-36). Les pneumatiques modernes ne présentent pas une symétrie des efforts à l'accélération ou au freinage mais l'allure générale et les commentaires suivants restent valables dans les deux sens [53].

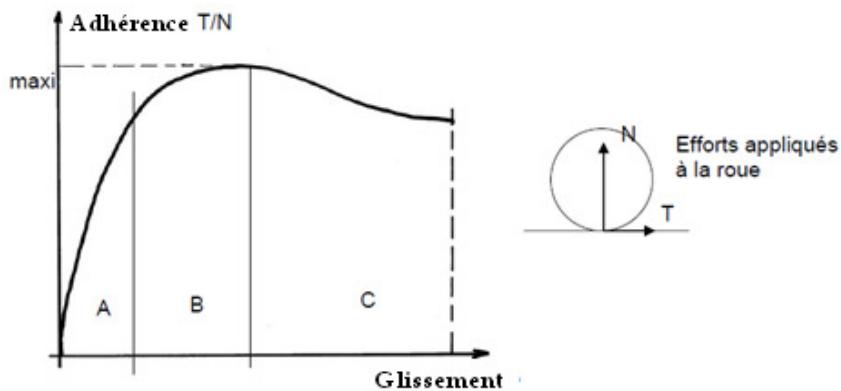


Fig II-36 Les zones de la courbe d'adhérence en fonction du glissement.

- **La zone A :** Dans cette zone nous avons un pseudo-glisser strict puisque la totalité du glissement circonférentiel est absorbée par l'élasticité de la gomme de la bande de roulement. La gomme n'est pas soumise au frottement sur le sol.

- **la zone B :** Comme la mise en déformation de la gomme se fait progressivement lors de son déplacement dans l'aire de contact, la partie arrière du pneumatique se trouve la plus sollicitée en adhérence (dans le cas du freinage) et c'est là que va apparaître en premier une friction de la gomme sur le sol. Le phénomène n'est plus purement élastique et la courbe s'infléchit nettement. Une partie de la zone de contact est en frottement alors que le reste est en adhérence. Le rapport T/N atteint un maximum, nommé coefficient d'adhérence du pneu.

- **La zone C :** Il s'agit de la zone de friction s'étend progressivement à toute la zone de contact (le terme pseudo-glisser n'est plus adapté et le bruit de crissement va en croissant si le sol est sec) pour atteindre 100 %.

Nous pouvons retenir qu'un pneumatique ne peut transmettre des efforts (motricité et freinage) que si son glissement est supérieur à zéro, ce qui différencie radicalement le pneumatique du comportement des solides.

II-6-1-3-2 Calcul du taux de glissement longitudinal

Comme nous l'avons expliqué précédemment, le coefficient de frottement est très faible et proche de zéro lorsque le taux de glissement est nul. Cette situation correspond à un roulement libre. Dans ces conditions, il n'y a pratiquement pas de glissement dans la zone de contact hormis l'elongation du pain de gomme pour s'adapter à l'écrasement de la bande de roulement. Lorsque le taux de glissement devient significatif, le contact de la roue sur le sol crée deux régions bien distinctes : une zone d'adhérence et zone de glissement. Nous expliquons cette décomposition en deux régions à partir de la force longitudinale dans l'aire de contact qui croît de l'avant vers l'arrière du pneumatique. Lorsqu'elle atteint la valeur critique égale au produit du coefficient de frottement par la charge normale locale, un glissement se produit à l'interface entre la bande de roulement du pneu et la chaussé.

La Fig II-37, illustre la proportion entre ces deux zones qui dépend des conditions de sollicitation exprimées par le taux de glissement dans le sens longitudinal et par l'angle de dérive dans le sens transversal [55], [56]. Pour déterminer le taux de glissement longitudinal, nous considérons une roue de centre O et de rayon R , en contact avec un sol rigide et fixe. Nous définissons les trois repères suivants : le repère 0 lié au sol, le repère 1 lié au véhicule et le repère 2 lié à la roue. A un instant t , un point « A » du sol est en contact avec la roue.

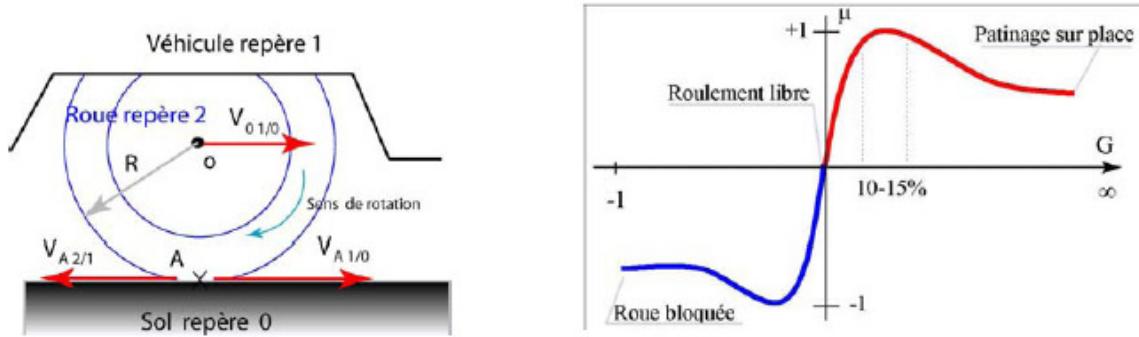


Fig II-37 Caractéristique du taux de glissement longitudinal.

La vitesse du véhicule notée $V_{A,1/0}$ ou V_v est la vitesse du point « A » appartenant au repère 1 (véhicule) par rapport au repère 0 (sol). La vitesse de la roue notée $V_{A,2/1}$ est la vitesse du point « A » appartenant au repère 2 (roue) par rapport au repère 1 lié au véhicule. Cette vitesse de la roue s'exprime en fonction de la vitesse angulaire ω et du rayon de la roue R . La vitesse du glissement en « A », notée V_g est définie par :

$$V_g = V_{A,2/1} - V_{A,1/0} = \omega R - V_v \quad (2.36)$$

Le taux de glissement λ est le rapport entre la vitesse de glissement du pneu par rapport au sol V_g et la vitesse du véhicule V_v :

$$\lambda = \frac{V_g}{V_v} = \frac{\text{Vitesse de la roue-Vitesse du véhicule}}{\text{Vitesse du véhicule}} = \frac{\omega R - V_v}{V_v} \cdot 100 \quad (2.37)$$

Le taux de glissement longitudinal pour les roues avant et arrière peut être obtenu donc des expressions suivantes [49] :

$$\lambda_{f,r} = \begin{cases} \frac{r_e \omega_{f,r}}{\dot{x}} - 1 & \text{si } \dot{x} > r_e \omega_{f,r}, \dot{x} \neq 0 \\ 1 - \frac{\dot{x}}{r_e \omega_{f,r}} & \text{si } \dot{x} < r_e \omega_{f,r}, \omega_{f,r} \neq 0 \end{cases} \quad \begin{array}{ll} \text{Pour un Freinage} & \\ \text{Pour une Accélération} & \end{array} \quad (2.38)$$

\dot{x} étant la vitesse du centre de la roue (vitesse du véhicule). r_e est le rayon effectif de la roue : lorsqu'une force verticale est appliquée sur le pneumatique, celui-ci subit un écrasement qui réduit le rayon de la roue à r_e . Les vitesses angulaires ω_f et ω_r sont respectivement celles des roues avant et arrière.

II-6-1-3-3 Effet de la pression de contact

Par souci de simplification, les ingénieurs considèrent l'aire de contact pneu-chaussée comme une zone de contact de forme circulaire [57]. La contrainte verticale est uniformément distribuée. Enfin, l'intensité de cette pression de contact est supposée égale à la pression de gonflage du pneu. L'aire de contact « S » est définie comme étant le rapport de la charge appliquée sur la roue ou la force normale F_n sur la pression de gonflage du pneumatique P_g :

$$S = \frac{F_n}{P_g} \quad (2.39)$$

La Fig II-38, montre l'effet de la pression de gonflage sur l'aire de contact ainsi que sur la forme de la zone de contact.

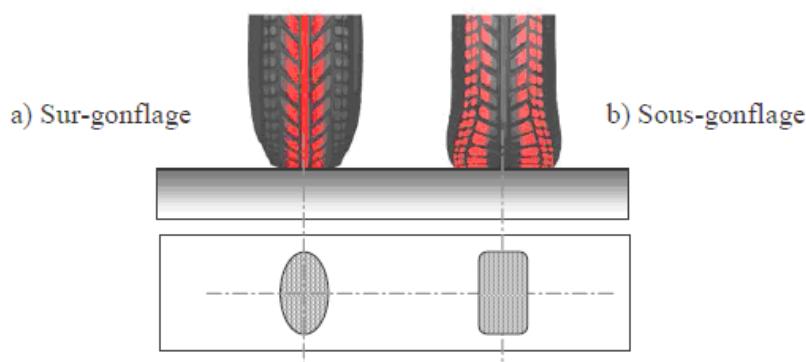


Fig II-38 Effet de la pression de gonflage sur l'aire de contact pneu-chaussée.

Un sous-gonflage génère une flexion importante de la carcasse et une concentration du chargement sur les flancs (Fig II-38 b). Dans cet état, le roulement du pneumatique engendre un échauffement et une augmentation de sa résistance au roulement. Par contre, un sur-gonflage (Fig II-38 a) entraîne un taux de glissement supérieur car la surface de contact avec la chaussée a été réduite.

Pour un véhicule léger, la surface portante d'un pneu sur un revêtement neuf est de l'ordre de 70 à 150 cm² et développe des pressions locales de 0.5 MPa environ sur une texture peu rugueuse et de 4.5 MPa environ sur une texture très rugueuse. Pour un poids lourd, la surface portante est de 250 à 500 cm² et ce type de pneu développe des pressions locales de 2 MPa environ sur une texture peu rugueuse et pouvant atteindre 16 MPa et plus sur une texture très rugueuse [58].

II-6-1-4 Mouvement de rotation de la roue

Les équations dynamiques qui décrivent les mouvements de la rotation des roues avant (motrices) et arrière sont données comme suit :

$$\begin{cases} J_r \dot{\omega}_f = -r_e F_{xf} - M_{rrf} + M_m - M_{fr} \\ J_r \dot{\omega}_r = -r_e F_{xr} - M_{rrr} - K M_{fr} \end{cases} \quad (2.40)$$

Le mouvement de rotation des roues dépend donc de :

J_r : Inertie des roues.

M_m : Couple moteur appliquée aux roues motrices.

M_{fr} : Couple de freinage.

ω_f, ω_r : Vitesses de rotation des roues avant et arrière.

F_{xf}, F_{xr} : Forces longitudinales sur les roues avant et arrière.

F_{rrf}, F_{rrr} : Forces de résistance au roulement sur les roues avant et arrière.

r_e : Rayon effectif des roues.

K : Rapport de distribution de freinage entre les roues avant et arrière.

S'agissant du calcul du rayon effectif d'une roue, nous avons utilisé les relations géométriques d'une roue circulaire de rayon R_0 qui s'enfonce dans le support d'une hauteur ΔR pour réduire le rayon dynamique efficace, [55] (voir Fig II-39) :

$$r_e = \frac{\sqrt{2R_0\Delta R}}{\arccos(R_s / R_0)} \quad \text{et} \quad R_s = R_0 - \Delta R \quad (2.41)$$

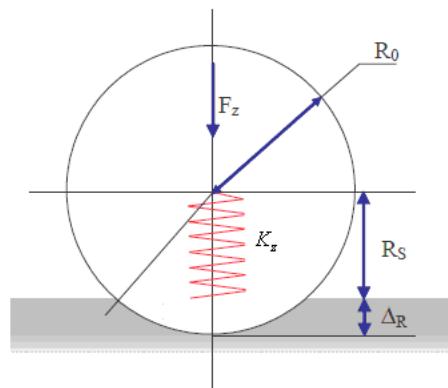


Fig II-39 Schématisation des rayons dans le contact d'une roue.

Sachant que l'écrasement $\Delta R = F_z / K_z$ dépend de la raideur verticale du pneumatique K_z et de la charge verticale F_z appliquée sur la roue.

II-6-1-5 Calcul des forces de résistance à l'avancement

Les forces de résistance à l'avancement d'un véhicule sont celles qui s'opposent au mouvement du véhicule comme leur nom l'indique. Pour qu'un véhicule se mette en mouvement il faut que le moteur fournit une force de traction sur les roues motrices supérieure à celles de résistance à l'avancement. Ces forces se composent principalement de trois types de résistance :

- Forces de résistance dues à la pente.
- Forces de résistance au roulement au niveau des roues
- Forces aérodynamiques

II-6-1-5-1 Les forces de résistance dues à la pente

Par définition, l'angle de pente est l'angle entre le profil longitudinal de la route et le plan horizontal au point considéré et il est généralement exprimé en %. D'un point de vue dynamique, la pente a trois effets sur le véhicule [48] :

- *Un transfert de charge longitudinal* : En montée, une partie de la charge sur l'essieu avant se transfère sur l'essieu arrière ce qui indique que des véhicules à propulsion seraient aptes à gravir de plus fortes pentes que des véhicules à traction. En descente, l'inverse se produit.
- *Un pompage* : La variation de la géométrie et l'inertie du véhicule génère un pompage de la caisse dont l'intensité augmente avec la vitesse du véhicule et la courbure de la pente.
- *Une force centrifuge* : Lorsque la pente varie, un rayon de pente apparaît et donc une force Centrifuge. En sommet de cote, la force centrifuge déleste les deux essieux alors qu'en bas de cote chaque essieu est leste.

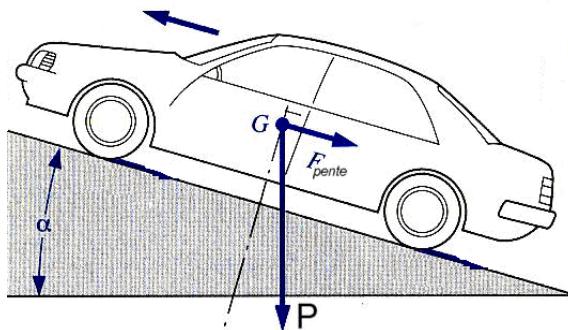


Fig II-40 Effet de la pente dans la résistance à l'avancement du véhicule.

Selon la Fig II-40, la contribution de la pente dans la résistance à l'avancement du véhicule est donnée par l'expression suivante :

$$F_{\text{pente}} = m_t g \sin \alpha \quad (2.42)$$

Cette résistance est égale à la composante de la pesanteur parallèle à la trajectoire. α étant l'angle de la pente par rapport au sol et m_t est la masse totale du véhicule.

II-6-1-5-2 Les forces de résistance au roulement

La résistance au roulement, parfois appelé frottement de roulement ou drague de roulement, se produit quand un objet rond tel qu'une boule ou pneu roule sur une surface. Elle est provoquée par la déformation de l'objet, la déformation de la surface, ou les deux. La résistance au roulement dépend infiniment du matériel mis en contact, en l'occurrence le caoutchouc du pneu et de l'état de la chaussée. Les facteurs additionnels incluent le rayon effectif de la roue et la vitesse du véhicule. La résistance au roulement a comme effet de ralentir graduellement le mouvement de rotation des roues du véhicule. Le coefficient de résistance au roulement est généralement beaucoup plus petit que le coefficient de glissement du frottement.

S'agissant de la mesure ou du calcul de la résistance au roulement, il existe au moins deux modèles populaires qui utilisent deux coefficients différents de résistance au roulement :

1- Le premier modèle permet d'obtenir la force de résistance au roulement F_{rr} grâce au coefficient de résistance au roulement C_{rr} par l'expression suivante :

$$F_{rr} = C_{rr}N \quad (2.43)$$

Où C_{rr} est sans dimension et N la charge verticale sur la roue. Selon des résultats expérimentaux réalisés par des ingénieurs sur différents types de pneus et chaussées, le coefficient de résistance au roulement s'étend de 0.01 à 0.025 pour les véhicules de tourisme et vient à 80% de l'hystérosis du matériau [59].

2- Dans le deuxième modèle, le coefficient de résistance au roulement est une distance, nommée « d », calculée par l'expression suivante :

$$F_{rr} = \frac{Nd}{r_e} \quad (2.44)$$

Le couple de résistance au roulement est donné donc par l'expression suivante :

$$M_{rr} = N.d = N.C_{rr}.r_e \quad (2.45)$$

La Fig II-41, schématise le coefficient de résistance au roulement en tant que distance.

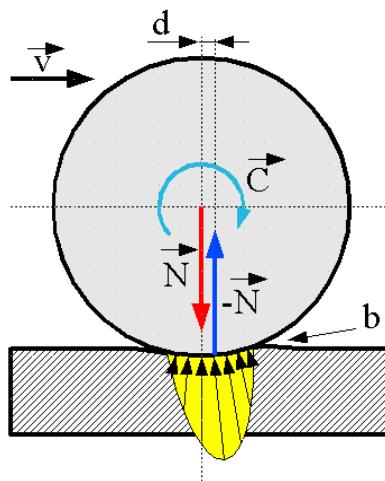


Fig II-41 Schématisation du coefficient de résistance au roulement.

Lorsqu'une roue est en mouvement sur le sol, la zone d'appui, plus ou moins étendue, subit des pressions. Comme les matériaux réels ne sont jamais parfaitement élastiques, le retour à la forme initiale, même quand il est total, n'est pas instantané. Un « bourrelet » (b) se forme à l'avant du corps roulant, tandis qu'à l'arrière les surfaces se séparent un peu trop vite. De ce fait, les forces de contact sont plus élevées à l'avant de la zone de contact qu'à l'arrière et leur résultante $\vec{-N}$ n'est pas directement opposée à la charge normale N mais décalée vers l'avant d'une certaine distance « d », qui représente le facteur de résistance au roulement.

L'approximation adoptée dans notre modélisation pour le calcul du coefficient de résistance au roulement en est donnée par la relation suivante [60] :

$$C_{rr} = 0,01 + 10^{-5} \dot{x}^2 \quad (2.46)$$

En résumé, la résistance au roulement croît avec la vitesse et le taux d'écrasement, lui-même fonction de la charge et de la pression du gonflage. Mais il faut noter que la résistance au roulement d'un pneu neuf est supérieure à celle d'un pneu usé (l'écart pouvant atteindre 25 %). Le coefficient C_{rr} est d'autant plus grand que le rayon du pneumatique est faible, que la déformation du pneu est grande (ex : pneus sous gonflés) et que la vitesse du véhicule est élevée.

II-6-1-5-3 Les forces aérodynamiques

Le flux d'air provoque des efforts aérodynamiques qui peuvent influer sur le comportement du véhicule dans le cas où celui-ci roule à grande vitesse ou s'il est léger. La composante selon l'axe X du vecteur de forces de résistance aérodynamiques est donnée par l'expression suivante :

$$F_{aero} = -\frac{1}{2} C_x S_x \rho_{air} \dot{x}^2 \quad (2.47)$$

C_x représente le coefficient de résistance aérodynamique. Ce facteur dépend de la forme du véhicule et est donné par le constructeur. \dot{x} la vitesse du véhicule. ρ_{air} est la masse volumique de l'air ambiant et S_x représente la surface frontale projetée du véhicule.

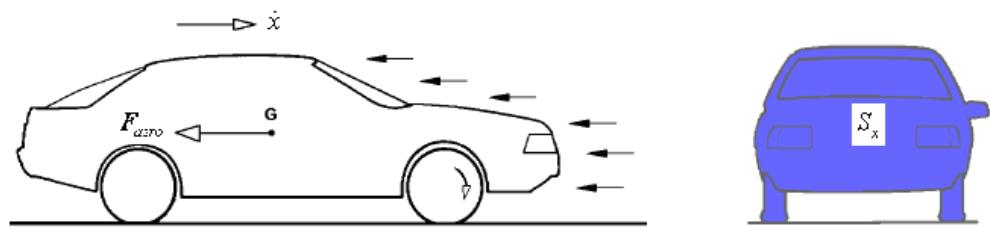


Fig II-42 Représentation des forces aérodynamique et de la surface frontale.

La Fig II-42, montre le sens des forces aérodynamiques sur un véhicule en mouvement, ainsi que sa surface frontale impliquée.

II-6-1-6 Modélisation de la transmission

La modélisation du moteur n'est pas traitée. Afin de déterminer les couples moteur exercés sur chaque roue motrice, une cartographie des champs moteur peut être exploitée. A partir des mesures effectuées au Laboratoire LCPC de Nantes, sur le régime moteur et la charge de l'accélération, nous pouvons déduire les couples moteur. La Fig II-43 montre un exemple d'une cartographie du champ moteur [49].

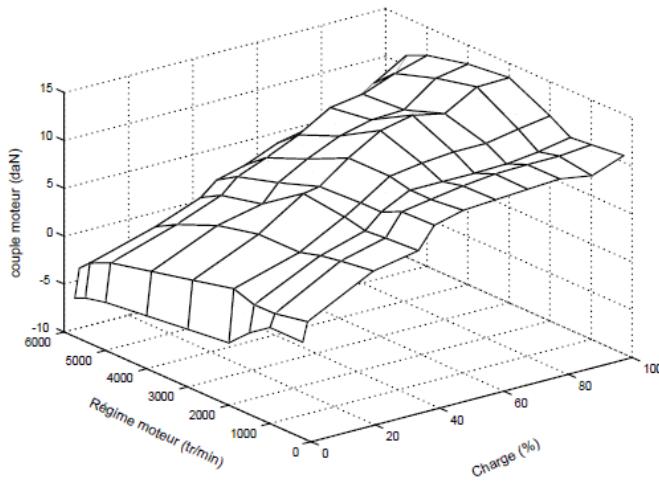


Fig II-43 Cartographie du champs moteur d'un véhicule.

Toutefois, une représentation du couple appliqué aux roues motrices M_{roue} peut être donnée. Ce couple étant obtenu à la sortie de la boîte de transmission et son équation est donnée par [61] :

$$M_{roue} = \frac{1}{R_v R_d} M_{mot} \text{ et } \omega_{mot} = \frac{1}{R_v R_d} \omega_{roue} \quad (2.48)$$

Le couple appliqué aux roues motrices dépend donc de :

M_{mot} : Le couple appliqué sur l'arbre du moteur.

ω_{mot} : Régime moteur (vitesse de rotation sur l'arbre du moteur).

ω_{roue} : Vitesse de rotation transmise aux roues motrices.

R_v : La valeur du rapport de vitesse (de 1 à 5).

R_d : Le rapport du différentiel.

II-6-2 Résultats de simulation

Les valeurs numériques utilisées dans cette simulation sont présentées sur le Tableau II-4. Elles sont issues du véhicule expérimenté utilisé par le laboratoire LCPC de Nantes [46].

m_t, m_c	Masse totale et masse suspendue du véhicule	1690 kg , 1380 kg
h	Hauteur du centre de gravité	0,537 m
$J_{c/y}$	Moment d'inertie en Y	2200 kg.m ²
K_r, K_f	Raideurs des suspensions arrière et avant	20818 N/m , 21319 N/m
C_r, C_f	Viscosités des suspensions arrière et avant	3000 N.s/m
$L = l_f + l_r$	Empattement	2,7 m

l_r, l_f	Distance du CG à l'essieu arrière / avant	1,756 m , 0,944 m
r_e	Rayon effectif	0,27 m
J_r, J_f	Inertie de la roue arrière/avant	0,7 kg.m ²
h_0	Hauteur du CG à vide	0,8 m
C_x, ρ_{air}, S_x	Paramètres Aérodynamiques	0.4 , 1,225 , 2 m ²
C_1, C_2, C_3, C_4	Paramètres pneumatiques	$C_1 = 1,2801, C_2 = 23,99$ $C_3 = 0,52, C_4 = 0,03$

Tableau II-4 Signification et valeurs numériques des paramètres utilisés.

Afin de visualiser l'influence de l'angle route sur le comportement longitudinal du véhicule dans un premier temps, nous avons simulé un couple constant appliqué aux roues avant d'une valeur de 400 Nm. Le profil utilisé d'angle route comporte trois niveaux différents : route plane, une descente de -10° et une montée de 15°. Les courbes de vitesse et d'accélération du véhicule obtenus de ces profils de couple et angle route sont présentées sur la Fig II-44.

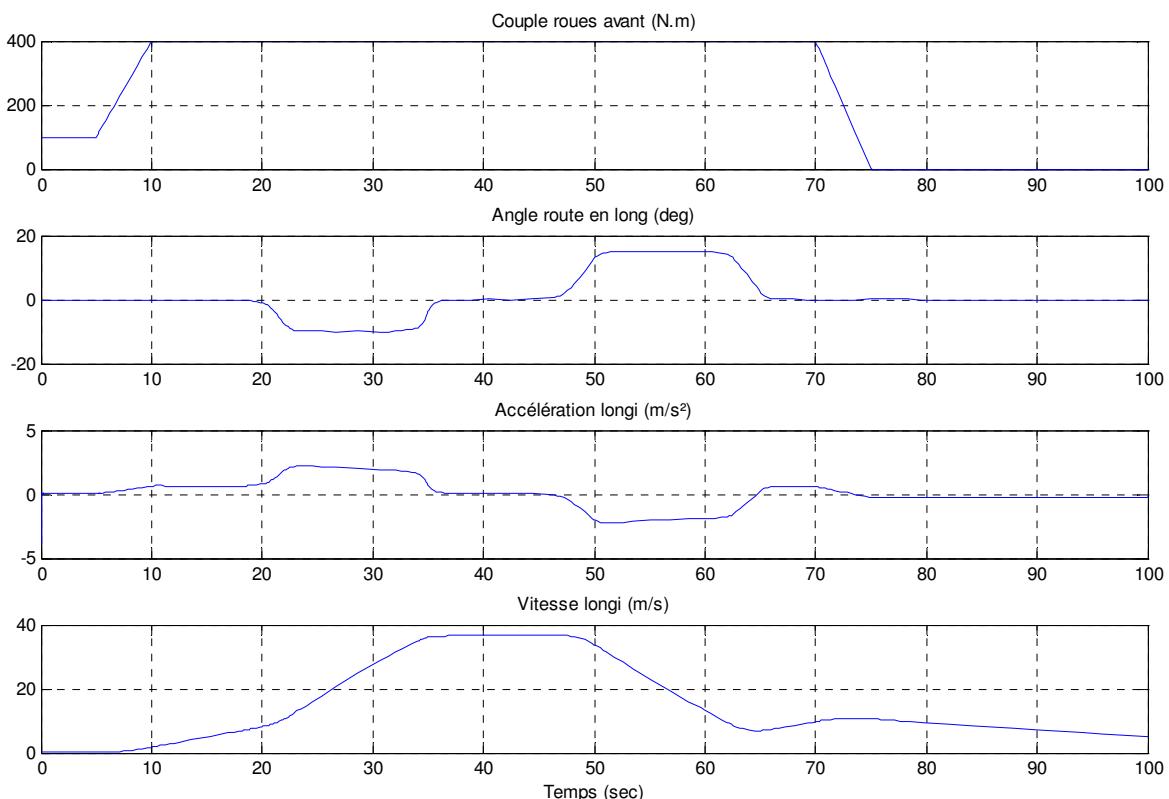


Fig II-44 Influence de l'angle de route sur la dynamique longitudinale du véhicule.

L'analyse de ces courbes montre un comportement cohérent du véhicule en réponse à un tel profil de couple roue et d'angle route. Il est proche du comportement réel d'un véhicule dans une telle situation. En effet, avec un couple constant sur les roues avant, la vitesse du véhicule augmente sur une descente et diminue en arrivant sur une montée. Les accélérations du véhicule obtenues varient entre -2.5 m/s^2 et 2.5 m/s^2 , ce qui est cohérent étant donné le couple roue d'entrée.

Les courbes de l'angle de tangage et la variation de la hauteur du centre de gravité du véhicule, sont montrées sur la Fig II-45. Nous constatons que la variation de l'angle de tangage effectué par le véhicule suite au profil de route n'est pas significative (environ $+/- 0.15^\circ$). S'agissant de la hauteur du centre de gravité du véhicule, elle augmente d'environ 0.5 cm sur la descente et d'environ 1 cm sur la montée.

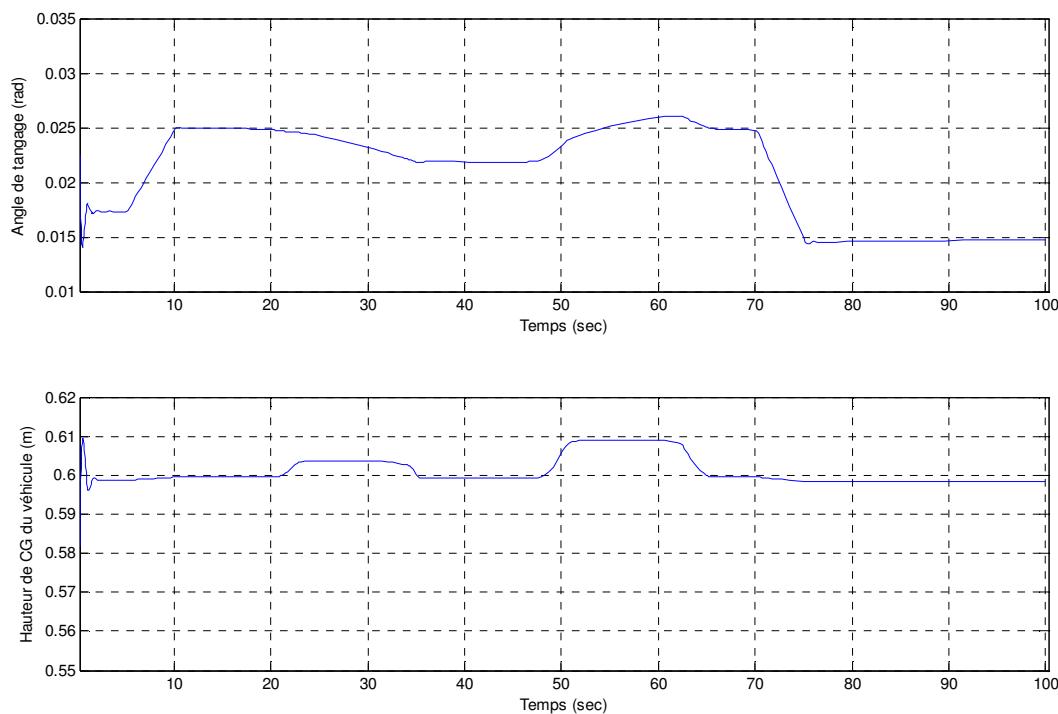


Fig II-45 Influence de l'angle route sur le tangage et la hauteur du CG du véhicule.

Afin d'étudier le mouvement de tangage du véhicule suite à des actions d'accélération et de freinage, nous avons utilisé un profil de couple appliqué aux roues du véhicule, avec deux valeurs d'accélération et deux intensités de freinage différentes.

Les courbes des couples appliqués aux roues avant et arrière du véhicule sont montrées sur la Fig II-46. Bien entendu, nous avons considéré un véhicule avec traction avant et nous avons pris en compte la répartition du freinage entre les essieux avant et arrière. Il faut savoir que 70% de l'intensité du freinage sur les quatre roues d'un véhicule réel et appliquée sur l'essieu avant (roues avant).

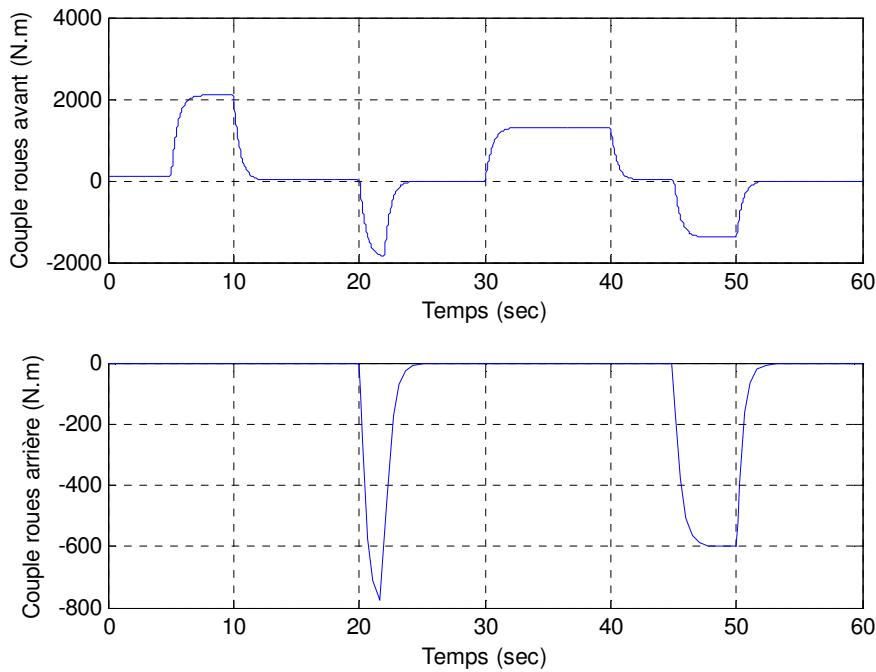


Fig II-46 Courbes des couples appliqués sur les roues avant et arrière.

Les courbes d'accélération et vitesse longitudinales, ainsi que l'angle de tangage du véhicule, obtenues en simulation, sont montrées sur la Fig II-47.

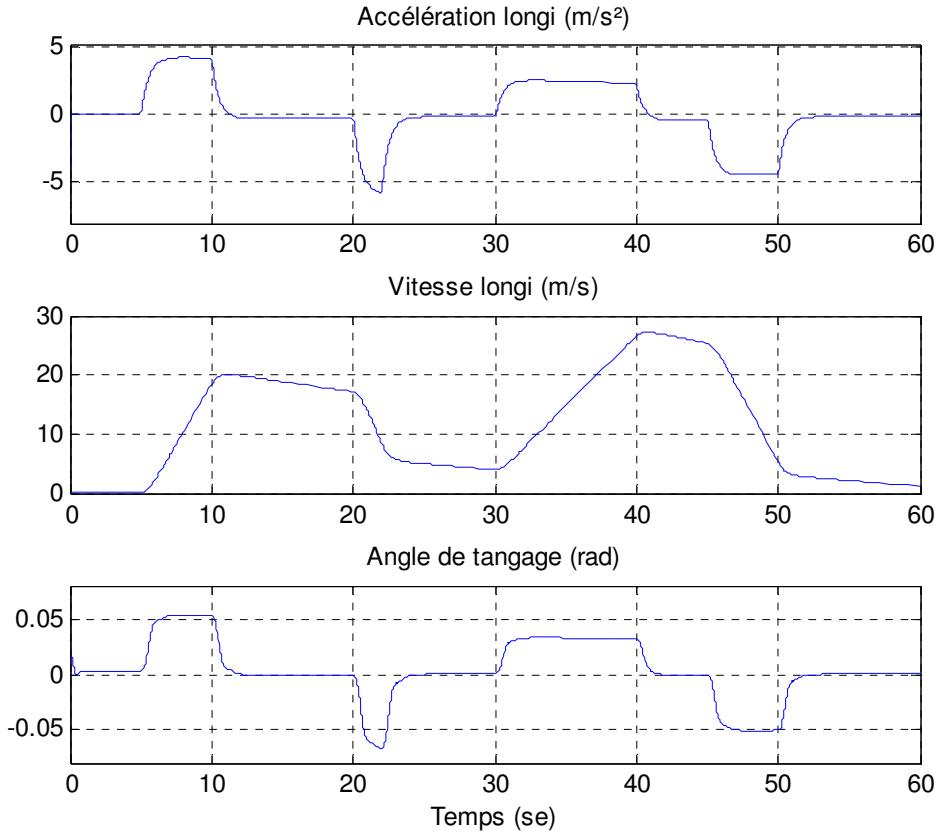


Fig II-47 Courbes d'accélération, vitesse et tangage du véhicule.

Nous constatons que le véhicule atteint deux accélérations de : 4 m/s^2 et 2 m/s^2 , ainsi que deux intensités de freinage de décélérations : -6 m/s^2 et -4 m/s^2 . Nous remarquons également que l'essieu avant du véhicule se soulève pendant les phases d'accélération et il s'abaisse pendant les phases de freinages. Pour une accélération de 4 m/s^2 l'angle de tangage formé est d'environ $2,87^\circ$. Pour un freinage brusque de -6 m/s^2 l'angle de tangage est de $-3,7^\circ$.

Les courbes des forces longitudinales appliquées aux roues avant et arrière sont présentées sur la Fig II-48. Nous pouvons remarquer que l'allure des forces longitudinales appliquées aux roues avant est la même que celle de l'accélération du véhicule. Ces forces atteignent 7000 N sur les roues avant pour une accélération de 4 m/s^2 .

Lors de freinage les forces longitudinales sur les pneus sont négatives vu que le couple appliqué aux roues est opposé au mouvement du véhicule. Pour un freinage d'urgence de -6 m/s^2 , ces forces atteignent -6500 N sur les roues avant et -2600 N sur les roues arrière. Cette différence est justifiée par la répartition du freinage entre l'essieu avant et arrière. Le freinage est plus fort à l'avant du véhicule, en conséquence, les forces longitudinale sont plus importantes qu'à l'arrière.

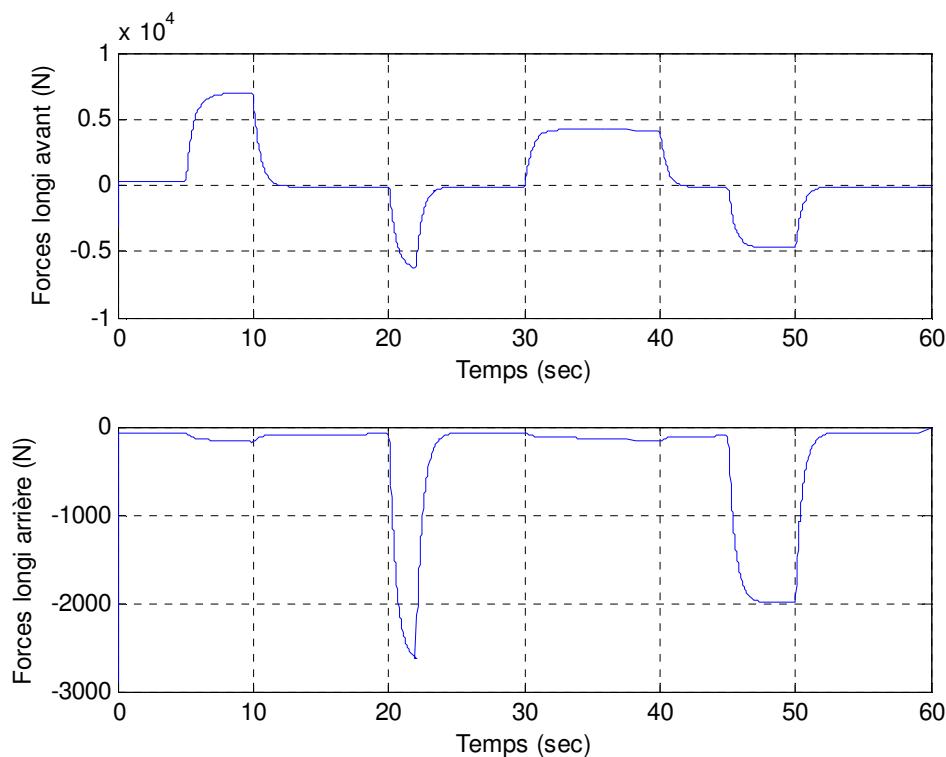


Fig II-48 Courbes des forces longitudinales appliquées à l'avant et à l'arrière.

Les courbes obtenues qui représentent les forces de suspensions sur les roues avant et arrière du véhicule sont montrées sur la Fig II-49. Ces courbes illustrent clairement le processus de transfert de charge entre l'essieu avant et l'essieu arrière du véhicule pendant les accélérations et les phases de freinage.

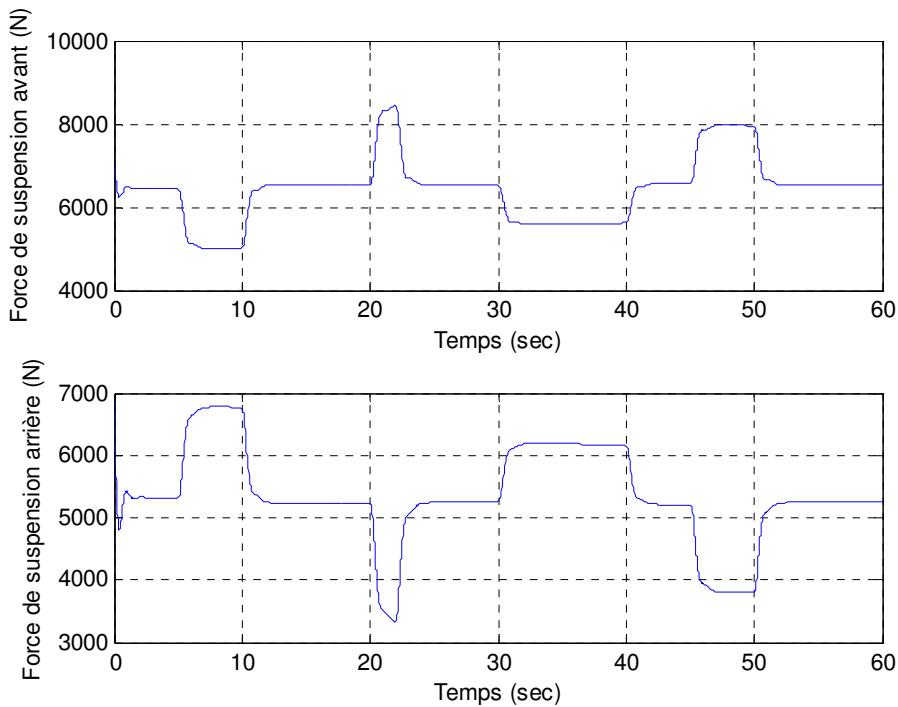


Fig II-49 Courbes des forces de suspension sur les essieux avant et arrière.

Nous pouvons constater qu'à l'origine, les forces de suspensions appliquées à l'avant sont plus importantes qu'à l'arrière du véhicule à cause de la différence de charge ou forces normales sur les deux essieux (voir Fig II-50). En effet, le centre de gravité du véhicule étant plus proche de l'avant du véhicule, d'où la différence des empâtements géométriques avant et arrière.

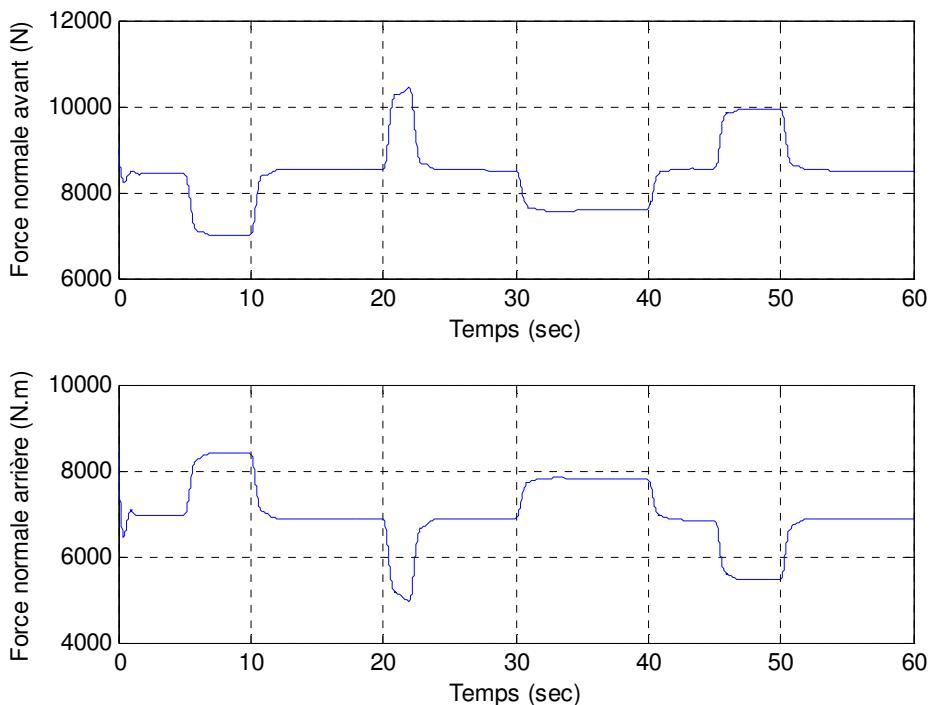


Fig II-50 Courbe des forces normales sur les essieux avant et arrière.

Lors d'accélération du véhicule, l'avant du véhicule se soulève en tangage, d'où la diminution de la charge normale sur l'essieu avant et donc la diminution des forces de suspension sur l'essieu avant. Bien entendu, cette quantité de charge est reportée sur l'essieu arrière du véhicule d'où l'augmentation des forces de suspension et des forces normales sur l'arrière. En phase de freinage, le processus inverse se produit entre les deux essieux.

Le mouvement vertical du véhicule (mouvement de pompage) est représenté sur la Fig II-51. Nous pouvons constater que la caisse du véhicule se soulève au démarrage du véhicule pour atteindre environ 0.6 m alors que la hauteur du CG à l'arrêt du véhicule a été prise à 0.55 m dans la simulation. Ensuite, cette hauteur varie légèrement selon l'intensité d'accélération et de freinage du véhicule.

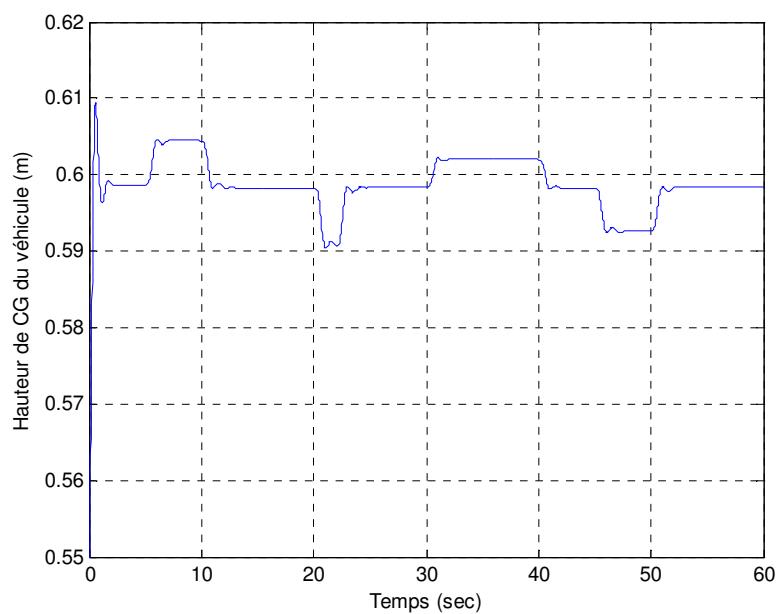


Fig II-51 Courbes du mouvement vertical de la caisse du véhicule.

Les courbes de forces de résistance au roulement, taux de glissement et d'adhérence, à l'avant et à l'arrière du véhicule, ainsi que la force aérodynamiques, obtenues dans cette simulation, sont montrées ci-après.

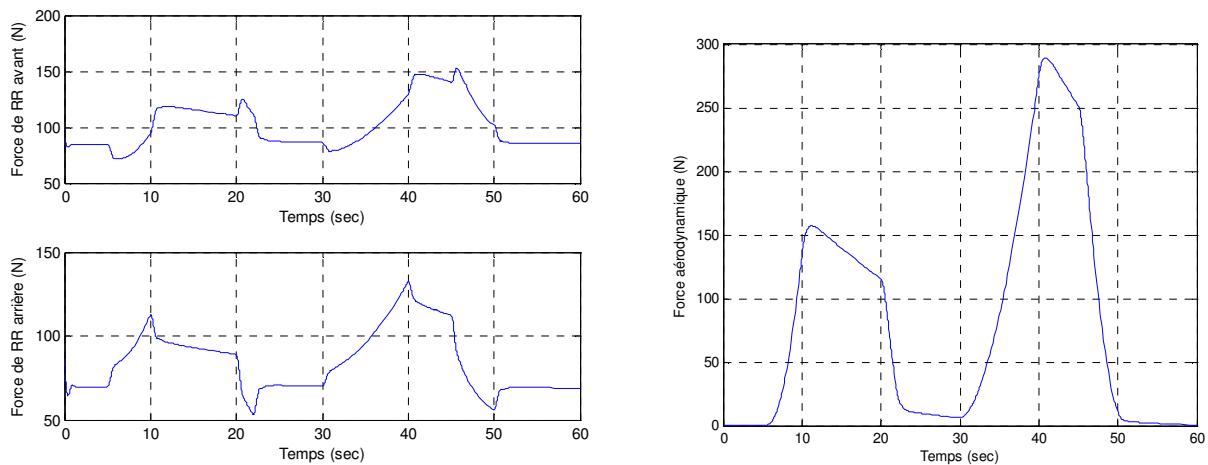


Fig II-52 Courbes des forces de RR à l'avant et arrière – force aérodynamique sur le véhicule.

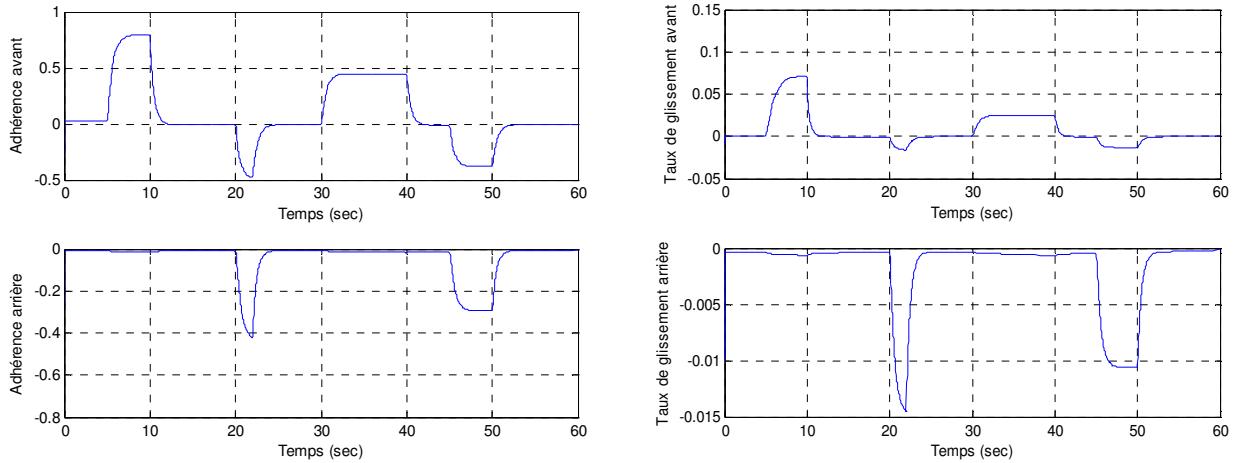


Fig II-53 Courbes des taux de glissement et adhérences des roues avant et arrière.

Afin de montrer l'influence du mouvement de tangage du véhicule sur le comportement dynamique du buste du conducteur, nous avons effectué deux simulations en utilisant le modèle dynamique du buste présenté précédemment. La première simulation a été effectuée sans tenir compte du mouvement de tangage et la seconde en considérant l'angle de tangage du véhicule. Les courbes obtenues qui caractérisent l'inclinaison du buste et la force de maintien de buste dans les deux cas sont montrées sur la Fig II-54.

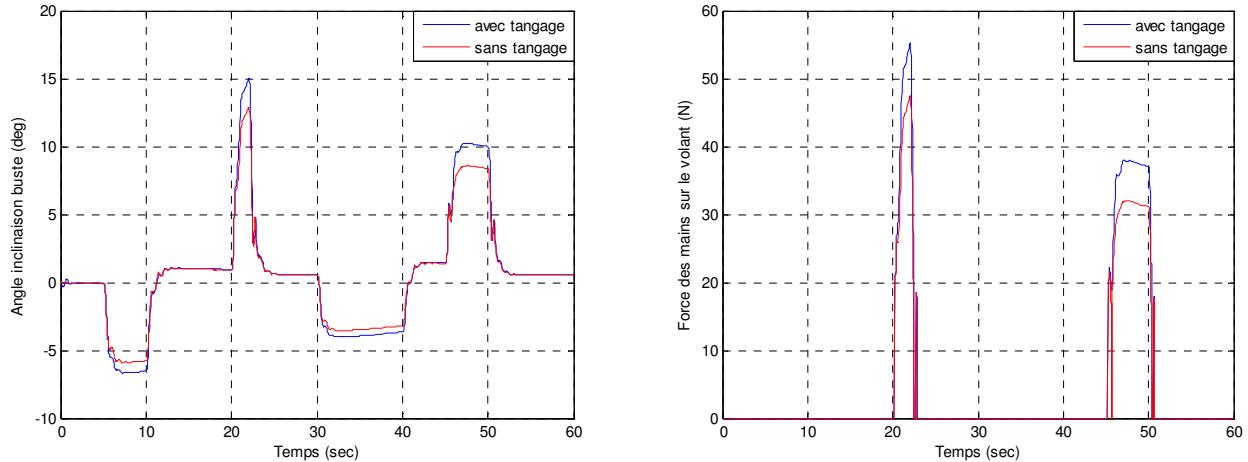


Fig II-54 Influence du tangage du véhicule sur l'angle buste et force de maintien.

En se basant sur ces courbes, nous pouvons constater que pendant un freinage brusque, le mouvement de tangage du véhicule favorise la projection du buste du conducteur vers l'avant. De même, il le favorise vers l'arrière pendant les accélérations. Par contre, cette influence n'est pas significative car selon les résultats de la simulation, elle serait de l'ordre de $0,5^\circ$ à 2° seulement. S'agissant de la force de maintien de buste en phases de freinage dans les deux cas, elle est de l'ordre de 7 N. Le tangage du véhicule a tendance donc à augmenter également la force appliquée par les mains sur le volant pendant un freinage, ce qui constitue un facteur indésirable pour notre dispositif. Il est donc nécessaire de tenir compte du phénomène de tangage du véhicule dans l'étude théorique du dispositif proposé même si son influence est relativement faible.

II-6-3 Validation expérimentale du modèle proposé

Pour valider notre modèle demi-véhicule, des mesures ont été effectuées sur piste routière et piste de vitesse de Satory au LIVIC. Le véhicule expérimenté utilisé est une Peugeot 307 SW « Carla », appartenant au laboratoire LIVIC. Il s'agit du même véhicule utilisé lors de la validation expérimentale du modèle dynamique du buste présenté précédemment dans ce chapitre.



Fig II-55 Les équipements du véhicule instrumenté « Carla » du LIVIC.

Comme nous pouvons le voir sur la Fig II-55, ce véhicule est équipé de deux PC d'acquisition qui communiquent par TCP via un câble réseau croisé. Les horodatages MAPS sont synchronisés entre les deux PC. Les essais ont été réalisés sur un segment droit de la piste de vitesse de Satory (voir Fig II-56), afin de considérer uniquement la dynamique longitudinale du véhicule.



Fig II-56 Lors des essais sur piste droite de Satory au LIVIC.

En absence de mesures des couples d'accélération et de freinage, appliqués aux roues du véhicule, nous avons donc exploité dans cette validation, les courbes obtenues des mesures d'accélération et de vitesse longitudinales, montrées sur la Fig II-57. Dans cette validation, nous nous sommes intéressés uniquement au mouvement de tangage du véhicule, dont il est question dans l'étude théorique de notre dispositif proposé.

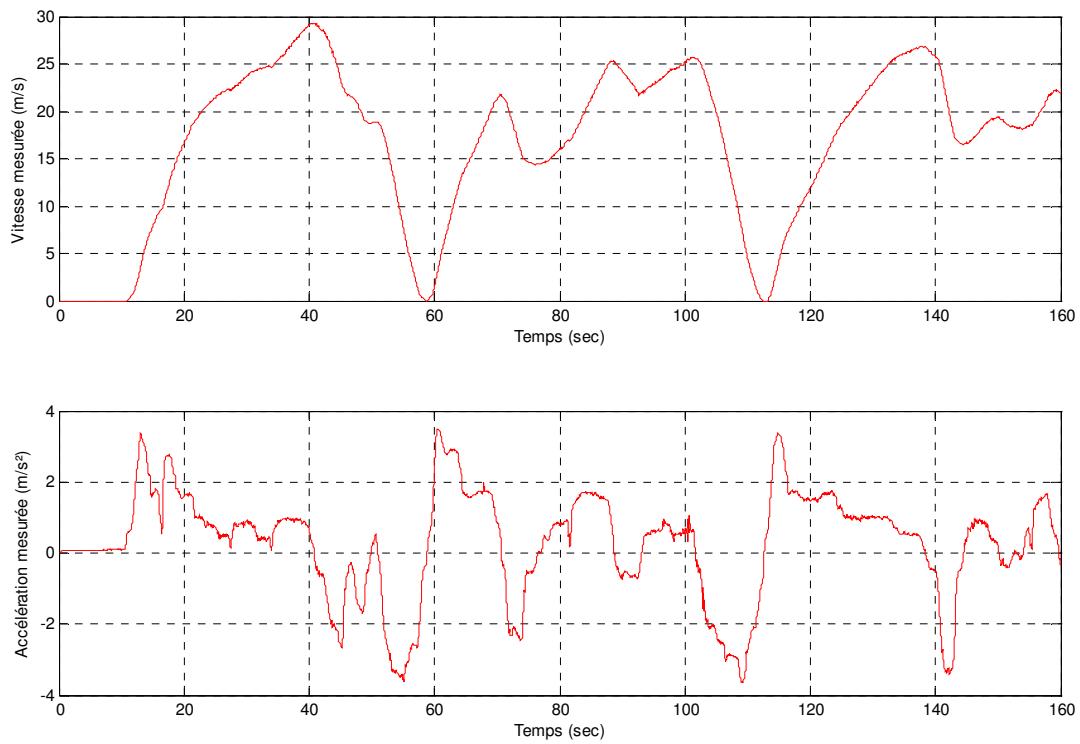


Fig II-57 Courbes d'accélération et vitesse longitudinales mesurées.

L'accélération longitudinale a été mesurée par une centrale inertie et la vitesse longitudinale par le capteur Correvit. Les courbes de mesure des vitesses angulaires des quatre roues du véhicule, sont présentées sur la Fig II-58. Ces mesures ont été prélevées du capteur ABS du véhicule via l'interface CAN.

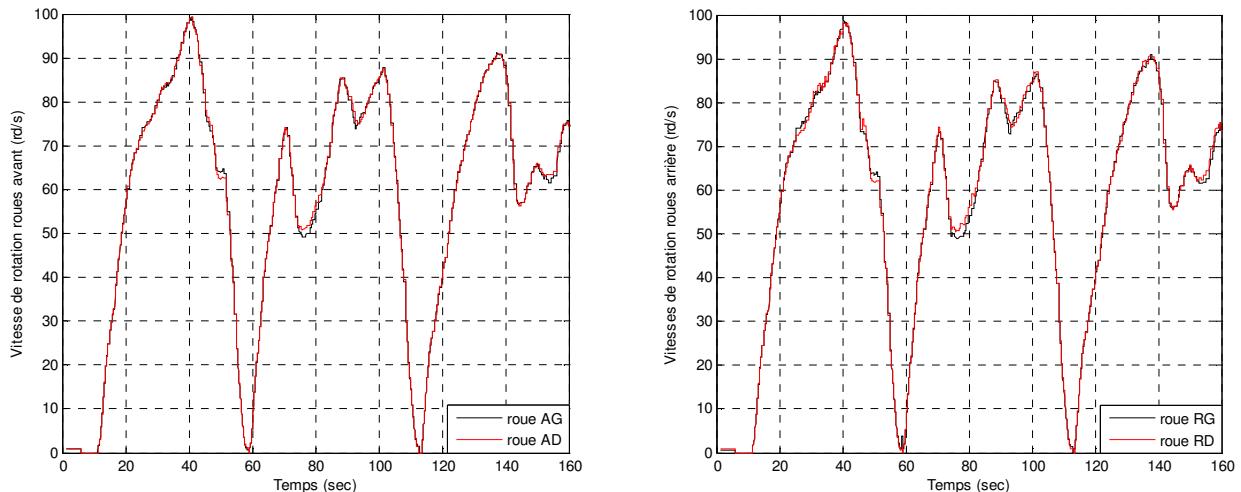


Fig II-58 Courbes des vitesses angulaires mesurées des quatre roues du véhicule.

Dans le but de procéder à la validation de notre modèle de dynamique longitudinale du véhicule, nous avons intégré dans le modèle proposé tous les paramètres géométriques propres au véhicule instrumenté : masse totale, masse suspendue, longueurs (l_f, l_r, L), hauteur du CG, facteurs aérodynamiques, distribution de freinage avant/arrière, raideur et viscosités des suspensions et également le rayon effectif des roues.

Nous avons utilisé comme entrées du modèle, les deux signaux d'accélération et vitesse du véhicule, en utilisant les trois équations dynamiques, montrées précédemment (équations : 2.26, 2.27, 2.28), qui régissent les trois mouvements du véhicule : longi, pompage et tangage. L'équation dynamique du mouvement longitudinal du véhicule, nous a permis de calculer la somme des forces longitudinales appliquées aux roues du véhicule, dont la courbe est prestée sur la Fig II-59. Par la suite, nous avons utilisé les deux autres équations dynamiques (tangage et pompage) pour tracer l'angle de tangage et le mouvement vertical de la caisse (Fig II-60).

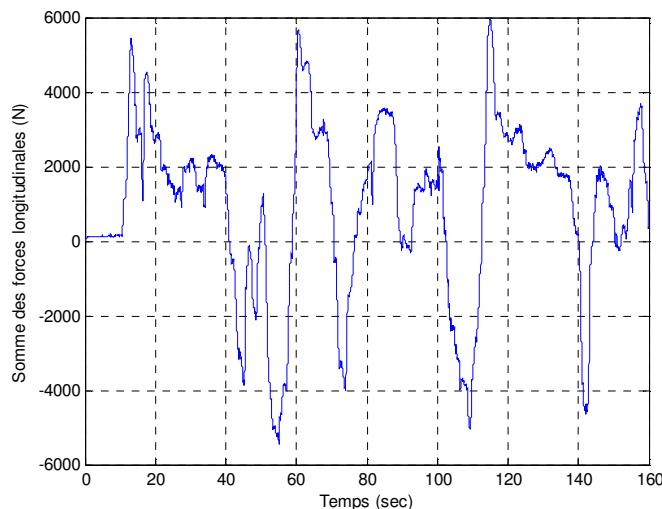


Fig II-59 Courbe de la somme des forces longitudinales, obtenue par le modèle.

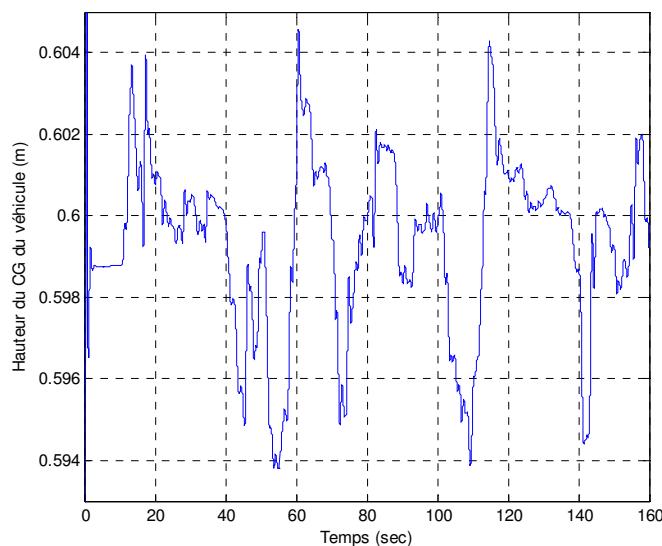


Fig II-60 Courbe du déplacement vertical de la caisse, obtenu par le modèle.

Nous avons tracé sur un même graphe les courbes issues de mesures et celles obtenues en simulation pour l'angle de tangage et la vitesse de rotation du véhicule selon l'axe latérale. Les courbes obtenues sont présentées sur la Fig II-61 et Fig II-62.

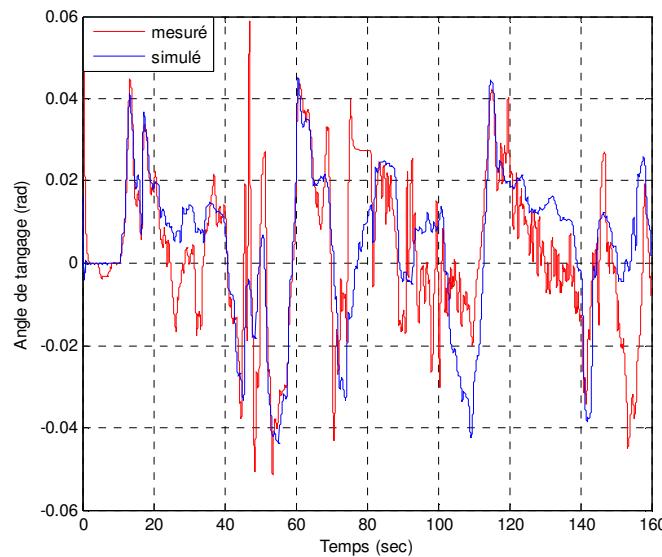


Fig II-61 Angle de tangage du véhicule, mesuré et simulé.

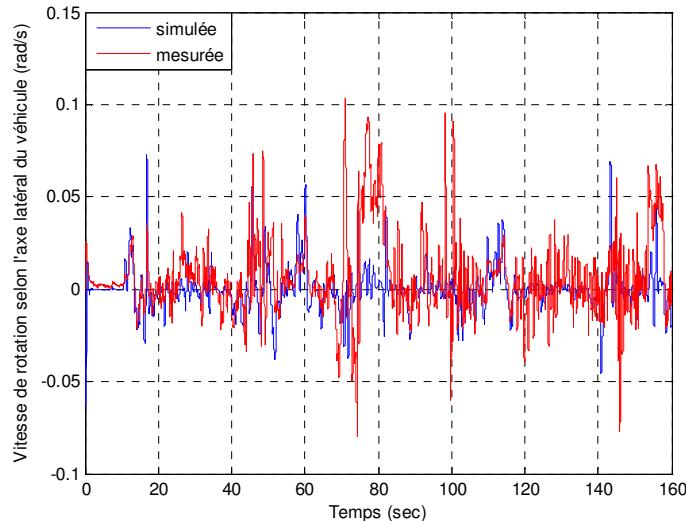


Fig II-62 Vitesse de rotation de la caisse selon l'axe latérale, mesurée et simulée.

En comparant les courbes de mesures et celles obtenues en simulation, nous pouvons constater une ressemblance d'allures, notamment en pointes d'accélérations et de freinages, malgré la présence de bruit sur les signaux. Le tangage mesuré pour une accélération de $3,5 \text{ m/s}^2$ est de $2,58^\circ$, pour un freinage de $-3,5 \text{ m/s}^2$, le tangage mesuré est de $-2,4^\circ$. Bien entendu, la modélisation d'un système complexe tel que la dynamique du véhicule, nécessite la prise en compte d'avantage de paramètres dynamiques propres au véhicule en question, facteurs de profil de route et contact pneu-chaussée. Le modèle dynamique longitudinale du véhicule que nous avons présenté est relativement simple mais suffisamment fiable pour l'utiliser dans l'étude des différents processus dynamiques liés au comportement longitudinal du véhicule.

II-7 Conclusion

Ce deuxième chapitre a eu pour objet l'étude d'une nouvelle solution d'aide à la conduite, susceptible d'apporter des progrès en matière d'interface homme-machine. Rappelons que ce facteur est très important dans la conception des dispositifs d'aide à la conduite automobile. Cette réflexion est aujourd'hui rendue nécessaire à cause de la prolifération des aides électroniques offertes à bord des véhicules par les constructeurs. En ce sens, nous avons proposé dans un premier temps, une description détaillée du dispositif proposé, qui offre comme perspective de faciliter la conduite automobile aux personnes paraplégiques mais qui peut tout aussi bien être utilisé par l'ensemble des conducteurs valides suite car présentant de nombreux avantages. Nous avons exposé les raisons qui nous ont poussées à prendre cette initiative et relever le défi de développer un système innovant qui utilise les moyens technologiques au profit des personnes à mobilité réduite. Il s'agit d'un dispositif de freinage intégré au volant, couplé à une direction de type « Steer-by-Wire ».

Nous avons plus particulièrement souligné l'intérêt que présente un tel dispositif en matière de sécurité, confort et d'ergonomie. Par la suite nous avons abordé l'étude dynamique du système, fondée principalement sur la modélisation. Nous avons pu proposer un modèle dynamique du buste en situation de conduite avec les caractéristiques biomécaniques du buste telles que son inertie et son poids, etc. Ce modèle a été enrichi par l'introduction d'autres paramètres, qui interviennent activement dans le comportement réel du buste lors des différentes manœuvres de conduite. Toutes les équations dynamiques qui régissent les processus en jeu ont été établies. Le modèle nous a fourni la possibilité d'établir l'expression de la position angulaire du buste, ainsi que la force exercée sur le volant pendant les phases de freinage et ce en fonction de plusieurs paramètres. Cette étape de modélisation a été suivie par la présentation de quelques résultats obtenus de la simulation. Le programme de simulation réalisé a permis d'observer et d'analyser avec succès le mouvement du buste, tout en ayant la possibilité d'adapter certains paramètres.

Nous avons pu aborder également l'influence de l'angle de la route et de l'accélération longitudinale du véhicule sur le comportement dynamique du buste. Afin de valider le modèle proposé, une étude expérimentale a été réalisée en collaboration avec le laboratoire LIVIC. Pour ceci, un véhicule instrumenté a été utilisé et deux capteurs spécifiques, nécessaires pour mesurer la force exercée sur le volant, ainsi que la position angulaire du buste en phases de freinage ont été implantés avec succès. Les résultats obtenus en validation sont très concluants, comme l'a montré la comparaison entre les mesures et les courbes obtenues en simulation avec le modèle. Cette étude expérimentale a par ailleurs permis d'ajuster certains paramètres liés aux ressorts et amortisseurs utilisés dans le modèle. Dans le but de compenser la force exercée sur le volant, nous avons décrit la démarche adoptée pour créer un retour d'effort freinage adaptable, qui permet de gérer les déplacements du volant en profondeur lors des phases de freinage. Un concept mécanique du dispositif de freinage au volant a été dévoilé, il comporte la restitution du retour d'effort volant, ainsi que le retour d'effort freinage. Cette idée nous a permis d'apporter une autre assistance au conducteur, qui consiste à optimiser la qualité de freinage pour accroître le niveau de la sécurité, en proposant une loi de commande, qui prend en considération la dynamique de déplacement du volant. Cette idée a été inspirée d'un dispositif d'Assistance au Freinage d'Urgence (AFU) implanté sur les véhicules haut de gamme.

La modélisation du retour d'effort freinage a été détaillée, l'expression de la force de réaction instantanée, que le servomoteur doit appliquer sur le volant, ainsi que l'expression de la consigne à envoyer au dispositif hydromécanique, qui va assurer le freinage sur les roues du véhicule ont été fournies. Des résultats de simulations sur le retour d'effort freinage ont été également présentés et commentés.

La dernière partie de ce chapitre a été consacrée à l'étude de l'influence de la dynamique longitudinale du véhicule sur le comportement du buste. Pour cela, une modélisation du comportement longitudinal du véhicule a été réalisée, où nous avons utilisé un modèle bicyclette. Nous avons pu établir l'ensemble d'équations dynamiques qui régissent le mouvement longitudinal du véhicule, comme les forces de suspensions, forces aérodynamiques, forces longitudinales, forces de résistance au roulement, etc. Cette étude nous a permis de déterminer l'influence du mouvement de tangage du véhicule sur la position angulaire du buste du conducteur en situation de conduite, en utilisant le modèle dynamique du buste proposé, grâce à un comparatif, avec et sans tangage. Nous avons procédé ensuite, à la fin du chapitre, à la validation du modèle dynamique longitudinale proposé. En ce sens, une étude expérimentale a été également réalisée avec le même véhicule expérimenté du LIVIC. Une comparaison des résultats de simulation avec les courbes prélevées en mesure par les capteurs du véhicule a été exposée. Nous avons pu constater une cohérence du modèle établi avec le comportement réel du véhicule en mouvement du tangage.

Le couplage de notre dispositif de freinage au volant à une direction de type « Steer-by-Wire », nous amène à réaliser une étude détaillée sur le principe et les applications de cette technologie dans l'automobile, notamment dans le système de direction, ainsi que sa modélisation. Cette thématique sera abordée en détail dans le chapitre suivant.

Modélisation & Simulation d'un Système de Direction Filo-Commandé « Steer-by-Wire »

III-1 Introduction

Depuis ces trente dernières années, une évolution fulgurante de l'électronique dans l'automobile est constatée. D'un point de vue économique, l'ensemble des composants et systèmes électroniques dans un véhicule représente une part importante de son prix en sortie d'usine et à même tendance à croître rapidement. L'évolution prévisible devrait amener à accroître encore la part de l'électronique dans le coût total du véhicule [62]. Les progrès de l'électronique ont pour but d'améliorer la sécurité, la fiabilité des systèmes, le confort de conduite tout en diminuant les coûts de production. A ce titre, nous citons le multiplexage automobile, qui se présente sous forme de protocoles tels que le CAN [63], le FLEXRAY [64] ou encore le LIN. La tendance actuelle des constructeurs automobiles étant l'intégration de la technologie filo-commandée ou plus couramment « X-by-Wire », expression utilisée pour parler de commande uniquement électrique sans lien mécanique. Cette technologie, prometteuse dans le domaine automobile, ouvre de nouvelles perspectives dans la sécurité active du véhicule. Le X-by-Wire, issu de l'aéronautique, consiste à remplacer par des liaisons électroniques les liaisons mécaniques entre les commandes (volant, pédalier, etc.) et les organes d'action (moteur, freins, direction, etc.), les capteurs et les accessoires [65]. Si cette technologie a été particulièrement discutée depuis la fin des années 90, les concepteurs de systèmes électroniques embarqués n'en sont pourtant pas à leur coup d'essai. En effet, historiquement, la première fonction filo-commandée fut l'accélérateur électronique « Throttle-by-Wire », implanté sur la série Chevrolet Corvette en 1980 pour remplacer le câble d'accélérateur [66]. Cette fonction est aujourd'hui disponible sur une grande majorité des véhicules. La fonction d'automatisation du passage de vitesse « Shift-by-Wire » est disponible sur des véhicules tels que les BMW séries 5 et 7.

Par ailleurs, beaucoup de systèmes mécaniques et hydrauliques embarqués, sont aujourd’hui assistés par la technologie électronique. C'est le cas des systèmes de freinage électroniques ou hydrauliques, des suspensions semi-actives et actives, comme « Adaptive Damfpung System » de Mercedes et « Electronic Camshaft » de BMW, ou encore de la boîte de vitesse robotisée proposée aujourd’hui par une grande majorité de constructeurs. La technologie « X-by-Wire » est souvent présentée par les spécialistes comme la prochaine grande révolution dans le domaine de l'automobile. Elle ouvre de nouvelles perspectives pour le contrôle du véhicule et la gestion complète du châssis [67].

L'utilisation de la technologie filo-commandée dans la réalisation de notre dispositif de freinage par le volant, offre de nombreux avantages en matière de sécurité, de confort et d'assistance à la conduite. En effet, le couplage du dispositif proposé à une direction filo-commandée « Steer-by-Wire » permet une plus grande simplicité et précision d'exécution des fonctions de freinage et d'accélération par le conducteur tout en assurant les manœuvres de direction. Il est important donc de réaliser une revue des différentes applications de cette technologie dans l'automobile et de recenser tous les facteurs qui entrent dans son fonctionnement y compris la démarche de sa modélisation et sa simulation. Ce troisième chapitre a donc pour objectif d'illustrer et d'éclaircir au mieux cette technologie prometteuse et son application dans l'automobile.

Nous débuterons par un aperçu historique de l'évolution des systèmes de direction automobile avec notamment l'apparition de la direction à assistance hydraulique et ensuite électrique. Tous les avantages techniques apportés par le système de direction filo-commandée seront mis clairement en évidence. Afin de positionner notre travail par rapport à l'existant, nous allons présenter un bref état de l'art sur quelques prototypes développés par les constructeurs automobiles, faisant appel à cette technologie, en particulier sur le système de direction. Ces prototypes existants seront donc analysés et discutés, en mettant en avance les arguments du dispositif de freinage au volant proposé dans cette thèse. Ensuite, l'architecture et le fonctionnement de la direction filo-commandée seront abordés, en fournissant tous les détails nécessaires. Étant donné, l'implication de la technologie filo-commandée dans les systèmes de freinage et le lien proche qui existe avec le dispositif de freinage traité dans ce manuscrit, nous allons décrire également le freinage filo-commandé « Brake-by-Wire », en exposant ses nombreux avantages.

La partie dominante de ce chapitre sera consacrée à l'aspect de la modélisation et simulation des systèmes de direction filo-commandés. Pour cela, nous allons présenter les différentes architectures : simple et combinées, ainsi que les stratégies de lois de commandes utilisées dans ce type de direction. Nous allons procéder ensuite à l'étude dynamique détaillée d'une direction SBW « Steer-by-Wire » à architecture combinée. Les deux cas de figures : véhicule en mouvement et à l'arrêt, seront traités séparément. Nous allons voir que la direction filo-commandée repose principalement sur deux modules : la restitution d'un retour haptique sur le volant, équivalent à celui ressenti sur une direction conventionnelle et le braquage des roues avant en absence d'une colonne de direction. Ces deux fonctions sont assurées par deux moteurs électriques. La gestion d'échange de données entre ces deux moteurs de restitution et braquage grâce à des lois de commandes peut être considérée comme un troisième module de communication. La modélisation des efforts extérieurs appliqués aux roues avant sera abordée, en donnant quelques notions sur des facteurs liés à la géométrie du train avant du véhicule, entrant en jeu dans la modélisation.

Le calcul du couple dominant ressenti au volant lors d'un braquage en conduite, sera détaillé. Il s'agit du couple d'auto-alignement dû principalement au comportement latéral du véhicule, d'où la consécration de toute une partie de ce chapitre à la modélisation de la dynamique latérale du véhicule, par l'intermédiaire d'un modèle de véhicule deux roues (bicyclette), suffisant pour mettre en évidence les phénomènes mis en jeu. Dans le même contexte, nous allons étudier le comportement dynamique latéral des pneus et notamment les propriétés de la force latérale en fonction de l'angle de dérive des pneus. Au cours de cette étude, nous constaterons que le calcul du couple d'auto-alignement, nécessaire au retour d'effort volant, utilise la vitesse latérale du véhicule, dont la mesure reste très onéreuse. Ce problème sera surmonté par le développement d'un observateur pour l'estimation de cette grandeur. Le choix portera sur le Filtre de Kalman, qui sera brièvement décrit et testé en simulation. Des résultats de simulation du modèle dynamique proposé pour une direction SBW à architecture combinée pour le cas d'un véhicule à l'arrêt, seront exposés et commentés. S'agissant du cas où le véhicule est en mouvement, une validation expérimentale sur piste grâce au véhicule d'essai du laboratoire LIVIC sera dévoilée. Une comparaison sera procédée donc entre les mesures des capteurs et les courbes obtenues en simulation grâce au modèle approprié proposé. Nous clôturerons ce chapitre par une conclusion, qui illustrera la pertinence et l'importance de son contenu.

III-2 Evolution des systèmes de direction automobile

L'introduction des systèmes à commande électronique est devenue plus que jamais incontestable dans les véhicules actuels. En effet, au cours de ces deux dernières décennies, les progrès dans l'électronique ont révolutionné beaucoup d'aspects dans l'ingénierie automobile, particulièrement dans les domaines de la gestion des moteurs à combustion et des systèmes de sécurité automobile. Cependant, la révolution électronique a trouvé également son chemin vers les systèmes de direction automobiles sous forme de commandes électroniques des variables d'assistance et plus récemment encore dans l'assistance intégralement électrique. La conception basique des systèmes de direction des véhicules a peu changé depuis l'invention du fameux volant : la commande de la direction par le conducteur est transmise par une colonne vers un mécanisme appelé crémaillère, pour produire le braquage des roues avant. Depuis, les efforts des constructeurs dans ce domaine, se sont orientés plutôt vers le développement des modes d'assistance sur la direction afin d'apporter plus de confort à la conduite et plus de sécurité au conducteur. L'une des révolutions les plus pertinentes dans l'histoire de l'automobile s'est produite dans les années 50, avec l'apparition de la direction assistée hydraulique. Depuis lors, ce type d'assistance est devenu un composant standard dans les systèmes de direction des véhicules classiques. Plus récemment, la direction à assistance électrique a été intégrée dans les véhicules.

III-2-1 Direction à assistance hydraulique

La direction à assistance hydraulique utilise la pression hydraulique dispensée par une pompe, le couple conducteur appliqué sur le volant de direction est amplifié. En plus du confort amélioré, la réduction de l'effort à appliquer sur la direction a une grande importance et implication du point de vue sécurité. Elle permet au conducteur de manœuvrer plus facilement son véhicule afin d'éviter un accident. La Fig III-1 montre les différents éléments qui composent un système d'assistance hydraulique.

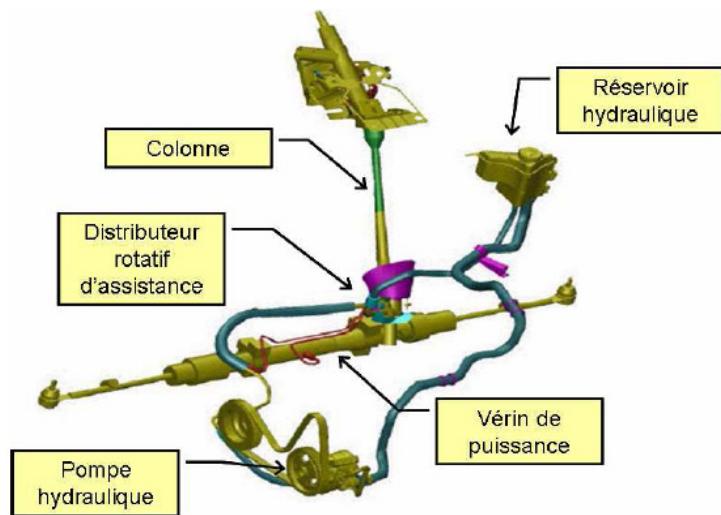


Fig III-1 Composition d'une direction à assistance hydraulique.

Le débit de fluide nécessaire pour l'assistance est fourni par une pompe hydraulique, généralement entraînée par l'arbre moteur. Une valve, placée sur la colonne de direction, permet de distribuer le fluide en fonction du sens de l'effort appliqué sur le volant par le conducteur vers un vérin d'assistance qui agit alors sur la crémaillère. Toutefois, ce système hydraulique présente un certain nombre d'inconvénients : il est cher, lourd et augmente sensiblement la consommation de carburant. S'il se révèle très efficace à faible vitesse, il est peut être au contraire un facteur de risque à grande vitesse en raison d'un excès d'assistance, en particulier pour un pilote peu expérimenté. En générant des oscillations autour de la trajectoire idéale, oscillations qu'un conducteur moyen voudra corriger, celui-ci obtient le plus souvent en raison des temps de réponse du système, un effet sensiblement inverse. En outre, l'assistance ne fonctionne plus dès lors que le moteur est arrêté ce qui rend les déplacements manuels particulièrement pénibles et interdit d'interrompre le moteur lorsque nous sommes dans un bouchon même dans une descente [68].

III-2-2 Direction à assistance électrique

Ce type de direction, élimine le besoin d'une pompe hydraulique et les canalisations ainsi que la courroie et la poulie sur le moteur, ce qui permet des gains en masse et en volume. L'absence de pompe hydraulique attelée rend le fonctionnement de la direction indépendant du moteur. Cette direction utilise le courant électrique fourni par l'alternateur et la batterie, il n'y a donc pas d'interaction directe avec le moteur thermique. La direction à assistance électrique ne consomme de l'énergie au repos alors que l'assistance hydraulique nécessite le maintien d'une pression minimale dans le système.

La direction à assistance électrique est un système dans lequel un moteur électrique situé sur la colonne de direction, sur le pignon ou sur la crémaillère assiste le conducteur pour le braquage des roues. Des capteurs mesurent des paramètres tels que l'angle volant ou la vitesse du véhicule. Ces informations sont transmises à un calculateur qui évalue, en temps réel, l'assistance optimale à apporter au conducteur par le moteur électrique. La Fig III-2 montre les différents éléments qui composent un système d'assistance électrique [69].

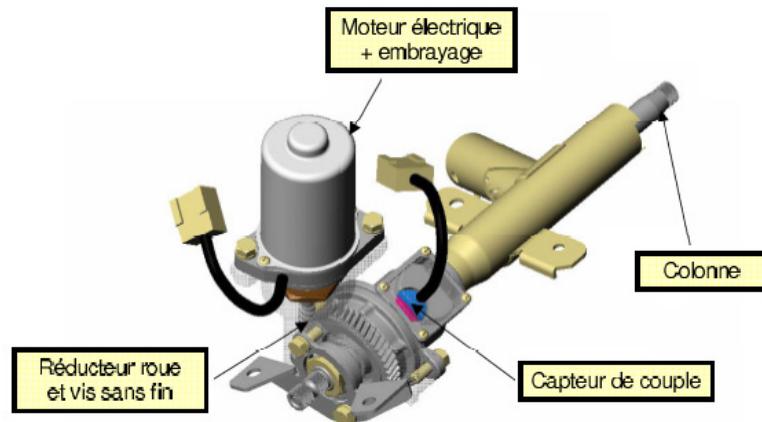


Fig III-2 Composition d'une direction à assistance électrique.

Les premières directions assistées électriques Variables (DAEV) sont apparues à la fin des années 80. L'arrivée à maturité de cette technologie et sa caractéristique de compacité ont conduit plusieurs constructeurs à implanter ce type de direction en premier lieu sur les véhicules à forte contrainte d'encombrement. L'assistance apportée par la DAEV permet de réduire l'effort conducteur tout particulièrement en manœuvres de parking (vitesse véhicule nulle) et à basse vitesse. Ce gain est encore plus appréciable sur les versions véhicule équipées d'options complémentaires lourdes (climatisation, embrayage piloté) et participe ainsi à la bonne image urbaine de ce type de direction. Ce type de direction permet une réduction de consommation de carburant de 0.2 Litre aux 100 km et participe à la limitation des bruits parasites lors des braquages importants causés habituellement par la pompe hydraulique [70].

La DAEV assiste les efforts de direction dès la sollicitation du volant. Le couple d'assistance est fourni à l'aide d'un moteur électrique monté sur la colonne de direction par l'intermédiaire d'un réducteur à vis sans fin. Par conséquent, le couple d'assistance s'additionne au couple appliqué par le conducteur sur le volant. Elle présente aussi un autre avantage d'ordre écologique car le risque ambiant posé par la fuite et la dispersion du liquide de direction hydraulique est écarté. La Fig III-3 donne quelques caractéristiques mécaniques d'une direction à assistance électrique [71].

Caractéristiques mécaniques	
Rotation volant	$\pm 707^\circ$
Angle maxi pivotement roue gauche	-39 à $+30^\circ$
Angle maxi pivotement roue droite	-30 à $+39^\circ$
Déplacement maxi crémaillère	130 mm
Diamètre de braquage entre trottoir/mur	9.65/10 m
Couple maxi au volant	9 Nm
Réducteur roue et vis	$R=1/23$, $m=1.5$, $\alpha=14^\circ 30'$, $Z=2$, $\beta=20^\circ$
Rendement réducteur	0.80 mini
Embrayage électromagnétique	Monodisque - Couple 1,08 Nm mini
Seuils déclenchement assistance	74 km/h et 68 Km/h
Rotation barre de torsion	8° maxi
Raideur barre de torsion	2.9 Nm / $^\circ$

Fig III-3 Caractéristiques mécaniques d'une direction à assistance électrique.

La perspective dans l'évolution des systèmes de direction est d'éliminer complètement la colonne de direction sur les véhicules. Le remplacement des commandes mécaniques ou hydrauliques par des systèmes électroniques est connu sous le nom de la technologie filo-commandée « Steer-by-Wire ». Cette idée n'est certainement pas nouvelle aux pilotes d'avions car de nombreux avions modernes, commerciaux ou militaires, sont complètement équipés de circuits de commande de vol par fil « Fly-by-Wire ». La Fig III-4, montre une photo du premier vol d'essai d'un avion numérique Fly-by-Wire, avec le pilote Gary Krier, au centre de recherches de vol de la NASA, le 25 Mai 1972. [72].



Fig III-4 Le premier vol d'essai d'un avion numérique Fly-by-Wire, appartenant à la NASA.

La technologie filo-commandée a été mise au point pour améliorer le rendement et les performances des avions, conçus pour avoir un degré de manœuvrabilité jamais atteint.

III-3 Les avantages techniques de la technologie X-by-Wire

Un certain nombre de véhicules récents utilisent déjà la technologie filo-commandée pour la commande de l'accélération, des vitres ou des sièges à commande électrique. Il existe également quelques prototypes qui complètent les roues directionnelles avant du véhicule par des roues arrières également directionnelles filo-commandées afin d'améliorer la manœuvrabilité à vitesse réduite et la stabilité du véhicule à grande vitesse. Le Drive-By-Wire, qui tend à faire disparaître des véhicules les liens mécaniques entre les commandes proposées au conducteur et les systèmes physiques. Différents types d'applications découlent de cette tendance (voir Fig III-5), [69].

- **Le Throttle-By-Wire « Accélérateur ».** Ce type de système consiste à remplacer les câbles reliant la pédale d'accélérateur au moteur. Les véhicules actuels utilisent déjà cette solution, par l'intermédiaire des systèmes d'injection et de papillons motorisés.
- **Le Clutch-By-Wire « Embrayage ».** Il s'agit de piloter l'embrayage sans rappels mécaniques avec le conducteur. Là encore, ce type de solution existe déjà dans les gammes de véhicules actuels avec les boîtes automatiques et boîtes robotisées.
- **Le Brake-By-Wire « Freins ».** Comme son nom l'indique, le circuit hydraulique reliant la pédale de freins aux étriers disparaît. Actuellement, de telles solutions n'existent pas en tant que telles mais des systèmes comme l'ABS ou l'ESP permettent d'ores et déjà un certain découplage entre le conducteur et les freins.

- **Le Steer-By-Wire « Direction ».** Très simplement, la colonne de direction reliant le volant au train avant est supprimée. De nos jours, des directions découpées ne sont utilisées que sur des véhicules de chantier, l'application aux véhicules destinés aux particuliers est encore lointaine.

- **Steer-by-Wire (Direction)**
- **Brake-by-Wire (Freinage)**
- **Shift-by-Wire (Passage de vitesse)**
- **Suspension-by-Wire (Suspension)**
- **Drive-by-Wire (Conduite intégrale)**

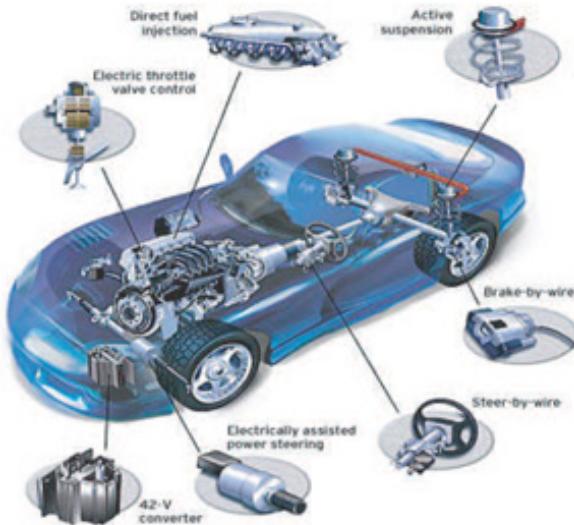


Fig III-5 Applications de la technologie X-by-Wire dans l'automobile.

L'absence d'une colonne de direction sur un système Steer-by-Wire simplifie considérablement la conception de l'habitacle de la voiture. Le volant peut être assemblé modulairement sur le tableau de bord et placé facilement pour la commande gauche ou droite. La suppression de la colonne de direction permet également une utilisation bien meilleure de l'espace dans le compartiment moteur. En outre, le dispositif de direction entier peut être conçu et installé comme unité modulaire. L'absence d'une liaison mécanique directe entre les roues avant et le volant, permet d'éliminer l'ébruit, la vibration et la rudesse de la route, habituellement perçus par les mains et bras du conducteur à travers le volant, sur un système de direction conventionnel. De surcroit, du point de vue de la sécurité passive, la direction filo-commandée élimine également la probabilité de l'enfoncement de la colonne de direction dans le corps du conducteur lors d'un choc frontal. Enfin, le dernier avantage de la direction filo-commandée réside dans la possibilité de régler quelques paramètres comme l'effort et le rapport de direction pour optimiser la précision de la direction et le ressenti. De plus, la disparition de la colonne de direction qui représente un organe particulièrement lourd et encombrant entraîne une réduction de la consommation de carburant de 6%, ce qui représenterait un progrès non négligeable du point de vue de la protection de l'environnement [73].

De toute évidence, l'avantage le plus significatif de la technologie filo-commandée, en lien avec les performances et la sécurité de la conduite automobile est la possibilité de la mise en place d'une direction active : la capacité de gérer électroniquement la consigne du conducteur sur la direction afin de corriger l'angle de braquage lors de freinage sur une chaussée à faible adhérence par exemple. Dans une perspective d'une commande intégrée de la dynamique du véhicule, le premier système de direction active pour un véhicule de série a été présenté en 2004 sur la série 5 du constructeur Allemand BMW (voir Fig III-6) [72].



Fig III-6 Direction active développée par BMW.

Cet équipement permet une démultiplication de la direction, et non pas de son assistance, en fonction de la vitesse du véhicule. A faible vitesse, la direction est directe, améliorant ainsi la maniabilité du véhicule en circulation urbaine ou pendant les manœuvres de stationnement. Pour des vitesses supérieures, le rapport de direction est démultiplié pour une meilleure stabilité directionnelle en ligne droite et agilité à l'amorce des virages. La colonne de direction est reliée mécaniquement à la crémailleure au travers d'un système de renvoi de pignons. La liaison mécanique est donc maintenue. La variation de la démultiplication est assurée par la rotation d'un moteur électrique inséré dans la pignonerie.

Au moment où la direction filo-commandée n'est toujours pas entrée en application sur les véhicules de série. Ce dispositif de direction active démontre bien la possibilité de manipuler les améliorations qui peuvent être apportées à un véhicule équipé d'une véritable direction filo-commandée. Semblable au dispositif de correction électronique de trajectoire (ESP) qui existe déjà sur les véhicules depuis plusieurs années, la direction active peut également maintenir la stabilité et la manœuvrabilité du véhicule en agissant sur la direction à la place du conducteur lorsque le véhicule est proche de ses limites de maîtrise, comme pendant une manœuvre d'urgence ou quand les conditions de conduite nécessitent une intervention sur la trajectoire.

Grace à l'exploitation du concept de la direction active, un dispositif d'aide au stationnement a été développé et commercialisé en option par le constructeur Allemand Volkswagen, sous l'appellation «Park Assist» disponible depuis deux ans (voir Fig III-7). Le système a été perfectionné pour permettre au véhicule de se garer parallèlement à la chaussée dans des espaces étroits. La nouvelle génération des systèmes d'aide au stationnement « Park Assist » permet de se stationner avec une plus grande facilité. Pour activer ce dispositif, il suffit d'appuyer sur un bouton. Le système détecte des places de parking potentielles, côté chaussée, droite ou gauche grâce à un système de capteurs. Une fois la place détectée, longue d'au moins 110 cm de plus que la longueur totale du véhicule, une unité de gestion analyse la trajectoire idéale pour se garer au mieux. Toutes les autres informations nécessaires à l'exécution des manœuvres, en marche avant ou arrière, s'affichent à l'écran pour permettre au véhicule d'effectuer parfaitement le créneau. Comme dans sa première version, pour laquelle la place de stationnement devait être plus longue que le véhicule d'au moins 140 cm, le nouveau système d'aide au stationnement prend en charge toutes les manœuvres de braquage et de contre-braquage. Le conducteur n'a donc plus qu'à se soucier du frein et d'accélérateur, le « Park Assist » prenant en charge le reste.



Fig III-7 Le dispositif d'aide au stationnement « Park Assist » de Volkswagen.

Dans les systèmes courants de l'ESP, un ordinateur analyse l'information des multiples capteurs du véhicule et intervient à la place du conducteur pour empêcher des manœuvres potentiellement catastrophiques en actionnant un freinage sélectif des roues ou en agissant sur le régime du moteur. Puisque ces types de systèmes sont justifiés par la sécurité, leur enclenchement interrompt parfois la sensation de la continuité de la conduite et donc limite les performances du véhicule. La direction filo-commandée présente la possibilité de gagner sur les deux plans : améliorer la sécurité et les performances de la conduite. Un système filo-commandée peut gérer sans à-coup des ajustements sur la direction pendant une manœuvre d'urgence pour maintenir la stabilité au lieu de s'imposer brusquement par la prise de contrôle du véhicule. Les avantages de la direction filo-commandée dépassent l'aspect du contrôle de la stabilité. En effet, grâce à ce concept, nous pouvons conférer à un véhicule grand et lourd les sensations d'un véhicule plus petit et plus léger.

En outre, dans certains cas il est plus avantageux d'agir sur la direction au lieu d'un freinage différentiel pour produire un moment de lacet, parce que la direction exige une plus faible mobilisation des forces d'adhésion entre les pneus et la chaussée. Considérons en effet le cas où les pneus arrière ont atteint leurs limites d'adhérence, par exemple lors d'un glissement des roues arrière, le seul moyen de contrôle sont alors les roues avant. Cette situation mène typiquement à un dérapage provoquant un violent tête à queue impossible à maîtriser par le conducteur. Pour générer un moment de lacet correctif, nous pouvons soit appliquer un freinage sur les roues avant ou agir sur la direction (voir Fig III-8), [72].

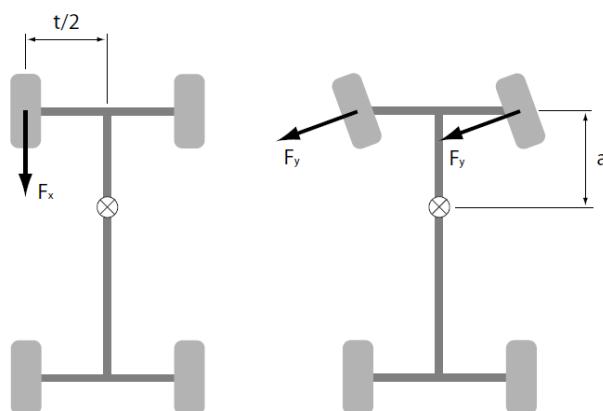


Fig III-8 Moment de lacet généré par un freinage différentiel et par une direction active.

Le moment produit du freinage différentiel est :

$$M = F_x \frac{t}{2} \quad (3.1)$$

Le moment généré par de faibles angles de braquage est approximativement :

$$M = 2F_y a \quad (3.2)$$

Nous considérons que pour la plupart des véhicules, la largeur « t » entre les deux roues avant est approximativement égale à la distance « a » entre le centre de gravité au niveau de l'essieu avant. En égalisant les deux équations (3.1) et (3.2), nous obtenons :

$$F_y = \frac{F_x}{4} \quad (3.3)$$

La force latérale F_x pour chaque pneu est seulement un quart de la force longitudinale F_y requise pour produire le même moment de lacet M . Ce résultat est particulièrement important dans le contrôle d'un véhicule sur des chaussées glissantes comme sur la neige ou le verglas, où les limites d'adhérence sont facilement atteintes. Naturellement, les forces qui peuvent être produites par seule interposition sur la direction ont une limite. Par exemple, quand les pneus avant sont déjà saturés, un angle de direction additionnel ne produira plus de force latérale. Dans cette situation, seul le freinage différentiel des roues arrière aura une influence sur la dynamique du véhicule. Un système idéal de commande de stabilité du véhicule devrait avoir la possibilité d'agir sur la direction, sur le freinage ou sur une certaine combinaison des deux.

Les avantages potentiels de l'intervention sur une direction active pour améliorer le comportement dynamique du véhicule, non seulement en situation d'urgence, mais aussi pendant la conduite normale, ont suscité une attention considérable de l'industrie automobile et des établissements de recherche. Un certain nombre d'idées ont été testées sur des prototypes expérimentaux avec des conceptions particulières des systèmes de direction active. Dès 1969, Kasselmann et Keranen [74], ont proposé un système de direction active basé sur le retour d'information d'un capteur de vitesse de lacet. Des travaux plus récents menés par Ackermann [75], consistent à combiner la direction active avec le retour d'information sur la vitesse de lacet, à un découplage robuste entre le mouvement latéral et le mouvement de lacet. Les résultats expérimentaux démontrent son efficacité dans l'annulation du lacet généré par le freinage sur une surface à faible adhérence.

Les travaux de Huh et Kim [76], ont traité de la conception d'un contrôleur de direction active qui élimine la différence en termes de réponse de la direction entre la conduite sur une chaussée glissante et chaussée sèche. Le contrôleur a été implanté sur un simulateur de conduite en utilisant le retour d'information sur le mouvement de roulis du véhicule pour estimer la force latérale de pneus. Plus récemment, Segawa et Nishizaki [77], ont appliqué le retour d'information de l'accélération latérale et de la vitesse de lacet, sur un véhicule expérimental équipé d'une direction filo-commandée et ont démontré que la commande de la direction active peut permettre une plus grande stabilité du véhicule, par rapport à la commande du freinage différentiel.

III-4 Etat de l'art sur quelques prototypes existants, munis d'une direction filo-commandée « Steer-by-Wire »

Les constructeurs automobiles ont commencé à travailler depuis plusieurs années sur les possibilités d'adaptation de la technologie by-Wire dans les véhicules pour les avantages qu'elle présente. Quelques constructeurs ont donc déjà mis au point des prototypes automobiles comportant notamment une direction filo-commandée. Les voitures complètement by-Wire ne sont encore que des démonstrateurs d'investigation technologique, ils seront sans doute mis en commercialisation dans le futur proche. Dans la plupart de ces prototypes, l'idée est de regrouper toutes les fonctions sur un même support, que ce soit sous forme d'un volant spécial ou d'un joystick. Le constructeur Citroën du groupe PSA, a dévoilé deux concept-car au salon automobile de Francfort en Allemagne en 2002. Ils illustrent clairement les potentiels d'utilisation de la technologie filo-commandée dans l'automobile.

Le premier concept, nommé « Citroën C-Crosser », montré sur la Fig III-9, est présenté comme le véhicule du futur, grâce à son concept des quatre roues directionnelles, qui accroît le niveau de manœuvrabilité du véhicule. En effet, ce démonstrateur permet un braquage de butée en butée en 2/3 de tour du volant, ce qui facilite les manœuvres de stationnement pour le conducteur. La suspension active hydraulique de ce démonstrateur permet de soulever automatiquement l'assiette de 60 millimètres et de la rabaisser de 100 millimètres. Cette course de la suspension de 160 millimètres est commandée par l'intermédiaire d'un bouton.



Fig III-9 Le démonstrateur Citroën C-Crosser.

Ce démonstrateur est aussi doté de la technologie Drive-by-Wire, qui élimine le besoin de colonne et de pédales. Le conducteur peut prendre place n'importe où à l'avant du véhicule et commuter facilement l'unité de commande (volant spécial) entre la gauche et la droite. Cette unité de commande mobile est présentée sur la Fig III-10. Des manettes rotatives permettent à la fois l'accélération et le freinage, grâce à des mouvements de rotations vers la droite ou la gauche. Le passage de vitesses est obtenu en appuyant sur les boutons situés à la tête des deux manettes. Toutes les commandes auxiliaires se trouvent sur le noyau du volant. Un écran au dessus du volant permet l'affichage de la vitesse et du compte-tours.

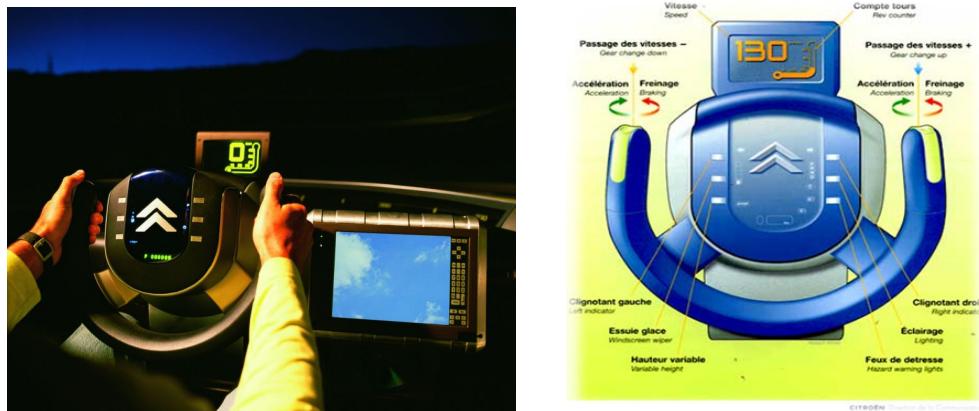


Fig III-10 Unité de commande du Citroën C-Crosser.

Le deuxième démonstrateur développé par Citroën, est le « C5 by-Wire ». Il utilise un poste de conduite intégralement by-Wire : accélérateur, freins et direction. La transmission est, quant à elle, automatique. Les commandes sont regroupées sur un pseudo-volant : accélérateur actionné à l'aide de palettes centrales et freins électro-hydraulique, commandés par des gâchettes situées aux deux extrémités du guidon et accessibles grâce pour l'indexe gauche ou droit du conducteur (voir Fig III-11). Afin d'éviter d'appuyer continuellement sur l'une des deux palettes d'accélération, ce démonstrateur dispose d'un régulateur de vitesses automatisé, pour un meilleur confort de conduite à vitesse stabilisée. La C5 by-Wire est aussi muni d'une démultiplication variable de la direction, exagérément directe à basse vitesse pour montrer toutes les possibilités du concept. De butée en butée, la démultiplication passe ainsi d'un maximum de 540° à seulement 120° pour les très basses vitesses, ce qui permet des manœuvres en parking d'une très grande rapidité [39].

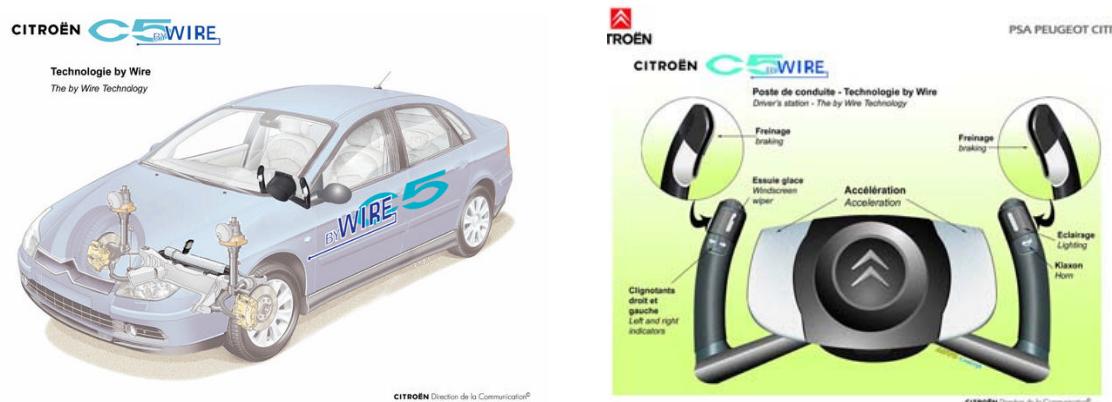


Fig III-11 Le démonstrateur Citroën C5 by-Wire.

Le constructeur leader Allemand Mercedes avait développé deux concepts haut de gamme, nommées « F 200 Imagination » en collaboration avec Daimler Chrysler. Ils ont été dévoilés pour la première fois au salon mondiale de l'automobile à Paris en 1996. Ces deux concepts utilisent la technologie filo-commandée et sont basés sur l'utilisation d'un Joystick pour conduire le véhicule. Pour accélérer il suffit de pousser le joystick vers l'avant et le freinage est obtenu en tirant le joystick vers l'arrière. Le braquage des roues dans les deux directions se fait en actionnant le joystick vers la droite ou vers la gauche en fonction du braquage désiré. Ces deux concepts apparaissent sur la Fig III-12.



Fig III-12 Concepts Drive-by-Joystick « F 200 Imagination » de Mercedes.

Comme le montre la Fig III-12, le design intérieur de ces deux concepts est très futuriste. Il s'agit d'un véritable concentré d'électronique grâce à une architecture complexe, comportant une centaine de capteurs et d'actionneurs, gérés tous par un ordinateur de bord au service de la sécurité et du confort du conducteur et des passagers. Le conducteur peut donc exploiter entièrement les possibilités techniques de son véhicule sans transgresser les limites de sécurité, liées à la dynamique du véhicule et aux conditions extérieures.

Plus récemment, le constructeur Japonais Nissan a dévoilé un nouveau concept équipé de la technologie « X-by-Wire », nommé « Nissan EA2 », apparaissant sur la Fig III-13. Ce concept est basé sur la première génération du Crossover Nissan Murano et permet d'illustrer encore une fois les nombreux avantages de cette technologie. En effet, les systèmes «Steer-by-Wire» et «Brake-by-Wire» sont désormais à l'ordre du jour sur ce concept. Ces deux systèmes ont été entièrement repensés dans le but de gagner de l'espace intérieur sans allonger le véhicule. Sur le concept EA2, ce gain a été tel qu'il a été possible d'ajouter une troisième rangée de sièges, portant la capacité totale de la voiture à sept places. Côté freinage, le « Brake-by-Wire» réduit la course de la pédale de frein grâce à l'utilisation d'un dispositif électrique à la place d'un amplificateur, d'un maître-cylindre et de canalisations, libérant ainsi de l'espace. Grâce à la direction et freins filo-commandés, la longueur intérieure de l'EA2 a pu être portée à 2,60 m, soit 11 cm de plus que le Murano de série. Outre un net gain d'espace, la technologie « X-by-Wire » permet également un important gain de poids ce qui se traduit à la fois par de meilleures performances générales et par une consommation et des émissions polluantes réduites.



Fig III-13 Concept Murano EA2 de Nissan.

Plusieurs autres démonstrateurs ont été développés par des constructeurs automobiles. Ils ont tous pour point commun de regrouper toutes les commandes du véhicule : accélération, freinage, direction, sur un même support sous forme d'un pseudo-volant.



Fig III-14 Concepts « X-by-Wire » de General Motors et Mercedes F 500.

Nous pouvons citer par exemple la Saab 9000 présentée en 1997 (Projet Prometheus), la BMW Z22 en 2000 ou la Mercedes F 500 en 2004. Nous montrons sur la Fig III-14, les deux démonstrateurs développés par GM et Mercedes.

III-4-1 Analyse et discussion

L'objectif principal de ce bref état de l'art est de positionner notre concept de freinage par le volant par rapport à l'existant des différents prototypes développés par les constructeurs automobiles. Il s'agit donc d'effectuer une étude comparative afin de mettre en valeur les points stratégiques du dispositif proposé en matière d'ergonomie. Il est facile de remarquer que tous les prototypes constructeurs ont en point commun l'unité de commande qui est réalisée soit sous forme d'un pseudo-volant à poignées ou d'un joystick. Ceci signifie que le conducteur se doit de maintenir les mains en contact, avec les poignées du pseudo-volant ou le joystick pendant toute la durée de la conduite, sans même avoir le droit de l'écartier légèrement ou de la reposer. Cette situation très inconfortable peut générer rapidement une grande fatigue de la main et du bras du conducteur, et crée une gêne due notamment à la présence de sueur sur la surface intérieure de la main, suite à la longue tenue de la poignée, notamment pendant l'été. Ces prototypes présentent de plus un autre inconvénient encore plus important. En effet, les fonctions d'accélération et de freinage sont toutes actionnées sur le même support, que ce soit par manettes rotatives, palettes centrales, gâchettes, boutons ou par mouvement du joystick. Toutes ces commandes semblables présentent l'inconvénient du maintien continual de l'accélérateur en obligeant le conducteur à laisser son pouce ou sa main sur la même position pendant tout le trajet. Cette situation est encore une fois très gênante et pourrait devenir rapidement fatigante, notamment sur autoroutes, sans imitateur de vitesse. Par ailleurs, un grand nombre d'ergonomes dans l'automobile, s'accordent à considérer que l'utilisation d'un joystick reste trop idéaliste et peu adaptée à la conduite.

Nous pouvons donc remarquer que notre solution proposée prend vite de l'avance, malgré la simplicité de son concept, par rapport à tous ces prototypes. En effet, le fait que nous ayons gardé le volant conventionnel comme unité de commande présente déjà un avantage en soi, car le conducteur peut poser librement ses mains à n'importe quel endroit sur le volant, tout en conduisant. Ceci, que ce soit pour accélérer, vu que l'accélérateur est un cercle situé à l'arrière du volant, ou pour freiner, étant donné qu'il suffit d'appuyer sur le volant à quelle que soit sa position.

Nous aborderons dans la partie suivante, la description de l'architecture et le fonctionnement de la direction filo-commandée, en soulignant sa particularité par rapport à la direction conventionnelle.

III-5 Architecture et fonctionnement de la direction filo-commandée

Il est important de mettre en évidence dans un premier temps, les principales différences du point de vue architecture, entre un système de direction conventionnel et filo-commandé. Le système de direction conventionnel qui permet de diriger un véhicule est composé de plusieurs parties :

- Le volant et l'axe du volant (ou colonne de direction).
- Le boîtier de direction chargé de transformer le mouvement de rotation du volant en un mouvement de translation (pignon).
- Le bras de commande et d'accouplement qui peut être une crémaillère.
- Les biellettes assurant la liaison entre la partie suspendue et la partie non suspendue du train directeur.
- Les portes fusées des roues directrices qui tournent autour d'un axe proche de la verticale.

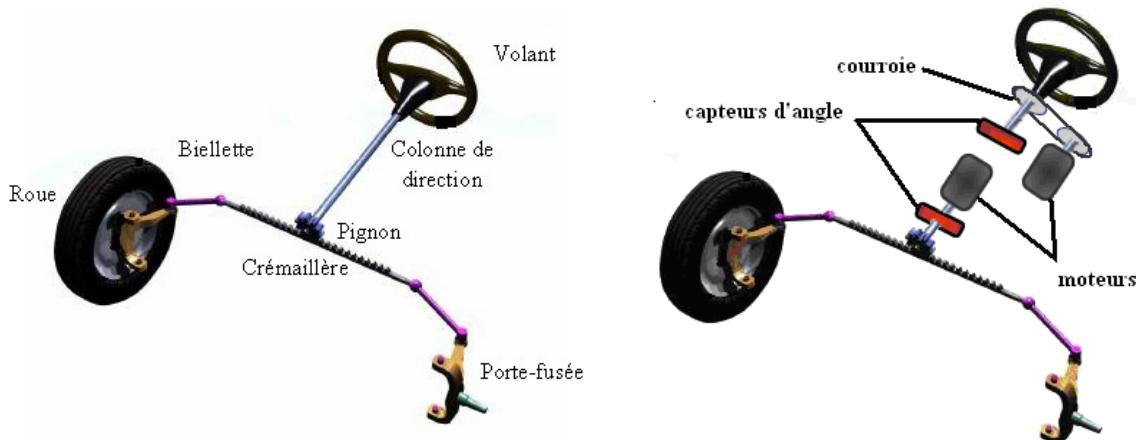


Fig III-15 Représentations schématiques des directions conventionnelle et filo-commandée.

La Fig III-15 montre les deux architectures simplifiées des deux systèmes de direction comparés : direction conventionnelle et direction filo-commandée. Nous pouvons constater que le système de direction filo-commandée est muni d'une crémaillère actionnée non pas avec la colonne de direction, mais par un double moteur électrique afin de braquer les roues avant en fonction de la requête du conducteur, captée au niveau du volant grâce à un capteur d'angle de rotation par rapport à une position de référence. Le volant est également équipé d'un moteur électrique fournissant au conducteur un retour d'effort correspondant à celui normalement engendré par les roues et l'inertie de la colonne. Le conducteur conserve de cette façon un ressenti de la route, même s'il est artificiel. Dans ce contexte, plusieurs auteurs ont traité cet aspect de la restitution d'un retour haptique sur le volant [78], [79], [80]. La direction étant un domaine ultrasensible en terme de sécurité, tous les éléments peuvent être imaginés en redondance : calculateurs, batteries, circuits électriques, actionneur de crémaillère, moteur de retour d'effort volant (voir Fig III-16) [39].

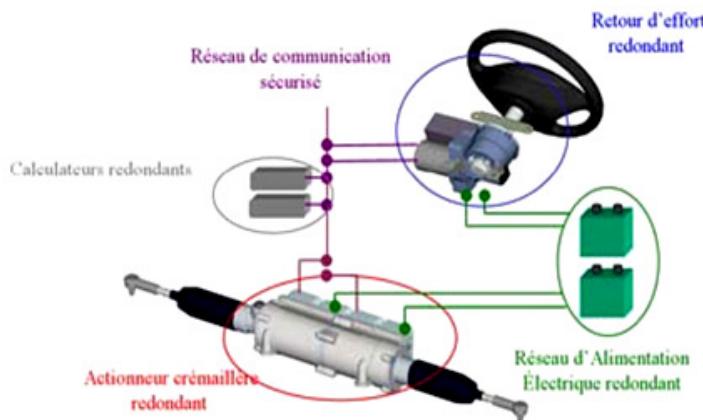


Fig III-16 Architecture de la direction filo-commandée « Steer-by-Wire ».

Parallèlement au concept doté d'une seule crémaillère qui commande les deux roues directrices simultanément, une autre architecture de la direction filo-commandée a été proposé au congrès SENSOR 2001 afin de répondre à des contraintes dynamiques du véhicule, pour assurer encore mieux sa stabilité directionnelle. L'intérêt d'une commande électronique plutôt que mécanique est qu'elle peut facilement s'exercer différemment sur les deux roues. En effet les deux roues directrices d'un véhicule ont primitivement été considérées comme devant être sensiblement parallèles en permanence, c'est à dire que l'angle de chacune d'elle avec l'axe de la voiture était le même (voir Fig III-17).

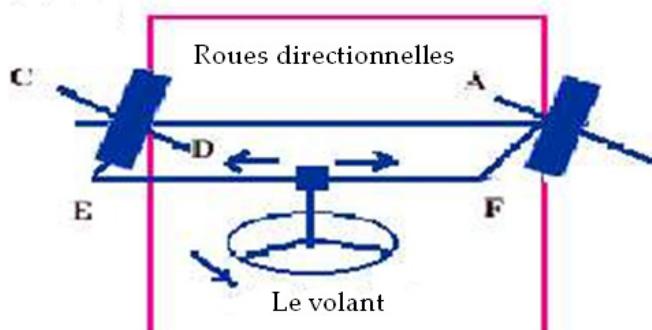


Fig III-17 Schéma simplifié d'une direction à crémaillère classique.

Or l'analyse géométrique élémentaire montre à l'évidence que la roue avant droite et la roue avant gauche d'un véhicule dans un virage ne peuvent suivre la même trajectoire, et ce d'autant plus que le virage est serré selon la Fig III-18. L'imposition du parallélisme induit donc nécessairement un glissement d'une roue par rapport à l'autre, glissement générant une usure du pneumatique et une moindre adhérence responsable parfois d'une perte de contrôle du véhicule par le conducteur. Dans les voitures modernes ce problème a été partiellement résolu par un mécanisme approprié (la biellette qui relie les roues avant pour les coupler lors d'un virage est plus courte que la distance entre les axes de roues). Cependant celui-ci n'est pas parfait et n'élimine pas totalement l'effet de glissement d'une roue par rapport à l'autre. Il suffit pour cela d'examiner les pneumatiques avant d'une voiture, peu avant de les changer, pour constater l'usure asymétrique résultant du phénomène de glissement, notamment avec la multiplication des ronds-points et des chicanes dans nos villes.

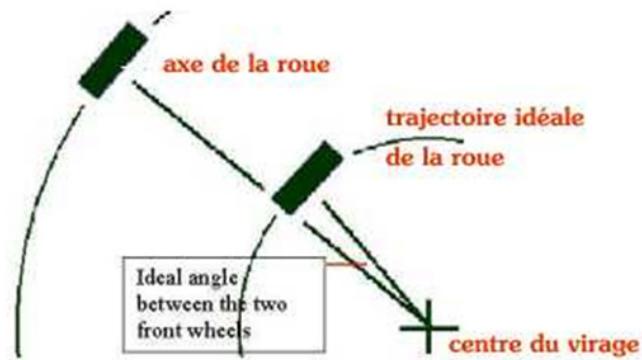


Fig III-18 Comportement des roues directrices lors d'un virage.

En pilotant séparément les deux roues directrices via deux crémaillères indépendantes, commandées par deux actionneurs, il sera possible d'assurer l'orientation relative optimale à chaque instant (voir Fig III-19).

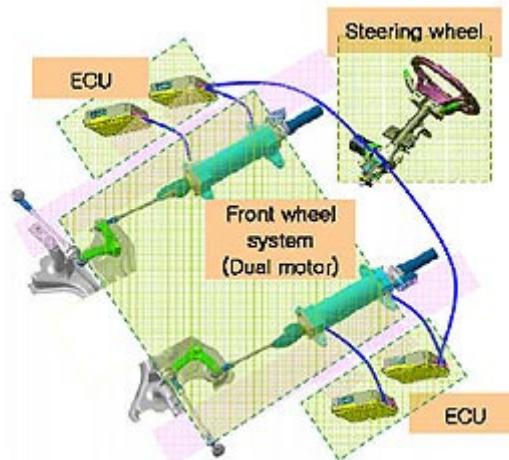


Fig III-19 Architecture d'une direction filo-commandée à deux crémaillères.

Par ailleurs, parallèlement au développement des systèmes de directions filo-commandées, la technologie X-by-Wire a été également appliquée aux systèmes de freinage du véhicule, donnant naissance dans un premier temps à un système de freinage Electro-hydraulique et plus récemment à un système Electro-mécanique plus évolué. Etant donné le lien très étroit existant entre l'application de cette technologie au système de freinage et le dispositif de frein par le volant que nous proposons dans ce manuscrit, nous allons aborder la définition et les avantages apportés par le freinage filo-commandé « Brake-by-Wire ».

III-6 Le freinage Electro-mécanique « Brake-by-Wire »

Le système de freinage Electro-mécanique EMB est une évolution du premier système de freinage Electro-hydraulique EHB, commercialisé pour la première fois en 2000 par le constructeur Allemand Mercedes. En effet, l'implantation d'un système « Brake-by-Wire » avec un Micro-Contrôleur et un actionneur sur chaque roue permet de réduire la distance d'arrêt et d'adapter la pression de la force de freinage au conducteur, ce qui augmente considérablement non seulement la qualité du freinage mais aussi la stabilité du véhicule.

Comme pour les systèmes « Steer-by-Wire », la suppression du système hydraulique de freinage réduit aussi le poids du véhicule et sa consommation, mais c'est aussi le problème du recyclage de ces fluides particulièrement polluants qui sera définitivement réglé [72].

Le freinage à commande électrique se compose de deux ou quatre étriers électromécaniques, d'un frein de parking électrique intégré et d'une pédale électrique à retour d'effort. Il permet, dans le cas du freinage électrique intégral, de supprimer tous les liens mécaniques habituels, les fluides et les canalisations. Ces éléments sont remplacés par des capteurs électroniques, des calculateurs et des actionneurs qui pilotent les étriers de freins. Le système intègre les fonctions classiques de freinage (ABS, le contrôle de stabilité ESP, l'assistance au freinage d'urgence AFU, la répartition du freinage avant-arrière) mais également des fonctions spécifiques telles que l'assistance au démarrage en côte ou le freinage roue par roue. Comme pour la direction à assistance électrique, cette nouvelle technologie permet d'envisager une conception modulaire, offrant ainsi une plus grande souplesse au concepteur. La Fig III-20 présente les composants et l'architecture d'un système de freinage Electro-mécanique EMB développé par le constructeur BMW.

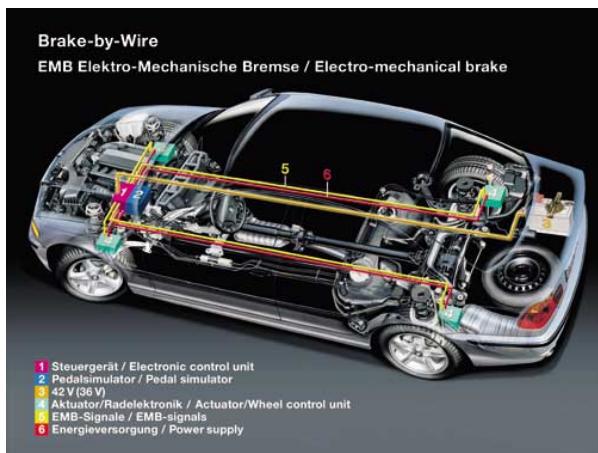


Fig III-20 Architecture d'un système de freinage Electro-mécanique.

Les avantages apportés par la technologie « Brake-by-Wire » se répartissent sur trois axes principaux [81]:

1. *Pour l'environnement :*

- Un gain en consommation puisque le frottement résiduel entre les plaquettes et le disque de frein est nettement diminué voire éliminé.
- La suppression des fluides constitue un atout écologique pour le retraitement des véhicules en fin de vie (VHU).

2. *Pour la sécurité :*

- Le contrôle électronique et les lois spécifiques appliquées aux commandes électriques apportent une réponse plus rapide et plus optimisée par rapport aux manœuvres du conducteur.
- La gestion électronique des freins améliore le comportement dynamique du véhicule (progressivité du freinage, stabilité du véhicule, répartition en temps réel du freinage avant-arrière et droite-gauche, démarrage en côte).

- La possibilité de concevoir un pédalier sans liaison hydraulique permet d'envisager de nouvelles fonctionnalités telles que le réglage de position, l'escamotage pour faciliter l'accès à bord ou améliorer la sécurité passive.
- La suppression du bloc ABS, de l'amplificateur de freinage et du maître cylindre contribuent favorablement à la sécurité passive.
- Le frein de parking électrique comprend également une fonction ABS contrairement à un frein à main traditionnel.

3. Pour l'agrément :

- L'agrément de freinage est sensiblement amélioré par un mordant accru de la pédale de frein et une meilleure progressivité de l'effort sur la pédale.
- La simplicité et la sécurité de fonctionnement du frein de parking.

Prenant compte de l'importance du système de freinage Electro-commandé, appuyée par l'ensemble des avantages apportés, il est évident qu'il nous sera d'une grande utilité dans une éventuelle phase d'implantation, sur un véhicule réel, du dispositif de frein par le volant développé. En effet, nous avons vu dans le chapitre précédent que la consigne de freinage est déterminée à partir du mouvement en profondeur du volant et d'algorithmes d'assistance active au freinage. Cette consigne est un signal électrique qui sera envoyé directement au système de freinage Electro-mécanique afin d'exécuter le freinage désiré sur les quatre roues du véhicule.

Après avoir donc exposé la recherche bibliographique sous forme d'un état de l'art sur la définition, le fonctionnement et les applications de la technologie filo-commandée « X-by-Wire » dans l'automobile, notamment sur le système de direction. Nous allons entrer dans le vif du sujet traité dans ce troisième chapitre, qui consiste à la modélisation d'un système de direction filo-commandé « Steer-by-Wire » dans une première phase et ensuite sa simulation et validation dans une seconde phase.

III-7 Modélisation d'un système de direction filo-commandé

La direction filo-commandée «Steer-by-Wire» exige que le retour d'effort volant artificiel reproduise les mêmes forces et sensations d'un système de direction conventionnel. En effet, dans le processus de la conduite d'un véhicule, le conducteur exerce des efforts sur le volant pour donner au véhicule la trajectoire souhaitée. Les efforts dus au contact pneu-chaussée et à la dynamique du véhicule remontent à travers la colonne de direction jusqu'au volant, où ils sont perçus par le conducteur. Les informations apportées au conducteur, au moyen de cet échange de flux d'efforts (forces-couples), sont d'une grande utilité pour orienter le véhicule et ressentir les limites de son adhérence au sol. Nous réalisons alors l'importance que revêt le système de restitution d'effort volant dans une direction filo-commandée.

III-7-1 Architectures et stratégies de lois de commandes d'un véhicule SBW

Comme nous l'avons évoqué, la direction filo-commandée SBW est composée de trois principaux modules : Module de restitution sur le volant, Module qui assure le braquage des roues et enfin le Module de communication qui permet de gérer l'échange de consignes et d'informations entre les modules de braquage et restitution à partir de la dynamique du véhicule.

Il existe deux architectures très répondus des systèmes de restitution et de braquage, appelées : classique et combinée (voir Fig III-21). L'architecture classique est composée d'un premier moteur relié au volant sans réducteur, qui permet de piloter le ressenti conducteur et un deuxième moteur équipé d'un réducteur, agit sur la crémaillère de manière à piloter le braquage des roues avant du véhicule. L'architecture combinée, comme son nom l'indique, les deux modules de braquage et de restitution sont implémentés directement sur une direction conventionnelle à assistance hydraulique ou électrique.

Contrairement à l'architecture classique où le moteur de braquage agit directement sur la crémaillère, le braquage des roues dans l'architecture combinée conserve l'assistance hydraulique. Un moteur électrique de braquage est connecté donc à la colonne par l'intermédiaire d'un réducteur, en amont de la valve d'assistance. Le moteur de restitution est équipé d'un réducteur pour produire plus de couple. Dans les deux architectures, des capteurs sont utilisés de manière à mesurer et/ou estimer : les angles volant & braquage, les efforts dus au conducteur (couple conducteur) et ceux dus au contact dynamique des roues avec la chaussée (efforts extérieurs).

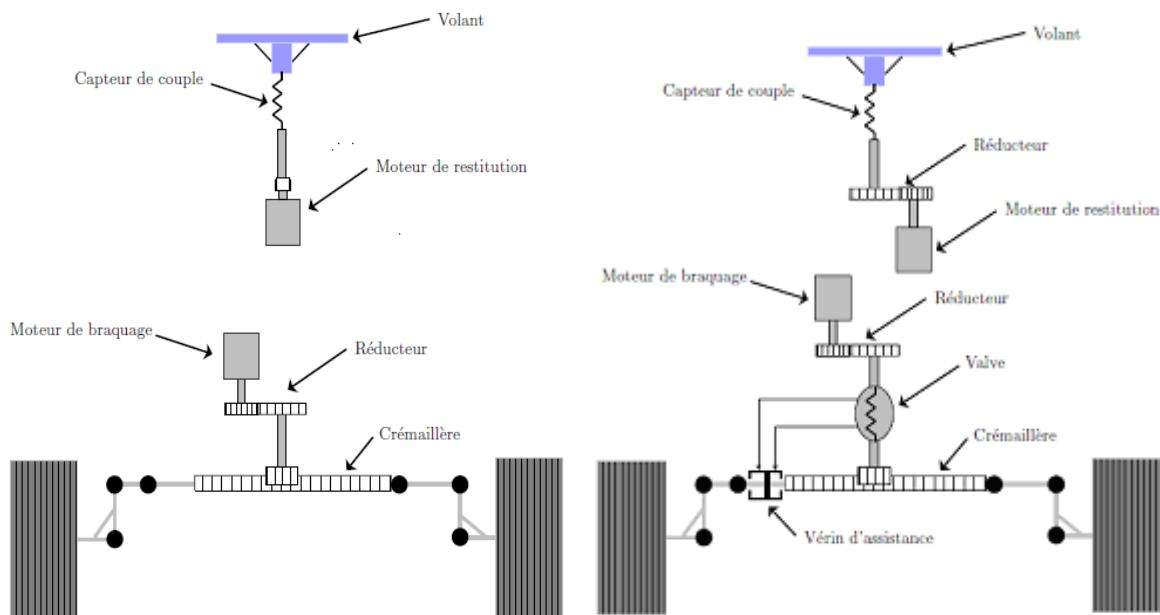


Fig III-21 Architectures : classique et combinée d'une direction SBW.

Des travaux présentés dans [82], sont basés sur une architecture classique de contrôle d'un véhicule à direction découpée : le système de braquage est asservi sur la position du volant. Les efforts extérieurs au niveau du système de braquage sont mesurés puis utilisés pour fournir un couple de restitution au conducteur.

Les stratégies de communication et de gestion de flux de données échangé entre les deux blocs : moteur de restitution et moteur de braquage reste problématique pour des raisons de sécurité et d'ergonomie, d'où la mise en valeur de l'aspect redondance de tous les éléments et robustesse des bus de communication d'une direction SBW (Fig III-22 à droite).

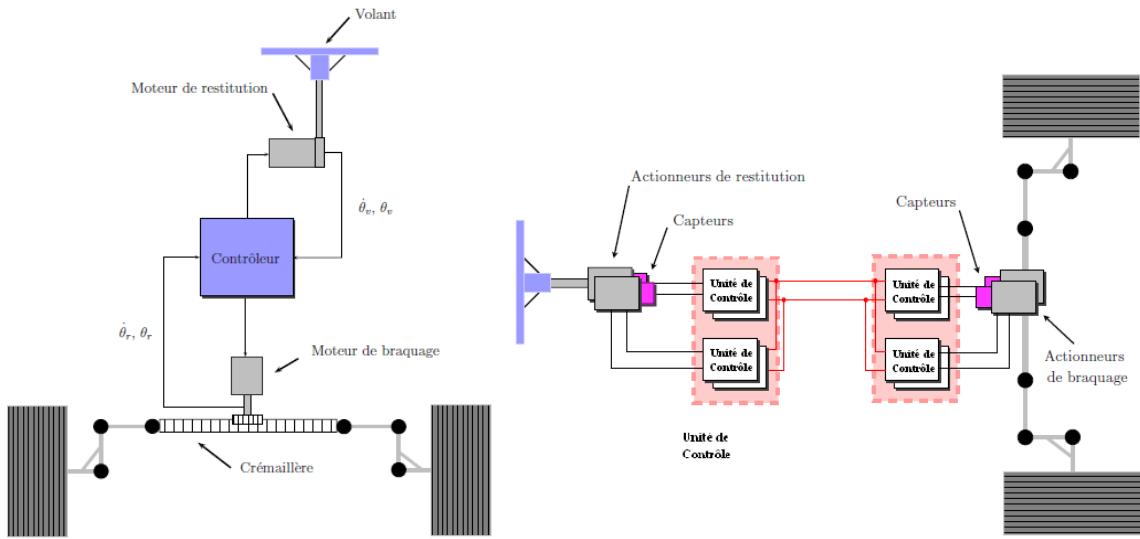


Fig III-22 Exemples de modules de communication sur une direction SBW.

Differentes approches ont été développées par les spécialistes, certaines revendentquent une approche totalement découpée (ou unilatérale) du problème de restitution, d'autres en revanche traitent le problème de manière couplée (stratégies bilatérales) en restituant au conducteur une image des efforts présents au niveau du train avant. Enfin, certaines stratégies posent un problème mixte, en cherchant à faire cohabiter commande couplée et commande découpée [69].

III-7-2 Dynamique d'une direction SBW à architecture simple

Dans un premier temps, un véhicule à direction découpée d'architecture relativement simple est considéré. La direction est composée de deux systèmes : un chargé de fournir au conducteur des sensations de conduite, l'autre système a pour but de braquer les roues avant du véhicule (voir la Fig III-23).

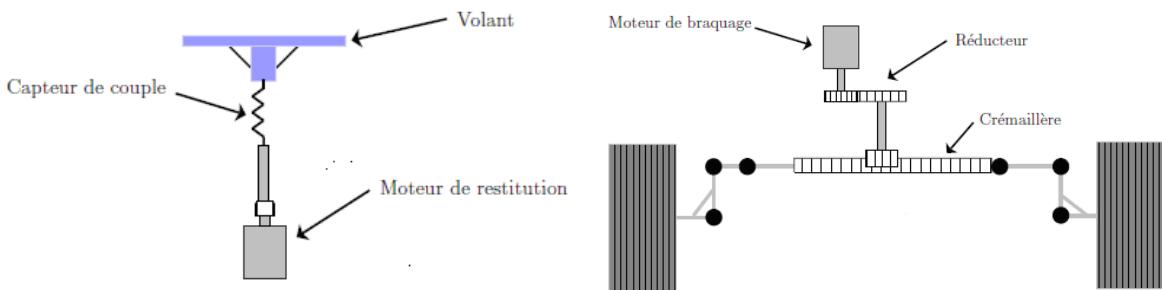


Fig III-23 Module de restitution et de braquage d'une architecture simple.

La dynamique du système de restitution présenté sur la gauche de la Fig III-23, est décrite par l'équation suivante :

- Bilan des efforts au niveau du volant :

$$J_v \ddot{\theta}_v = -B_v \dot{\theta}_v + \tau_c + \tau_{mv} \quad (3.4)$$

La dynamique du système de braquage présenté sur la droite de la Fig III-23, est décrite par les deux équations suivantes :

- Bilan des efforts au niveau du moteur de braquage des roues avant :

$$J_{mb} \ddot{\theta}_{mb} = -B_{mb} \dot{\theta}_{mb} + \tau_{mb} - \frac{K_b}{R_{mb}} \delta \quad (3.5)$$

- Bilan des efforts au niveau du braquage des roues autour de l'axe de pivot :

$$J_r \ddot{\theta}_r = -B_r \dot{\theta}_r + \tau_{ext} + R_{ratio} K_b \delta \quad (3.6)$$

Avec :

$$\begin{cases} R_{ratio} = \frac{d_{biel}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \\ \delta = \frac{\theta_{mb}}{R_{mb}} - \frac{d_{biel}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \theta_r \end{cases} \quad (3.7)$$

R_{ratio} représente le ratio de braquage sur une direction. Il s'agit du rapport de transmission entre le volant et les roues autour de leurs axes de pivot. Il est souvent approximé à d_{biel} / R_c car les angles de chasse ϕ_c et de pivot α_{piv} sont relativement faibles.

$J_v - B_v$	Inertie du volant – Son frottement visqueux
$J_{mb} - B_{mb}$	Inertie du moteur de braquage – Son frottement visqueux
$J_{mv} - B_{mv}$	Inertie du moteur de restitution volant – Son frottement visqueux
$J_r - B_r$	Inertie des roues avant – Leur frottement visqueux
$\theta_v - \theta_r$	Angle volant – Angle roues
$\theta_{mv} - \theta_{mb}$	Angle moteur de restitution - Angle moteur de braquage
$\tau_c - \tau_{ext}$	Couple conducteur – Couple efforts extérieurs sur l'axe de pivot
$\tau_{mv} - \tau_{mb}$	Couple moteur volant (restitution) – Couple moteur de braquage
$K_v - R_{mb}$	Raideur barre de torsion – Rapport du réducteur moteur braquage
$R_c - d_{biel}$	Rayon pignon crémaillère – Longueur bielle de direction (bras)
$\phi_c - \alpha_{piv}$	Angle de chasse de la roue – Angle de pivot de la roue
$\delta_b - R_{ratio}$	Angle de torsion – Ratio de direction : Angle volant/ Angle roues

Tableau III-1 Signification des paramètres utilisés dans la modélisation.

La signification de tous les paramètres utilisés dans la modélisation d'une direction SBW est présentée sur le Tableau III-1.

III-7-3 Dynamique d'une direction SBW à architecture combinée – Véhicule en mouvement

Dans cette architecture, le braquage des roues conserve l'assistance hydraulique. Un moteur électrique est connecté à la colonne par l'intermédiaire d'un réducteur, en amont de la valve. Un moteur de restitution, équipé d'un réducteur est connecté au volant. Un barreau de raideur importante relie le moteur de restitution au volant (voir Fig III-24).

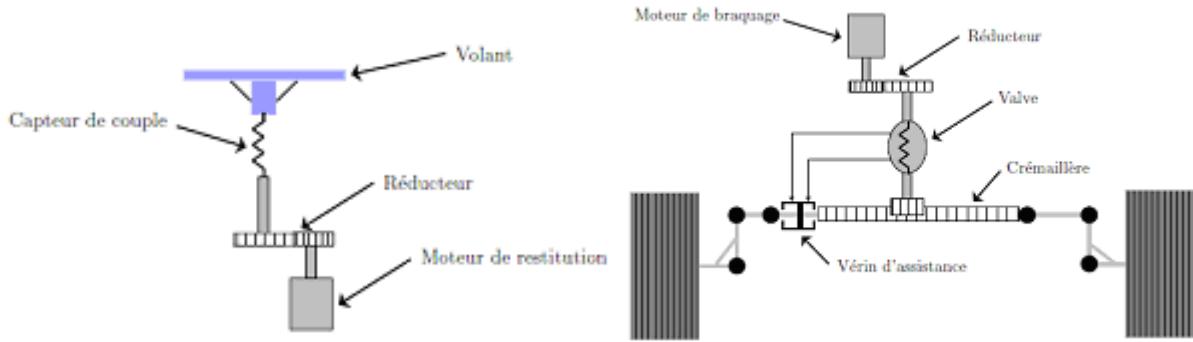


Fig III-24 Module de restitution et de braquage d'une architecture combinée.

De la même démarche précédente, les équations dynamiques décrivant la représentation d'état des systèmes de restitution et de braquage sont déterminées.

- Bilan des efforts au niveau du volant et du moteur de restitution :

$$\begin{aligned} J_v \ddot{\theta}_v &= -B_v \dot{\theta}_v + \tau_c - K_v \delta_b \\ J_{mv} \ddot{\theta}_{mv} &= -B_{mv} \dot{\theta}_{mv} + \tau_{mv} + \frac{K_v}{R_{mv}} \delta_b \\ \delta_b &= \theta_v - \frac{\theta_{mv}}{R_{mv}} \end{aligned} \quad (3.8)$$

La torsion instantanée de la barre reliant le réducteur du moteur de restitution et le volant est notée δ_b . K_v étant la raideur de cette barre de torsion. R_{mv} est le rapport de réducteur du moteur de restitution. La représentation d'état du système de restitution sur le volant est donnée donc par ces deux expressions :

$$\left\{ \begin{array}{l} J_v \ddot{\theta}_v + B_v \dot{\theta}_v + K_v \theta_v = \tau_c + \frac{K_v}{R_{mv}} \theta_{mv} \\ J_{mv} \ddot{\theta}_{mv} + B_{mv} \dot{\theta}_{mv} + \frac{K_v}{R_{mv}^2} \theta_{mv} = \tau_{mv} + \frac{K_v}{R_{mv}} \theta_v \end{array} \right. \quad (3.9)$$

- Bilan des efforts au niveau du moteur de braquage des roues :

$$J_{mb} \ddot{\theta}_{mb} = -B_{mb} \dot{\theta}_{mb} + \tau_{mb} - \frac{K_t}{R_{mb}} \delta_{valve} \quad (3.10)$$

$$\delta_{valve} = \frac{\theta_{mb}}{R_{mb}} - R_{ratio} \theta_r$$

Avec :

$$= \frac{\theta_{mb}}{R_{mb}} - \frac{d_{biel}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \theta_r \quad (3.11)$$

τ_{mb} est le couple exercé par l'actionneur de braquage (moteur de braquage). δ_{valve} étant l'angle de torsion au niveau de la valve de la direction hydraulique et K_t représente la raideur de la valve. En remplaçant l'expression de δ_{valve} , nous obtenons l'équation suivante :

$$J_{mb} \ddot{\theta}_{mb} + B_{mb} \dot{\theta}_{mb} + \frac{K_t}{R_{mb}^2} \theta_{mb} = \tau_{mb} + \frac{d_{biel} K_t}{R_{mb} R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \theta_r \quad (3.12)$$

➤ Bilan des efforts au niveau du braquage des roues autour de l'axe de pivot :

Comme le système est combiné à une direction hydraulique, la modélisation est donc très largement inspirée. Les équations décrivant la dynamique du système de braquage sont donnée par :

$$J_r \ddot{\theta}_r = -B_r \dot{\theta}_r + \tau_{ext} + R_{ratio} [\tau_{transmis} + \tau_{assistance}] \quad (3.13)$$

$\tau_{transmis}$ et $\tau_{assistance}$ sont respectivement le couple conducteur transmis à la crémaillère et le couple d'assistance fournit par le système hydraulique. Ces deux couples sont appliqués sur la crémaillère et ils sont obtenus par les expressions suivantes :

$$\begin{cases} \tau_{transmis} = K_t \delta_{valve} \\ \tau_{assistance} = R_c f(\delta_{valve}) S \end{cases} \quad (3.14)$$

En remplaçant l'expression du ratio de braquage R_{ratio} , nous obtenons :

$$J_r \ddot{\theta}_r = -B_r \dot{\theta}_r + \tau_{ext} + \frac{d_{biel}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} [K_t \delta_{valve} + R_c f(\delta_{valve}) S] \quad (3.15)$$

Avec : $\delta_{valve} = \frac{\theta_{mb}}{R_{mb}} - \frac{d_{biel} \theta_r}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}}$ (3.16)

τ_{ext} est le couple exercé par les efforts extérieurs sur l'axe de pivot des roues avant. $f(\delta_{valve})$ est la loi de valve de l'assistance hydraulique et S la section du vérin d'assistance. Le produit $f(\delta_{valve})S$ représente la force d'assistance appliquée sur la crémaillère par le vérin.

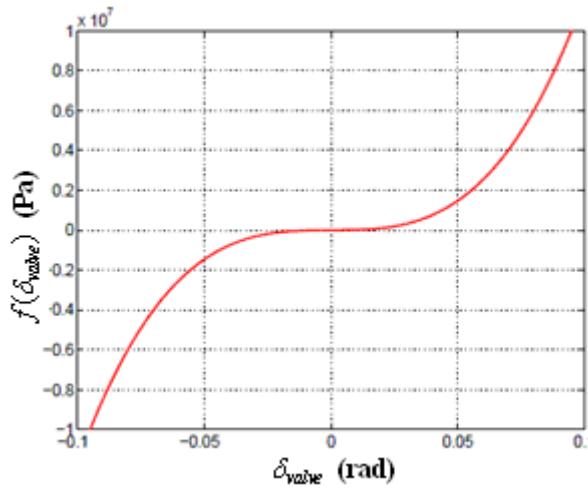


Fig III-25 Loi de valve d'une direction à assistance hydraulique.

La Fig III-25 montre la loi de valve $f(\delta_{\text{valve}})$ en fonction de l'angle de torsion δ_{valve} , qui est une fonction non-linéaire. Des modèles dynamiques du comportement de cette fonction ont été élaborés dans [80] et des modèles statiques de la loi ont aussi été proposés. Dans [81], il est montré que la loi de valve peut s'exprimer de la manière suivante :

$$f(\delta_{\text{valve}}) = k_0(\delta_{\text{valve}} + k_1 \delta_{\text{valve}}^3) \quad (3.17)$$

k_0 et k_1 : des facteurs définissant le fonctionnement d'une direction hydraulique.

Dans [82], un modèle dynamique et non-linéaire d'une loi d'assistance hydraulique est proposé. Ce modèle permet de décrire les différents phénomènes (hystérésis, réactivité, amplification) qu'il est intéressant de reproduire. Cependant, la mise en place d'une telle fonction nécessite une étude complexe de la stabilité du système obtenu, faisant intervenir, entre autres, des problèmes de passivité.

D'autres travaux tels que [69], sont orientés vers une solution plus simple. L'idée été de développer une loi dont la pente (assistance Max) est connue et maîtrisée à tout moment. Cette loi reste proche des lois d'assistance connues. Dans [83], une fonction analytique est proposée en s'inspirant de l'expression statique de la loi de valve d'une direction à assistance hydraulique classique.

$$\tau_{\text{ass}} = \frac{\beta G_a \tau_c^3 + p_0 \tau_c}{1 + \beta \tau_c^2} \quad \text{Avec : } G_a = \frac{8}{9} G_a^{\max} + \frac{1}{9} p_0 \quad (3.18)$$

τ_{ass} est le couple d'assistance hydraulique et τ_c le couple appliqué au volant par le conducteur. Le dénominateur est destiné à limiter le gain équivalent lorsque le couple conducteur devient trop important. Cette fonction présente trois paramètres de réglage :

G_a^{\max} détermine le gain équivalent maximal.

p_0 décrit la pente à l'origine.

β permet de modifier la valeur du couple conducteur pour laquelle G_a^{\max} est atteint.

Dans notre cas, nous avons linéarisé autour d'un point de fonctionnement, la loi de valve présentée précédemment, d'où :

$$f(\delta_{valve}) \approx K_a \delta_{valve} \quad (3.19)$$

où K_a est la pente de $f(\delta_{valve})$ au point de fonctionnement choisi.

L'équation décrivant la dynamique du braquage des roues devient alors :

$$J_r \ddot{\theta}_r + B_r \dot{\theta}_r + \theta_r \left[\frac{d_{biel}^2 K}{R_c \cos^2 \phi_c \cos^2 \alpha_{piv}} \right] = \tau_{ext} + \theta_{mb} \left[\frac{d_{biel} K}{R_{mb} \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \right] \quad (3.20)$$

$$\text{Avec : } K = \frac{K_t}{R_c} + K_a S$$

Des équations précédentes, il est possible de déduire une représentation d'état du système de braquage complet :

$$\begin{cases} J_{mb} \ddot{\theta}_{mb} + B_{mb} \dot{\theta}_{mb} + \frac{K_t}{R_{mb}^2} \theta_{mb} = \tau_{mb} + \frac{d_{biel} K_t}{R_{mb} R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \theta_r \\ J_r \ddot{\theta}_r + B_r \dot{\theta}_r + \theta_r \left[\frac{d_{biel}^2 K}{R_c \cos^2 \phi_c \cos^2 \alpha_{piv}} \right] = \tau_{ext} + \theta_{mb} \left[\frac{d_{biel} K}{R_{mb} \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \right] \end{cases} \quad (3.21)$$

Tableau III-2 présente les valeurs numériques de quelques paramètres exprimés dans cette modélisation [69].

$J_v = 0.02 \text{ kg.m}^2$	$B_v = 0.1 \text{ N.m.s}$	$J_{mv} = 10^{-4} \text{ kg.m}^2$
$B_{mv} = 10^{-4} \text{ N.m.s}$	$J_{mb} = 5.98 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$	$B_{mb} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ N.m.s}$
$K_v = 1000 \text{ N.m}$	$d_{biel} = 0.142 \text{ m}$	$R_c = 8.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
$\phi_c = 5^\circ$	$\alpha_{piv} = 11^\circ$	$K_t = 84 \text{ N.m}$
$S = 8.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$	$K_a = 86 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \cdot \text{rd}$	$B_r = 638 \text{ N.m.s}$

Tableau III-2 Valeurs numériques de quelques paramètres utilisés.

Pour obtenir la consigne du couple moteur de braquage, nous nous sommes inspiré du système de direction classique avec une colonne de direction. Pour que le moteur de braquage comble l'absence de la colonne il faut satisfaire cette condition :

$$\theta_v = \frac{\theta_{mb}}{R_{mb}} \Rightarrow \theta_{mb} = \theta_v R_{mb} \quad (3.22)$$

En remplaçant cette condition dans l'équation dynamique du moteur de braquage, nous obtenons l'expression de la consigne du couple du moteur de braquage en fonction de l'angle volant et l'angle roue consigne θ_r^{ref} :

$$\tau_{mb} = J_{mb} R_{mb} \ddot{\theta}_v + B_{mb} R_{mb} \dot{\theta}_v + \frac{K_t}{R_{mb}} \theta_v - \frac{d_{biel} K_t}{R_{mb} R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \theta_r^{ref} \quad (3.23)$$

L'angle roue consigne θ_r^{ref} est obtenu en remplaçant $\theta_{mb} = \theta_v R_{mb}$ dans l'équation dynamique de l'angle de braquage des roues avant. L'équation obtenue est la suivante :

$$J_r \ddot{\theta}_r^{ref} + B_r \dot{\theta}_r^{ref} + \theta_r^{ref} \left[\frac{d_{biel}^2 K}{R_c \cos^2 \phi_c \cos^2 \alpha_{piv}} \right] = \tau_{ext} + \theta_v \left[\frac{d_{biel} K}{\cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \right] \quad (3.24)$$

De la même manière, nous obtenons la consigne du moteur de restitution au volant. Le couple restitué au volant par le moteur de restitution représente une image des efforts extérieurs dus à la dynamique du véhicule et du train avant, qui remonte au volant via la colonne de direction sur un système de direction conventionnel. Il est obtenu par l'expression suivante :

$$\tau_{mv} = -\frac{\delta_{valve} K_t + \tau_{add}}{R_{mv}} = -\frac{1}{R_{mv}} \left[\frac{K_t \theta_{mb}}{R_{mb}} - \frac{K_t d_{biel} \theta_{rconsigne}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} + \tau_{add} \right] \quad (3.25)$$

En remplaçant : $\theta_{mb} = \theta_v R_{mb}$, nous obtenons :

$$\tau_{mv} = -\frac{K_t}{R_{mv}} \left[\theta_v - \frac{d_{biel} \theta_{rconsigne}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} + \tau_{add} \right] \quad (3.26)$$

τ_{add} étant le couple additionnel qui permet, d'une part, l'ajustement du durcissement du ressenti au volant et de son inertie, d'autre part pour asservir l'assistance au volant en fonction de la vitesse du véhicule grâce à une loi de commande.

$$\tau_{add} = J_{add} \ddot{\theta}_v + B_{add} \dot{\theta}_v \quad (3.27)$$

J_{add} et B_{add} sont des paramètres qui permettent l'adaptation du ressenti au volant.

L'expression de la loi de commande de l'asservissement de l'assistance au volant en fonction de la vitesse du véhicule est :

$$B_{add}(t) = \lambda_v v(t) \quad (3.28)$$

λ_v est le facteur de durcissement ou d'amortissement ressenti au volant par le conducteur. Ce facteur représente la pente de la courbe de cartographie utilisée qui donne l'amortissement au volant en fonction de la vitesse du véhicule, montrée sur la Fig III-26. $v(t)$ est la vitesse instantanée du véhicule [69].

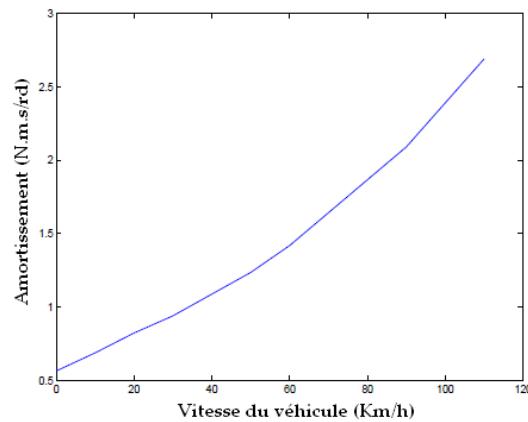


Fig III-26 Amortissement au volant en fonction de la vitesse du véhicule.

Nous avons résumé toute la modélisation proposée précédemment pour un système de direction SBW quand le véhicule est en mouvement, sous forme d'un schéma de principe montré sur la Fig III-27.

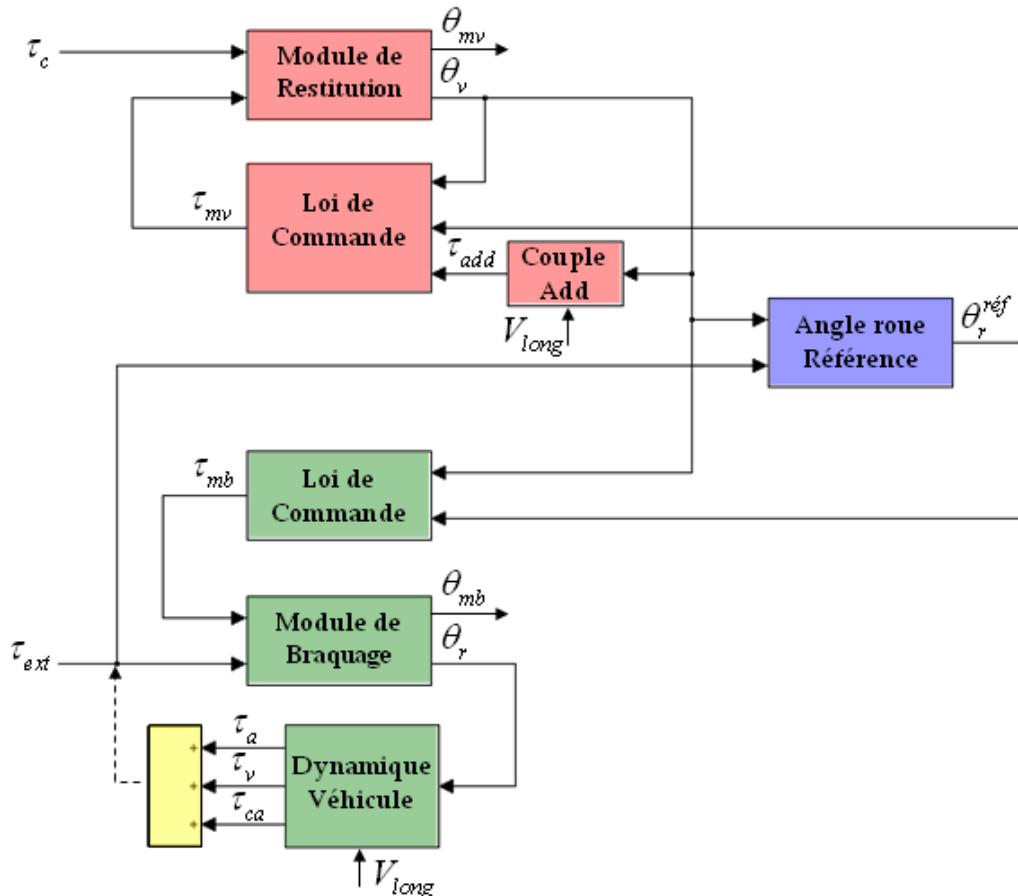


Fig III-27 Schéma du modèle dynamique SBW proposé – Véhicule en mouvement.

Dans la suite, nous allons détailler le calcul du couple extérieur τ_{ext} appliqué autour de l'axe de pivot. Comme nous l'avons déjà précisé, ce couple résultant est dû aux efforts latéraux, verticaux et également à la géométrie du train avant du véhicule.

III-7-4 Modélisation des efforts extérieurs appliqués aux roues avant - Calcul du couple résultant sur l'axe de pivot τ_{ext} (Véhicule en mouvement)

Restituer au conducteur les sensations haptiques sur le volant de manière « réaliste » nécessite une modélisation de ces efforts en tenant compte des phénomènes les plus pertinents. Nous estimons nécessaire d'avoir un retour haptique aussi bien en conduite sur route, qu'en petites manœuvres ainsi qu'à l'arrêt du véhicule, bien que cela n'ait pas d'incidence sur le guidage du véhicule.

Quand un véhicule se déplace, différentes forces verticales et latérales induisent un moment sur l'axe de pivot de la roue. L'axe de pivot correspond à l'axe de rotation des roues avant lors du braquage de celles-ci. Cet axe est incliné d'un angle α_{piv} par rapport à la verticale dans le plan transversal du véhicule, appelé angle de pivot.

Les effets générant un moment sur l'axe de pivot sont nombreux mais dans notre cas, nous ne tiendrons compte que des moments créant des efforts dominants. Ceux qui sont ressentis par le conducteur et ceux qui s'avèrent les plus pertinents pour guider le véhicule. Les moments dominants sur l'axe de pivot sont :

$$\tau_{ext} = \tau_{car} + \tau_v + \tau_a \quad (3.29)$$

- Moment dû à la poussée de carrossage induit par le roulis τ_{car} .
- Moment dû aux forces verticales appliquées sur les roues avant τ_v .
- Moment d'auto-alignement dû aux forces de glissement ou de dérive τ_a .

Toutes les grandeurs clés, relatives à la géométrie du train avant, telles que : le déport, l'inclinaison des axes des pivots, l'angle de chasse, la chasse géométrique et l'angle de carrossage, qui seront utilisées dans les différentes équations de calcul des trois moments, sont détaillées en Annexe « A ».

Dans le même contexte, il nous semble indispensable de prendre connaissance préalablement du calcul d'échange d'efforts entre la crémaillère et les roues avant, qui seront utilisé dans les équations.

III-7-4-1 Calcul d'efforts échangés entre la Crémaillère et Roues

La transmission d'efforts entre la crémaillère et l'axe de pivot des roues passe par un bras de levier de longueur d_{biel} , reliant la crémaillère au porte-fusée lié à la roue (voir Fig III-28). Le couple sur la colonne de direction étant transformé en force appliquée sur la crémaillère grâce à un pignon de rayon R_c .

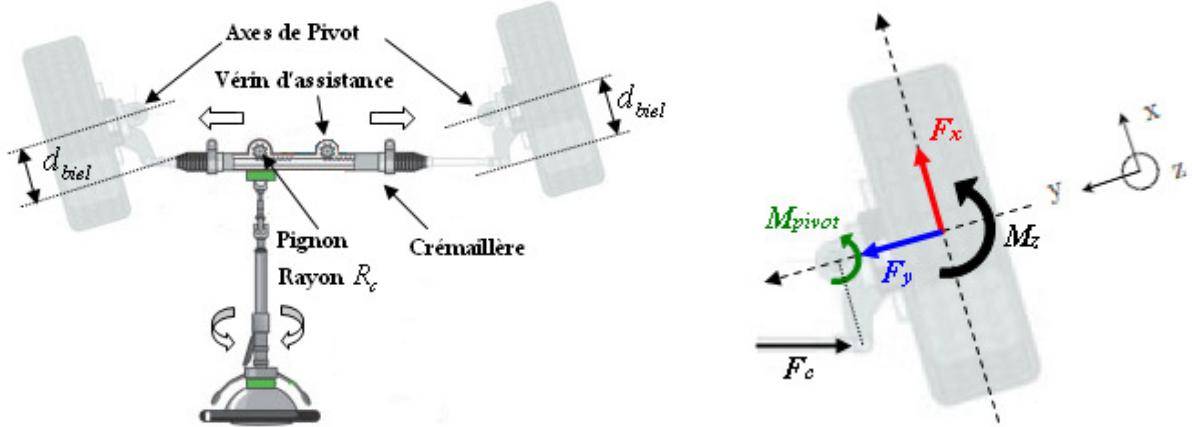


Fig III-28 Schéma simplifié d'un système de direction d'un véhicule.

Dans un premier temps, seuls les efforts induits par une seule roue sont considérés (roue gauche par exemple). Le repère utilisé est représenté sur la Fig III-28 à droite. En se reportant à la géométrie du train avant présentée précédemment, notamment sur les notions de l'angle de chasse, déport et angle de pivot, nous obtenons les expressions des efforts ramenés sur l'axe de pivot de la roue, dus au déport et à la chasse [84].

- Moment dû au déport :

$$M_{\text{deport}_g} = -d_{\text{dep}} \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{\text{piv}}) F_{x_g} \quad (3.30)$$

- Moment dû à la chasse :

$$M_{\text{chasse}_g} = -c \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{\text{piv}}) F_{y_g} - \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{\text{piv}}) M_{z_g} \quad (3.31)$$

Le moment résultant créé autour de l'axe de pivot est donné donc par l'expression suivante :

$$\begin{aligned} M_{\text{pivot}_g} &= M_{\text{chasse}_g} + M_{\text{deport}_g} \\ &= -c \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{\text{piv}}) F_{y_g} - \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{\text{piv}}) M_{z_g} - d_{\text{dep}} \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{\text{piv}}) F_{x_g} \end{aligned} \quad (3.32)$$

En supposant que la bielle reliant la crémaillère au porte-fusée ne prend que de petits angles, nous obtenons la relation entre le couple autour de l'axe de pivot de la roue, dû aux forces latérales et la force induite appliquée sur la crémaillère comme suit :

$$\begin{aligned} F_{c_g} &= \frac{\cos(\phi_c) \cos(\alpha_{\text{piv}})}{d_{\text{biel}}} M_{\text{pivot}_g} \\ &= \frac{\cos^2(\phi_c) \cos^2(\alpha_{\text{piv}})}{d_{\text{biel}}} [cF_{y_g} + F_{z_g}] - d_{\text{dep}} \frac{\cos^2(\phi_c) \cos^2(\alpha_{\text{piv}})}{d_{\text{biel}}} F_{x_g} \end{aligned} \quad (3.33)$$

En prenant en compte les deux roues, l'effort global sur crémaillère devient :

$$F_c = -\frac{\cos^2(\phi_c)\cos^2(\alpha_{piv})}{d_{biel}} [c(F_{y_g} + F_{y_d}) + (M_{z_g} + M_{z_d})] - d_{dep} \frac{\cos^2(\phi_c)\cos^2(\alpha_{piv})}{d_{biel}} \Delta F_x. \quad \text{Avec : } \Delta F_x = F_{x_g} - F_{x_d}$$
(3.34)

Tenant compte du modèle deux roues utilisé dans notre modélisation, les efforts à la roue droite sont alors identiques aux efforts à la roue gauche d'où les égalités suivantes :

$$\begin{cases} M_z = M_{z_g} + M_{z_d} \\ F_y = F_{y_g} + F_{y_d} \\ \Delta F_x = F_{x_g} - F_{x_d} = 0 \end{cases} \quad (3.35)$$

Par ailleurs, le moment appliqué à la roue autour de son axe vertical est donné par l'expression suivante :

$$M_z = c_p F_y \quad (3.36)$$

c_p étant la chasse pneumatique de la roue. Lorsque le véhicule se déplace, la chasse pneumatique s'ajoute à la chasse géométrique. F_y représente les efforts latéraux appliqués à la surface de contact pneu-chaussée dus à la dynamique latérale du véhicule. Ces deux grandeurs seront traitées en détail par la suite.

L'expression finale des efforts sur la crémaillère dus aux forces latérales appliquées au contact pneu-chaussé est donnée donc sous cette forme :

$$F_c = -\frac{\cos^2(\phi_c)\cos^2(\alpha_{piv})}{d_{biel}} [r_e \tan(\phi_c) + c_p] F_y \quad (3.37)$$

Le couple autour de l'axe de pivot, dû aux forces latérales appliquées aux surfaces de contact des pneus est obtenu donc comme suit :

$$M_{pivot} = \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{piv}) [r_e \tan(\phi_c) + c_p] F_y \quad (3.38)$$

Le rapport de couples appliqués sur les axes de pivot des roues avant M_{pivot} et le pignon de la crémaillère ou colonne de direction $M_{colonne}$ est donné par cette formule :

$$M_{colonne} = F_c R_c = \frac{1}{R_{ratio}} M_{pivot} = \frac{R_c \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{piv})}{d_{biel}} M_{pivot} \quad (3.39)$$

$M_{colonne}$ correspond donc au couple ressenti au volant, qui remonte par la colonne de direction suite aux efforts extérieurs appliqués au contact pneu-chaussé sur un système de direction conventionnel. R_{ratio} est le ratio ou la démultiplication globale de la direction.

III-7-4-2 Moment dû à la poussée de carrossage induit par le roulis

Sous l'effet de l'angle de carrossage de la roue, le pneu subit une déformation, laissant une empreinte sous forme de banane. Un point du pneu qui entre dans l'empreinte voudrait naturellement suivre une trajectoire circulaire. Le contact avec la route et le mouvement en ligne droite du pneu constraint le point à suivre une trajectoire rectiligne, d'où la naissance de forces latérales dont la résultante est la poussée de carrossage.

Cette poussée de carrossage appliquée au pneu est approximativement proportionnelle à l'angle de carrossage dans la partie linéaire (petits angles de carrossage) de la courbe donnant la force latérale en fonction de l'angle de carrossage pour une force normale donnée (Fig III-29).

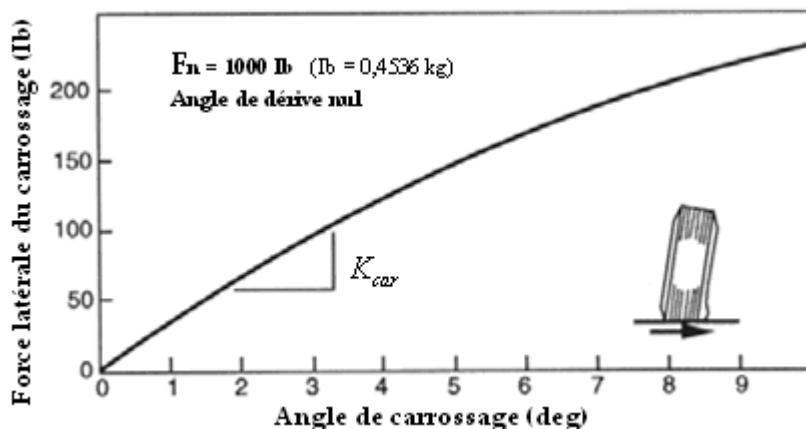


Fig III-29 Courbe caractéristique de la force latérale dû au carrossage.

De fait, nous pouvons définir un coefficient de poussée de carrossage, noté K_{car} , qui représente la raideur de dérive due au carrossage. L'expression de la force de poussée de carrossage, notée F_{car} est donnée donc comme suit :

$$F_{car} = K_{car} \gamma \quad (3.40)$$

Si nous comparons l'angle de dérive et l'angle de carrossage, à cause de la distorsion plus grande de l'aire de contact, l'effet de l'angle de dérive est 5 à 10 fois plus grand que l'angle de carrossage. La raideur du pneu due au glissement ou dérive est environ 5 fois la raideur due au carrossage [85]. Généralement l'angle de carrossage est très réduit et souvent approximativement égal à 1deg. Par conséquent, la force de poussée de carrossage est négligeable devant la force de dérive.

Néanmoins, en raison des débattements de la suspension en roulis lors de la prise de virage, par exemple, cette force est amplifiée et elle n'est pas sans conséquence sur la tenue de route du véhicule. Cet angle de carrossage induit par le débattement de la suspension est approximativement proportionnel à l'angle de roulis du véhicule. L'angle de carrossage peut être exprimé donc par l'équation suivante [41]:

$$\gamma = \lambda_{car} \phi \quad (3.41)$$

Selon un auteur [86], lorsque la roue est braquée, l'angle de chasse et l'angle de pivot affectent l'angle de carrossage. Grossièrement, à 30° de braquage, la variation de l'angle de carrossage est de 0.15° par degré d'inclinaison de pivot et est proportionnelle au carré de l'angle de braquage. De même, à 30° de braquage, la variation de l'angle de carrossage est de -0.5° par degré de chasse et est linéairement proportionnelle à l'angle de braquage. En remplaçant l'équation (3.42) dans l'équation (3.41), il est possible d'exprimer la force de poussé de carrossage en présence de roulis que l'on note ϕ par l'expression suivante :

$$F_{car} = K_{car} \lambda_{car} \phi \quad (3.42)$$

Cette force induit un moment sur l'axe de pivot des roues avant que l'on note τ_{car} , en agissant avec un bras de levier $(c + c_p) \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{piv})$ sur les roues avant du véhicule.

$$\tau_{car} = F_{car} (c + c_p) \cos(\phi_c) \cos(\alpha_{piv}) \quad (3.43)$$

c et c_p sont respectivement la chasse géométrique et pneumatique. ϕ_c et α_{piv} sont respectivement l'angle de chasse et l'angle de pivot. Il nous faut donc obtenir l'expression de l'angle de roulis du véhicule.

➤ Calcul de la dynamique du roulis d'un véhicule

Le mouvement de roulis est principalement produit par le débattement de la suspension du véhicule sous l'effet de la force de gravité et des forces transversales. Un véhicule inscrit dans un virage reçoit du sol des efforts de guidage dirigés vers le centre du virage, les valeurs de ces efforts de guidage dépendent de la dérive de chacun des pneumatiques.

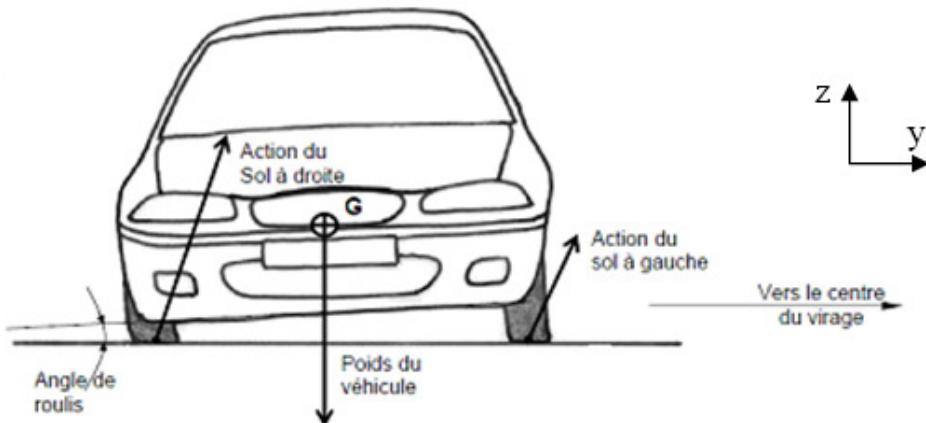


Fig III-30 Forces appliquées sur le véhicule lors d'un mouvement de roulis.

Une illustration simplifiée de la situation de roulis est présentée sur la Fig III-30, en ramenant tous les efforts sur un plan frontal du véhicule [87]. Si nous séparons maintenant, les composantes horizontales et verticales des efforts du sol sur le véhicule nous avons alors deux efforts de guidage pour chaque roue sur l'axe latéral « y » (F_{y_D} et F_{y_G}) et deux appuis au sol pour chaque roue sur l'axe vertical « z » (F_{z_D} et F_{z_G}), selon la Fig III-31.

Les moments des forces $2F_{y_D}$ et $2F_{y_G}$ par rapport à G s'ajoutent pour créer le moment de roulis du véhicule par rapport au centre de rotation de roulis G . La valeur de ce moment dépend principalement de l'accélération latérale et de la hauteur de G par rapport au sol. Ces mêmes efforts de guidage créent également une accélération latérale vers le centre du virage. La valeur de cette accélération décide du rayon du virage où s'inscrit le véhicule.

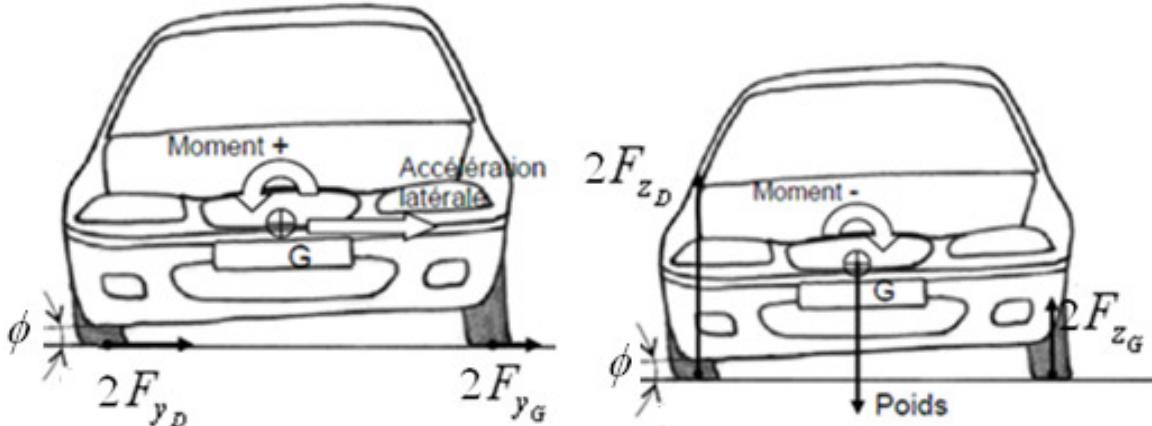


Fig III-31 Décomposition des forces appliquées lors d'un mouvement de roulis.

Les composantes verticales $2F_{z_D}$ et $2F_{z_G}$ équilibrivent toujours le poids du véhicule mais la somme de leurs moments par rapport à G n'est pas nulle. Les moments de $2F_{z_D}$ et $2F_{z_G}$ sont opposés et leur différence crée un moment négatif opposé au moment de roulis. C'est la différence des appuis au sol qui crée donc le moment antiroulis.

Dans certains cas, les angles de roulis peuvent être d'une amplitude telle que la stabilité du véhicule peut s'en trouver compromise. Ainsi pour limiter ces débattements, les véhicules sont toujours équipés de barres dites antiroulis. Les trains avant et arrière sont donc couplés par des barres antiroulis, représentées respectivement par les raideurs K_{af} et K_{ar} .

Ces barres antiroulis servent à limiter les mouvements de roulis de la caisse pour stabiliser le véhicule dans les virages. Elles introduisent alors un couple Γ_{ar} pour s'opposer au mouvement de roulis dont le couple de rappel donné par cette expression, [49] :

$$\Gamma_{ar} = -(K_{af} + K_{ar})\phi \quad (3.44)$$

Concrètement, les barres antiroulis sont des éléments en acier. Des barres de torsion en forme de U sont généralement employées (voir Fig III-32). La partie centrale peut pivoter autour de son axe, les leviers sont fixés par des éléments en caoutchouc aux suspensions des roues. Lorsque la suspension travaille des deux côtés de la même valeur, le châssis reste parallèle au sol.

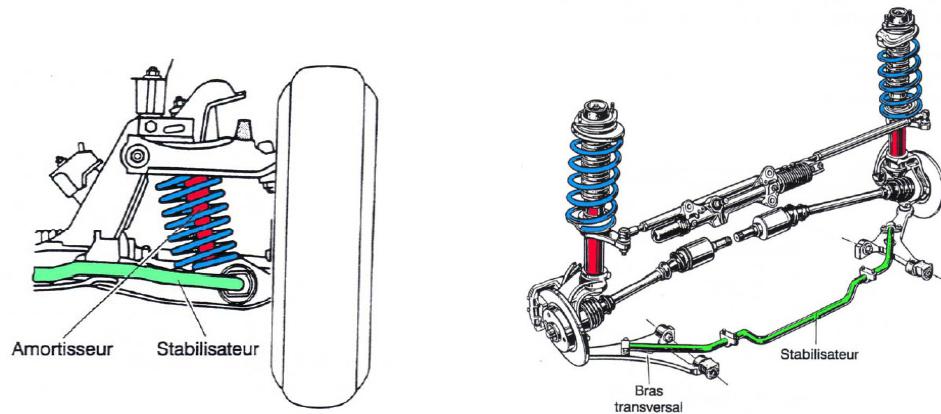


Fig III-32 Emplacement des barres antiroulis sur le train avant d'un véhicule.

Il est évident donc que l'angle de roulis a un rapport avec la raideur des barres antiroulis avant et arrière, ainsi que la raideur des ressorts et l'amortissement des suspensions qui s'écrasent selon les valeurs des appuis au sol. Ramenons pour cela le cas des figures précédentes à un schéma de principe simplifié, illustrant le mouvement de roulis de la caisse d'un véhicule (Fig III-33).

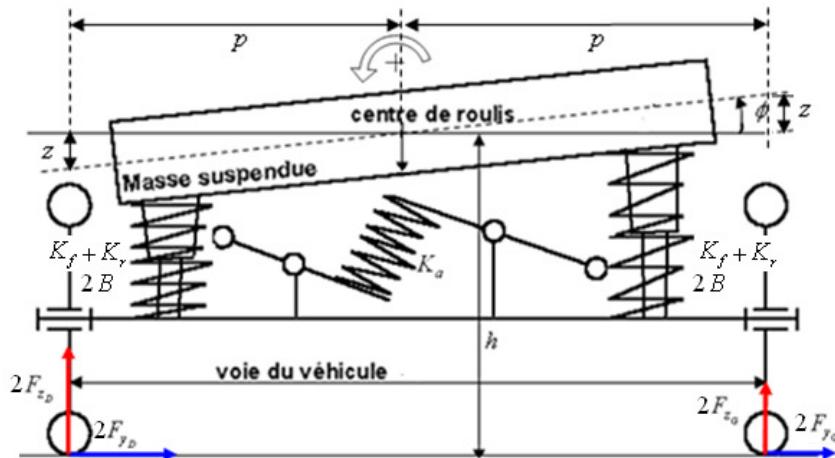


Fig III-33 Schéma simplifié du mouvement de roulis de la caisse d'un véhicule.

Dans ce schéma simplifié, nous avons regroupé les efforts appliqués de chaque côté du véhicule en s'appuyant sur la symétrie du véhicule. Les forces verticales F_{z_D} et F_{z_G} représentent donc respectivement les efforts appliqués sur une seule roue droite et gauche, pareillement pour les forces latérales F_{y_D} et F_{y_G} . Les forces verticales appliquées sur chaque côté du véhicule sont obtenues des expressions suivantes pour des faibles angles de roulis :

$$\begin{cases} 2F_{z_D} = \frac{m_t g}{2} + (K_f + K_r)z + 2B\dot{z} \\ 2F_{z_G} = \frac{m_t g}{2} - (K_f + K_r)z - 2B\dot{z} \end{cases} \quad \text{Avec : } \begin{cases} z = p \tan \phi \approx p\phi \\ \dot{z} \approx p\dot{\phi} \end{cases} \quad (3.45)$$

Le moment antiroulis dû aux suspensions étant la différence des moments de $2F_{z_G}$ et $2F_{z_D}$ par rapport à G . K_f et K_r sont respectivement les raideurs de suspensions pour une roue avant et une roue arrière. B étant l'amortissement pour une seule roue. m_t est la masse totale du véhicule. Le bras des forces verticales autour de G correspond à la demie voie du véhicule (distance entre ce centre des roues avant du véhicule), notée p . Nous pouvons ainsi écrire la somme des moments suivant l'axe de roulis comme suit :

$$\sum M_{\phi/G} = (2F_{z_G} - 2F_{z_D})p + (2F_{y_D} + 2F_{y_G})h - \Gamma_{ar} \quad (3.46)$$

$2F_{y_D} + 2F_{y_G}$ représente la somme des forces latérales s'exerçant sur les quatre roues du véhicule. Le bras du moment résultant des ces forces correspond à la hauteur h du centre de rotation en roulis G . Les forces latérales sur les roues avant et arrière dépendent principalement de l'angle de dérive des pneus. Ces grandeurs seront traitées en détail par la suite dans la modélisation de la dynamique latérale du véhicule. Toutefois, dans notre cas, pour le calcul du roulis, nous pouvons obtenir la somme des forces latérales F_y , s'exerçant sur le véhicule par l'expression suivante :

$$F_y = 2F_{y_D} + 2F_{y_G} = m_s g \tan(\phi) \approx m_s g \phi \quad (3.47)$$

m_s est la masse suspendue du véhicule et g l'accélération gravitationnelle. En remplaçant cette expression dans l'équation (3.46), nous obtenons :

$$\sum M_{\phi/G} = [m_s gh - 2p^2(K_f + K_r) - K_{ar}] \phi - 4Bp^2 \dot{\phi} \quad (3.48)$$

$$\text{Avec : } K_a = K_{af} + K_{ar}$$

Par ailleurs, en appliquant le principe fondamental de la dynamique sur le mouvement de rotation de la caisse du véhicule selon l'axe longitudinale x (roulis), nous obtenons l'équation suivante :

$$\sum M_{/x} = I_x \ddot{\phi} - I_{xz} \ddot{\psi} - m_t \dot{x}(\dot{\beta} + \dot{\psi})h \quad (3.49)$$

I_x et I_{xz} sont respectivement les moment d'inertie du véhicule en roulis et en roulis/lacet. \dot{x} étant la vitesse longitudinale du véhicule et $\ddot{\psi}$ l'accélération de lacet (mouvement du véhicule autour de l'axe vertical z). En égalisant les deux équations (3.49) et (3.50), nous trouvons l'expression finale de la dynamique du véhicule autour de l'axe x de roulis.

$$I_x \ddot{\phi} + 4Bp^2 \dot{\phi} + [2p^2(K_f + K_r) + K_{ar} - m_s gh] \phi = I_{xz} \ddot{\psi} + m_t \dot{x}(\dot{\psi} + \dot{\beta})h \quad (3.50)$$

L'angle de roulis ϕ est obtenu donc à partir de cette équation dynamique qui régit le mouvement de roulis du véhicule. Par ailleurs, l'importance de cet angle a fait naître la problématique du contrôle du roulis d'un véhicule pour augmenter la performance d'agrément de conduite et la sécurité, voire le contrôle complet du châssis d'un véhicule [98]. En effet, Le contrôle du roulis d'un véhicule est un sujet étudié depuis plusieurs années.

Un exemple très simple est celui présenté dans [88]. Dans ce papier l'auteur propose d'utiliser une structure avec un actionneur sur le train avant et un sur le train arrière. Ces actionneurs sont placés entre les barres antiroulis et les points d'attachments sur les roues. L'aspect du contrôle du roulis est plus important, lorsque le centre de gravité du véhicule est plus haut. Une solution utilisant encore les suspensions actives est proposée dans [89]. Le but des auteurs est de piloter l'angle de tangage et de roulis, la distribution des raideurs de roulis ainsi que le pompage de la masse suspendue.

III-7-4-3 Moment dû aux forces verticales appliquées sur les roues avant

Les forces verticales sur le train avant du véhicule induisent deux types de moments. Le moment résultant τ_v autour de l'axe de pivot du véhicule correspond à la somme de ces deux moments.

$$\tau_v = \tau_{v1} + \tau_{v2} \quad (3.51)$$

Du fait de l'inclinaison de l'axe de pivot et de la charge F_{z_d} sur la roue, lorsqu'une roue, droite par exemple, est braquée d'un angle θ_r , une composante $F_{z_d} \sin(\phi)$ (où ϕ est l'angle de roulis) agit avec un bras de levier $d_p \sin(\theta_r)$, où d_p est le déport perpendiculaire à l'axe au niveau du moyeu de la roue [38]. Pour les deux roues avant, le moment résultant est :

$$\tau_{v1} = -F_{z_f} d_p \sin(\phi) \sin(\theta_r) \quad (3.52)$$

$$\text{Avec : } F_{z_f} = F_{z_d} + F_{z_G}$$

Ce moment est indépendant du transfert de charge, les deux roues agissant dans le même sens. Il explique le soulèvement de l'avant d'un véhicule lors du braquage. Le transfert de charge ΔF_{z_f} crée un moment autour de l'axe de pivot dont l'expression est la suivante :

$$\tau_{v2} = 2\Delta F_{z_f} d_p \sin(\phi) \quad \text{Avec : } \Delta F_{z_f} = F_{z_d} - F_{z_G} \quad (3.53)$$

Les contributions de chaque roue sont opposées, et l'effet global sur la direction dépend donc du transfert de charge ΔF_{z_f} en roulis. Il nous reste donc à obtenir l'expression de ce transfert de charge sur l'essieu avant. Sachant qu'un véhicule est soumis à des efforts normaux (verticales) F_{z_f} et F_{z_r} s'exerçant respectivement sur les essieux avant et arrière du véhicule. Le calcul de ces efforts est exprimé par les équations suivantes :

$$\begin{cases} F_{z_f} = m_t g \frac{l_r}{L} \\ F_{z_r} = m_t g \frac{l_f}{L} \end{cases} \quad \text{Avec : } \begin{cases} L = l_f + l_r \\ F_{z_f} + F_{z_r} = m_t g \end{cases} \quad (3.54)$$

L est la distance entre l'essieu avant et l'essieu arrière du véhicule (empattement total du véhicule). l_f et l_r sont respectivement les distances entre l'essieu avant, l'essieu avant et le centre de gravité du véhicule (empattement avant et arrière du véhicule).

Comme nous l'avons vu précédemment dans le calcul de roulis, lors d'un virage, la caisse du véhicule bascule vers l'extérieur du virage, ce qui produit un transfert de charge en roulis. Nous avons donc une charge qui s'ajoute d'un côté et qui se soustrait de l'autre.

$$\begin{cases} F_{z_D} = m_t g \frac{l_r}{2L} + \Delta F_{z_f} \\ F_{z_G} = m_t g \frac{l_r}{2L} - \Delta F_{z_f} \end{cases} \quad \text{Donc : } \Delta F_{z_f} = \frac{F_{z_D} - F_{z_G}}{2} \quad (3.55)$$

Nous devons donc calculer les forces normales appliquées sur les roues avant droite et avant gauche. Pour cela, nous reprenons le même schéma utilisé pour le calcul du roulis, mais en considérant uniquement les roues avant du véhicule (voir Fig III-34).

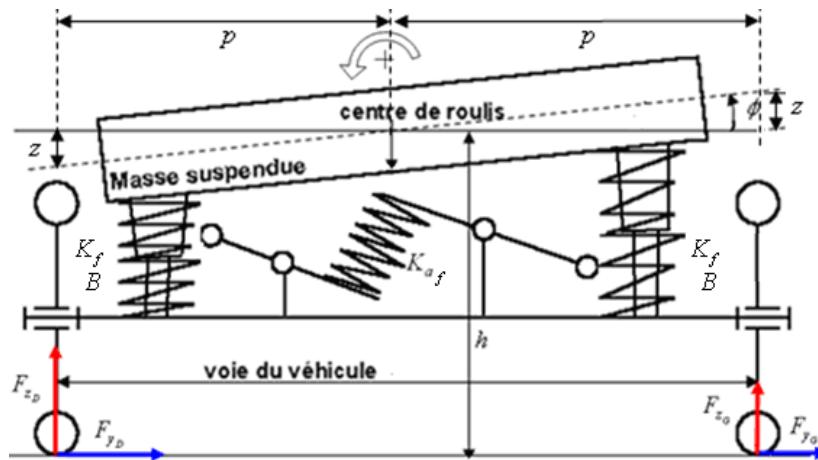


Fig III-34 Schéma simplifié du mouvement de roulis sur l'essieu avant du véhicule.

Les forces verticales appliquées sur chaque roue à l'avant du véhicule sont obtenues des expressions suivantes pour des faibles angles de roulis :

$$\begin{cases} F_{z_D} = \frac{m_t g l_r}{2L} + K_f z + B \dot{z} + F_{ar} - \frac{h}{2p} F_{y_f} \cos(\phi) \\ F_{z_G} = \frac{m_t g l_r}{2L} - K_f z - B \dot{z} - F_{ar} + \frac{h}{2p} F_{y_f} \cos(\phi) \end{cases} \quad \text{Avec : } \begin{cases} z = p \tan \phi \approx p\phi \\ \dot{z} = p\dot{\phi} \\ F_{y_f} = F_{y_D} + F_{y_G} \end{cases} \quad (3.56)$$

F_{ar} représente la force de rappel de la barre antiroulis sur chaque côté, à l'avant du véhicule. Elle est obtenue de l'expression suivante :

$$F_{ar} = \frac{K_{af} \phi}{2p} \quad (3.57)$$

F_{y_f} est la force latérale appliquée sur les deux roues avant. Elle est obtenue comme suit :

$$F_{y_f} = \frac{m_s g l_r}{L} \tan(\phi) \quad (3.58)$$

L'équation finale du transfert de charge en roulis sur les roues avant devient donc :

$$\Delta F_{z_f} = \frac{2K_f p^2 \phi + 2Bp^2 \dot{\phi} + K_{af} \phi - \frac{l_r}{L} m_s g h \sin(\phi)}{2p} \quad (3.59)$$

En remplaçant cette équation dans l'expression (3.53), nous obtenons le moment τ_{v2} autour des axes de pivot des roues avant.

III-7-4-4 Moment d'auto-alignement dû aux forces de glissement ou de dérive.

Lors du braquage, la force dominante qui remonte sur le volant à travers le système de direction, est celle de glissement F_{af} , par conséquent, elle est considérée comme la force la plus ressentie par le conducteur. Puisqu'elle augmente en fonction de l'angle de dérive, cette force nous informe sur la courbure de la trajectoire du véhicule ainsi que sur les limites d'adhérence du pneu avec la chaussée. Cette force induit un moment sur l'axe de pivot appelé moment d'auto-alignement. Ce moment a tendance à ramener les roues avant dans l'axe longitudinal du véhicule dès lors que la vitesse est différente de zéro. Le couple d'auto-alignement appliqué sur l'axe de pivot de la roue s'exprime de la façon suivante :

$$\tau_a = F_{af} (c + c_p) \cos(\phi_c) \quad (3.60)$$

F_{af} est la force de dérive appliquée sur les deux roues avant du véhicule. Lorsque le véhicule se déplace, la chasse pneumatique vient s'ajouter à la chasse géométrique. La somme de ces deux distances a une importance fondamentale sur la stabilité et le ressenti de la direction. Elle est définie comme étant la distance entre le point d'application de la force latérale et le point de la force de réaction développé par le pneu. Le bras de levier de la force de dérive F_{af} correspond à la distance $(c + c_p) \cos(\phi_c)$.

Pour pouvoir disposer du couple d'auto-alignement il faut donc exprimer la force latérale appliquée sur les roues avant du véhicule. Avant de procéder au calcul des forces latérales et leur moment résultant sur l'axe de pivot, il est important de présenter une modélisation de la dynamique du mode latéral du véhicule, puisque le couple d'auto alignement est provoqué essentiellement par le comportement dynamique latéral du véhicule (interaction pneu-chaussée dans la direction latérale).

III-7-5 Modélisation de la dynamique latérale du véhicule

Le comportement dynamique d'un véhicule est généralement non-linéaire à 6 ddl : longitudinal, latéral, vertical, tangage, roulis, lacet. Pour des raisons de simplification, le mode latéral est souvent découplé du mode longitudinal, il suffit pour cela d'admettre quelques hypothèses pour certains angles. Nous nous intéressons plus particulièrement au mode latéral car, comme nous le verrons ultérieurement dans cette partie, les efforts qui remontent sur le volant au moyen du système de direction, sont générés par le contact pneus-chaussée et sont essentiellement provoqués par le comportement dynamique latéral du véhicule. Par conséquent, avant de procéder au calcul de ces efforts, nous allons traiter d'abord le comportement dynamique latéral du pneu.

III-7-5-1 Comportement dynamique latéral des pneus

Le pneu est considéré comme l'interface unique entre le véhicule et la route. Il représente donc, d'une part, le composant le plus important dans le comportement dynamique d'un véhicule routier, et d'autre part, le composant le plus complexe du véhicule à cause de sa non-linéarité. Plusieurs auteurs se sont intéressés étroitement à la structure et propriétés dynamiques d'un pneumatique tel que [90].

Différentes forces agissent sur le pneumatique, mais elles peuvent être représentées par trois composantes de force appliquées en un point situé au centre de contact de la roue avec la chaussée : longitudinales, latérales et normales. La Fig III-35 illustre de façon partielle ces forces engendrées par le contact pneu-chaussée.

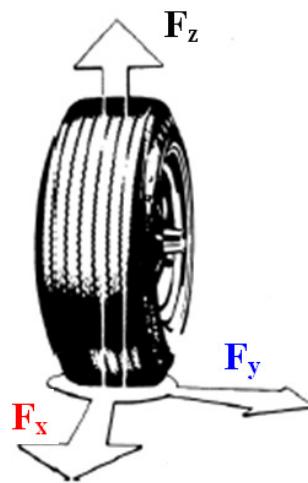


Fig III-35 Forces appliquées au contact pneu-chaussée.

Les pneus sont généralement conçus de manière à développer une force de réaction latérale suffisante pour que le véhicule, à une vitesse donnée dans un virage, puisse tourner en maintenant sa trajectoire. Cette force développée dépend principalement de l'état du pneu (usure, gonflage, etc.) mais également du type de revêtement de la chaussée. Du point de vue de la physique, il apparaît que sans contrainte, une roue est normalement en équilibre vertical, et roule suivant son axe longitudinal. Dès lors qu'une force latérale lui est appliquée, la direction de son mouvement dévie de son axe longitudinal et la surface de contact du pneu avec la chaussée subit une déformation ou un cisaillement (voir Fig III-36).

Cette déformation crée un angle entre l'axe longitudinal de la roue et l'axe de la direction de son mouvement, appelé angle de dérive ou de glissement que l'on note α (rad). Il résulte de cette déformation une force de réaction latérale sur le pneumatique, appelée force de glissement ou force de dérive que l'on note F_α . Cette force est fonction de l'angle de dérive ainsi que de la charge sur le pneumatique que l'on note N_f . Celle-ci est définie comme la force normale qui s'exerce sur le pneu, elle dépend essentiellement de la masse du véhicule, de son centre de gravité, et des débattements de tangage et de roulis du véhicule [91].

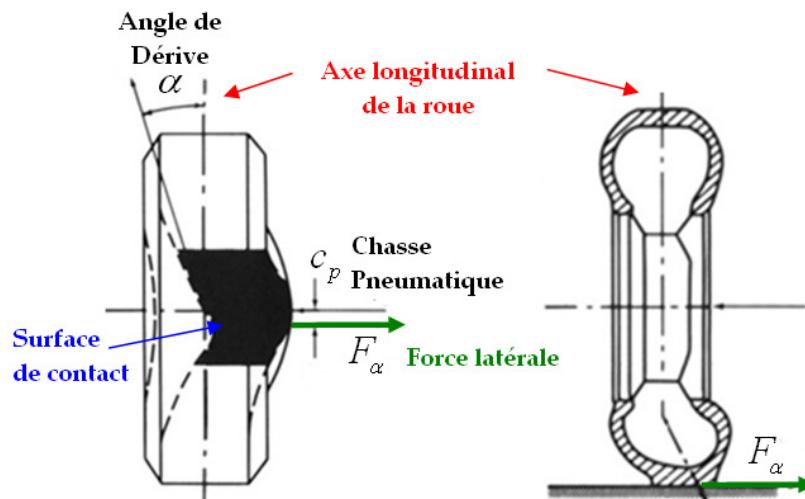


Fig III-36 Effet de la force latérale sur le pneumatique.

La Fig III-36, illustre parfaitement le phénomène de dérive d'un pneu. La surface de contact cisailée par la force latérale, se déplace dans le sens contraire à la direction du mouvement du véhicule selon que le véhicule avance ou recule. Ce déplacement crée une distance « c_p » appelée chasse pneumatique. Elle est définie comme la distance entre le point d'application de la force latérale et le point de la force de réaction développée par le pneu. Il résulte de ces deux forces un moment suivant l'axe vertical de la roue appelé moment d'auto-alignement. Ce dernier tend à ramener les roues avant dans leur axe longitudinal. Il est possible donc de calculer le moment d'auto-alignement autour de l'axe vertical de la roue par l'équation suivante :

$$M_{az} = F_\alpha c_p \quad (3.61)$$

III-7-5-1-1 Variation de la force latérale en fonction de l'angle de dérive d'un pneu

La force latérale F_α générée par le contact pneu-chaussée varie en fonction de l'angle de dérive α . Généralement cette force a l'allure définie sur la Fig III-37.

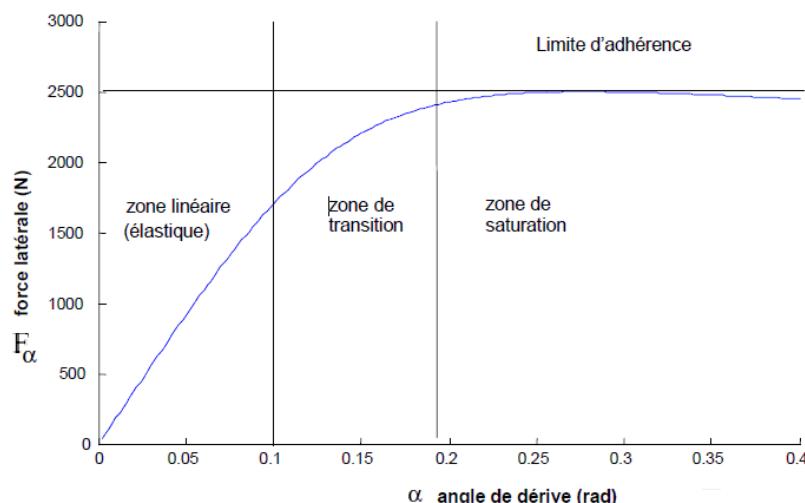


Fig III-37 Courbe caractéristique de la force latérale en fonction de l'angle de dérive.

Comme nous pouvons le constater sur la Fig III-37, la courbe de la force latérale en fonction de l'angle de dérive est caractérisée par trois zones : la zone linéaire, la zone de transition et la zone de saturation [41].

- **La zone linéaire :** Dans cette zone, la variation de la force latérale est linéaire en fonction de l'angle de dérive. Dans cette zone, le pneu est généralement assimilé à une raideur pure.
- **La zone de transition :** Dans cette zone, l'évolution de la force latérale est non linéaire en fonction de l'angle de dérive. Aussi, la force latérale évolue plus lentement au fur et à mesure que l'angle de dérive augmente, jusqu'à atteindre une valeur maximale. Celle-ci dépend essentiellement des propriétés d'adhérence du pneumatique avec la chaussée.
- **La zone de saturation :** Dans cette zone, l'augmentation de l'angle de dérive n'entraîne aucune augmentation de la force latérale. Cette zone est également appelée zone de limite d'adhérence. En effet, c'est une zone où le pneumatique ne peut plus fournir une force de réaction suffisante pour garder l'adhérence de la roue avec la chaussée. Dans ce cas, la force latérale a atteint la valeur limite d'adhérence. Par conséquent, le véhicule dans une telle configuration dérape et sort de sa trajectoire.

L'angle maximal de dérive atteint dans la zone linéaire de la courbe caractéristique de la force latérale en fonction de l'angle de dérive est appelé angle de dérive critique α_c . La force latérale qui correspond à cet angle est appelée force de dérive critique F_c .

III-7-5-1-2 Influence du type chaussée sur l'adhérence des pneus

La nature du revêtement et l'état de la chaussée ont un rôle primordial dans la force de réaction latérale que développe le pneumatique pour une accélération latérale donnée. En effet, la valeur limite d'adhérence est bien différente d'un revêtement à un autre. Généralement, pour quantifier cette différence, nous définissons pour chaque revêtement un coefficient d'adhérence maximal relevé de façon expérimentale et qui est défini comme suit :

$$\mu(\alpha) = \frac{F_\alpha}{N_f} \quad (3.62)$$

F_α étant la force de dérive appliquée à la surface de contact pneu-chaussée et N_f la charge normale sur le pneumatique. Le Tableau III-3 présente quelques valeurs de l'adhérence maximale caractérisant certains revêtements.

Surface	Adhérence maximale
Asphalte sec	0,8-0,9
Asphalte mouillé	0,5-0,6
Neige	0,5-0,6
Glace	0,2

Tableau III-3 Coefficients d'adhérence de quelques types de chaussée.

La Fig III-38 représente quelques courbes de la force latérale en fonction de l'angle de dérive d'une roue pour différents coefficients d'adhérence.

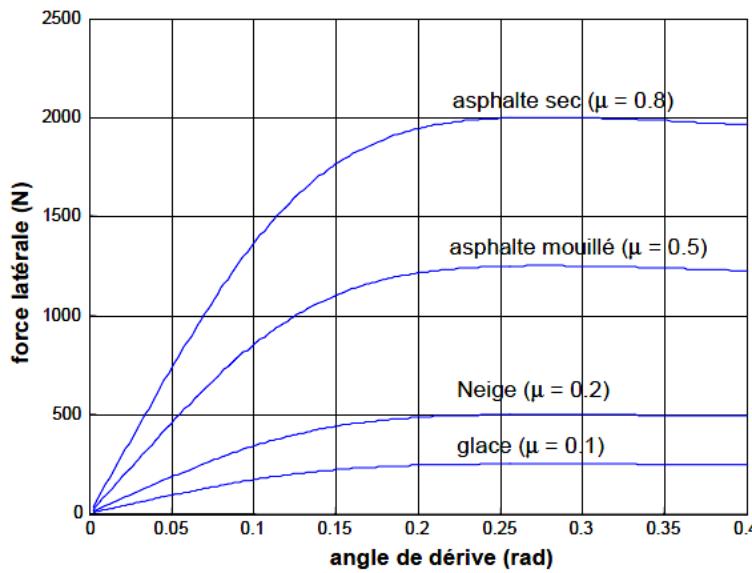


Fig III-38 La force latérale en fonction de l'angle de dérive et du coefficient d'adhérence.

III-7-5-1-3 Modélisation du contact pneu-chaussée

Il existe différents modèles mathématiques décrivant les forces latérales des pneus, le plus connu étant le modèle développé par Bakker et Pacejka [52]. Il s'agit d'un modèle très réaliste puisque les équations sont une interpolation de résultats expérimentaux effectués sur un banc d'essai. Cette formulation a été développée dans le but de prédire le comportement routier des véhicules à partir de simulations et d'approcher au mieux le comportement longitudinal et latéral du pneumatique. L'équation de base du modèle Pacejka est la suivante :

$$\begin{aligned} Y &= D \sin(C \arctan(B\phi)) \\ \phi &= (1 - E)X + \left(\frac{E}{B}\right) \arctan(BX) \end{aligned} \quad (3.63)$$

Cette formule peut représenter toutes les composantes des forces exercées par les pneus. La formule est développée en tenant compte du fait que la force verticale appliquée sur le pneu change au cours de la simulation. B , C , D et E sont des paramètres variables. Y représente la force ou le moment que l'on veut simuler et X la variable qui représente l'angle de glissement α ou le taux de glissement longitudinal.

La Fig III-39 montre un exemple d'une expérimentation ayant comme objectif de mesurer les forces latérales, angles de dérive et la chasse pneumatique, en variant la force normale appliquée sur la roue [92].



Fig III-39 Exemple d'expérimentation sur le contact pneu-chaussée.

Les courbes présentées sur la Fig III-40 montrent l'évolution de la force latérale en fonction de l'angle de dérive, en variant la force normale appliquée sur la roue [93].

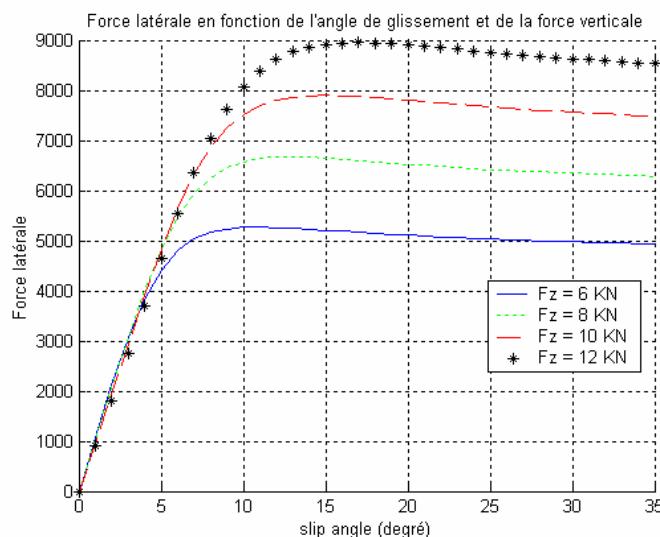


Fig III-40 Effet de la force normale sur le contact pneu-chaussée.

Dans notre cas, nous avons choisi un modèle empirique plus simple avec un paramétrage plus facile à établir. La courbe obtenue est moins précise mais globalement suffisante pour une simulation ayant pour objectif de réaliser un retour haptique sur le volant. Il est possible dès lors d'exprimer la force de glissement par l'équation suivante :

$$F(\alpha) = \mu(\alpha)N_f \quad (3.64)$$

$\mu(\alpha)$ est le coefficient d'adhérence du pneu. Ce coefficient d'adhérence est fonction principalement de l'angle de dérive des roues, approximé par l'équation suivante [41] :

$$\mu(\alpha) = 2C_p\alpha_p \frac{\alpha}{\alpha_p^2 + \alpha^2} \quad (3.65)$$

C_p est un coefficient qui caractérise l'adhérence maximale des pneus pour chaque type de revêtement de la route, exemple (pour de l'asphalte sec $C_p = 0.8$, pour de l'asphalte mouillé $C_p = 0.2$, etc.). Le produit $C_p N_f$ représente la force latérale maximale que le pneu supporte avant que celui-ci atteigne les limites d'adhérences (zone de saturation), α_p est l'angle de dérive qui correspond à la valeur maximale de la force de dérive $F(\alpha)$.

Comme cela a déjà été décrit précédemment, les forces latérales des pneus avant et arrière que l'on note respectivement $F_f(\alpha_f)$ et $F_r(\alpha_r)$ dépendent des angles de dérive que l'on note α_f à l'avant et α_r à l'arrière du véhicule. N_f et N_r sont respectivement les forces normales appliquées sur les pneus avant et arrière du véhicule.

$$\begin{cases} F_f(\alpha_f) = \mu(\alpha_f)N_f \\ F_r(\alpha_r) = \mu(\alpha_r)N_r \end{cases} \quad (3.66)$$

Les composantes qui nous intéressent pour établir l'expression de l'angle de dérive des roues sont essentiellement l'angle de dérive au centre de gravité (fonction de la vitesse latérale) et la vitesse de lacet. Afin de pouvoir disposer de ces variables, nous allons établir la somme des forces latérales et la somme des moments suivant l'axe de lacet en utilisant un modèle véhicule deux roues.

III-7-5-2 Modèle de véhicule deux roues (bicyclette)

Le Modèle dynamique du véhicule permet d'avoir, à partir d'un bilan des forces et des moments s'exerçant sur le véhicule, un ensemble d'équations donnant accès à plusieurs variables importantes. Pour des raisons de simplification du modèle, les deux roues avant ainsi que les deux roues arrière sont considérées comme une seule roue équivalente sur laquelle s'exercent les forces latérales (voir Fig III-41). Cette simplification (appelée modèle bicyclette) est très courante dans la modélisation de la dynamique d'un véhicule, et permet de travailler en zone linéaire [97].

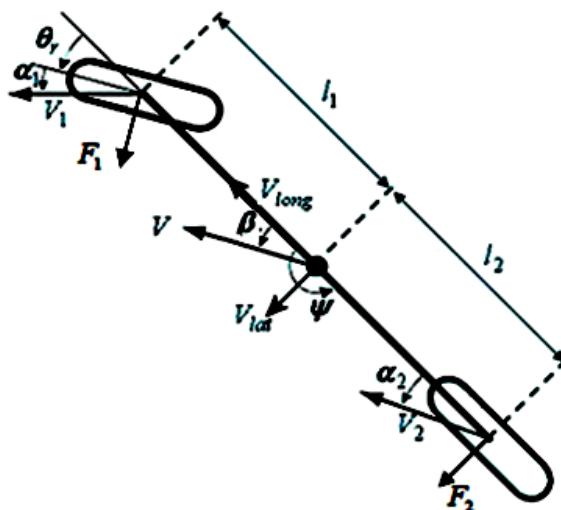


Fig III-41 Modèle véhicule à deux roues (Bicyclette).

Les angles de dérives des roues avant et arrière dépendent de l'angle de lacet et de l'angle de dérive au centre de gravité du véhicule. En effet, lorsqu'un véhicule se déplace à une vitesse longitudinale que l'on note V_{long} sur une trajectoire rectiligne, le vecteur vitesse du véhicule est dans le même axe longitudinal.

Dès lors que le véhicule se trouve dans un virage, une composante de la vitesse dite latérale que l'on note V_{lat} apparaît et dévie le vecteur déplacement du véhicule de son axe longitudinal. L'angle que fait celui-ci avec le vecteur de déplacement du véhicule que l'on note β est appelé angle de glissement au centre de gravité du véhicule. Cet angle peut être déterminé par l'expression suivante :

$$\beta = \arctan \left(\frac{V_{lat}}{V_{long}} \right) \quad (3.67)$$

Pour une situation de conduite normale où la vitesse latérale est considérée comme faible, cet angle de glissement au centre de gravité du véhicule est généralement petit permettant des approximations linéaires. Son expression s'écrit alors :

$$\beta = \left(\frac{V_{lat}}{V_{long}} \right) \quad (3.68)$$

Il est important de souligner que la vitesse latérale des roues avant n'est pas tout à fait la même que celle du véhicule. En raison du mouvement de lacet, les roues avant auraient une vitesse égale à la vitesse latérale du véhicule plus la composante $l_1 \dot{\psi}$.

Ainsi, l'angle de dérive des roues avant est défini comme étant la différence entre l'angle de braquage des roues avant et l'angle que fait la vitesse latérale des roues avant avec son vecteur de déplacement. Nous pouvons donc calculer l'angle de dérive des roues avant et arrière par les équations suivantes :

$$\begin{cases} \alpha_1 = \theta_r - \beta - \frac{l_1 \dot{\psi}}{V_{long}} \\ \alpha_2 = \frac{l_2 \dot{\psi}}{V_{long}} - \beta \end{cases} \quad (3.69)$$

Le mouvement de lacet d'un véhicule est provoqué principalement par les forces latérales. En effet les forces latérales exercent sur le pneumatique une rotation autour de son centre de gravité. Il est possible d'écrire la somme des moments selon l'axe de lacet comme suit :

$$\sum \tau_\psi = F_1 l_1 - F_2 l_2 \quad (3.70)$$

La somme des forces latérales comprend toutes les forces latérales s'exerçant sur les roues du véhicule.

$$\sum F_y = F_1 + F_2 \quad (3.71)$$

Selon le modèle deux roues (bicyclette), les forces latérales F_1 et F_2 au niveau des roues avant et arrière sont données par les équations suivantes :

$$\begin{cases} F_1 = C_1 \alpha_1 = C_1 \left[\theta_r - \beta - \frac{l_1 \dot{\psi}}{V_{long}} \right] \\ F_2 = C_2 \alpha_2 = C_2 \left[\frac{l_2 \dot{\psi}}{V_{long}} - \beta \right] \end{cases} \quad (3.72)$$

Le bilan des forces latérales et des moments suivant l'axe de lacet permettent d'écrire les deux équations différentielles suivantes :

$$\begin{cases} \left(\frac{-C_1 - C_2}{m V_{long}} \right) \beta + \left(-1 + \frac{C_2 l_2 - C_1 l_1}{m (V_{long})^2} \right) \dot{\psi} + \left(\frac{C_1}{m V_{long}} \right) \theta_r - \dot{\beta} = 0 \\ \left(\frac{C_2 l_2 - C_1 l_1}{I_z} \right) \beta + \left(\frac{-C_1 l_1^2 - C_2 l_2^2}{I_z V_{long}} \right) \dot{\psi} + \frac{C_1 l_1}{I_z} \theta_r - \ddot{\psi} = 0 \end{cases} \quad (3.73)$$

Ces équations prennent en compte plusieurs variables qui sont les suivantes :

l_1, l_2 : Distance du centre de gravité à l'essieu avant/arrière (m).

C_1, C_2 : Coefficient de raideur des pneus avant/arrière (N/rad).

I_z : Moment d'inertie en z du véhicule (kg.m^2).

m : Masse totale du véhicule (kg).

θ_r : Angle de braquage des roues (rad).

β : Angle de glissement au centre de gravité (rad).

$\dot{\psi}$: Vitesse de lacet (rad/s).

V_{long} : Vitesse longitudinale (m/s).

A partir des équations différentielles nous pouvons écrire l'équation d'état suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-C_1 - C_2}{m V_{long}} & -1 + \frac{C_2 l_2 - C_1 l_1}{m (V_{long})^2} \\ \frac{C_2 l_2 - C_1 l_1}{I_z} & \frac{-C_1 l_1^2 - C_2 l_2^2}{I_z V_{long}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_1}{m V_{long}} \\ \frac{C_1 l_1}{I_z} \end{bmatrix} \theta_r \quad (3.74)$$

Ce système d'état nous permet donc d'obtenir l'angle de dérive β au CG du véhicule, ainsi que la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ en utilisant comme entrées l'angle de braquage des roues avant θ_r et la vitesse longitudinale du véhicule V_{long} .

III-7-5-3 Estimation de la vitesse latérale par Filtre de Kalman

Nous avons vu précédemment que le calcul du couple d'auto-alignement repose finalement d'une grande part sur la détermination de la vitesse latérale du véhicule, or il est difficile d'admettre que cette grandeur est mesurable par les capteurs conventionnels, même s'il existe un capteur COREVIT pouvant réaliser la mesure de la vitesse latérale du véhicule, mais son prix est loin d'être abordable, car il avoisine les 20K€. De ce fait, il est donc nécessaire d'adopter une solution moins onéreuse et plus pratique. Cette solution consiste à estimer la grandeur de la vitesse latérale du véhicule en utilisant uniquement la grandeur de la vitesse de lacet et en exploitant la mesure de l'angle de braquage des roues du véhicule.

La définition d'un observateur et la notion de l'observabilité, ainsi que le principe du filtrage de Kalman et son algorithme, sont détaillées en Annexe « B ». Dans la suite, nous avons retenu l'observateur par filtrage de Kalman pour son efficacité dans l'observation des processus stochastiques. En effet, nous pouvons considérer que la commande des roues par le volant est soumise à beaucoup de bruits et vibrations.

➤ Application de l'algorithme de Kalman dans notre cas

Dans notre cas, l'objectif est d'estimer la vitesse latérale à partir de la vitesse de lacet et grâce à la mesure de l'angle de braquage des roues avant du véhicule. Le schéma de principe du filtre mis en œuvre est présenté sur la Fig III-42.

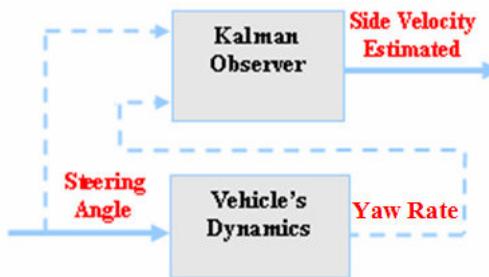


Fig III-42 Schéma de principe du filtre mis en œuvre.

Afin de pouvoir nous rendre compte de l'efficacité du filtre de Kalman, nous avons d'abord simulé, sous Simulink, le modèle bicyclette, présenté précédemment. L'équation d'état est rappelée ici :

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-C_1 - C_2}{mV_{long}} & -1 + \frac{C_2 l_2 - C_1 l_1}{m(V_{long})^2} \\ \frac{C_2 l_2 - C_1 l_1}{I_z} & \frac{-C_1 l_1^2 - C_2 l_2^2}{I_z V_{long}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_1}{mV_{long}} \\ \frac{C_1 l_1}{I_z} \end{bmatrix} \theta_r \quad (3.75)$$

Dans ce modèle, l'entrée u est l'angle de braquage des roues. Cet angle est obtenu à partir de l'angle volant, divisé par un ratio de braquage connu. Le profil utilisé est illustré dans la Fig III-43. Les sorties sont la vitesse de lacet et l'angle de dérive au centre de gravité qui est fonction de la vitesse latérale, montrées sur la Fig III-44.

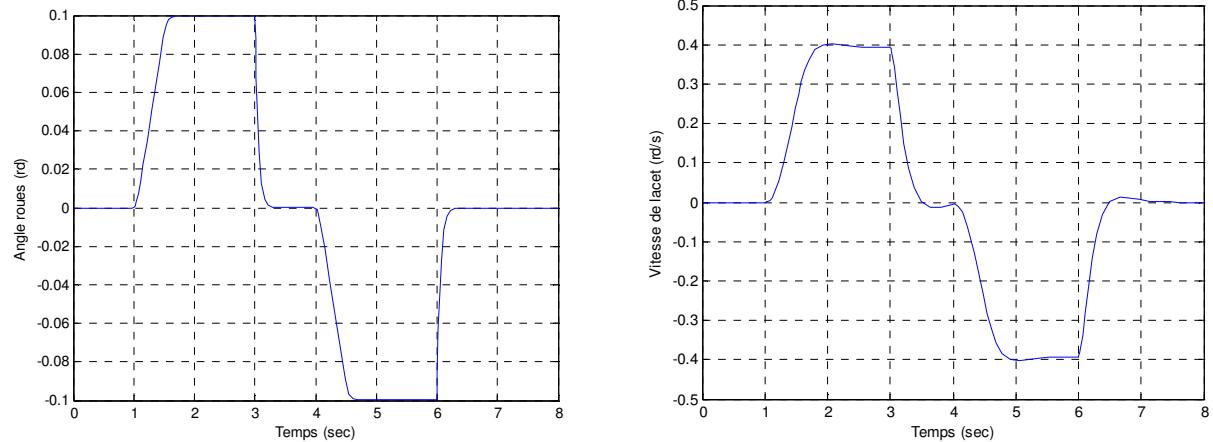


Fig III-43 Profil d'angle roues simulé et vitesse de lacet obtenue.

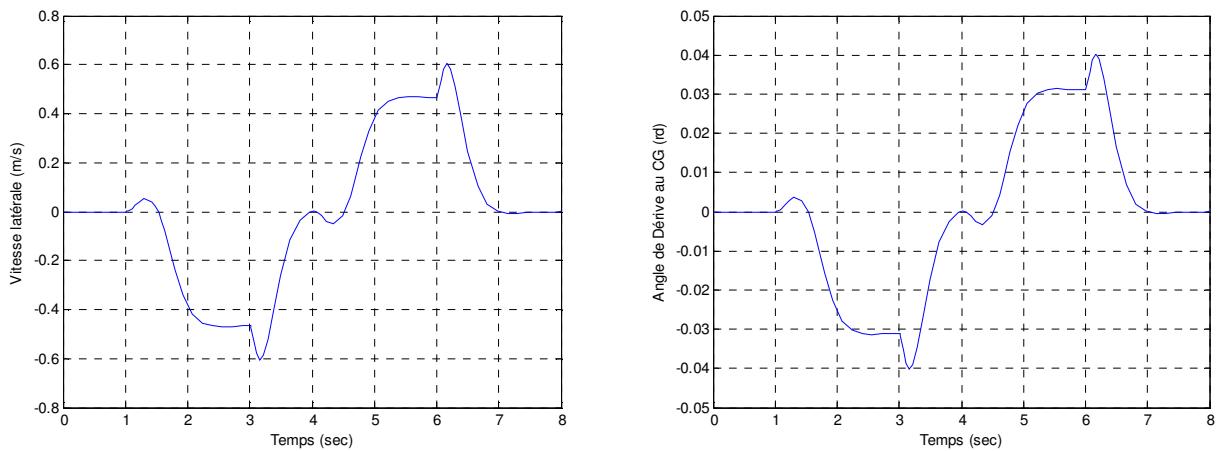


Fig III-44 Courbes de la vitesse latérale et angle de dérive au CG obtenues.

Le profil d'angle de braquage utilisé caractérise le passage d'une chicane. Dans cette simulation du modèle de véhicule, nous avons utilisé un ordre de grandeur des valeurs caractéristiques d'un véhicule réel. Ces valeurs numériques figures sur le Tableau III-4 :

La variable	Signification	Valeur
C_1, C_2	Coefficient de raideur des pneus avant et arrière	50000 N/rad
l_1	Longueur du CG à l'essieu avant	1.0065 m
l_2	Longueur du CG à l'essieu arrière	1.4625 m
I_z	Moment d'inertie en z du véhicule	2454 kg.m ²
m	Masse totale du véhicule	1500 kg
V_{long}	Vitesse longitudinale du véhicule	15 m/s

Tableau III-4 Valeurs numériques utilisées dans la simulation.

III-7-5-3-1 Programmation et simulation du filtre de Kalman utilisé

Il s'agit de programmer sous Matlab l'algorithme de Kalman, déjà expliqué précédemment. Pour pouvoir appliquer l'algorithme au modèle véhicules, il nous faut discréteriser l'équation d'état. Cela signifie concrètement que nous allons passer de la forme $\dot{X} = AX + BU$ à la forme $X_{k+1} = A_k X_k + B_k U_k$ et donc trouver l'expression des matrices A_k et B_k en fonction des matrices A et B , d'où les égalités suivantes :

$$\begin{cases} A_k = I + A \cdot \Delta T \\ B_k = B \cdot \Delta T \end{cases} \quad (3.76)$$

Avec I , la matrice identité de la même dimension que A . T est la période d'échantillonnage permettant la discréétisation. Les bruits de mesure et d'état ont été ajoutés de manière à brouter suffisamment la mesure et le système.

La valeur des variances a été déterminée manuellement afin de pouvoir disposer d'une estimation de la vitesse latérale ayant une faible erreur. En effet les variances sont des données fournies par les constructeurs ou à réaliser grâce à une reproduction de la mesure à un nombre de fois suffisant.

Les résultats des valeurs simulées et estimées sont présentés sur les Fig III-45 et Fig III-46. Ces résultats montrent clairement que l'estimation par le filtre de Kalman est bonne car l'erreur reste relativement faible.

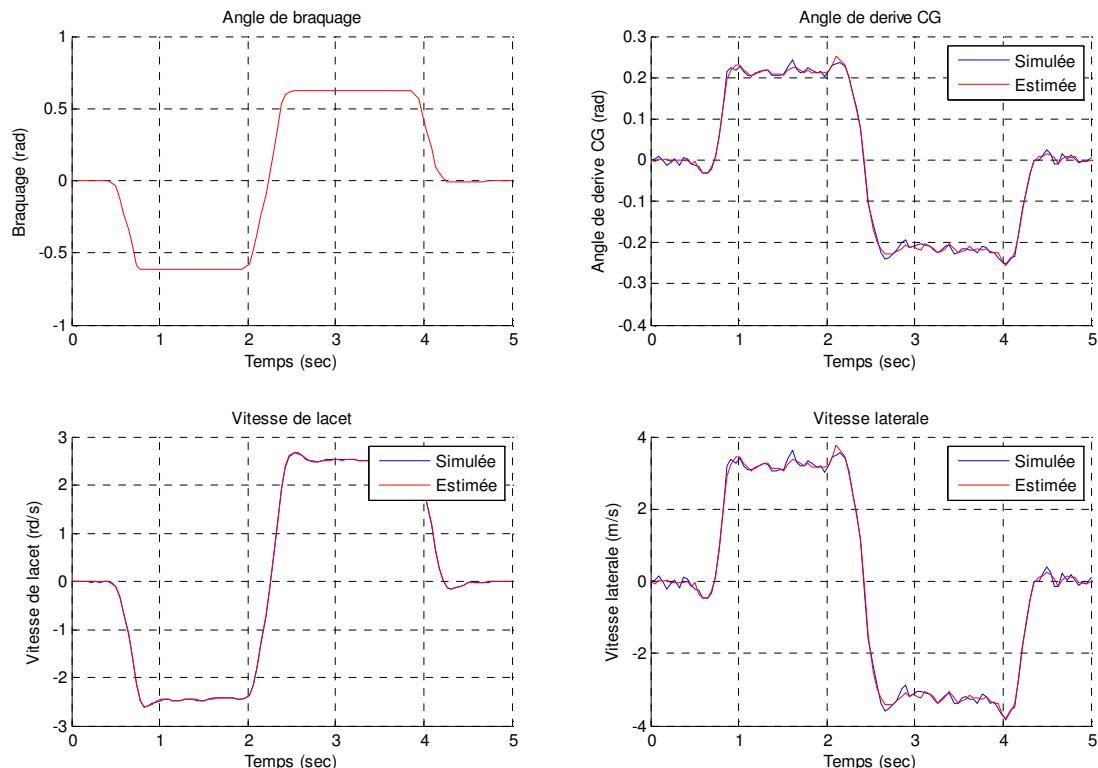


Fig III-45 Résultats obtenus par le filtre de Kalman avec valeurs initiales nulles.

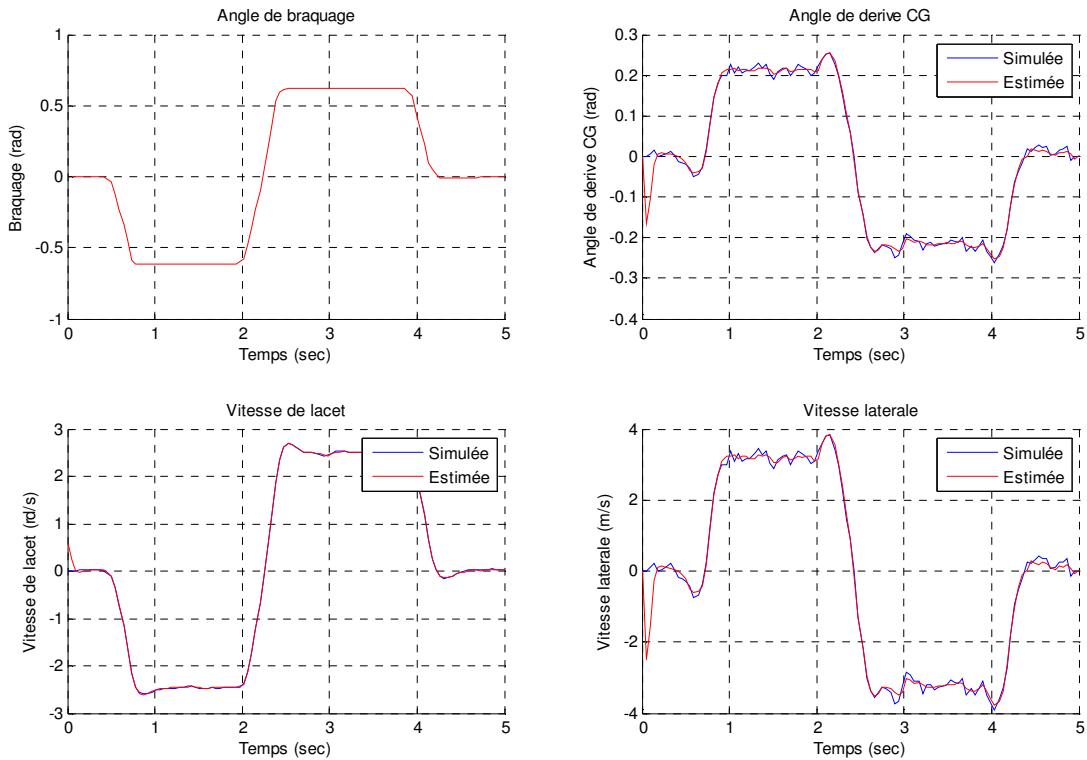


Fig III-46 Résultats obtenus par le filtre de Kalman avec valeurs initiales non nulles.

Sur la Fig III-45, nous pouvons remarquer que les valeurs initiales des variables estimées ont été fixées à zéro, alors que sur la Fig III-46, ces valeurs sont différentes de zéro. L'entrée du système étant l'angle de braquage des roues, dans notre cas, nous avons supposé qu'il variait entre -0.6 rad et 0.6 rad. L'allure de cet angle est représentative de la manœuvre effectuée lors du passage d'une chicane.

Ces courbes permettent notamment de pouvoir vérifier la convergence du filtre. En effet, nous pouvons remarquer que très rapidement l'estimée suit la courbe simulée, ce qui signifie que la convergence de l'erreur tend à s'annuler. Ces résultats montrent clairement que le filtre de Kalman programmé est capable d'estimer la vitesse latérale et ainsi l'angle de glissement au centre de gravité.

III-7-6 Dynamique d'une direction SBW à architecture combinée – Véhicule à l'arrêt

Les équations de la dynamique du mode latéral ne sont plus valides lorsque la vitesse du véhicule est nulle. Les pneus avant du véhicule ne se font cisailier que par la force issue du conducteur et par les frottements de contact pneu-chaussée. Lorsque le conducteur tente de tourner les roues avant à l'arrêt du véhicule, une force de réaction du sol s'applique sur les pneus et empêche les roues de tourner, en créant une surface cisaiillée d'un angle θ_c (voir la Fig III-47). Les roues ne commencent à tourner que lorsque la force latérale sur les pneus atteint sa zone de saturation. Ainsi, cette force devient insuffisante pour contraindre celle du conducteur.

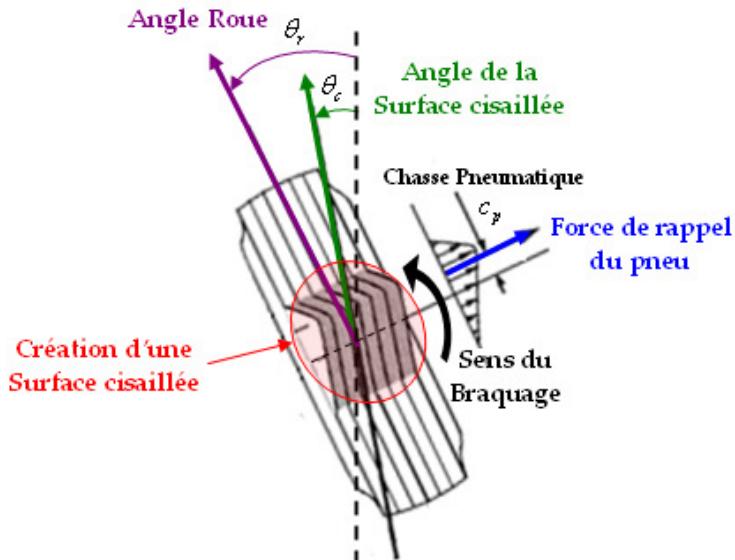


Fig III-47 Cisaillement du pneu avant lors du braquage à l'arrêt du véhicule.

Il est à noter que lorsque la vitesse du véhicule est nulle, la position neutre du volant est différente de zéro. C'est donc un couple de friction qui sera ressenti au volant. La position neutre du volant dépend de la position d'équilibre des roues avant, qui est généralement différente de zéro lorsque le véhicule est à l'arrêt. Lorsque le conducteur décroît le couple qu'il applique sur le volant, celui-ci retourne à sa position initiale si la force de réaction des roues n'a pas atteint la limite de saturation. Dans le cas contraire, le volant retourne à une position plus importante.

Afin de doter les roues avant du comportement dynamique décrit précédemment, nous allons modéliser les frottements de contact pneu-chaussée par les frottements de coulomb ou force de friction F_{fr} que nous représentons par l'équation suivante :

$$F_{fr} = F_s \text{sign}(\dot{\theta}_c) \quad (3.77)$$

Avec $\dot{\theta}_c$ la vitesse de rotation de la surface cisaillée des roues avant et F_s la force latérale développée aux contacts pneu-chaussée et due à la charge sur les pneumatiques. Elle est obtenue par l'expression suivante :

$$F_s = F_{nf} \mu_f \quad (3.78)$$

F_{nf} est la force normal appliquée sur les roues avant du véhicule et μ_f le coefficient d'adhérence des pneus avant.

En adoptant la même démarche de modélisation employée pour la dynamique d'une direction SBW à architecture combinée lorsque le véhicule est en mouvement, vue précédemment, nous allons donc donner les bilans des efforts au niveau des deux modules : restitution et braquage, tout en tenant compte de l'arrêt du véhicule et de la présence d'un angle de cisaillement. Nous rappelons sur la Fig III-48, l'architecture combinée d'une direction SBW vue précédemment.

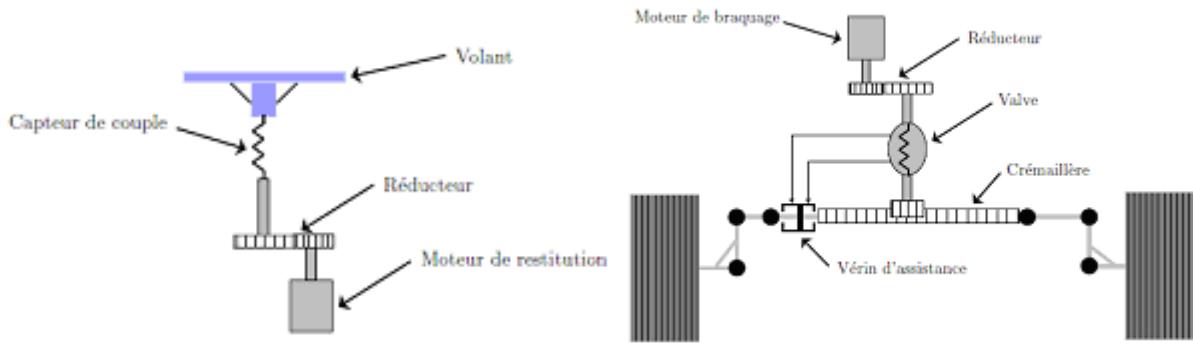


Fig III-48 Architectures combinée d'une direction SBW.

De la même démarche précédente, les équations dynamiques décrivant la représentation d'état des systèmes de restitution et de braquage sont déterminées.

- Bilan des efforts au niveau du volant et du moteur de restitution :

Les équations décrivant la représentation d'état du système de restitution sont identiques à celles obtenues précédemment pour véhicule en mouvement. Elles sont donc rappelées :

$$\begin{cases} J_v \ddot{\theta}_v + B_v \dot{\theta}_v + K_v \theta_v = \tau_c + \frac{K_v}{R_{mv}} \theta_{mv} \\ J_{mv} \ddot{\theta}_{mv} + B_{mv} \dot{\theta}_{mv} + \frac{K_v}{R_{mv}^2} \theta_{mv} = \tau_{mv} + \frac{K_v}{R_{mv}} \theta_v \end{cases} \quad (3.79)$$

- Bilan des efforts au niveau du moteur de braquage des roues :

$$J_{mb} \ddot{\theta}_{mb} = -B_{mb} \dot{\theta}_{mb} + \tau_{mb} - \frac{K_t}{R_{mb}} \delta_{valve} \quad (3.80)$$

$$\begin{aligned} \delta_{valve} &= \frac{\theta_{mb}}{R_{mb}} - R_{ratio} \theta_r \\ \text{Avec :} \quad &= \frac{\theta_{mb}}{R_{mb}} - \frac{d_{biel}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \theta_r \end{aligned} \quad (3.81)$$

Pour rappel, τ_{mb} est le couple exercé par l'actionneur (moteur) de braquage. δ_{valve} étant l'angle de torsion au niveau de la valve de la direction hydraulique et K_t représente la raideur de la valve. En remplaçant l'expression de δ_{valve} , nous obtenons l'équation suivante :

$$J_{mb} \ddot{\theta}_{mb} + B_{mb} \dot{\theta}_{mb} + \frac{K_t}{R_{mb}^2} \theta_{mb} = \tau_{mb} + \frac{d_{biel} K_t}{R_{mb} R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \theta_r \quad (3.82)$$

- Bilan des efforts au niveau du braquage des roues autour de leurs axes de pivot :

L'équation décrivant la dynamique du braquage des roues avant est donnée par :

$$J_r \ddot{\theta}_r = -B_r \dot{\theta}_r - \tau_{cis} + R_{ratio} [K_t \delta_{valve} + R_c f(\delta_{valve}) S] \quad (3.83)$$

Comme nous pouvons remarquer, cette expression dynamique de la rotation des roues avant est presque identique à celle obtenu précédemment dans le cas où le véhicule est en mouvement (vitesse non nulle). Nous avons uniquement remplacé le couple extérieur τ_{ext} par le couple de rappel des pneus avant τ_{cis} suite à la sollicitation du braquage à l'arrêt du véhicule. Ce couple est créé par la force de rappel $(\theta_c - \theta_r)C_1$ sur la surface cisailleée avec un bras d'une distance $(c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}$. Il est donc donné par l'équation suivante :

$$\tau_{cis} = (\theta_r - \theta_c)C_1(c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} \quad (3.84)$$

θ_c étant l'angle de la surface cisailleée des pneus avant. C_1 est la raideur des pneus avant. c et c_p sont respectivement la chasse géométrique et la chasse pneumatique. ϕ_c et α_{piv} sont respectivement l'angle de chasse et l'angle de pivot. En remplaçant l'expression du ratio de braquage R_{ratio} et de τ_{cis} dans l'équation (3.83), nous obtenons l'équation suivante :

$$\begin{aligned} J_r \ddot{\theta}_r &= -B_r \dot{\theta}_r - (\theta_r - \theta_c)C_1(c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} \\ &+ \frac{d_{biel}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} [K_t \delta_{valve} + R_c f(\delta_{valve})S] \end{aligned} \quad (3.85)$$

$$\text{Avec : } \delta_{valve} = \frac{\theta_{mb}}{R_{mb}} - \frac{d_{biel} \theta_r}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}}$$

$f(\delta_{valve})$ est la loi de valve de l'assistance hydraulique et S la section du vérin d'assistance. Le produit $f(\delta_{valve})S$ représente la force d'assistance appliquée sur la crémaillère par le vérin. Nous avons linéarisé autour d'un point de fonctionnement, la loi de valve présentée précédemment, d'où :

$$f(\delta_{valve}) \approx K_a \delta_{valve} \quad (3.86)$$

où K_a est la pente de $f(\delta_{valve})$ au point de fonctionnement choisi.

L'équation décrivant la dynamique du braquage des roues devient alors :

$$\begin{aligned} J_r \ddot{\theta}_r + B_r \dot{\theta}_r + \theta_r \left[\frac{d_{biel}^2 K}{R_c \cos^2 \phi_c \cos^2 \alpha_{piv}} + C_1(c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} \right] \\ = \theta_c [C_1(c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}] + \theta_{mb} \left[\frac{d_{biel} K}{R_{mb} \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \right] \end{aligned} \quad (3.87)$$

$$\text{Avec : } K = \frac{K_t}{R_c} + K_a S$$

➤ Bilan des efforts au niveau de la surface cisailleée autour de l'axe de pivot :

$$J_r \ddot{\theta}_c = -B_{sol} \dot{\theta}_c + \tau_{cis} - (c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} F_{fr} \quad (3.88)$$

Les frottements de coulomb ou force de friction, vue précédemment, est représentée par F_{fr} . En remplaçant l'expression du couple de rappel des pneus avant τ_{cis} , nous obtenons :

$$J_r \ddot{\theta}_c = -B_{sol} \dot{\theta}_c + (\theta_r - \theta_c) C_1 (c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} - (c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} F_{fr} \quad (3.89)$$

B_{sol} est le frottement visqueux causé par le contact pneu-chaussée. $(c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}$ représente le bras de la force de friction appliquée à la surface cisaillée. L'équation dynamique du mouvement de surfaces cisaillées autour de l'axe de pivot devient alors :

$$J_r \ddot{\theta}_c + B_{sol} \dot{\theta}_c + \theta_c [C_1 (c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}] = (C_1 \theta_r - F_{fr}) [(c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}] \quad (3.90)$$

Il est possible de déduire une représentation d'état du système de braquage complet :

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{mb} \ddot{\theta}_{mb} + B_{mb} \dot{\theta}_{mb} + \frac{K_t}{R_{mb}^2} \theta_{mb} = \tau_{mb} + \frac{d_{biel} K_t}{R_{mb} R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \theta_r \\ J_r \ddot{\theta}_r + B_r \dot{\theta}_r + \theta_r \left[\frac{d_{biel}^2 K}{R_c \cos^2 \phi_c \cos^2 \alpha_{piv}} + C_1 (c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} \right] \\ = \theta_c \left[C_1 (c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} \right] + \theta_{mb} \left[\frac{d_{biel} K}{R_{mb} \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \right] \\ J_r \ddot{\theta}_c + B_{sol} \dot{\theta}_c + \theta_c [C_1 (c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}] = (C_1 \theta_r - F_{fr}) [(c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}] \end{array} \right. \quad (3.91)$$

Pour obtenir la consigne du couple moteur de braquage, nous nous sommes inspiré du système de direction classique avec une colonne de direction. Pour que le moteur de braquage comble l'absence de la colonne il faut satisfaire cette condition :

$$\theta_v = \frac{\theta_{mb}}{R_{mb}} \Rightarrow \theta_{mb} = \theta_v R_{mb} \quad (3.92)$$

En remplaçant cette condition dans l'équation dynamique du moteur de braquage, nous obtenons l'expression de la consigne du couple du moteur de braquage en fonction de l'angle volant et de l'angle roue consigne θ_r^{ref} :

$$\tau_{mb} = J_{mb} R_{mb} \ddot{\theta}_v + B_{mb} R_{mb} \dot{\theta}_v + \frac{K_t}{R_{mb}} \theta_v - \frac{d_{biel} K_t}{R_{mb} R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \theta_r^{ref} \quad (3.93)$$

L'angle roue consigne θ_r^{ref} est obtenu en remplaçant $\theta_{mb} = \theta_v R_{mb}$ dans l'équation dynamique de l'angle de braquage des roues avant. L'équation obtenue est la suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} J_r \ddot{\theta}_r^{ref} + B_r \dot{\theta}_r^{ref} + \theta_r^{ref} \left[\frac{d_{biel}^2 K}{R_c \cos^2 \phi_c \cos^2 \alpha_{piv}} + C_1 (c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} \right] \\ = \theta_c \left[C_1 (c + c_p) \cos \phi_c \cos \alpha_{piv} \right] + \theta_v \left[\frac{d_{biel} K}{\cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} \right] \end{array} \right. \quad (3.94)$$

S'agissant de la consigne du moteur de restitution au volant, nous nous sommes inspirés également d'un système de direction conventionnel. Le couple qui remonte à travers la colonne de direction et ressent au volant par le conducteur correspond au couple de torsion de la barre de la valve, c'est-à-dire : $\delta_{valve} K_t$. Auquel nous rajoutons un couple additionnel τ_{add} pour compenser l'inertie et les frottements visqueux produits habituellement par la colonne sur une direction conventionnelle. Nous procéderons de la même étape donc, en remplaçant $\theta_{mb} = \theta_v R_{mb}$ dans l'expression suivante :

$$\tau_{mv} = -\frac{\delta_{valve} K_t + \tau_{add}}{R_{mv}} = -\frac{1}{R_{mv}} \left[\frac{K_t \theta_{mb}}{R_{mb}} - \frac{K_t d_{biel} \theta_r^{ref}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} + \tau_{add} \right] \quad (3.95)$$

$$\text{Nous obtenons : } \tau_{mv} = -\frac{1}{R_{mv}} \left[K_t \theta_v - \frac{K_t d_{biel} \theta_r^{ref}}{R_c \cos \phi_c \cos \alpha_{piv}} + \tau_{add} \right] \quad (3.96)$$

$$\text{Avec : } \tau_{add} = J_{add} \ddot{\theta}_v + B_{add} \dot{\theta}_v$$

J_{add} et B_{add} sont des paramètres qui permettent l'adaptation du ressenti au volant.

Nous avons résumé la modélisation proposée pour la dynamique d'une direction SBW pour le cas d'un véhicule à l'arrêt, sous forme d'un schéma de principe exposé sur la Fig III-49.

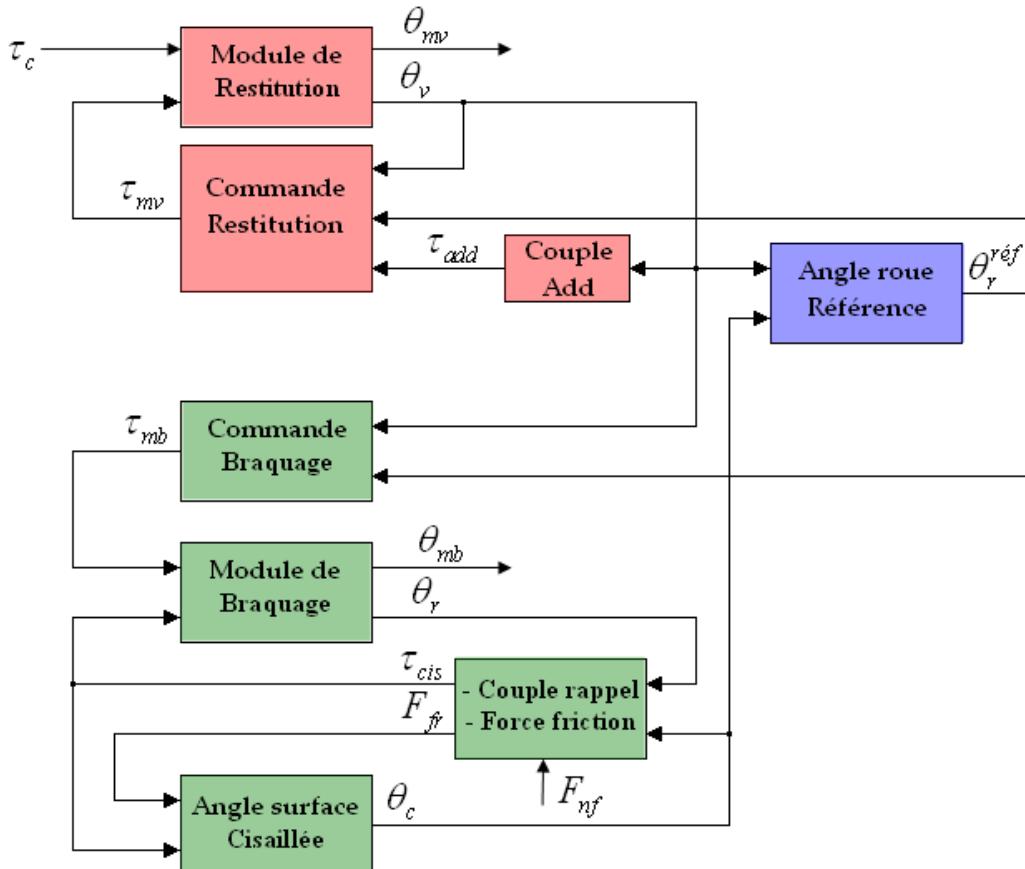


Fig III-49 Schéma du modèle dynamique SBW proposé – Véhicule à l'arrêt.

Par la suite, nous allons présenter quelques résultats de simulation du modèle dynamique proposé pour direction SBW à architecture combinée - cas d'un véhicule à l'arrêt.

III-7-6-1 Résultats de simulation du modèle dynamique proposé pour une direction SBW à architecture combinée – Véhicule à l'arrêt

Afin de mieux comprendre le modèle dynamique proposé de la direction SBW quand le véhicule est à l'arrêt, nous avons réalisé trois simulations, en utilisant trois profils différents du couple conducteur.

➤ Couple conducteur en dents de scie

Dans la première simulation, nous avons utilisé un profil de couple conducteur en dents de scie, présenté sur la Fig III-50, afin de mieux visualiser la différence entre l'angle de braquage des roues et l'angle de la surface cisaillée du pneu.

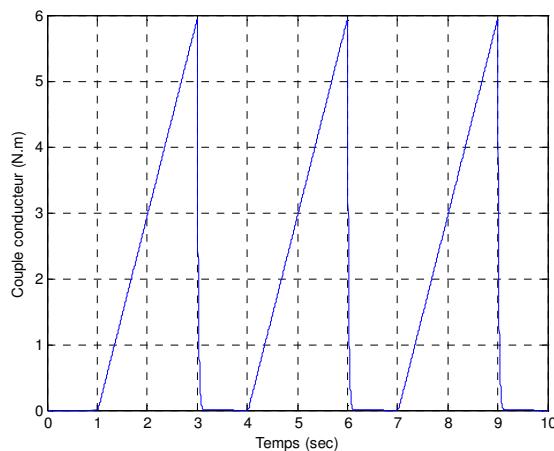


Fig III-50 Profil couple conducteur en dents de scie.

Les courbes de l'angle roues et de l'angle de la surface cisaillée obtenues en simulation, sont montrées sur la Fig III-51.

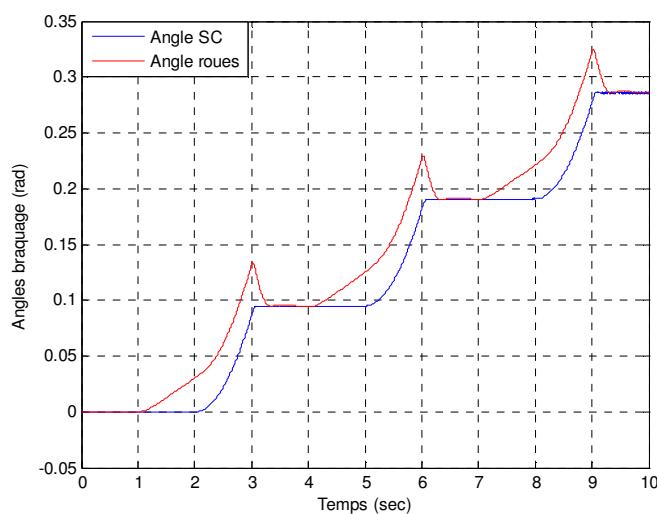


Fig III-51 Courbes de l'angle roues et angle de la surface cisaillée.

Comme nous pouvons le constater, ces deux courbes mettent bien en évidence le phénomène de rappel du pneu vers la surface cisaillée lorsque la roue subit un effort qui se relâche brusquement. En analysant ces courbes, nous remarquons trois zones distinctes.

1. La première zone correspond à la phase où une force est appliquée sur la roue du véhicule. Sur cette zone le pneu se détend sans entraîner le mouvement de la surface cisaillée. Nous remarquons bien que l'angle roue commence à bouger alors que l'angle de la surface cisaillée reste immobile car la force issue du conducteur est inférieure à la force des frottements de coulomb.
2. La deuxième zone correspond à la phase pour laquelle l'effort appliqué sur la roue est supérieur à la force de contact pneu-chaussée (frottement de coulomb). Par conséquent, la surface cisaillée est entraînée par le mouvement de la roue. Les deux angles donc suivent la même allure.
3. La troisième zone correspond à la phase où la force appliquée sur la roue s'annule brusquement. Dans ce cas, la roue est ramenée vers la position de la surface cisaillée avec une force de rappel due à la déformation du pneu tandis que la surface cisaillée reste à la même position.

➤ Couple conducteur en braquage droite - gauche

Un couple de braquage droite puis gauche a été utilisé dans la seconde simulation. L'objectif étant de montrer le processus de l'hystérésis de la direction. Le profil du couple conducteur utilisé est montré sur la Fig III-52. La position initiale du volant étant le point milieu de la direction. Un couple est appliqué d'un sens puis le volant est relâché pour le remettre ensuite à sa position initiale.

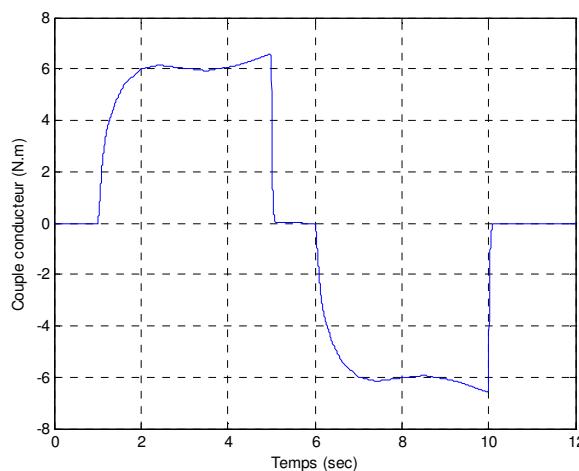


Fig III-52 Profil couple conducteur en braquage droite – gauche.

Nous avons tracé la courbe du couple conducteur en fonction de l'angle volant, montré sur la Fig III-53 à gauche. Nous avons bien obtenu une hystérésis qui caractérise parfaitement l'effet réel du retour d'effort ressenti au volant lors d'un braquage à l'arrêt du véhicule. La courbe expérimentale présentée à droite de la même Fig III-53 donne l'allure du couple appliqué au volant en fonction de l'angle volant sur deux types de direction.

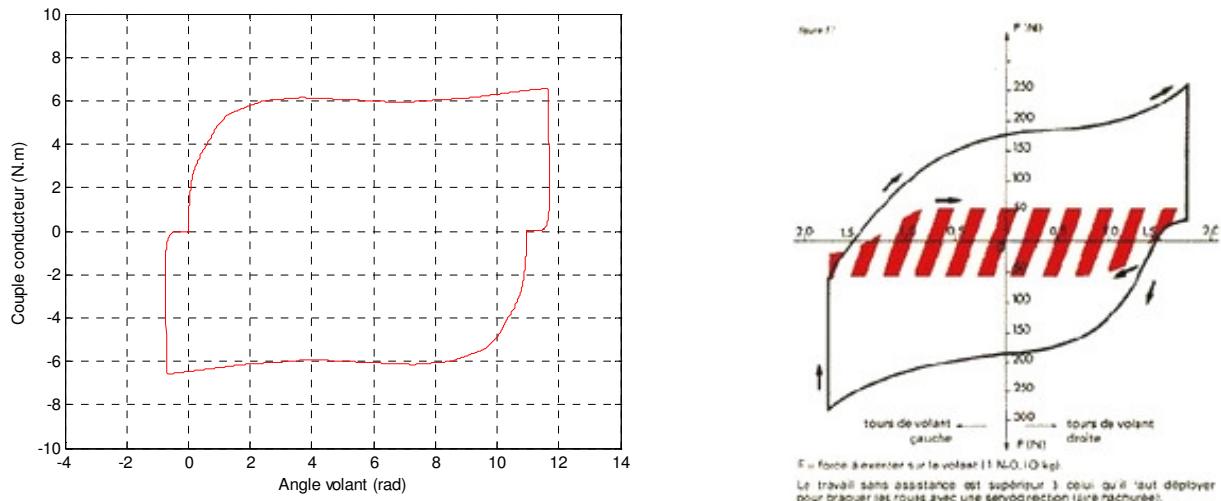


Fig III-53 Courbe hystérésis obtenue en simulation et celle d'une direction réelle.

La courbe tracée en noir correspond à une direction classique sans assistance (anciens véhicules). Celle en rouge représente le cas d'une direction assistée (électrique ou hydraulique). Nous remarquons bien que grâce à l'assistance, nous obtenons les mêmes angles volant avec beaucoup moins d'effort sur le volant. La ressemblance des allures de la courbe rouge expérimentale avec celle obtenue de la simulation du modèle proposé est certaine. Le décalage de la courbe de simulation au milieu est dû à la force de rappel au niveau de la surface cisaillée du pneu après avoir relâché le volant dans les deux sens.

Nous avons également tracé les courbes de l'angle roues et angle de la surface cisaillée montrées sur la Fig III-54.

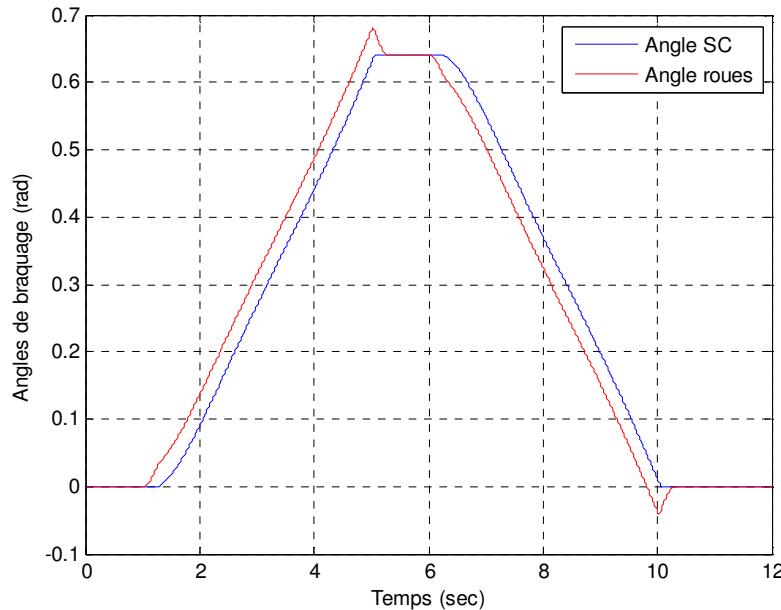


Fig III-54 Courbes de l'angle roues et angle de la surface cisaillée.

Une fois de plus, les mêmes remarques présentées précédemment dans la première simulation restent valables.

➤ **Couple conducteur en braquage du milieu jusqu'en butée**

Enfin, dans la troisième simulation, nous voulions voir le comportement de notre modèle et de ses deux modules : braquage et restitution. Pour cela, un couple conducteur en braquage du milieu jusqu'en butée a été utilisé comme entrée (voir la Fig III-55).

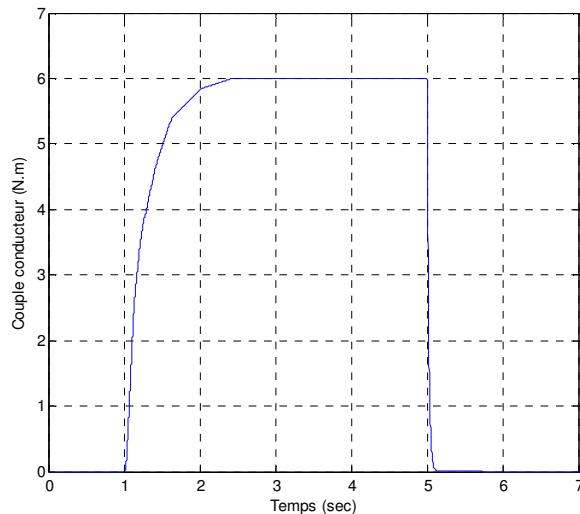


Fig III-55 Profil couple conducteur en braquage du milieu jusqu'en butée.

Les courbes de l'angle roues et angle de la surface cisaillée obtenues sont exposées sur la Fig III-56. Les roues atteignent un braquage maximum d'environ 35° , qui correspond à la butée sur un véhicule réel, puis elles sont ramenées vers la position de la surface cisaillée, qui elle garde sa position finale. Le retour des roues vers la surface cisaillée est d'environ 2.5° .

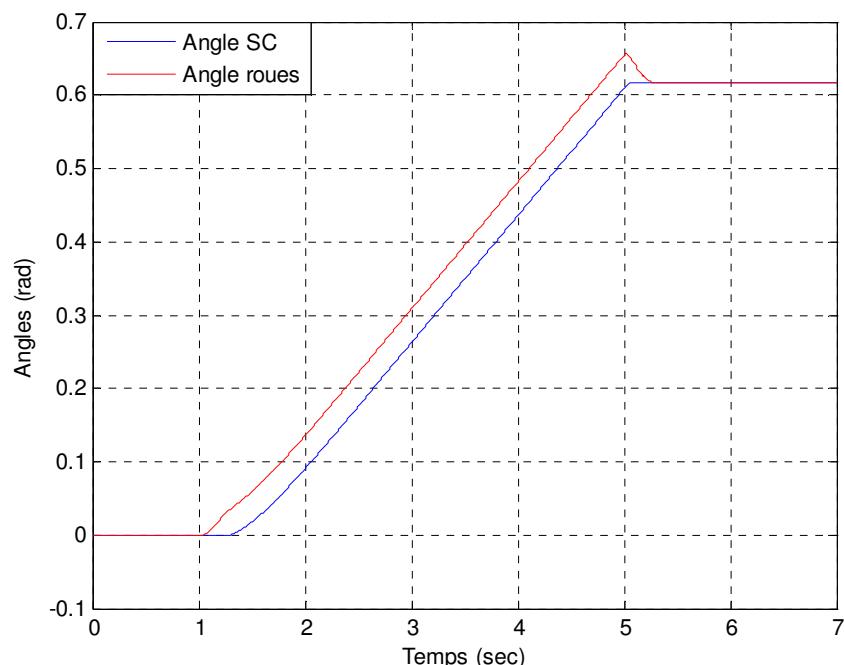


Fig III-56 Courbes de l'angle roues et angle de la surface cisaillée.

S'agissant de l'angle volant, dont la courbe est présentée sur la Fig III-57 à gauche, il fait environ 1.6 tours (du milieu jusqu'en butée), ce qui correspond bien au nombre de tours sur une direction réelle. Le retour du volant vers la surface cisaillée à la fin du braquage est d'environ 40° . Cet angle a été vérifié expérimentalement. Bien entendu, il est égal à l'angle de retour des roues multiplié par le ratio de braquage de la direction d'environ 17. Sur la Fig III-57 à droite, nous montrons la courbe de la différence (angle roues – angle surface cisaillée). Elle illustre parfaitement le phénomène décrit précédemment. Au début de la courbe l'angle roue est supérieur à l'angle de surface cisaillée, puisque cette dernière est encore immobile. Puis, les deux angles suivent la même rotation car la surface cisaillée est entraînée, d'où la stabilisation de la différence. A la fin de la courbe, l'angle de la surface cisaillée est resté constant sur sa position finale et l'angle roue diminue jusqu'à l'arrêt, d'où la chute de la différence jusqu'à elle devient nulle.

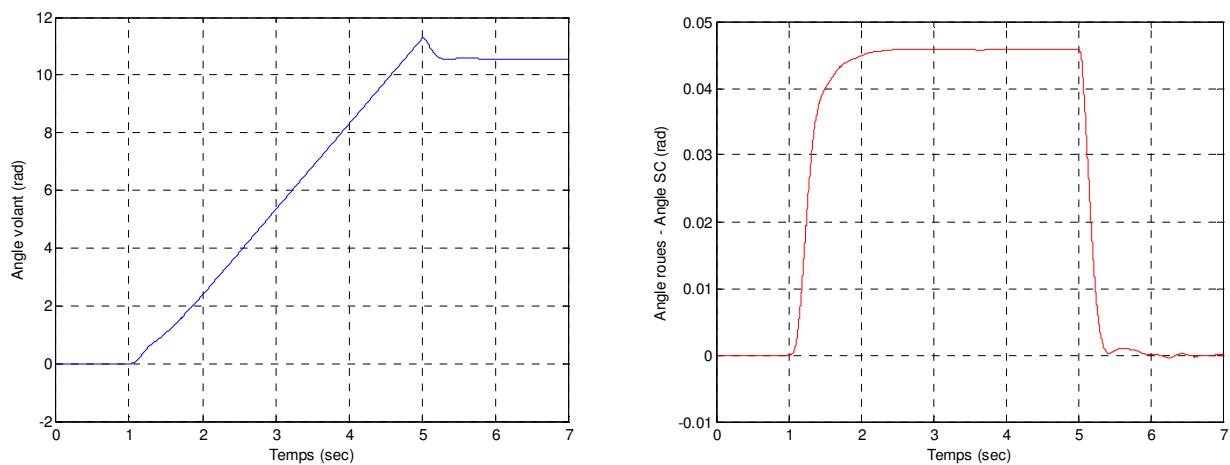


Fig III-57 Courbes angle volant et la courbe : angle roue - angle SC.

Les courbes caractérisant les deux modules de la direction SBW modélisée : couple et angle de rotation du moteur de restitution, ainsi que le couple et angle de rotation du moteur de braquage, sont exposées respectivement sur la Fig III-58 et Fig III-59.

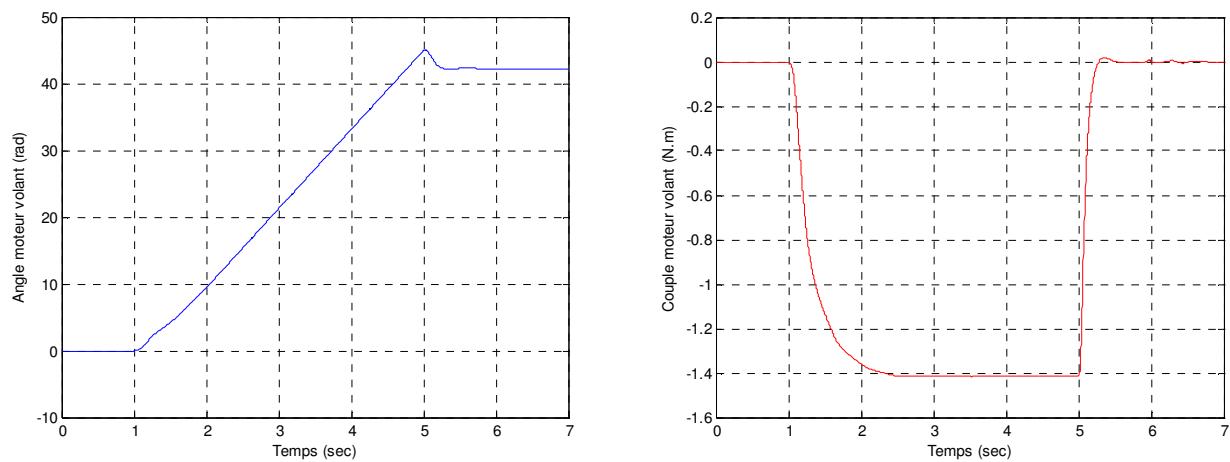


Fig III-58 Courbes du couple et angle de rotation du moteur de restitution.

Nous pouvons constater que les angles de rotation des deux moteurs (restitution et braquage) sont quasiment identiques, puisque nous avons utilisé les mêmes rapports des réducteurs : $R_{mv} = R_{mb} = 4$. Nous avons donc : $\theta_v = R_{ratio} \theta_r = \theta_{mv} / R_{mv} = \theta_{mb} / R_{mb}$. Bien entendu, ceci est valable qu'en théorie, car en réalité, les transmissions par courroies / poulies ont généralement des rendements d'environ 80 %. La différence est plutôt du côté des couples des deux moteurs. Le couple fourni par le moteur de restitution atteint environ -1,4 N.m, ce qui donne un couple opposé ressenti au volant de -5,6 N.m pour un couple conducteur de 6 N.m. S'agissant du couple fourni par le moteur de braquage des roues, il atteint 1,17 N.m, ce qui donne un couple sur la valve d'assistance d'environ 4,7 N.m. Nous constatons bien que le couple conducteur n'est pas transmis intégralement sur la valve d'assistance, car les inerties et les frottements ont été pris en compte, en absence d'un lien direct par une colonne comme sur une direction conventionnelle.

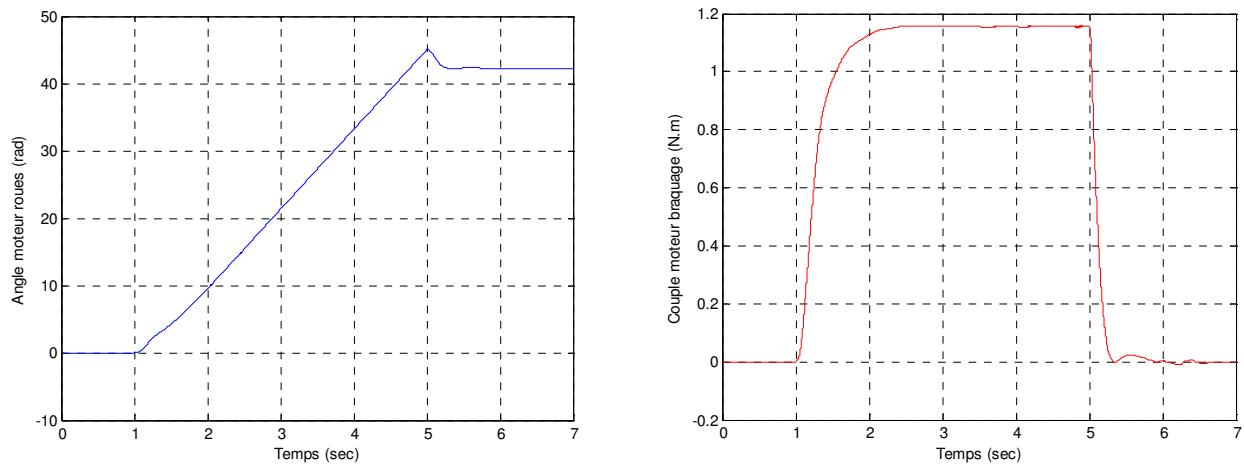


Fig III-59 Courbes du couple et angle de rotation du moteur de braquage.

Comme nous pouvons le constater, les résultats de simulation obtenus du modèle dynamique SBW proposé (véhicule à l'arrêt) sont très concluants et très cohérents avec le processus d'un système réel d'une direction assistée. Bien entendu, plusieurs facteurs peuvent varier plus ou moins le comportement du modèle, tels que la géométrie du train avant et du véhicule complet, le type de la chassée, le modèle des pneus, etc. Un pneu large ne produit pas le même angle de la surface cisallée qu'un pneu étroit par exemple. Toutefois, le modèle est censé rester fiable, en attendant qu'il soit validé expérimentalement comme perspective. Dans la partie suivante, nous allons aborder la simulation et la validation expérimentale du modèle dynamique proposé pour une direction SBW à architecture combinée pour le cas du véhicule en mouvement.

III-7-7 Simulation et Validation du modèle dynamique proposé pour une direction SBW à architecture combinée – Véhicule en mouvement

L'objectif de cette étape importante étant de valider le modèle dynamique proposé pour une direction SBW à architecture combinée, établi précédemment pour le cas d'un véhicule en mouvement. La validation est faite en comparant les mesures acquises avec le véhicule instrumenté « CARLA » du LIVIC aux courbes obtenues en simulation à partir du modèle proposé. Comme nous l'avons déjà précisé, différents capteurs sont installés sur le véhicule instrumenté « Peugeot 307 SW » pour mesurer la dynamique du véhicule.

Il est important de signaler que le véhicule instrumenté est déjà équipé d'une commande motorisée de la direction dans le cadre d'un autre thème de recherche sur le contrôle de la trajectoire du véhicule. L'option retenue pour agir sur le braquage des roues du véhicule du LIVIC a été de conserver une direction classique avec son assistance hydraulique et d'y ajouter un moteur électrique pour assurer sa rotation.



Fig III-60 Modification mécanique de la direction du véhicule instrumenté.

Comme nous pouvons le constater sur la Fig III-60, la direction du véhicule instrumenté utilisé est équipée d'un moteur électrique à courant continu, qui transmet son couple à la colonne via un engrenage du type vis sans fin. Le moteur peut être totalement déconnecté de la colonne par l'intermédiaire d'un embrayage électromécanique et la direction normale (voir Fig III-60 à droite). Le système de direction du véhicule instrumenté est équipé également d'un capteur d'angle volant de type codeur optique. Il permet également d'obtenir l'angle de braquage des roues, en connaissant la géométrie du train avant. Afin de connaître les actions du conducteur sur le volant et les efforts appliqués sur la colonne, la direction est équipée de capteurs de couples conducteur et roues.

Les essais ont été réalisés sur la piste de Satory au LIVIC. Comme nous nous sommes intéressés uniquement au comportement latéral du véhicule, nous avons donc emprunté un circuit assez sinueux. Les deux photos sur la Fig III-61, ont été prises lors des essais sur piste à l'entrée d'un virage.



Fig III-61 Entrées de virages lors des essais sur piste.

Plusieurs essais ont été réalisés sur la piste avec différentes vitesses de passage en virages et également avec différents profils de braquages. Des essais ont été enregistrés avec des vitesses de passage en virage à 50 km/h avec un braquage maximum des roues de 4.5° qui correspond à un angle volant de 78°.

Un autre essai a été réalisé avec une faible vitesse de 20 km/h mais avec des braquages relativement importants qui atteignent 20° en braquage des roues et 340° sur angle volant. C'est ce dernier essai que nous avons donc choisi et retenu pour la validation du modèle proposé car les courbes sont plus pertinentes et le braquage des roues est plus significatif. Les courbes de la vitesse longitudinale du véhicule, mesurée par le capteur Correvit, ainsi que le couple appliqué au volant par conducteur, enregistré par le capteur de couple, sont présentées sur la Fig III-62.

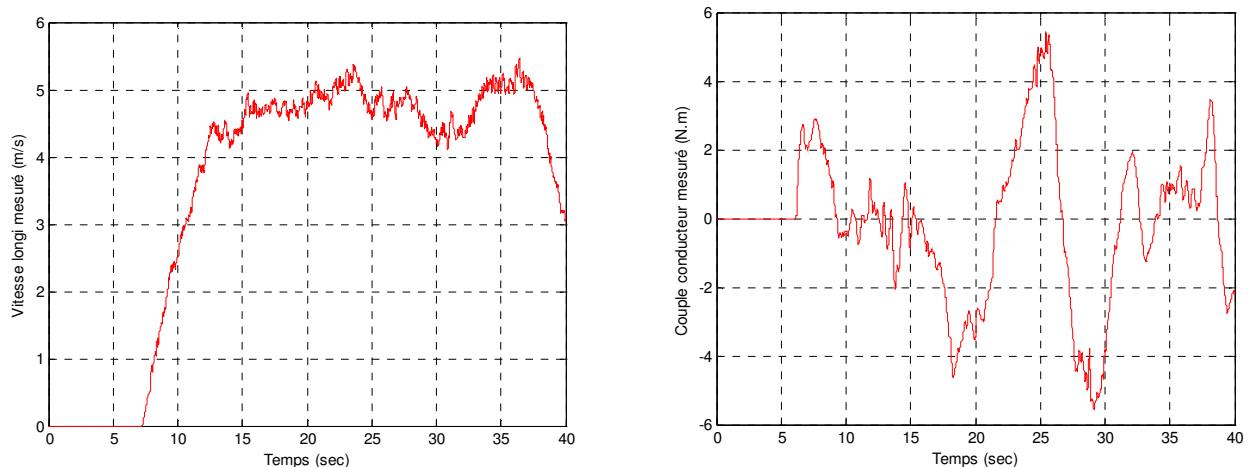


Fig III-62 Courbe mesurées de la vitesse longi du véhicule et couple conducteur au volant.

Ces deux signaux : vitesse du véhicule V_{long} et couple conducteur au volant τ_c , ont été utilisés comme entrées dans le modèle proposé. Bien entendu, nous avons pris en compte toutes les constantes ou paramètres relatifs au système de direction, ainsi qu'à la géométrie du train avant et du véhicule complet en question, c'est-à-dire la Peugeot 307 SW.

Dans ce qui suit, nous allons procéder à la comparaison de toutes les courbes prélevées par les capteurs avec celles obtenues en simulation. Dans la Fig III-63, la courbe tracée en rouge représente l'angle roues mesuré et celle en bleu affiche en réalité deux courbes superposées. Il s'agit de l'angle roue θ_r et l'angle volant θ_v devisé par le ratio de braquage du système de direction R_{ratio} . Ces deux dernières courbes ont été obtenues en simulation.

Nous pouvons constater sur la Fig III-63, que l'allure des courbes mesurée et simulée est quasiment identique. Les courbes de l'angle roue et de l'angle volant obtenues en simulation, sont parfaitement similaires. Le braquage des roues suit donc parfaitement la consigne au volant. Le braquage des roues maximum enregistré est de 20°, ce qui correspond à un braquage de 340° sur le volant (presque un tour).

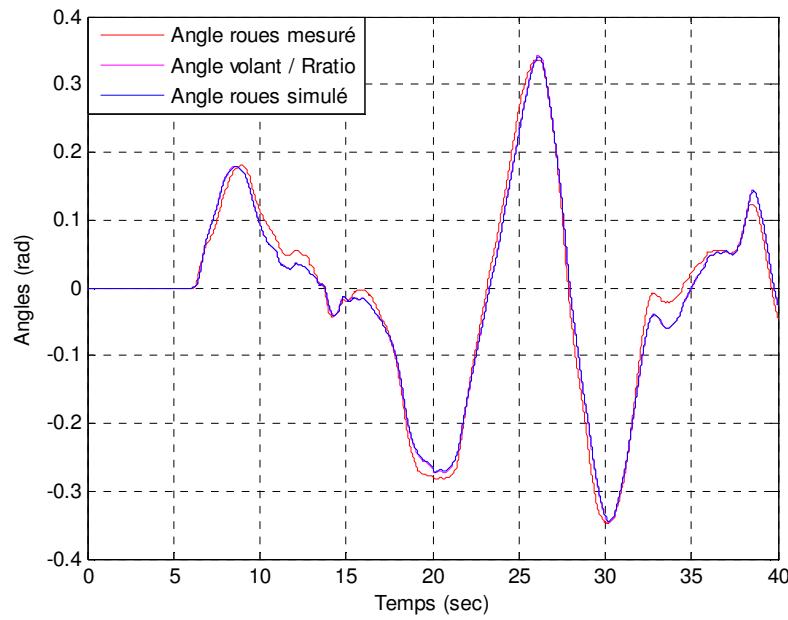


Fig III-63 Courbes mesurée et simulée de l'angle roues avant.

Grace au modèle dynamique latérale du véhicule, utilisé dans la modélisation, nous avons tracé les variables issues de ce modèle, telles que l'angle de dérive au centre de gravité du véhicule β , la vitesse de lacet $\dot{\psi}$ et également la vitesse latérale du véhicule V_{lat} . Parallèlement, ces trois grandeurs ont été mesurées sur le véhicule instrumenté. Le capteur Correvit du véhicule a permis la mesure de la vitesse latérale et l'angle de dérive du véhicule. La vitesse de lacet a été mesurée grâce à la centrale inertie.

Les figures III-64, III-65 et III-66, montrent les comparatifs de ces trois grandeurs, entre celles issues par mesures des capteurs et celles obtenues en simulation.

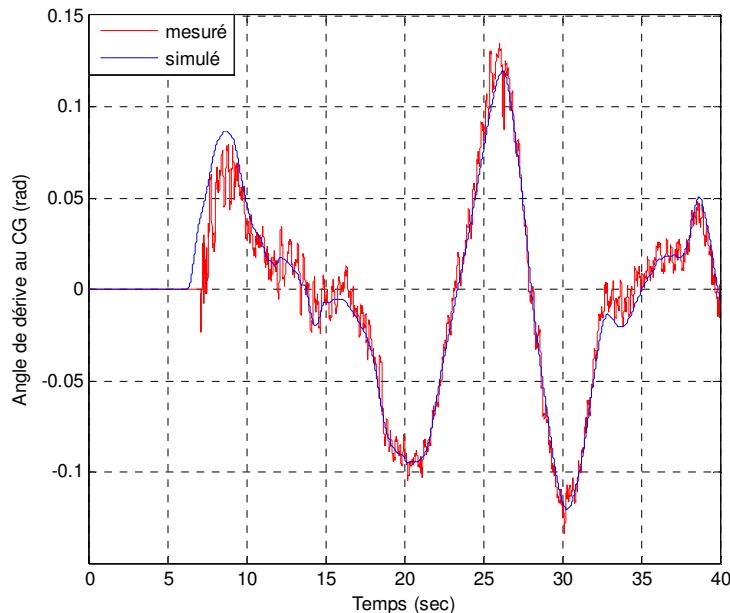


Fig III-64 Courbes mesurée et simulée de l'angle de dérive au CG du véhicule.

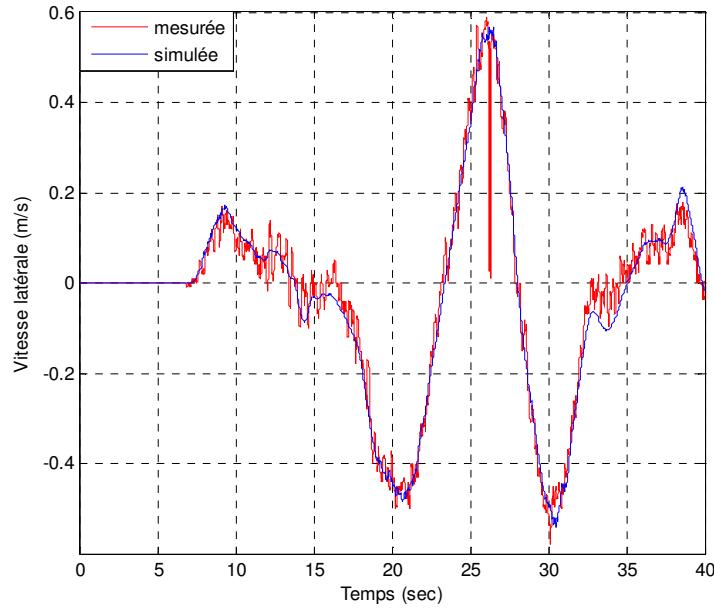


Fig III-65 Courbes mesurée et simulée de la vitesse latérale du véhicule.

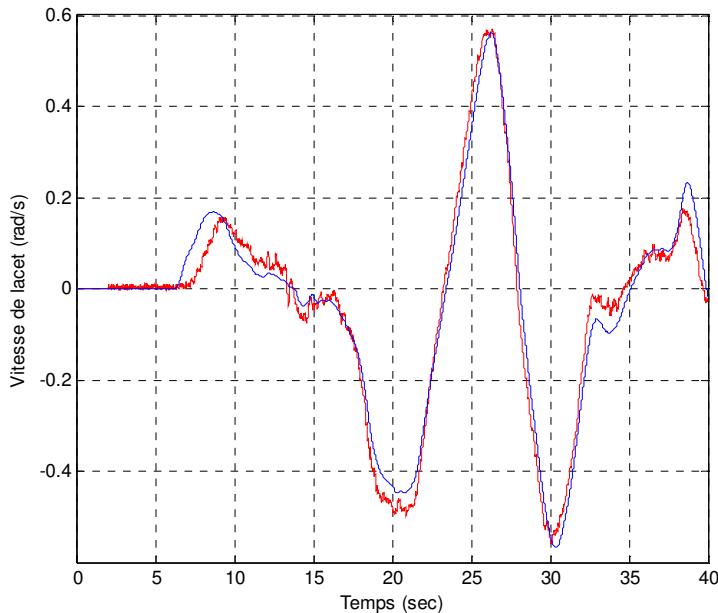


Fig III-66 Courbes mesurée et simulée de la vitesse de lacet du véhicule.

Nous remarquons que les courbes de l'angle de dérive au centre de gravité, de la vitesse latérale et de la vitesse de lacet du véhicule, mesurées et simulées se suivent fidèlement, ce qui justifie la fiabilité du modèle utilisé. Nous constatons également que les courbes obtenus des capteurs sont relativement parasitées à cause de l'environnement bruité et donc elles peuvent être filtrées. Les courbes des trois gradeurs ont quasiment la même allure que celle de l'angle de braquage, ce qui est évident dans notre cas. C'est avec ces trois grandeurs que nous avons pu calculer l'angle de dérive des pneus avant et arrière, utilisés pour évaluer les forces latérales appliquées à l'avant et à l'arrière du véhicule. Ces forces latérales ont permis de tracer la courbe du couple d'auto-alignement que nous allons voir par la suite.

Un autre couple a été mesuré grâce à un capteur placé entre la colonne de direction et la crémaillère. Il s'agit du couple appliqué sur la crémaillère de direction, qui correspond au couple résultant du couple conducteur auquel s'ajoute le couple d'assistance fourni par le vérin hydraulique.

La Fig III-67 montre les courbes de ce couple, mesuré par le capteur de couple et obtenu en simulation. Le couple maximum appliqué sur la crémaillère via son pignon dans cet essai est d'environ 25 N.m. Bien entendu, ce couple est multiplié par le ratio de braquage de la direction R_{ratio} pour fournir un couple sur les roues d'environ $25 * (R_{ratio} \approx 17) = 425$ N.m sur l'axe de pivot des roues avant. Nous voyons donc qu'à partir d'un couple maximum de 5 N.m appliqué au volant par le conducteur, ce dernier est amplifié pour atteindre 425 N.m au niveau des roues grâce à l'assistance et également à la géométrie du système de direction.

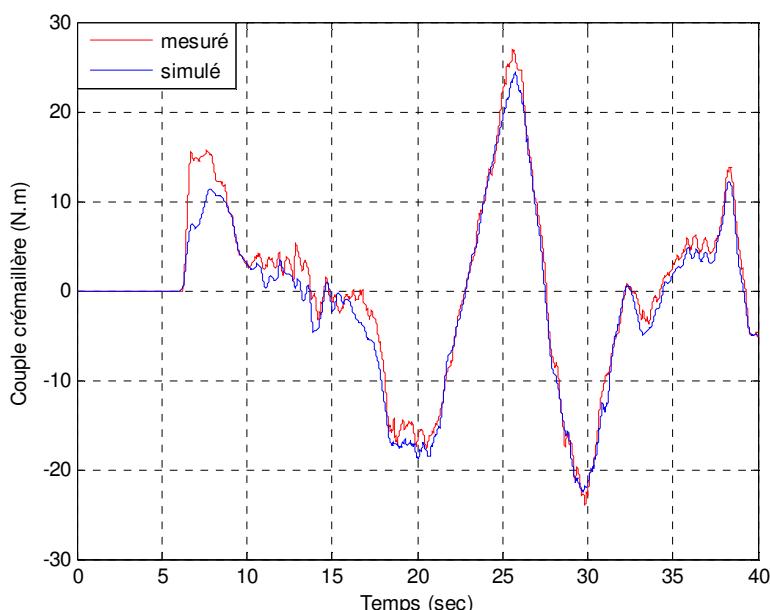


Fig III-67 Courbes mesurée et simulée du couple appliqué sur la crémaillère de direction.

Nous constatons que le gain d'assistance est égal à 5 (de 5 N.m au volant à 25 N.m sur la crémaillère), ce qui signifie que le vérin d'assistance apporte environ 4 fois le couple appliqué au volant. Toutefois, il faut noter que ce gain d'assistance peut atteindre parfois 10 sur quelques modèles de véhicules, notamment à l'arrêt du véhicule ou sur les véhicules munis d'une assistance électrique grâce à un moteur électrique.

Le cœur d'une direction filo-commandée se synthétise dans ces deux fameux modules : module de restitution et module de braquage, assurés par des moteur à courant continu. Ces deux moteurs se caractérisent par leurs angles de rotation et leurs couples fournis.

Les courbes montrées sur la Fig III-68 et Fig III-69, représentent respectivement les rotations (angles) du moteur de restitution et celui du braquage, ainsi que leurs couples correspondants, obtenus en simulation.

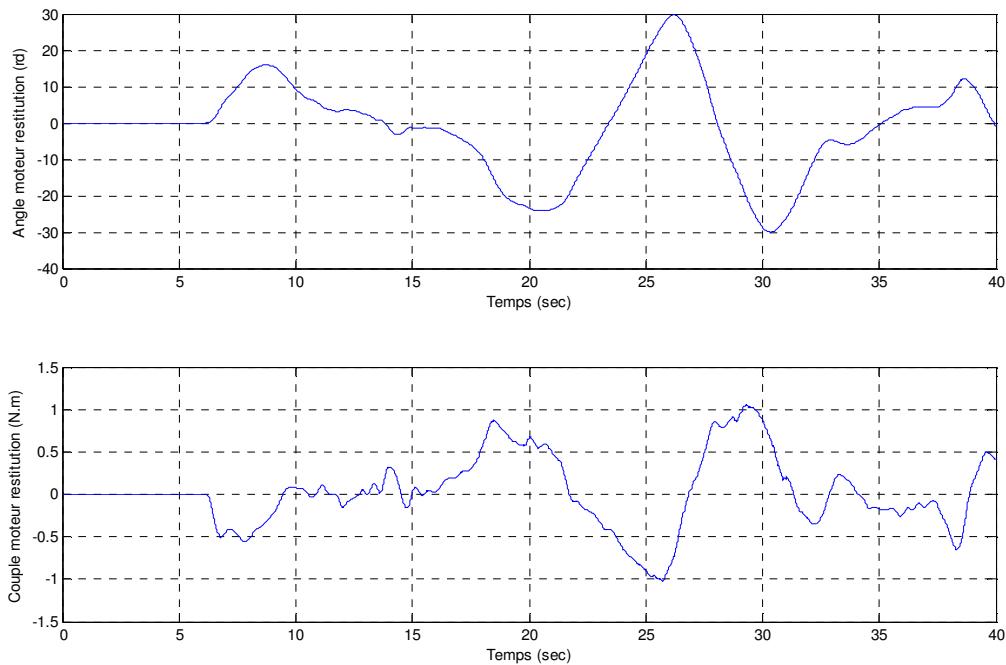


Fig III-68 Courbes de simulation de l'angle et couple du moteur de restitution.

Un rapport de réduction égale à $R_{mv} = R_{mb} = 5$ a été choisi pour les deux moteurs : restitution et braquage, afin de limiter les couples fournis. Nous constatons donc que les rotations des deux moteurs sont identiques et elles font 5 fois la rotation du volant $\theta_{mv} = \theta_{mb} = 5\theta_v$. Ceci est dû à la condition $\theta_{mb} = R_{mb}\theta_v$ prise en compte dans le calcul de la loi de commande du couple moteur de braquage τ_{mb} vue précédemment.

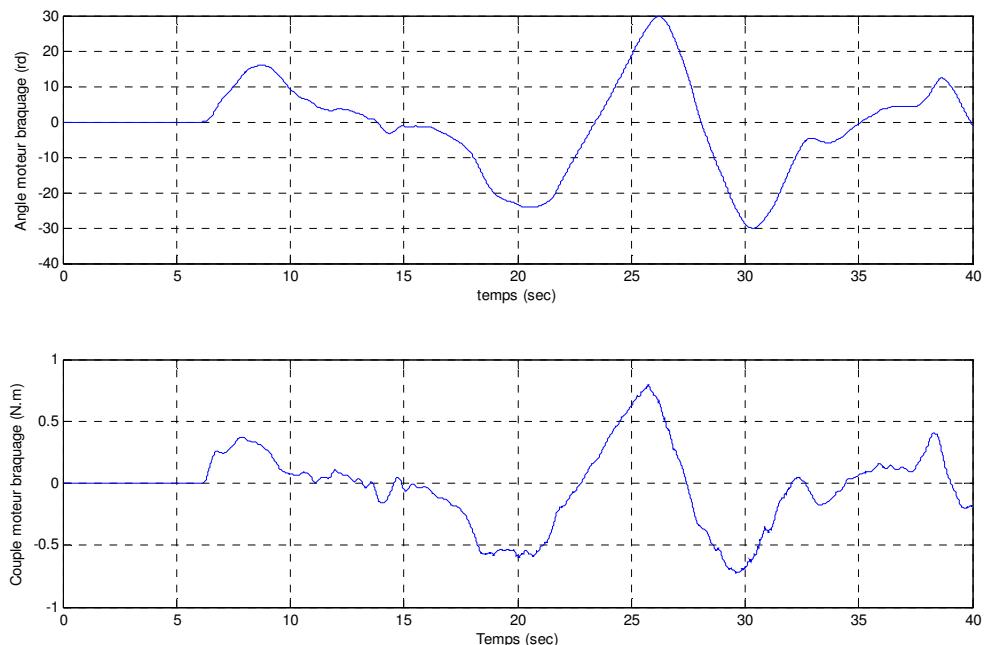


Fig III-69 Courbes de simulation de l'angle et couple du moteur de braquage.

Nous constatons que les couples fournis par les deux moteurs sont bien entendu différents vu que leurs actions est différentes. En effet, le couple du moteur de restitution est opposé au couple appliqué par le conducteur sur le volant afin de restituer le retour haptique sur le volant dû aux efforts extérieurs et à la dynamique du véhicule. La fonction ou le rôle du moteur de braquage est différente puisque il assure directement l'action sur la valve de la direction assistée pour faire tourner les roues avant. Le couple fourni par le moteur de braquage est donc, en quelque sort, une image du couple appliqué sur le volant par le conducteur, transmis à la crémaillère en absence de la colonne de direction. Son allure n'est pas exactement identique à celle du couple conducteur car les inerties et les frottements induits par les rotations du volant et du moteur de braquage ont été pris en compte.

Les deux grandeurs qui ont permis la détermination des deux couples dus aux forces verticales sur les roues et à la poussée de carrossage sont présentées sur les deux courbes de la Fig III-70. Il s'agit du report de charge sur l'essieu avant et de l'angle de roulis du véhicule.

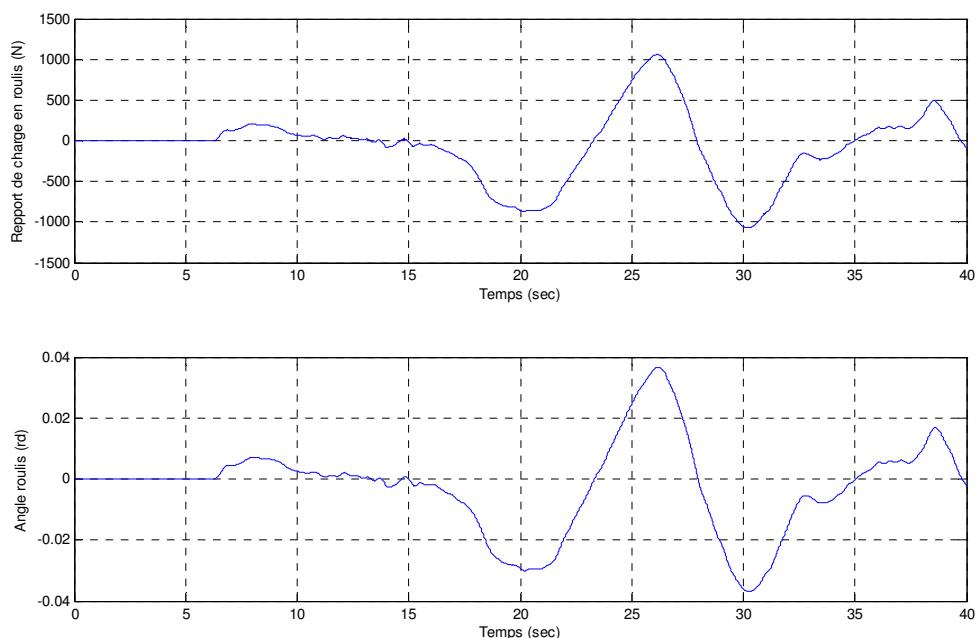


Fig III-70 Courbes de simulation de l'angle de roulis et report de charge sur l'essieu avant.

Nous pouvons voir que le transfert de charge en roulis n'est pas très important. Il atteint un seuil d'environ 1000 N (100 Kg) pour le braquage maximum enregistré. Ceci est dû à la vitesse faible du véhicule malgré l'ampleur des braquages réalisés. L'angle de roulis correspondant à ce transfert de charge maximal est d'environ 2.3° , ce qui semble correcte et cohérent. Les allures de ces deux grandeurs sont quasiment identiques car elles ont été déterminées à partir du modèle dynamique du véhicule.

S'agissant du couple extérieur τ_{ext} dû aux efforts extérieurs autour des axes de pivot des roues, qui n'est pas mesurable sur le véhicule instrumenté utilisé. Nous avons donc prélevé uniquement les courbes obtenues en simulation. La Fig III-71 montre la courbe du couple extérieur résultant dû aux efforts extérieurs autour des axes de pivot des roues avant. Nous pouvons constater que le couple d'efforts extérieurs dus à la dynamique latérale du véhicule reste assez considérable. Ce couple atteint 300 N.m autour des axes de pivot des roues avant.

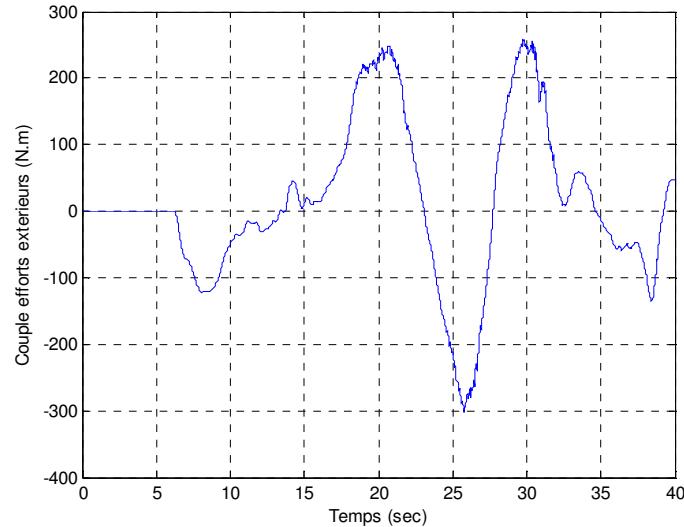


Fig III-71 Courbes de simulation du couple extérieur résultant sur les axes de pivot.

Le couple extérieur résultant est la somme de trois types de couples vues précédemment : couple d'auto-alignement, couple dû à la poussée de carrossage et le couple dû aux efforts verticaux. Les courbes de ces trois couples appliqués autour des axes de pivot des roues sont montrées sur la Fig III-72.

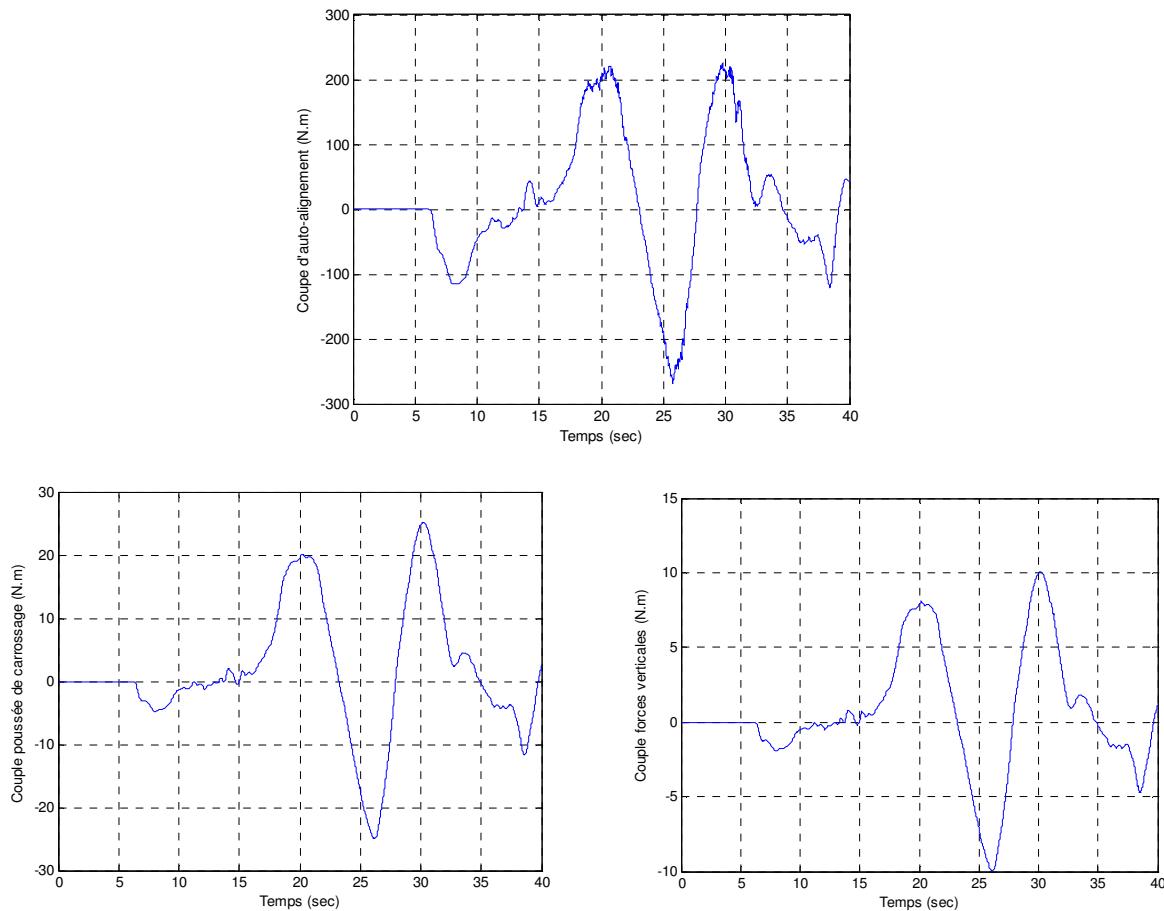


Fig III-72 Courbes de simulation des trois couples appliqués sur les axes de pivot des roues.

Ces trois courbes confirment le fait que le couple d'auto-alignement étant le couple dominant sur la colonne de direction et il est le plus ressenti au volant lors du braquage. Ceci est dû principalement aux forces latérales appliquées aux contacts pneus-chaussée. La Fig III-73 et Fig III-74, montrent les courbes de ces forces latérales appliquées respectivement sur les pneus avant et arrière, ainsi que leurs angles de dérive qui correspondent.

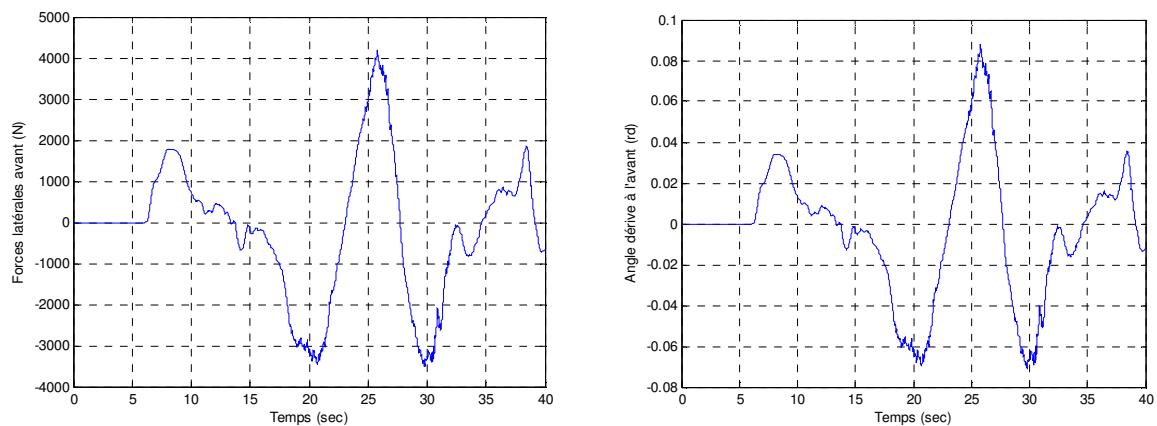
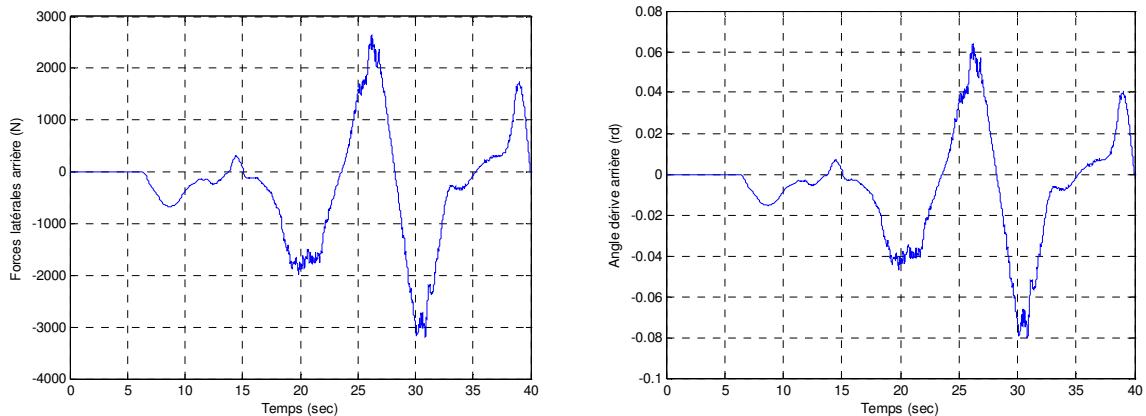


Fig III-73 Courbes de simulation de la force latérale et angle de dérive sur les roues avant.

Nous constatons sur ces figures que les forces latérales sont plus importante à l'avant qu'à l'arrière du véhicule, ce qui est logique car le braquage des roues avant induit plus de dérive. Les forces latérales à l'avant atteignent un seuil de 4000 N pour un angle de dérive à l'avant de $\alpha_f = 5^\circ$. A l'essieu arrière du véhicule, les forces latérales atteignent environ 2500 N pour un angle de dérive d'environ $\alpha_r = 3^\circ$ sur les pneus arrière. Ces deux grandeurs ont été calculées à partir du modèle bicyclette de la dynamique du véhicule utilisée.



III-74 Courbes de simulation de la force latérale et angle de dérive sur les roues arrière.

Grâce aux résultats de validation et de simulation, obtenus et traités dans cette partie, nous avons pu constater la cohérence du comportement dynamique du modèle proposé pour une direction filo-commandée (SBW) avec le fonctionnement réel d'une direction assistée conventionnelle. Les résultats montrent que la dynamique du véhicule a été correctement utilisée dans le modèle complet de direction SBW.

III-8 Conclusion

La tendance qui voit les systèmes mécaniques et hydrauliques embarqués remplacés par des systèmes électroniques n'est pas nouvelle et malgré certaines réticences de la part des consommateurs, celle-ci ne semble pas prête de s'estomper. Les raisons de cette évolution sont à la fois technologiques et économiques. En effet, les composants électroniques disponibles aujourd'hui, du moins ceux ciblant les systèmes embarqués dans les transports, sont de plus en plus fiables et de moins en moins onéreux. De plus, l'introduction de l'électronique offre des possibilités de prestations qu'aucun système mécanique et/ou hydraulique serait capable de fournir, par exemple : la direction assistée ou la répartition électronique du freinage. Cependant, le remplacement des systèmes de direction et de freinage mécaniques / hydrauliques par des technologies intégralement électroniques n'a aujourd'hui été adopté par aucun constructeur et reste qu'un concept non commercialisé à ce jour malgré la divulgation de plusieurs prototypes. Si la faisabilité technologique de ce type de systèmes n'est plus à prouver, des obstacles à la mise en série de ces systèmes subsistent. Effet, le remplacement intégral des organes de freinage et de direction par des systèmes filo-commandés « X-by-Wire » pose des problèmes nouveaux.

Outre les questions liées au coût, à la standardisation, à la disponibilité de la technologie et à l'alimentation, ce sont les problèmes relatifs à la sûreté de fonctionnement qui sont de réelles sources d'interrogation pour les constructeurs d'automobiles, mais aussi pour les consommateurs. Le challenge de cette technologie réside dans sa capacité à gérer les pannes et la sûreté de fonctionnement qui en découle. Il est en effet nécessaire de fournir des systèmes capables non seulement de détecter les pannes mais aussi d'adopter un fonctionnement dégradé qui soit sécurisant pour le conducteur et ses éventuels passagers. Naturellement, le système doit être extrêmement fiable, ce qui peut être difficile puisque le système lui-même peut changer (le poids de la voiture dépend de sa charge par exemple) et également son environnement n'est pas toujours identique (différentes routes, changement des conditions météorologiques, etc.). De plus, ces systèmes sont contraints de redondances mécaniques qui permettent d'assurer la maîtrise du véhicule en cas de dysfonctionnement des composants électroniques ou logiciels, mais en contrepartie, cette redondance entraîne par ailleurs des surcoûts. Il faut également retenir que la mise en série de ces systèmes est directement tributaire de la maturité de la technologie 42 Volts sur les véhicules.

Bien entendu, malgré tous ces obstacles, qui freinent la commercialisation de la technologie « X-by-Wire » appliquée à la direction et au freinage sur nos véhicules, il semble que les constructeurs souhaitent poursuivre leurs développements dans ce domaine et dans celui de l'informatique embarquée notamment, gardant confiance que la fiabilité, la sécurité de fonctionnement et les coûts en seront parfaitement maîtrisés. C'est dans cette optique que nous avons envisagé d'intégrer le dispositif de freinage par le volant à une direction filo-commandée « Steer-by-Wire », en employant également le concept du freinage filo-commandé « Brake-by-Wire ».

Dans ce chapitre, nous avons d'abord montré l'évolution des systèmes de direction automobile, en abordant la direction à assistance hydraulique et électrique. Par la suite, nous avons exposé l'ensemble des avantages techniques apportés par le système de direction filo-commandée.

Un état de l'art a été réalisé sur les prototypes « X-by-Wire » développés par les constructeurs automobiles. Cette expertise a été discutée dans le but de mettre en avant les atouts apportés par le concept de freinage par le volant que nous proposons. Nous avons décrit les architectures et le fonctionnement de la direction filo-commandée en la comparant à une direction conventionnelle. L'implication de la technologie filo-commandée dans les systèmes de freinage et son lien avec le dispositif de freinage proposé, nous a conduit à aborder la description du freinage filo-commandé « Brake-by-Wire » et ses nombreux avantages.

Le cœur de ce chapitre a été dédié à la modélisation et simulation du système de direction filo-commandé. Pour cela, nous avons exposé dans un premier temps quelques travaux et expérimentations menés sur l'activité du volant. Les deux architectures : simple et combinée, ont été dévoilées, ainsi que les stratégies de lois de commandes utilisées dans ce type de direction. Une étude dynamique détaillée d'une direction SBW « Steer-by-Wire » à architecture combinée a été traitée dans les deux cas de figures : véhicule en mouvement et à l'arrêt. Nous avons vu que la direction filo-commandée est composée principalement de trois modules : le module de restitution d'un retour haptique sur le volant grâce à un moteur électrique, le module de braquage des roues avant en absence d'une colonne de direction grâce à un actionneur et enfin le module de communication qui gère l'échange de données entre les deux premiers modules, en employant des lois de commandes prédéfinies. Des équations dynamiques relatives à la modélisation des efforts extérieurs appliqués aux roues avant lors d'un braquage, ont été exposées, en éclaircissant quelques facteurs importants et impliqués, liés à la géométrie du train avant du véhicule.

La démarche de calcul du couple d'auto-alignement dû à la géométrie et au comportement latéral du véhicule a été détaillée. Dans ce contexte, une modélisation de la dynamique latérale du véhicule a été traitée, en utilisant un modèle de véhicule deux roues (bicyclette). La dynamique de l'interaction pneu-chaussée liées à aux forces latérales et à l'angle de dérive a été également décrite. Après avoir fourni quelques éléments généraux sur les observateurs et l'observabilité d'un système, notre choix s'est porté sur le Filtre de Kalman, d'où la description de son algorithme et son application dans notre cas. Pour des raisons de coût, un observateur pour l'estimation de la vitesse latérale du véhicule a été développé avec succès sous le logiciel Simulink. La convergence de ce filtre et sa capacité à estimer la vitesse latérale ont été prouvée grâce à la simulation. Des résultats de simulation du modèle dynamique proposé pour une direction SBW à architecture combinée pour le cas d'un véhicule à l'arrêt, ont été exposés et commentés. Nous avons pu démontrer la cohérence des résultats du modèle proposé avec le processus réel d'une direction à l'arrêt du véhicule. Une validation expérimentale sur piste grâce au véhicule d'essai du laboratoire LIVIC a été réalisée. La comparaison procédée entre les mesures des capteurs et les courbes obtenues en simulation grâce au modèle proposé pour le cas où le véhicule est en mouvement, a été concluante. Nous avons pu donc mettre en évidence la ressemblance du comportement dynamique du modèle proposé pour une direction filo-commandée (SBW) avec le fonctionnement réel d'un système conventionnel d'une direction à assistance hydraulique.

Conception & Réalisation Mécanique d'un Démonstrateur du Dispositif Proposé

IV-1 Introduction

Faisant suite au processus de recherche et développement mis en œuvre et ayant comme ambition majeure de concrétiser l'idée du nouveau concept de freinage par le volant proposé dans ce mémoire, nous dédions ce dernier chapitre, à la description de la démarche de conception et de réalisation mécanique d'un démonstrateur. Le principe de ce démonstrateur est de créer un support électromécanique pour un volant d'un véhicule, comportant les éléments, qui permettent de créer et de gérer les mouvements du volant, en profondeur et en rotation envisagés. Etant donné la complexité de la tâche de la conception des dispositifs mécaniques en général, nous revoyons dans un premier temps la démarche de conception qui a été suivie. Nous détaillerons les différentes phases intermédiaires, ainsi que les objectifs fixés. Par la suite, nous allons préparer la plateforme sur laquelle nous allons travailler, en définissant l'ensemble de contraintes à respecter, sous forme d'un cahier des charges complet. Dans le but de mettre en évidence les différents facteurs extérieurs pouvant influencer le processus de conception, nous allons réaliser deux analyses fonctionnelles. La première touche aux besoins et l'autre traite des aspects techniques. Nous passerons donc en revue les différentes fonctions de service, ainsi que leurs caractéristiques. A l'issue de cette analyse fonctionnelle, nous proposerons deux solutions techniques différentes, en détaillant les pièces mécaniques qui les constituent, ainsi que les mécanismes adoptés pour restituer le retour d'effort volant et le retour d'effort freinage. Une seule solution sera par contre retenue puis validée par des calculs de forces, d'inertie et de couple sur chaque contact et chaque pièce du démonstrateur.

Dans un second temps, nous donnerons une description technique des deux servomoteurs utilisés et les critères qui nous ont conduits à arrêter notre choix. Par la suite, nous donnerons un aperçu du fonctionnement du banc d'essai ainsi que les différentes grandeurs échangées entre le PC et le démonstrateur via une carte d'acquisition. Grâce à un diagramme détaillé, nous pourrons expliquer les interactions et variables échangées qui existent entre les différentes modélisations traitées dans ce manuscrit. Nous présenterons à la fin de ce chapitre quelques résultats expérimentaux réalisés sur le banc d'essai, relatifs au retour d'effort volant et au retour d'effort freinage.

IV-2 Démarche et objectifs

Avant d'aborder la réalisation du démonstrateur, il est nécessaire de subdiviser le processus de conception et de réalisation en différentes tâches afin de planifier leur exécution dans le bon ordre et de définir les ressources fondamentales pour la mise en œuvre finale. Pour cela, l'outil et la méthode qui sont souvent utilisés consistent à mettre en place dans un premier temps, un organigramme des tâches, permettant d'illustrer les différentes phases à suivre pour atteindre la fabrication finale. L'organigramme des tâches que nous avons retenu est présenté sur la Fig IV-1.

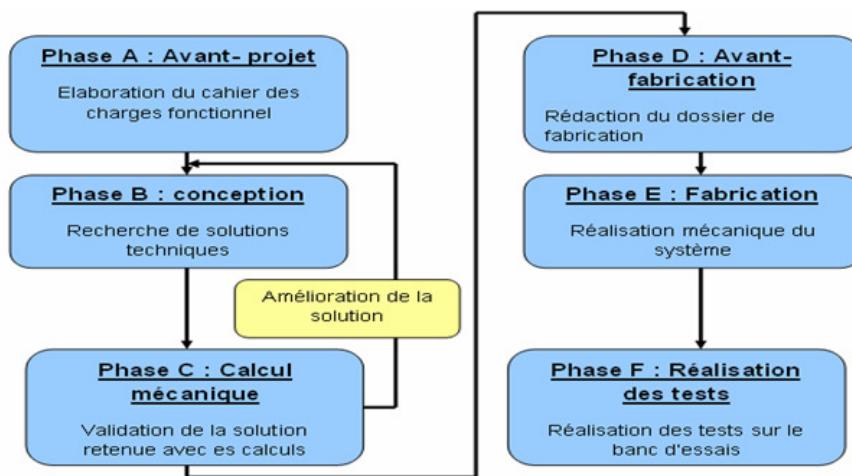


Fig IV-1 Organigramme des tâches utilisé.

Les différentes phases de notre démarche de conception et réalisation du démonstrateur ont été identifiées donc comme suit :

- 1. Avant-projet** : désigne l'ensemble des étapes préparatoires nécessaires au lancement du projet. Il s'agit donc de définir précisément ce que sera le projet afin d'aboutir à la mise au point de documents contractuels. L'élément important de cette étape est le cahier des charges fonctionnel, qui permet la clarification des contraintes imposées à la mise en œuvre finale.
- 2. La Conception** : consiste à concevoir des solutions techniques, en respectant toutes les exigences du cahier des charges fonctionnel. Toute solution technique proposée sera appuyée et validée par des calculs mécaniques. Un retour d'informations est donc mis en place entre les deux étapes : recherche de solutions techniques et calcul mécanique, afin d'apporter des améliorations.

3. **Avant-fabrication** : consiste à élaborer le dossier de fabrication, en réalisant les pièces mécaniques sous le logiciel de conception mécanique SolidWorks par exemple. Les mises en plans seront réalisées à partir des sous assemblages et chacune d'elle correspond à une pièce définie par la cotation fonctionnelle et les intervalles de tolérances.
4. **La Fabrication** est l'étape de réalisation mécanique des différentes pièces constituant le démonstrateur, grâce aux différentes machines de traitement (tour, fraiseuse, etc.) disponibles à l'UFR d'Evry. Cette phase se déroule donc entièrement en atelier de mécanique.
5. **Expérimentation** : permet d'utiliser le démonstrateur réalisé dans un banc de tests, en utilisant une acquisition des données sur un PC. Cette étape a pour objectif de valider le concept de freinage proposé dans ce manuscrit.

IV-3 Cahier des charges & contraintes à respecter

L'objet de la conception des systèmes est souvent de satisfaire les besoins des utilisateurs, tout en garantissant le respect du cahier des charges, qui couvre un certain nombre de contraintes liées par exemple à : l'environnement, la législation, la fiabilité, la rentabilité, etc.

Le processus classique de conception procède par la définition d'hypothèses successives et focalise vers une solution dans une logique d'essais-corrections, fondée donc sur un caractère itératif. En effet, afin de pouvoir commencer la recherche d'architecture, des choix initiaux sont à faire (technologies, composants, dimensions, etc.). Ces choix, réalisés a priori, induisent un mode « essai-erreur » de détermination d'architecture. Pour cela, une méthodologie d'analyse et de structuration a été suivie. Toutes les contraintes liées à la fabrication du démonstrateur et aux exigences techniques ont été donc identifiées :

- Faible poids et dimensions.
- Coût de fabrication raisonnable.
- Système Modulaire avec faibles inerties.
- Utilisation de deux servomoteurs avec leurs variateurs.
- Course maximale en freinage = 8 cm.
- Effort Max du retour d'effort freinage = 300 N.
- Couple Max restitué au volant = 10 N.m.
- Rotation du volant de butée en butée = 3,5 tours.
- Tension d'alimentation de définition : 90 V.
- Courant Max en rotation : 7 A.
- Fonctionnement silencieux (autolubrification).
- Minimum de jeu et de frottements.
- Fluidité maximale des deux mouvements du volant : rotation & translation.

Après avoir fixé toutes les contraintes à respecter dans la démarche de conception du démonstrateur, nous avons dressé toute une analyse fonctionnelle technique détaillée. Cette analyse a définie toutes les solutions techniques possibles, qui contribuent au respect du cahier de charge. A l'issue de cette étape, deux solutions ont été mises en œuvre, qui seront décrites ci-après.

IV-4 Proposition de solutions techniques

Dans cette phase, nous allons mettre en œuvre les idées, qui ont été dégagées par l'étape de l'analyse fonctionnelle technique. La démarche que l'on doit suivre, consiste dans un premier temps à réaliser la modélisation cinématique du système que l'on souhaite concevoir. Cette étape constitue un outil qui permet de valider ou vérifier par le calcul les performances mécaniques d'une solution. Elle permet aussi d'illustrer le fonctionnement attendu d'un mécanisme. Dans un second temps, nous transformerons le schéma cinématique en un schéma géométrique (3D) en imaginant des solutions technologiques. La troisième étape consistera quant à elle, à recenser les avantages et les inconvénients de chaque solution afin de déterminer celle qui répond au mieux au cahier des charges.

IV-4-1 Description de la première solution

Une première solution a été proposée dans un premier temps. La Fig IV-2 et Fig IV-3, montrent respectivement la représentation cinématique et géométrique de la solution 1. Comme nous pouvons le constater sur ces figures, deux mécanismes sont nécessaires pour le fonctionnement du retour d'effort volant et le retour d'effort freinage. La commande du retour d'effort volant est obtenue grâce au servomoteur 2, qui transmet son mouvement de rotation à la pièce (3) nommée pièce intermédiaire 1 (PI1) par un train d'engrenages (6-3). Cette pièce est liée au volant par deux liaisons glissière et pivot par rapport au bâti (1), pour transmettre la puissance au volant. Sur le schéma cinématique, chaque repère représente une classe d'équivalence qui est constituée d'une ou plusieurs pièces mécaniques.

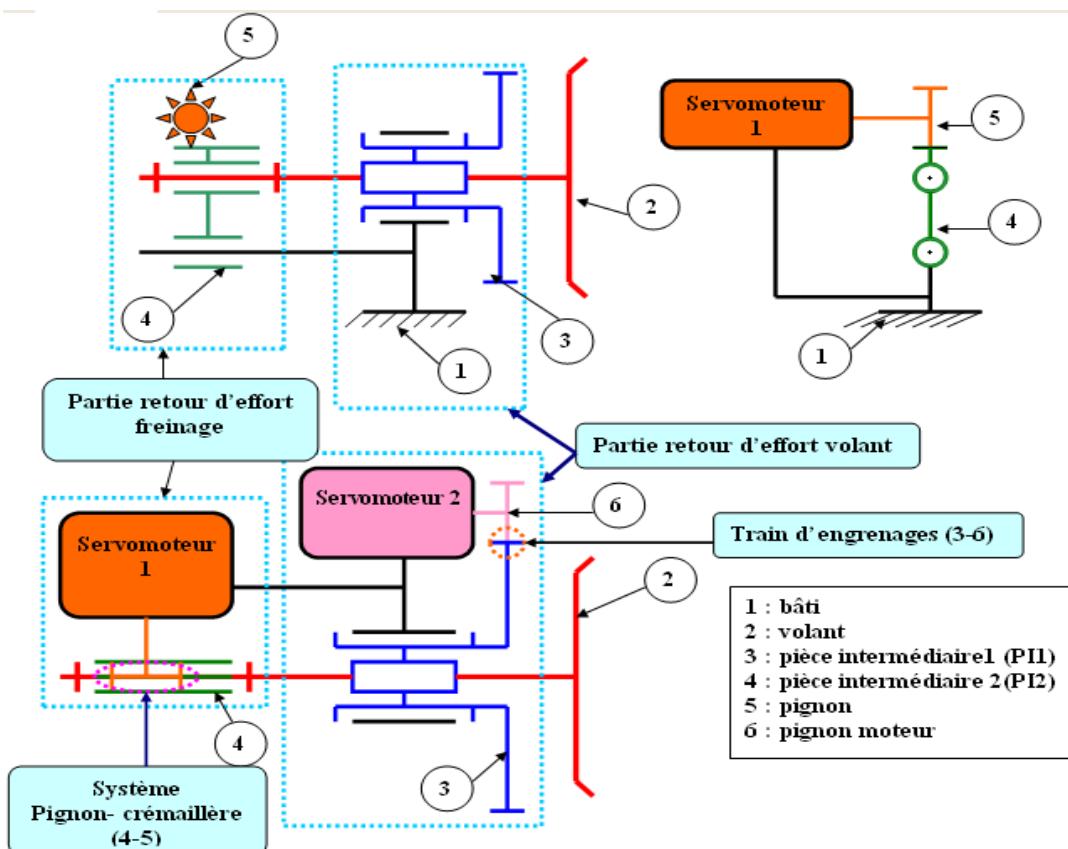


Fig IV-2 Représentation cinématique de la solution 1.

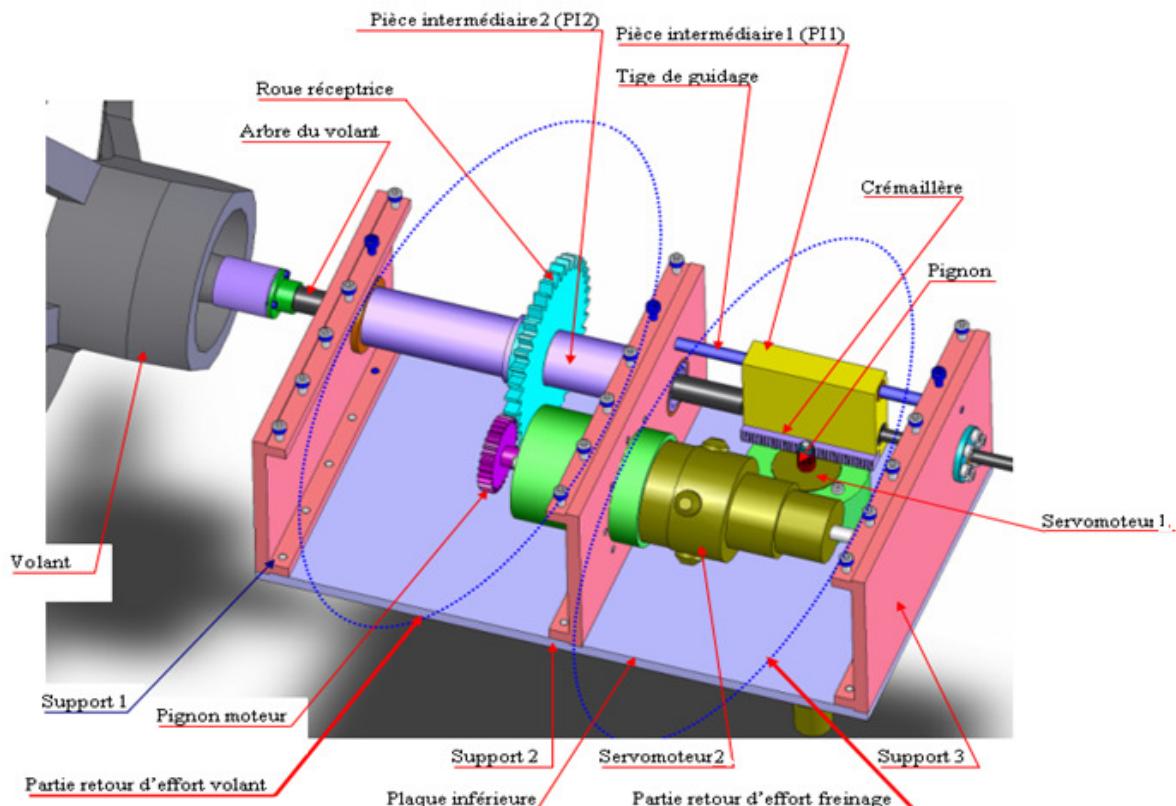


Fig IV-3 Représentation géométrique de la solution 1 (sans la plaque supérieure).

Le volant est susceptible d'être animé en rotation pour permettre le braquage, et en translation pour l'action de freinage. Le retour d'effort volant est assuré par le servomoteur 2 avec un engrenage de type pignon-pignon. Quant au retour d'effort freinage, il est obtenu par la transformation de la rotation du servomoteur 1 en une translation de la pièce intermédiaire 2 (PI2), à l'aide du système pignon-crémaillère (4-5). Cette pièce (PI2) est liée au volant par une liaison pivot et une liaison pivot glissant par rapport au bâti (1).

IV-4-1-1 Mécanisme du retour d'effort volant de la solution 1

Le retour d'effort volant proposé dans la solution 1 est assuré grâce à un engrenage de deux pignons de diamètres différents. Les détails mécaniques de cette partie sont développés dans la suite sous forme de tâches.

➤ Transmission de mouvement à l'arbre du volant

La Fig IV-4, montre la transmission du mouvement entre la roue réceptrice et la pièce nommée intermédiaire 2 (PI2). La roue est positionnée par rapport à cette pièce par un centrage court, un épaulement et maintenu en position par une vis de pression (non visible sur le schéma). La liaison pivot entre la pièce intermédiaire 2 et le bâti est réalisée grâce à deux coussinets.

Les coussinets sont des bagues cylindriques en bronze ou en matière plastique, montées serrées dans l'alésage (les alésages sont les supports 1 et 2). L'arbre peut bouger en horizontal dans le coussinet. Lorsque le coussinet dispose d'une collerette ce qui est le cas ici, il supporte des efforts axiaux.

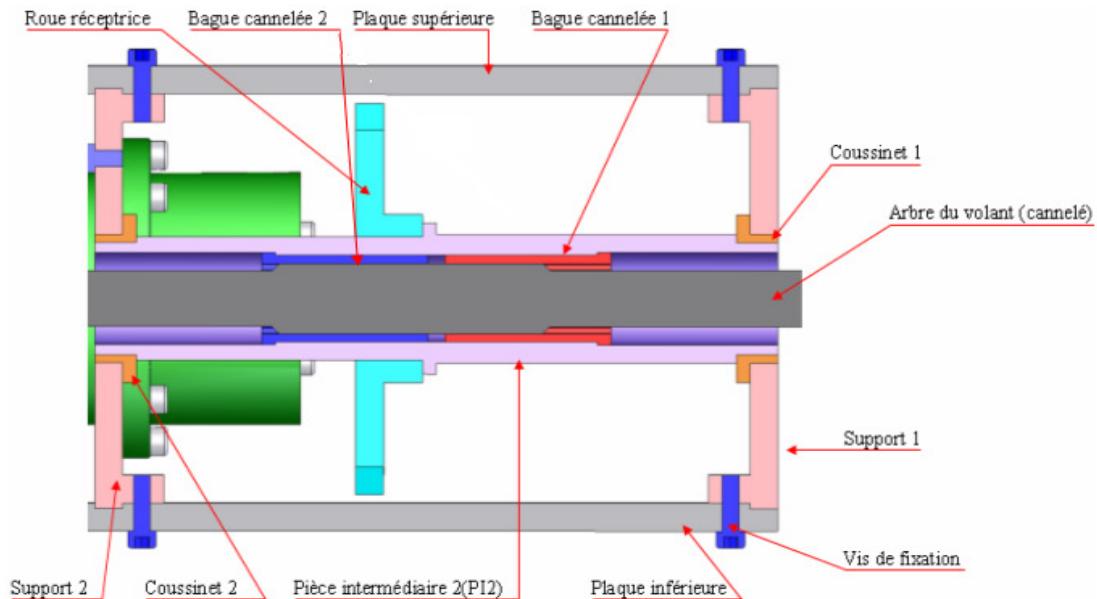


Fig IV-4 Retour d'effort volant dans le cas de la solution 1 (partie géométrique).

Cette solution présente deux avantages : d'une part, elle ne nécessite pas d'entretien (lubrification) et d'autre part, les coussinets garantissent un fonctionnement silencieux. Par contre son principal inconvénient porte sur l'impossibilité de régler le jeu axial, d'où l'intérêt d'utiliser des roulements. La liaison glissière entre la pièce intermédiaire 2 et l'arbre du volant, est réalisée grâce à des cannelures (bagues cannelées 1 et 2) (voir Fig IV-5).

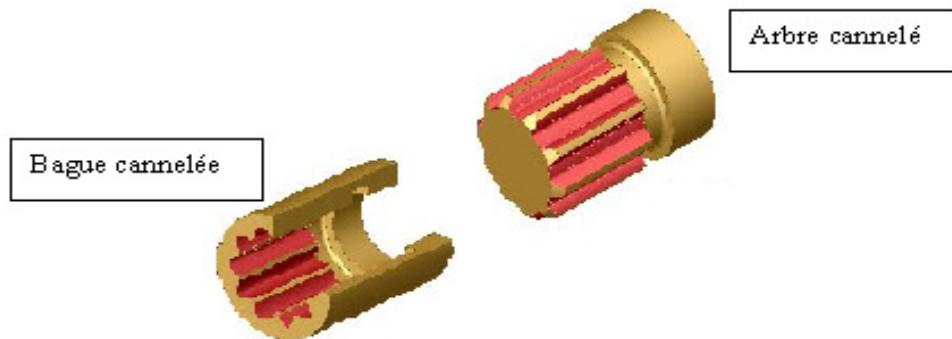


Fig IV-5 Arbre et bague cannelés.

Les cannelures sont des véritable clavettes taillées sur arbre ou sur moyeu. L'avantage des cannelures est leur transmission de couples importants. L'inconvénient de cette solution réside dans son manque de précision au niveau du guidage (usure, frottement, jeu). La transmission du mouvement entre l'arbre du servomoteur 2 et l'arbre du volant se fait grâce à un train d'engrenage. Cette solution présente l'inconvénient d'un fonctionnement bruyant, de plus, elle nécessite un entretien continu (graissage, etc.), d'où le choix d'un système poulie-courroie.

➤ Fixation du pignon moteur sur l'arbre du servomoteur 2

La liaison encastrement entre le pignon et l'arbre du servomoteur 2, montrée sur la Fig IV-6, est assurée par une vis de pression.

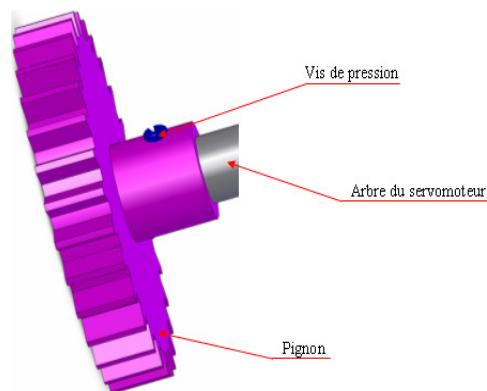


Fig IV-6 Fixation du pignon moteur.

La vis est placée dans le trou taraudé débouchant usiné sur le pignon et exerce une pression sur l'arbre du servomoteur 2, empêchant le coulissemement par adhérence. L'inconvénient de cette solution est la difficulté d'usiner un trou taraudé sur un diamètre d'arbre plus petit.

➤ Liaison volant- arbre

Le volant est collé sur la pièce nommée « porte volant » (Fig IV-7). En général les assemblages collés réalisent une liaison « encastrement », d'un ensemble de pièces en utilisant les qualités d'adhérence de certaines matières synthétiques. Le collage conserve les caractéristiques des matériaux, il garantit l'étanchéité et l'anticorrosion de la liaison. De plus, il permet de réaliser un assemblage de matériaux très différents, contrairement au soudage. C'est donc la solution qui sera retenue pour la suite.

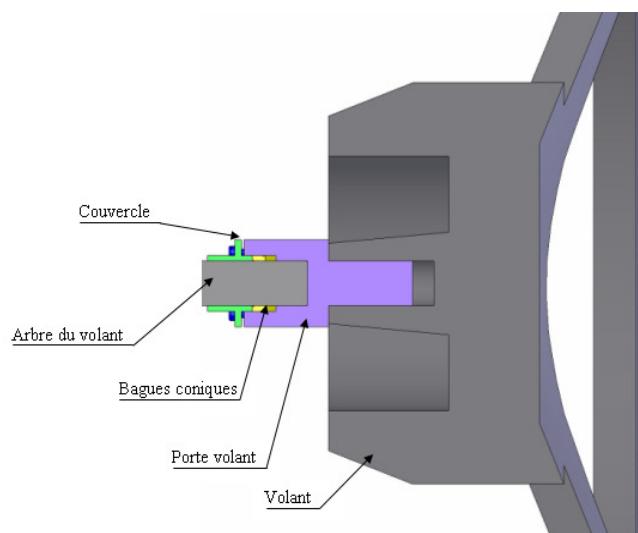


Fig IV-7 Liaison volant-arbre de solution 1.

La fixation du porte volant sur l'arbre, est réalisée à l'aide de bagues coniques. En effet, la compression de celles-ci permet de diminuer le diamètre intérieur de la petite bague (mâle). De la même manière, le diamètre extérieur de la grande bague (femelle) augmente. Cela permet alors à la roue d'entraîner l'arbre. Cette solution est relativement difficile à réaliser.

IV-4-1-2 Mécanisme du retour d'effort freinage de la solution 1

Le retour d'effort freinage, proposé dans la solution 1, est assuré par servomoteur 1 par transformation de mouvement de rotation du pignon, en mouvement de translation de la crémaillère. Les détails mécaniques de cette partie sont développés dans la suite.

➤ Guidage de l'arbre du volant par rapport à la pièce intermédiaire 1 (PI1)

Sur la Fig IV-8, la pièce intermédiaire 1 est liée à l'arbre du volant par une liaison pivot réalisée grâce à deux coussinets. Ces derniers sont arrêtés axialement par l'épaulement usiné sur l'arbre du volant, puis par un circlip (pièce en violet).

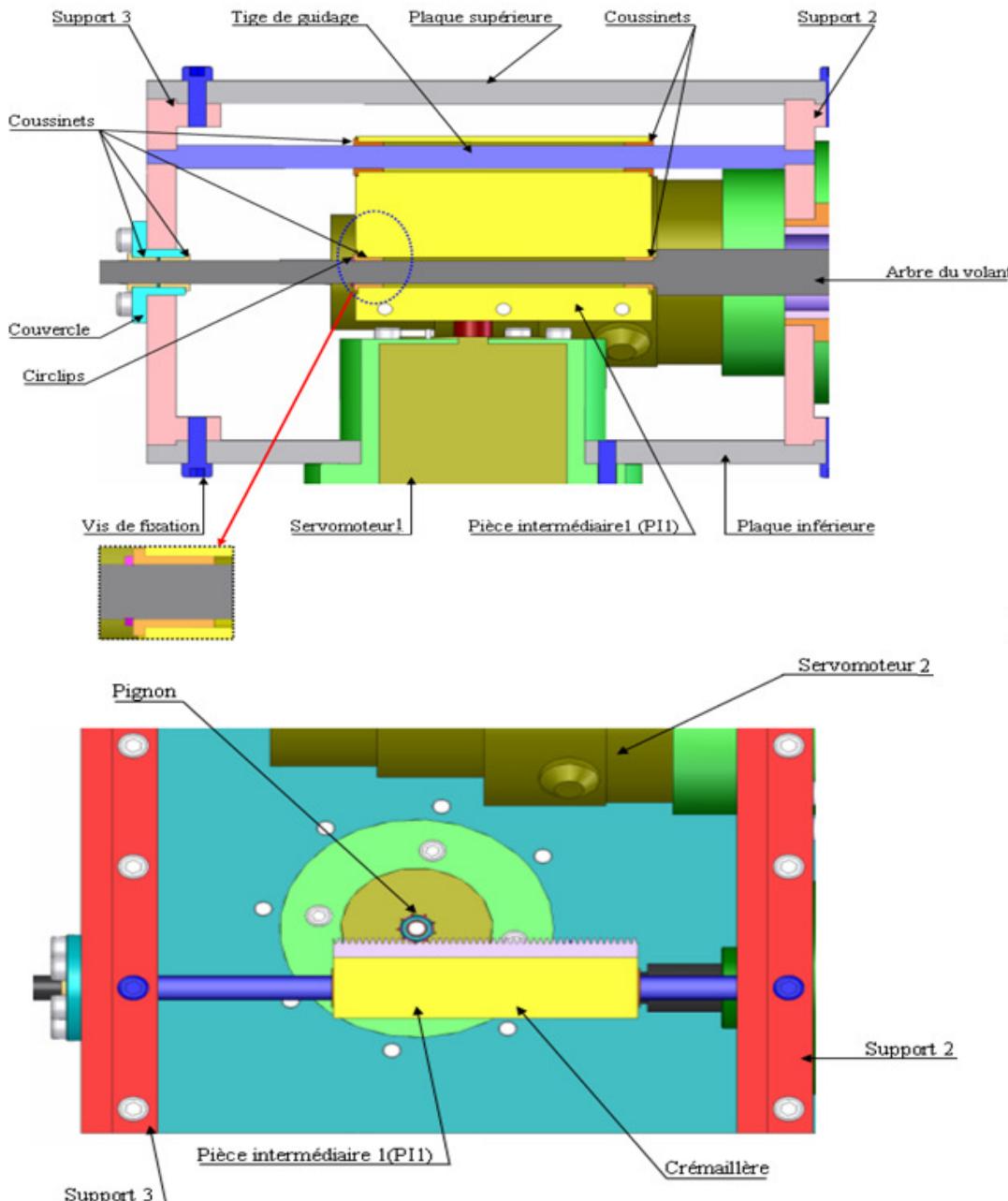


Fig IV-8 Mécanisme du retour d'effort freinage (solution 1).

Afin de garantir un contact permanent entre le pignon et la crémaillère, nous avons fixé une tige de guidage sur les supports 1 et 2. Cette tige est liée à la pièce intermédiaire 1 par une liaison pivot-glissant, ce qui lui permet de réaliser des mouvements de translation tout en gardant un contact entre le pignon et la crémaillère.

L'inconvénient de cette solution demeure dans l'association d'une liaison pivot avec une liaison pivot-glissant, car cet assemblage aboutit à un système hyperstatique. Nous écartons donc cette possibilité à cause de la difficulté de sa réalisation.

IV-4-1-3 Architecture du bâti

L'architecture du bâti présenté sur la Fig IV-9, se compose de trois supports et deux plaques. Ces éléments sont positionnés entre eux par des épaulements et maintenus par des vis d'assemblage.

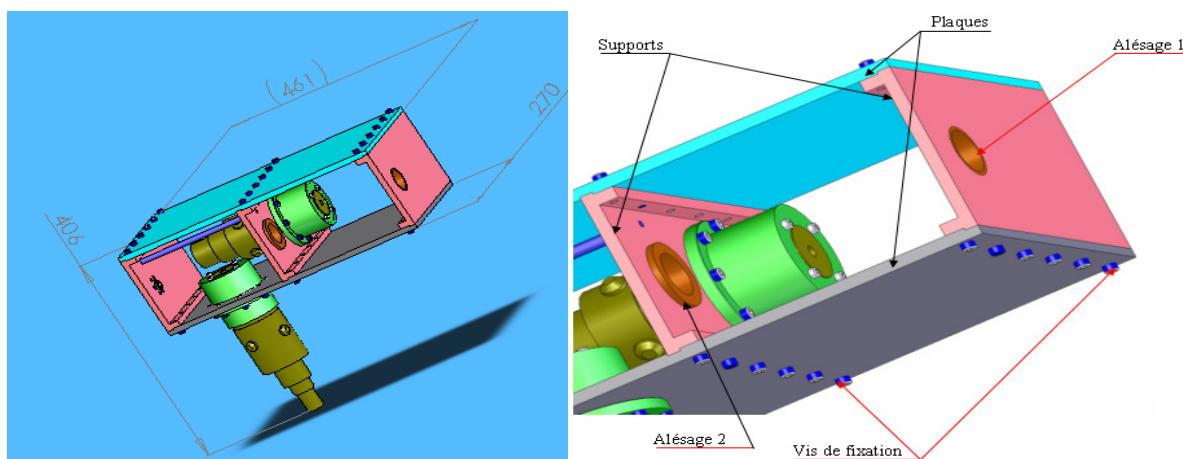


Fig IV-9 Structure du bâti (solution 1).

Du point de vue de l'encombrement, cette structure occupe un espace de 406 x 461 x 270 mm³. L'avantage de cette solution est d'être facile à réaliser car elle ne nécessite pas beaucoup d'usinage.

Son inconvénient est au niveau des défauts d'alignement rencontrés entre l'alésage 1 et l'alésage 2, dus aux supports réalisés séparément. Ceci engendre une imprécision au niveau du guidage de l'arbre du volant. Ce bâti est de plus, difficile à assembler.

IV-4-1-4 Fixation des servomoteurs

Les servomoteurs utilisés, possèdent déjà des trous taraudés sur la face avant, Il serait donc simple de les insérer dans des boîtiers, puis de fixer l'ensemble (boîtier + servomoteur) au bâti (voir Fig IV-10).

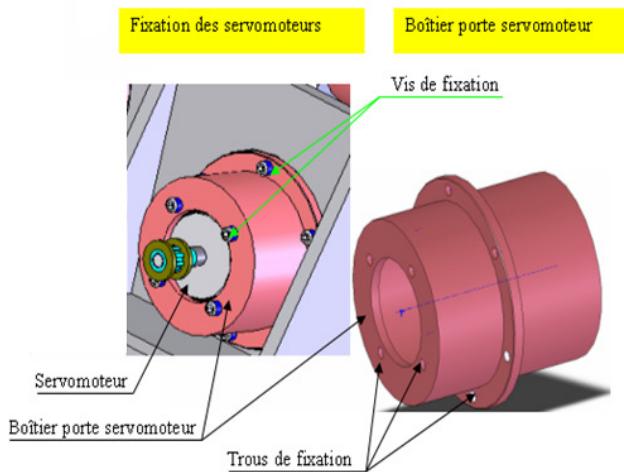


Fig IV-10 Fixation des servomoteurs.

Cette solution permet un gain important du temps dans l'opération de montage et démontage des servomoteurs, elle sera donc retenue.

IV-4-2 Description de la deuxième solution

Comme nous pouvons le constater sur la Fig IV-11 et Fig IV-12, le retour d'effort volant est obtenu grâce à la transmission de mouvement de rotation entre l'arbre du servomoteur 2 et la pièce (3) nommée pièce intermédiaire 2 (PI2). Cette dernière est liée au bâti par une liaison pivot et par une glissière avec l'arbre du volant.

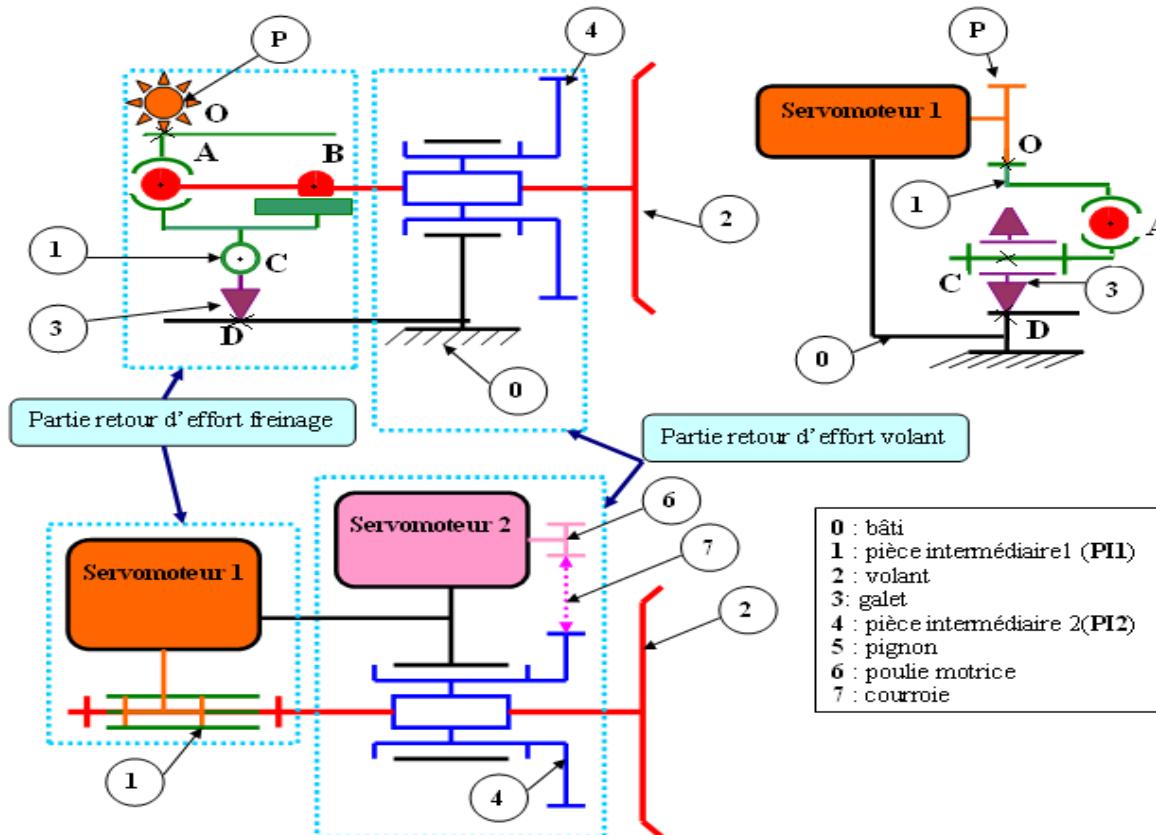


Fig IV-11 Représentation cinématique de la solution 2.

La transmission du mouvement entre l'arbre du servomoteur 2 est réalisée à l'aide d'un lien flexible. Il s'agit donc d'un système poulie avec courroie synchrone ou crantée. Ce système combine les avantages des transmissions par courroies simples (plates ou trapézoïdales). Nous avons donc retenu cette solution du fait des nombreux avantages qu'elle présente :

- ✓ Faible poids.
- ✓ Entretien minime.
- ✓ Grandes plages de vitesses (>3000 tr/mn).
- ✓ Grands rapports de transmission r ($r>10$).
- ✓ Absence de glissement.
- ✓ Transmission synchronisée de la vitesse.
- ✓ Faible tension de pose, etc.

Le retour d'effort freinage est obtenu par la transformation de la rotation du servomoteur 1 en translation de la pièce intermédiaire 1 (PI1) liée au volant (2) par une liaison pivot. Cette transformation est réalisée par un système pignon- crémaillère (P-1).

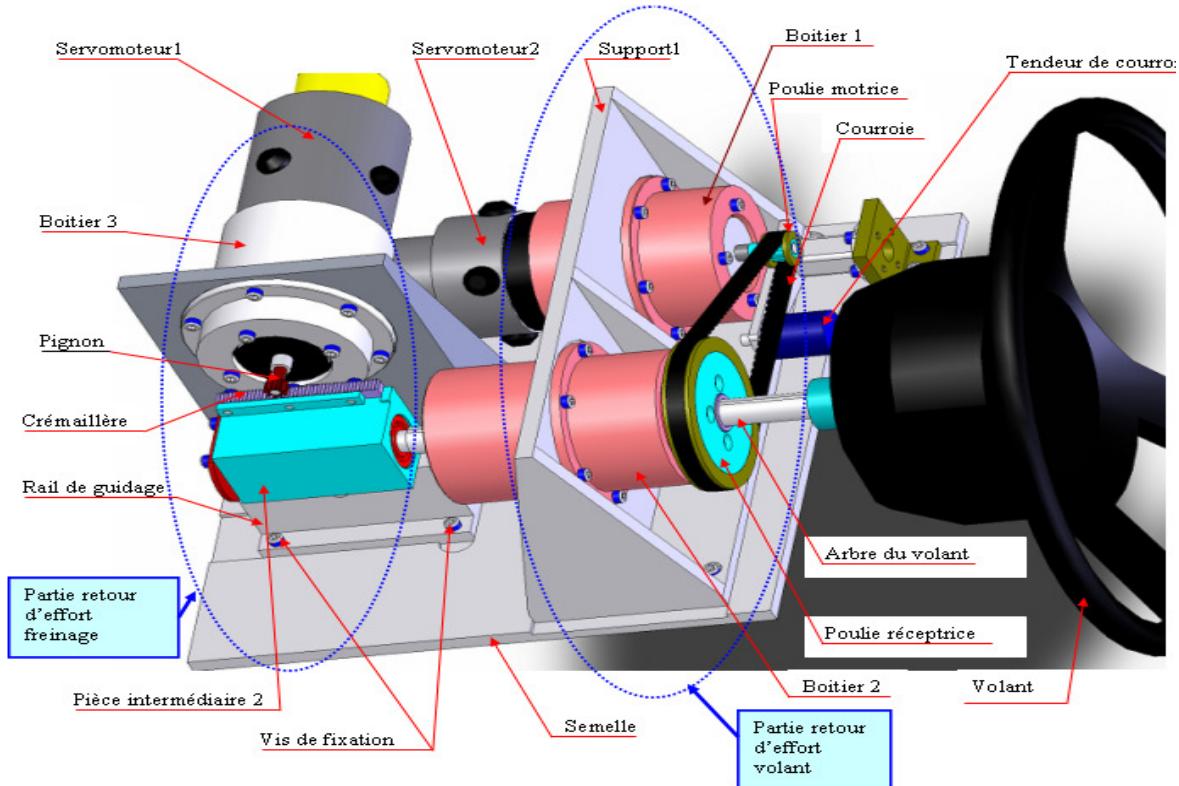


Fig IV-12 Représentation schématique de la solution 2.

Afin de garder un contact entre le pignon et la crémaillère (engrènement), nous avons éliminé la rotation de la pièce 1(PI1) par la mise en place d'une pièce nommée galet de came (3). Cette pièce est liée par une liaison pivot avec la PI1 et par une liaison ponctuelle avec le bâti. Ce galet possède un profil bombé et un jeu réglable.

IV-4-2-1 Mécanisme du retour d'effort volant de la solution 2

Le mécanisme du retour d'effort volant de cette deuxième solution utilise une transmission de mouvement de type poulie-courroie. La description de ce mécanisme est détaillée dans la suite.

➤ Transmission de mouvement à l'arbre du volant

Afin de permettre la transmission de mouvement entre la poulie réceptrice et la pièce nommée intermédiaire 1 (PI1), cette poulie a été positionnée par un centrage court par rapport à cette pièce. Elle est maintenue en position par des vis de fixation (voir Fig IV-14).

La liaison pivot entre la pièce intermédiaire 1 et le bâti est réalisée grâce à deux roulements à billes à contact radial. Ce sont les roulements les plus utilisés dans les ateliers car ils présentent le meilleur rapport performance / prix. Ils sont conçus pour supporter essentiellement des charges radiales et également des charges axiales grâce à la profondeur des chemins de roulements qui permettent une bonne rigidité (voir Fig IV-13).

L'avantage de cette solution (solution des roulements) est qu'elle permet d'avoir un meilleur rendement du guidage en rotation grâce à la réduction de la puissance absorbée par les frottements. Ces roulements sont arrêtés axialement grâce à des épaulements et une pièce nommée « bouchon de serrage ». Ces arrêts axiaux nous permettront d'obtenir une mise en position unique de tous les roulements.

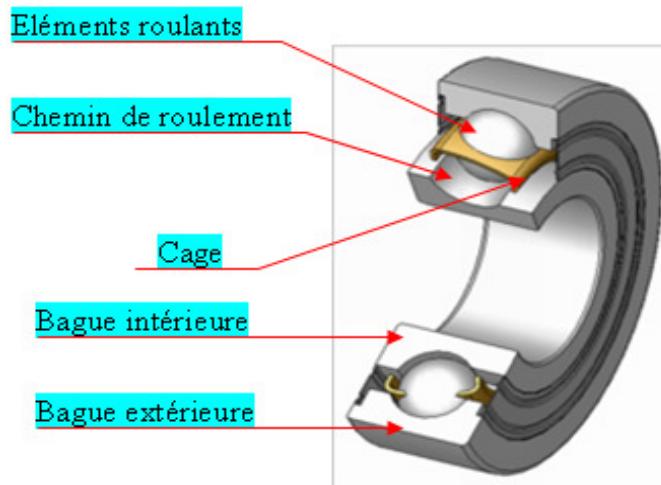


Fig IV-13 Roulement à billes.

Selon la Fig IV-14, le roulement 1 est arrêté axialement par l'épaulement usiné sur la pièce intermédiaire 2 (pièce en violet). Cet épaulement permet de réaliser un écartement fixe entre le roulement 1 et le roulement 2. Le roulement 1 est complètement positionné grâce à l'épaulement de l'alésage de la pièce « boîtier 1 ». L'assemblage est maintenu en position grâce à la pièce nommée « bouchon de serrage », qui vient en appui sur la bague extérieure du roulement 2. Ce bouchon est vissé par rapport au boîtier 1.

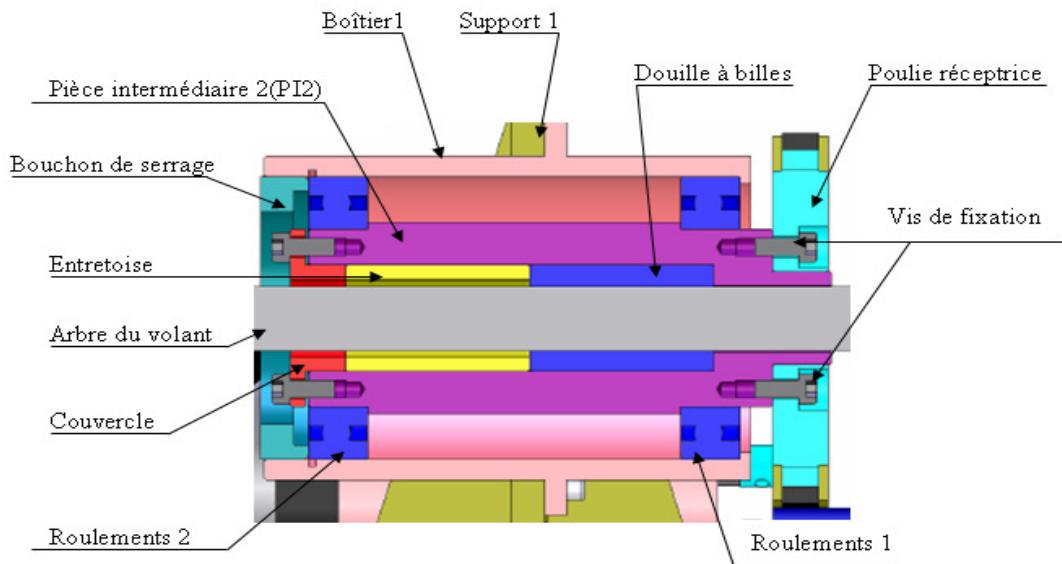


Fig IV-14 Mécanisme du retour d'effort volant de la solution 2.

La liaison glissière entre l'arbre du volant et la pièce intermédiaire 2 est réalisée par l'utilisation d'une douille à billes anti-rotation. Cette douille est immobilisée en rotation par une clavette parallèle, puis axialement par l'intermédiaire d'une entretoise (pièce en jaune sur la Fig IV-14) et un couvercle (pièce en rouge sur la Fig IV-14) vissé sur la pièce intermédiaire 2.

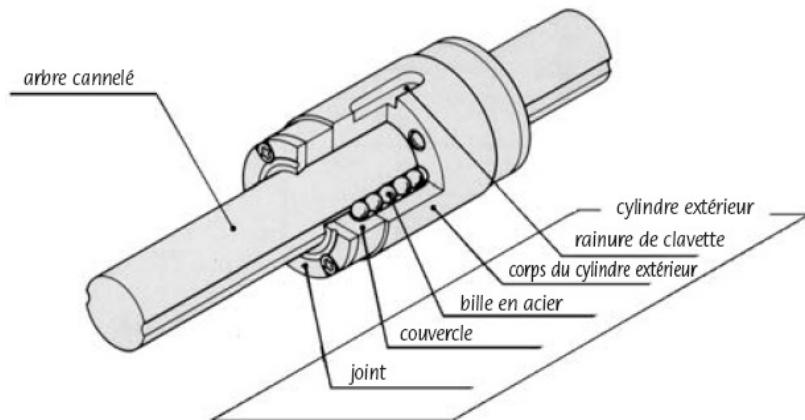


Fig IV-15 Structure de l'arbre cannelé à billes [100].

D'une manière générale, le modèle à cannelure linéaire pour billes est constitué d'un arbre cannelé, un cylindre et d'une douille à billes (voir Fig IV-15). Deux rangées de billes en rotation sont logées dans le cylindre extérieur et roulent sur les voies de roulement de l'arbre. Ces voies ont été rectifiées avec précision et permettent une translation quasi illimitée. Les cannelures empêchent la rotation de la douille autour de l'arbre. Il est donc impossible d'entraîner la douille en rotation. L'arbre cannelé et le cylindre extérieur peuvent être échangés en toute liberté. La conception des deux voies de roulement pour les billes en rotation avec un contact à quatre points a été mise en œuvre pour obtenir une construction simple et efficace. Cette solution permet un guidage linéaire très précis avec un frottement et un jeu quasi, elle répond donc aux besoins.

➤ **Liaison encastrement entre la poulie motrice et l'arbre du servomoteur 2**

La liaison encastrement, montrée sur la Fig IV-16, a été réalisée grâce à une coaxialité entre l'arbre du servomoteur 2 et l'axe de l'alésage de la poulie motrice. De plus, la goupille élastique permet une mise en position unique, ainsi que le maintien en position.

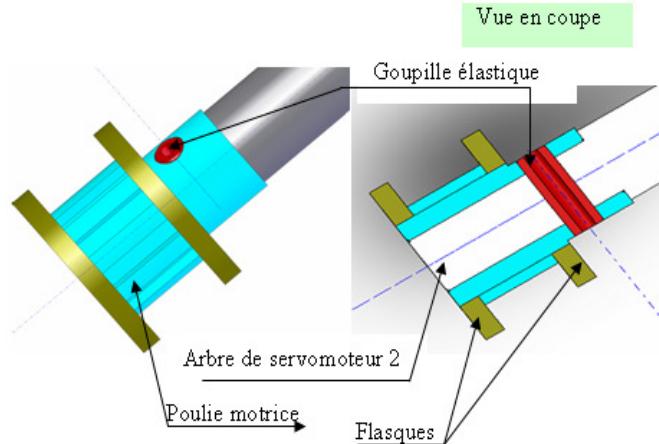


Fig IV-16 Liaison entre poulie motrice et arbre du servomoteur 2.

Les goupilles élastiques présentent une bonne résistance aux efforts de cisaillement et aux vibrations contrairement aux vis de pressions. De plus cette solution est facile à mettre en œuvre.

➤ **Réglage de la tendance de la courroie**

Nous avons un entraxe fixe entre la poulie motrice et la poulie réceptrice, donc le montage de la courroie sera plus difficile ou voire impossible si sa longueur calculée est la même que celle choisie dans les catalogues. Pour éviter ce genre de problème, nous devons choisir une longueur plus grande que celle calculée. Toutefois, ceci va engendrer le fait que la courroie puisse sauter des dents (perte de contact entre la poulie et la courroie). D'où la nécessité donc de mettre en place un dispositif de réglage de tension de la courroie, présenté sur la Fig IV-17.

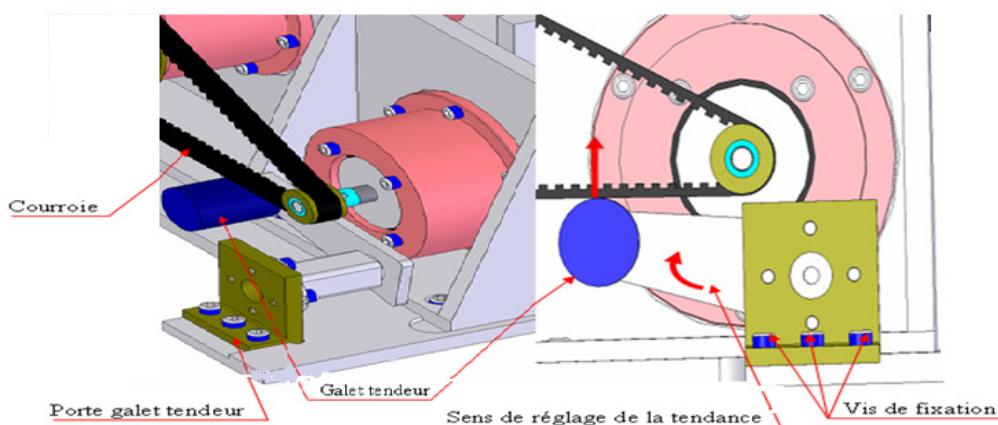


Fig IV-17 Réglage de la tendance de la courroie.

Ce dispositif (galet tendeur) est destiné à compenser le vieillissement naturel d'un lien flexible dont la tendance est de s'allonger de manière irréversible.

➤ Liaison arbre- volant

Le volant est collé sur la pièce nommée « porte volant » (voir Fig IV-18). Cette solution présente plusieurs avantages par rapport à celle utilisant les bagues coniques, décrite précédemment avec la première solution proposée.

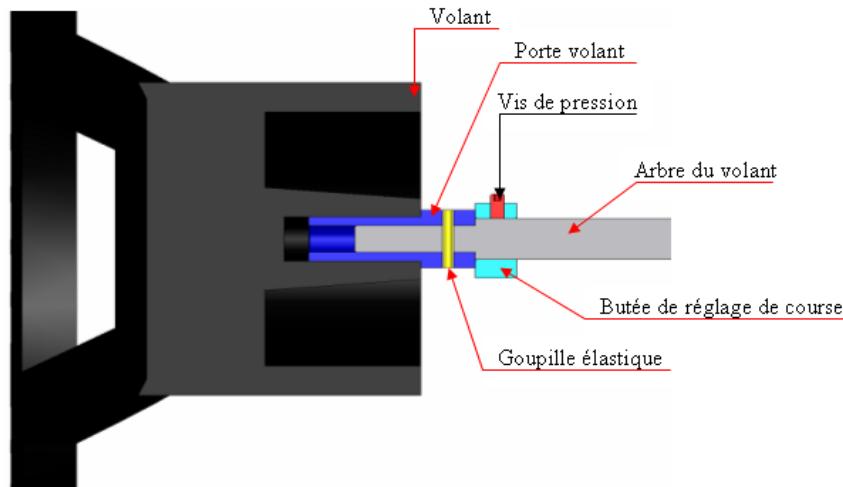


Fig IV-18 Fixation de l'arbre sur le volant.

La fixation du porte volant sur l'arbre est réalisée à l'aide d'une goupille élastique. Cette solution est plus avantageuse que la solution avec les bagues coniques, car elle plus facile à mettre en œuvre et moins coûteuse. Nous l'avons donc retenue comme solution de fixation.

IV-4-2-2 Mécanisme du retour d'effort freinage de la solution 2

Le retour d'effort freinage de cette deuxième solution utilise une transmission identique à celle de la première solution, c'est-à-dire un contact type pignon-crémallière, mais le mécanisme est différent. La description de ce mécanisme est détaillée dans la suite.

➤ Guidage de l'arbre du volant par rapport à la pièce intermédiaire 1 (PI1)

Le guidage en rotation de l'arbre du volant par rapport à la pièce intermédiaire 1 (PI1) est réalisé par des roulements à billes à contact radial (Fig IV-19), présentant plusieurs avantages. Le roulement 1 est arrêté axialement par l'épaulement usiné sur l'arbre du volant (pièce en gris foncé).

La bague intérieure est également arrêtée grâce à une entretoise (en marron), positionnée entre le roulement 1 et le roulement 2. La bague extérieure du roulement 2 vient en appui sur l'épaulement de l'alésage usiné sur la pièce intermédiaire 1 (PI1).

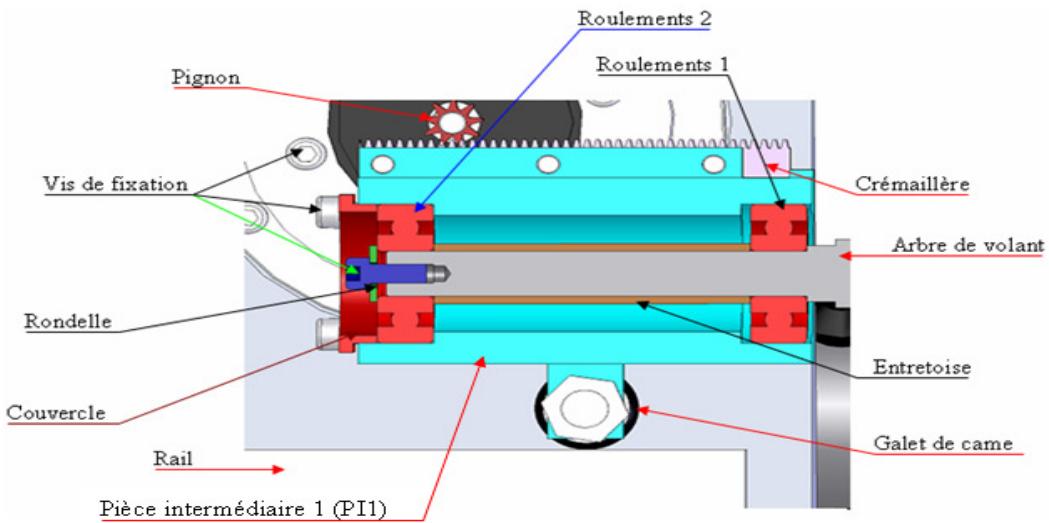


Fig IV-19 Guidage de l'arbre par rapport à la pièce intermédiaire 1 (PI1).

L'assemblage est maintenu en position grâce à une vis et une rondelle qui vient en appui sur la bague intérieure du roulement 2, puis un couvercle fixé sur la PI1 par des vis (vis CHC) et qui vient aussi en appui sur la bague extérieure de ce roulement. Les roulements utilisés dans ce montage sont identiques à ceux qui sont utilisés pour réaliser la liaison pivot entre la pièce intermédiaire 2 et le bâti (roulements autolubrifiants). Cette solution a été retenue pour des raisons de coût et de simplicité de fabrication.

➤ Elimination de rotation de la pièce intermédiaire 1(PI1)

Le point de contact pignon-crémaillère a été décalé d'une certaine distance « d », montrée sur la Fig IV-20, pour que le système ne soit pas hyperstatique. Puis un galet de came à profil bombé et jeu réglable a été rajouté. Ce galet permet dans un premier temps, d'empêcher la rotation de la pièce intermédiaire 1 par rapport à l'arbre du volant (Flèche noire en gras). Dans un second, le galet ajouté permet le réglage du jeu fonctionnel du système grâce à l'excentricité « ε » montrée sur la Fig IV-21.

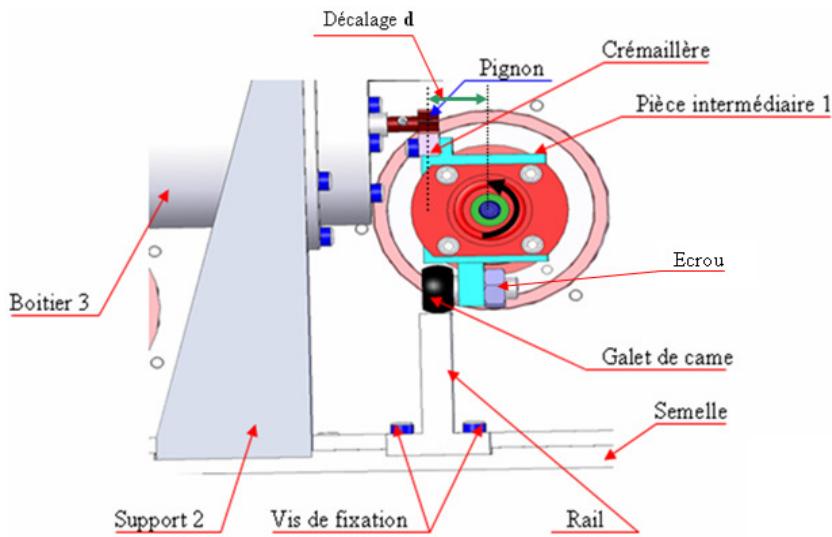


Fig IV-20 Elimination de rotation de la pièce intermédiaire 1.

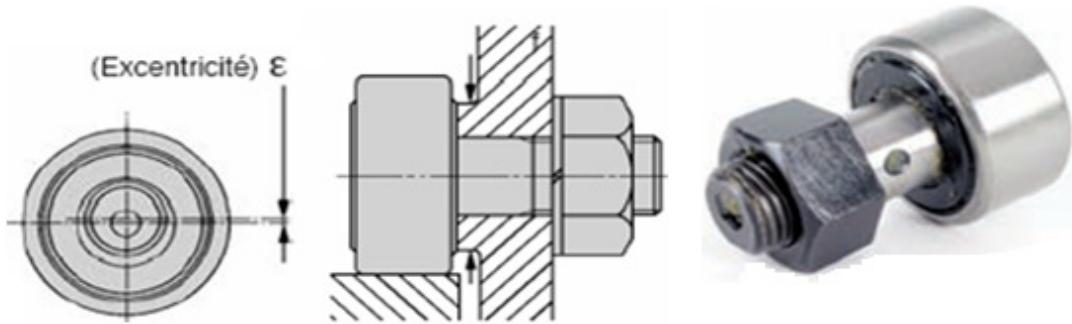


Fig IV-21 Galet de came à jeu réglable [100].

Le galet est lié à la pièce intermédiaire 1 par une liaison pivot, puis par une liaison ponctuelle avec le rail (voir schéma cinématique de la solution 2). Afin de corriger les défauts de planéité / parallélisme au niveau de la surface de contact entre le rail et ce galet, un galet à profil bombé a été choisi. Pour des raisons de simplicité de fabrication, nous avons retenu également cette solution.

➤ Liaison encastrement entre la pièce intermédiaire 1 et la crémaillère

La crémaillère est positionnée par rapport à la pièce intermédiaire 1 par deux épaulements (épaulement 1 et épaulement 2, voir Fig IV-22). L'épaulement 2 sert à positionner les trous percés sur la crémaillère avec ceux qui taraudés sur la pièce intermédiaire 1. L'épaulement 1 est la partie d'appui de la crémaillère, le maintien en position étant assuré par des vis.

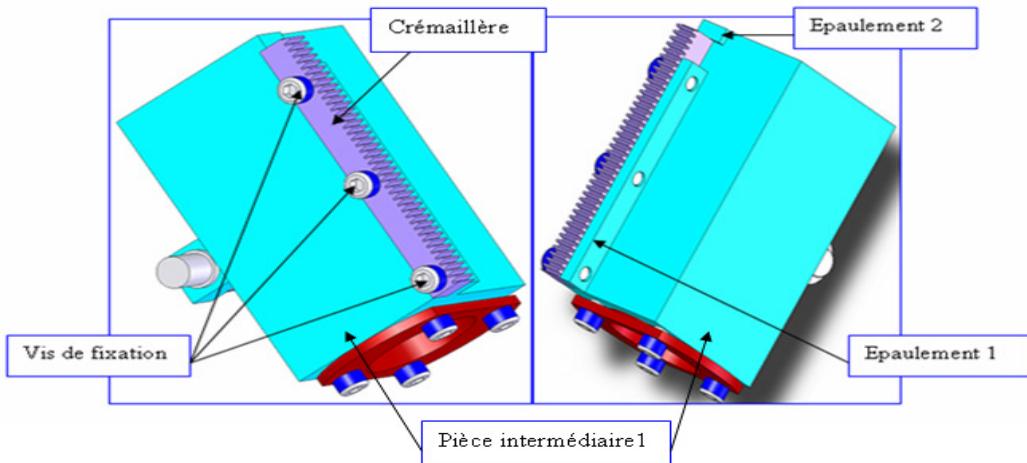


Fig IV-22 Fixation de la crémaillère sur la pièce intermédiaire 1.

Cette solution est facile à mettre en œuvre, elle permet de plus un montage et un démontage faciles. Elle a donc été adoptée.

➤ Liaison encastrement entre pignon et arbre du servomoteur 1

La fixation du pignon (Fig IV-23) est identique à celle de la poulie motrice. Elle est réalisée grâce à une goupille élastique.

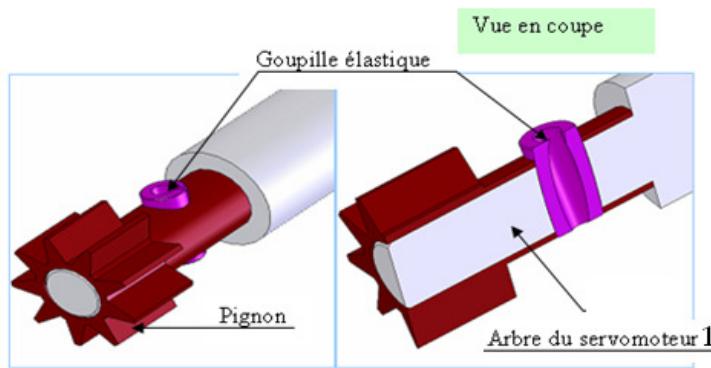


Fig IV-23 Liaison pignon arbre du servomoteur 1.

➤ Structure du bâti

L'architecture du bâti sur la Fig IV-24, se compose de deux supports et une semelle. Les supports sont positionnés sur la semelle par des épaulements et maintenus par des vis d'assemblage. En terme d'encombrement, cette structure occupe un espace de 428 x 390 x 220 mm³, donc plus faible que celui de la solution 1. Les supports sont des plaques soudées les unes aux autres et renforcées par des nervures.

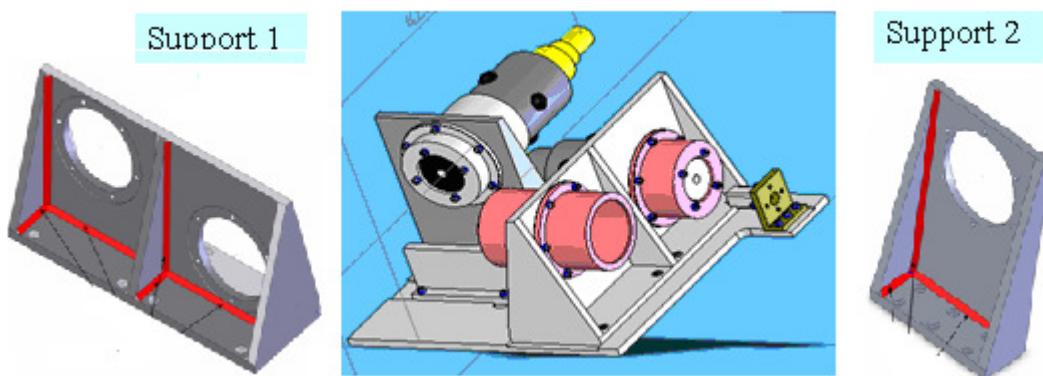


Fig IV-24 Structure du bâti pour la solution 2.

Cette solution est facile à réaliser car elle ne nécessite pas énormément d'usinage, de plus, le montage et le démontage des supports se font aisément. Par contre, le seul problème que nous pouvons rencontrer réside au niveau de la déformation des pièces après soudage. L'usinage doit donc être fait après le soudage. Cette possibilité de montage a été donc retenue.

IV-5 Démarche de validation numérique de la solution retenue

Après avoir exposé les deux solutions proposées, en donnant leurs représentations cinématique et géométrique, ainsi que les mécanismes utilisés pour le retour d'effort volant et le retour d'effort freinage, nous avons effectué une longue série de calculs sur les différentes contraintes mécaniques des deux solutions. Ces calculs ont porté sur l'étude des différentes forces et couples qui s'appliquent sur les deux architectures mécaniques proposées, ils s'articulent autour des points suivants :

- ✓ Calcul des efforts appliqués aux points d'appui de l'arbre du volant.
- ✓ Bilan des actions mécaniques qui s'exercent sur toutes les pièces.
- ✓ Calcul des efforts appliqués aux deux paliers afin de déterminer les roulements nécessaires au guidage de l'arbre du volant.
- ✓ Calcul de la force qui s'exerce au point de contact pignon-crémaillère.
- ✓ Calcul du couple appliqué sur la douille à billes de l'arbre du volant.
- ✓ Calcul de la partie retour d'effort volant qui permet la détermination des poulies et de la courroie.

Suite à ces calculs, notre choix s'est arrêté finalement sur la solution 2, vu l'ensemble des avantages qu'elle présente par rapport la solution 1. La réalisation mécanique de cette solution a été donc lancée et effectuée au sein de l'atelier mécanique à l'UFR S&T de l'Université d'Evry. Le démonstrateur final est visible sur la Fig IV-25.

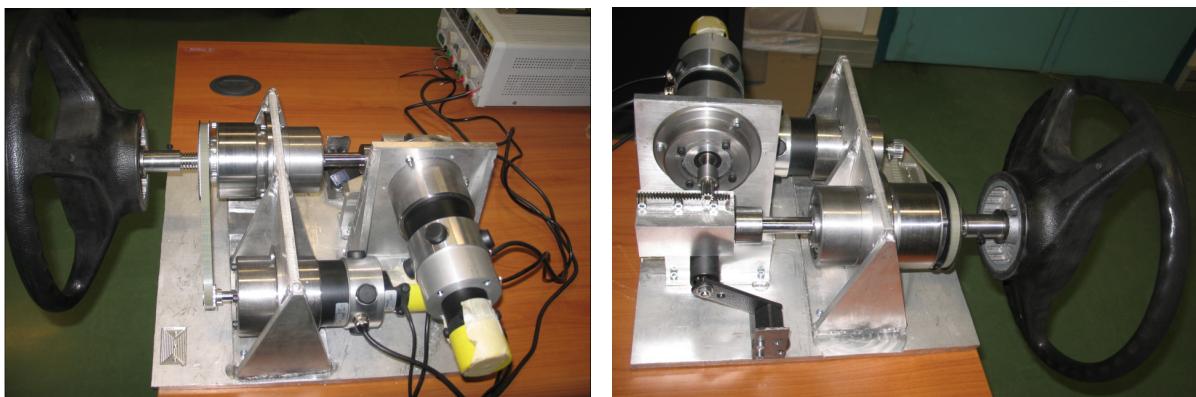


Fig IV-25 Le démonstrateur final réalisé à l'atelier mécanique.

Ce démonstrateur est capable de fournir un retour d'effort volant maximal d'environ 10 N.m grâce à un rapport de transmission de 6 entre la poulie motrice et la poulie réceptrice. Il est également capable de fournir un retour d'effort freinage maximal d'environ 300 N, ayant utilisé un diamètre de pignon de 11 mm. Cette force s'avère largement suffisante pour la restitution du retour d'effort freinage comme nous l'avons montré dans la partie validation expérimentale du modèle dynamique du buste.

La rotation maximale du volant est de 3 tours et demi de butée à butée (norme standard pour la plupart des véhicules), mais reste un paramètre modifiable. La longueur de la crémaillère utilisée dans le démonstrateur pour le retour d'effort freinage correspond à la course maximale du mouvement du volant en translation (mouvement de freinage). Elle est de 80 mm, mais elle peut être également modifiable et réglable afin de l'adapter au confort de l'opérateur.

La première impression que nous pouvons souligner sur ce démonstrateur, est essentiellement la fluidité des deux mouvements du volant, que ce soit en translation ou en rotation, ce qui valide le choix effectué. Toutefois, il reste encore quelques améliorations à apporter au démonstrateur actuel, principalement au niveau de la stabilité de la pièce support de la crémaillère afin de l'empêcher tout mouvement intempestif lorsque nous sollicitons les deux mouvements du volant simultanément (braquage et freinage). Un ressort a été ajouté sur l'arbre du volant afin que celui-ci revienne à sa position initiale dès que le servomoteur 1 est désactivé.

IV-6 Description des deux servomoteurs CC utilisés

Comme nous l'avons déjà précisé, deux servomoteurs à courant continu ont été utilisés sur le démonstrateur (voir Fig IV-26). Le premier servomoteur est destiné à créer un retour d'effort freinage adaptable, grâce à un contact de type pignon-crémaillère. Le principe de ce retour d'effort freinage a été déjà détaillé dans le chapitre II. Le deuxième servomoteur a pour rôle de restituer sur le volant, le retour d'effort dû à la dynamique latérale du véhicule, grâce à un contact de type poulie-courroie. Le principe du retour d'effort volant a déjà été abordé dans le chapitre III.



Fig IV-26 Les deux servomoteurs utilisés.

Le choix d'utiliser des servomoteurs à courant continu, est justifié par leur adéquation à l'application de la restitution d'effort ou le retour haptique. Plusieurs auteurs ont traité la problématique du choix technique des moteurs de restitutions [41], [72]. Nous avons donc exploré ces travaux afin de trouver les solutions appropriées à notre application. Les deux servomoteurs utilisés sont de la même famille, série RS440G fabriqués par PARVEX. Ce type de servomoteurs présente l'avantage de leurs hautes performances et d'un excellent fonctionnement à basse vitesse, ainsi que leur faible inertie du rotor. Cette série est particulièrement destinée aux applications nécessitant une forte compacité ou une dynamique élevée. Les caractéristiques techniques de ces deux servomoteurs CC (RS440G) utilisés sont :

- Couple en rotation lente : 1,74 N.m.
- Courant permanent en rotation lente : 7 A.
- Tension nominale d'alimentation : 90 V.
- Vitesse nominale : 3000 tr/mn.
- Inertie du rotor : $4 \cdot 10^{-4}$ Kg.m².
- Masse totale avec : codeur + tachymètre + frein : 3 Kg.

Afin de recueillir les informations sur la position angulaire et la vitesse de rotation de chacun des deux servomoteurs, pour contrôler et asservir les deux mouvements : braquage et de freinage, nous avons choisi les deux servomoteurs équipés de codeurs optiques et tachymètres. Les tachymètres sont montés sans accouplement, donc très rigides, ils donnent une image fidele de la vitesse instantanée, du passage à la vitesse nulle et du sens de rotation des deux servomoteurs. Toutes ces données seront exploitées via une carte d'acquisition.

Comme nous l'avons déjà expliqué dans le chapitre II, le dispositif ne permet pas au conducteur d'accélérer et freiner simultanément. Tenant compte de cette particularité, nous avons équipé le servomoteur 1, qui assure le retour d'effort freinage, d'un frein de maintien à manque de courant. Ce frein permet de bloquer l'arbre du servomoteur 1, d'où le blocage du mouvement du volant en translation (mouvement de freinage) lorsque le cercle accélérateur est actionné.

Cette fonctionnalité apporte davantage de confort au conducteur en situation d'accélération (sur autoroute par exemple) puisque il peut appuyer librement ses mains sur le volant sans qu'il y ait de freinage tant qu'il n'aura pas relâché le cercle accélérateur. Bien entendu, la commande du frein est actionnée depuis le PC dans le banc d'essais que nous détaillerons par la suite. Ce frein peut être également utilisé en statique ou en dynamique en cas d'arrêt d'urgence par exemple.

IV-7 Réalisation d'un banc d'essai avec le démonstrateur

Dans cette partie, nous allons donner dans un premier temps la description du banc d'essai réalisé en utilisant le démonstrateur. L'objectif étant de réaliser des essais dessus, afin de prouver l'efficacité et le bon fonctionnement du concept proposé. Une carte d'acquisition a été utilisée pour l'échange de données entre le PC et le démonstrateur. Afin de piloter les deux servomoteurs via le PC, nous avons utilisé deux variateurs série RTS de PARVEX, alimentés en courant triphasé. La Fig IV-27 montre l'installation des deux variateurs et leur panneau d'alimentation.

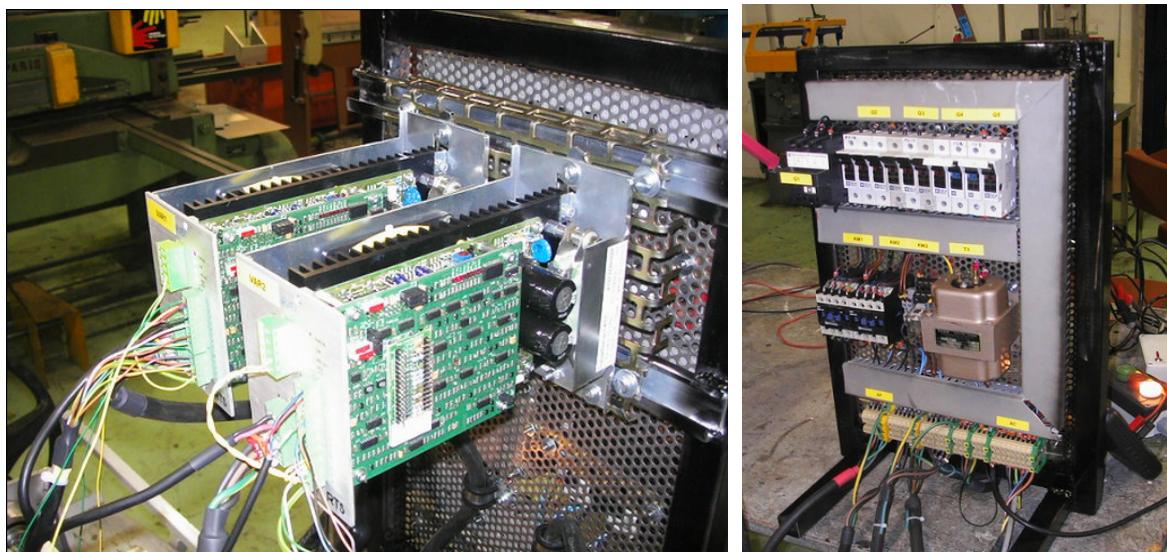


Fig IV-27 Installation des deux variateurs et leur panneau d'alimentation.

S'agissant du fonctionnement du banc d'essai, toutes les interactions entre les différentes modélisations que nous avons traitées dans ce manuscrit sont illustrées sur le diagramme de la Fig IV-28.

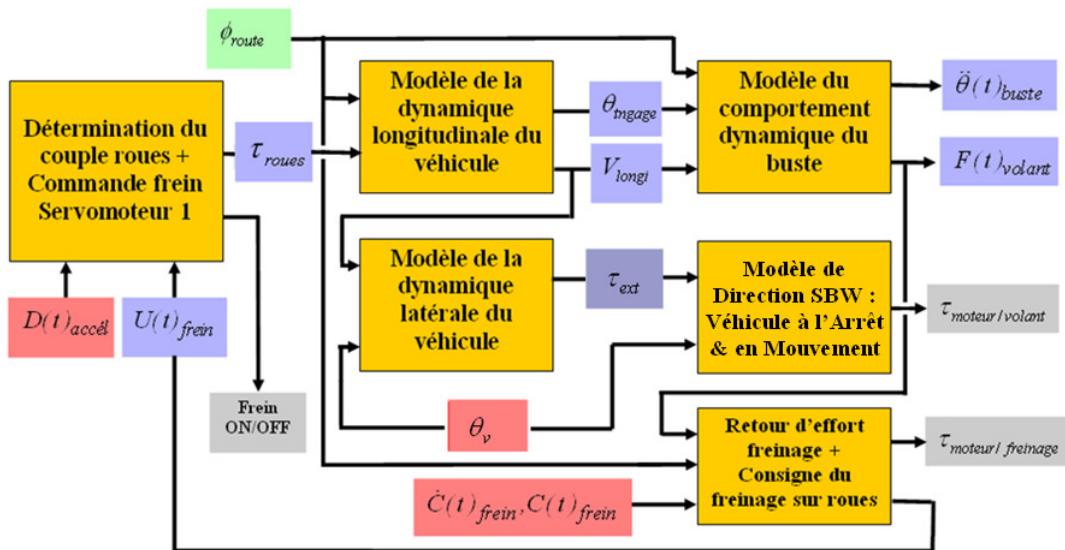


Fig IV-28 Diagramme d'interactions entre les différents blocs de modélisations.

Les grandeurs présentées sous un fond rouge représentent les entrées de mesures. Elles sont envoyées vers le PC via la carte d'acquisition. L'angle volant θ_v est obtenu par la mesure du codeur optique du servomoteur du retour d'effort volant, que l'on devise par le rapport de transmission $R_{mv} = 6$. Le déplacement et la vitesse de déplacement de l'action en freinage, respectivement $C(t)$ et $\dot{C}(t)$, sont obtenues à partir des mesures du codeur optique et du tachymètre du servomoteur qui assure le retour d'effort freinage, en utilisant la donnée du rayon effectif du pignon r_{ep} . Comme, le volant devrait être équipé d'un cercle accélérateur situé derrière, nous avons utilisé un potentiomètre, avec une course d'accélération notée $D(t)$. La tension délivrée par ce potentiomètre est supposée comme proportionnelle à l'intensité de l'accélération du véhicule, donc au couple appliqué aux roues.

Les grandeurs présentées sous un fond gris représentent les données provenant du PC via la carte d'acquisition et qui vont vers le démonstrateur via les deux variateurs. Ces données sont sous forme de consignes de couples en tentions, envoyées aux deux variateurs pour commander les deux servomoteurs, assurant le retour d'effort volant et le retour d'effort freinage. La consigne « Frein ON/OFF » est un signal de type tout ou rien, qui commande le système de blocage de l'arbre du servomoteur du retour d'effort freinage, cité précédemment. Ce signal est obtenu à partir de la détection d'une tension ou pas sur le potentiomètre utilisé comme accélérateur. Concrètement, lorsque la tension du potentiomètre est nulle, ça voudrait dire qu'il n'y a pas d'accélération ($D(t)=0$) est donc le mouvement du volant en translation (freinage) est libre (autorisé). Dès que nous tournons le potentiomètre ($D(t) \neq 0$), une tension proportionnelle est donc délivrée en sortie, qui active le signal de blocage immédiat de l'arbre du servomoteur I et donc blocage du mouvement du volant en translation (mouvement de freinage). Bien entendu, le volant dans ce cas, maintient sa position au repos et non pas en position de freinage. Les grandeurs présentées avec un fond bleu sont des variables intermédiaires, échangées entre les différents blocs de modèle. L'angle de la route, présenté avec un fond vert peut être simulé directement par des profils à partir du PC. La Fig IV-29 montre donc les échanges de données entre le PC et le démonstrateur via l'acquisition.

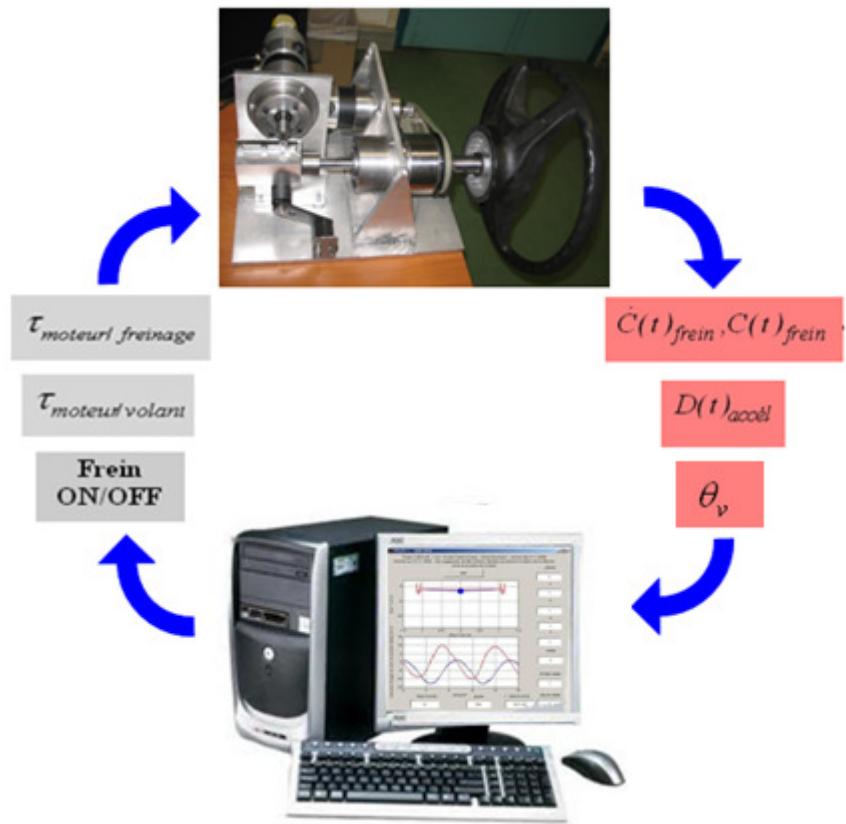


Fig IV-29 Echange de données entre le PC et le démonstrateur.

Selon le diagramme de fonctionnement du banc d'essais réalisé, le calcul du couple appliqué aux roues est obtenu à partir de la course d'accélération $D(t)$ et de la consigne de freinage $U(t)$ fournie par une loi de commande, en tenant compte du déplacement $C(t)$ et la vitesse de déplacement $\dot{C}(t)$ du volant en action de freinage selon l'algorithme d'assistance active au freinage, traité dans le chapitre II. Le couple roues calculé τ_{roues} étant positif en phase d'accélération et négatif en phase de freinage avec une proportionnalité supposée linéaire. Ce couple appliqué aux roues est utilisée ensuite comme entrée dans le modèle de la dynamique longitudinale du véhicule, ainsi que l'angle route simulé, afin de calculer l'angle de tangage du véhicule θ_t et sa vitesse longitudinale V_{longi} . Ces deux variables calculées, ainsi que l'angle route ϕ_r , sont introduits de même dans le bloc du modèle dynamique du buste afin de calculer la position angulaire du buste θ_{buste} , ainsi que la force de maintien de buste exercée sur le volant F_{volant} . Comme nous pouvons le constater, le couple conducteur appliqué au volant τ_c n'a pas été pris en compte dans ce banc d'essai, contrairement à ce que nous avons vu dans la modélisation d'une direction SBW, où il est considéré comme une entrée. Vu la disponibilité de la mesure de l'angle volant θ_v sur le démonstrateur, le couple du moteur volant τ_{mv} est donc calculé directement à partir de cette mesure et la vitesse du véhicule V_{longi} , en passant par le modèle dynamique latérale, qui nous fournit le couple extérieur τ_{ext} pour le cas du véhicule en mouvement. Pour le cas d'une vitesse nulle (véhicule à l'arrêt), le couple moteur volant τ_{mv} est obtenu à partir du couple de rappel de cisaillement τ_{cis} et de la force de friction F_{fr} , les deux calculés en utilisant la mesure de l'angle volant θ_v .

La loi de commande du retour d'effort freinage est calculée à partir de la force exercée sur le volant par les mains, l'angle route simulé, le déplacement et la vitesse de déplacement du volant en action de freinage.

IV-8 Présentation des résultats expérimentaux du banc d'essais

Grace au banc d'essai réalisé avec démonstrateur décrit précédemment, montré sur la Fig IV-30, nous avons réalisé deux types d'essais.



Fig IV-30 Banc d'essai réalisé avec le démonstrateur.

La première expérimentation a été réalisée sur le retour d'effort volant et la seconde sur le retour d'effort frein. Les résultats obtenus sont détaillés dans la suite.

IV-8-1 Expérimentation sur le retour d'effort volant

Les essais sur le retour d'effort volant ont été réalisés en effectuant des manœuvres de braquage sur le volant du démonstrateur. La rotation du volant θ_v entraîne donc la rotation du servomoteur θ_{mv} via une transmission d'un rapport $R_{mv} = 6$. Ce servomoteur applique lui-même également un couple opposant pour assurer un retour haptique au volant selon une loi de commande déjà définie, vue dans le chapitre précédemment. L'angle de rotation du servomoteur θ_{mv} est mesuré grâce au codeur optique couplé dessus ou bien obtenue en dérivant la vitesse de rotation du servomoteur volant $\dot{\theta}_{mv}$, mesurée par le tachymètre. L'angle volant est obtenu ensuite par la relation suivante.

$$\theta_v = \frac{\theta_{mv}}{R_{mv}} \quad (4.1)$$

Dans cette phase de tests, la vitesse longitudinale du véhicule V_{long} a été fixée à 10 m/s sur le PC. La courbe de l'angle volant obtenu dans cet essai est présentée sur la Fig IV-31.

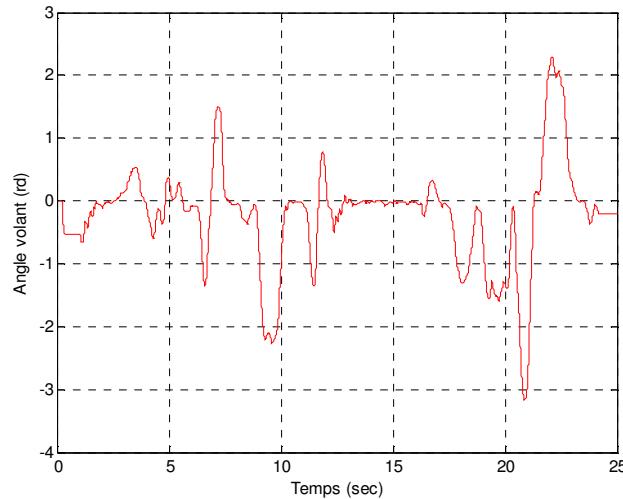


Fig IV-31 Courbe de l'angle de braquage du volant mesuré.

Le profil de l'angle volant correspond à une série de braquages dans les deux sens. L'angle volant maximum atteint est d'environ 180° . Le couple appliqué au volant par l'opérateur τ_c n'a pas été utilisé dans les calculs. Toutefois, il peut être déterminé à partir du courant appliqué au servomoteur I_m (mesuré par le variateur), du coefficient de couple électromagnétique K_m du servomoteur donné par le fabricant et du rapport de transmission R_{mv} entre le servomoteur et le volant. L'expression du couple appliquée par le conducteur est donc donnée comme suivant :

$$\tau_c = K_m I_m R_{mv} \quad (4.2)$$

Avec : $K_m = 0.256 \text{ N.m/A}$ et $R_{mv} = 6$

Concernant le couple généré par le servomoteur pour assurer le retour d'effort volant τ_{mv} , il est piloté en tension (vitesse de rotation) directement à partir du variateur. La tension appliquée au moteur V_m est donnée par la relation suivante :

$$V_m = R_m I_m + K_e \omega_m \quad (4.3)$$

Sachant que : $\omega_m = \omega_v R_{mv}$

R_m est la résistance de l'induit du servomoteur. K_e est la constante de FEM. ω_m et ω_v sont respectivement les vitesses de rotation du servomoteur et du volant, qui sont équivalentes respectivement à $\dot{\theta}_{mv}$ et $\dot{\theta}_v$. Bien entendu, le couple fourni par le servomoteur τ_{mv} est obtenu de la loi de commande établi dans le modèle, en prenant en compte le rapport de transmission R_{mv} entre le servomoteur et le volant. La courbe du couple moteur du retour d'effort volant appliquée par le servomoteur est présentée sur la Fig IV-32.

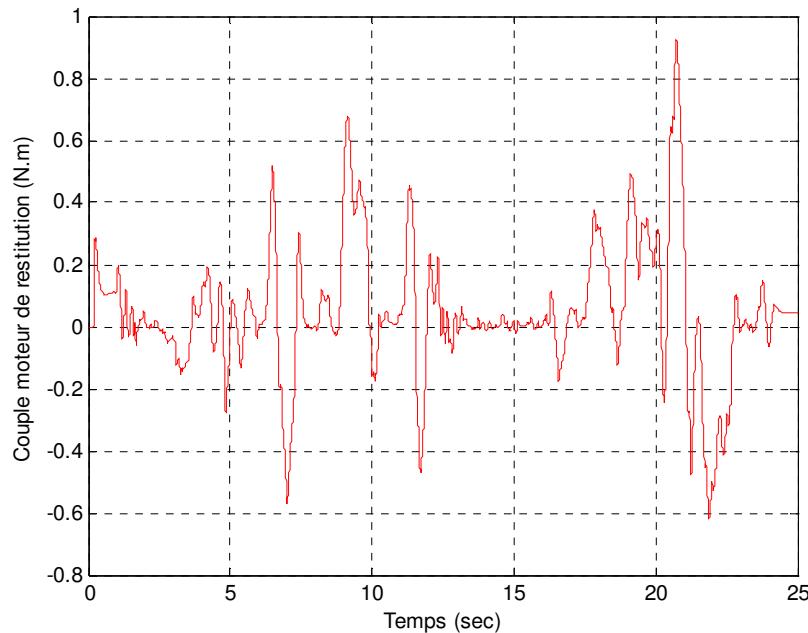


Fig IV-32 Courbe du couple moteur du retour d'effort volant.

Selon cette courbe, nous pouvons constater que le couple fourni par le servomoteur du retour d'effort volant τ_{mv} est opposé au sens du braquage du volant. Le couple restitué au volant par le servomoteur vaut $\tau_{mv}R_{mv}$, il atteint un maximum d'environ 5.6 N.m dans l'essai. Il faut souligner le fait que le retour d'effort volant généré par le servomoteur pendant l'essai a été ressenti au volant de façon significative et il est très proche de celui ressenti sur un véhicule réel dans les mêmes conditions.

IV-8-2 Expérimentation sur le retour d'effort freinage

La deuxième expérimentation menée concerne le retour d'effort freinage assuré par un deuxième servomoteur. Il faut noter que la dynamique longitudinale du véhicule, ainsi que la dynamique du buste lors d'un freinage, établies précédemment et traitées dans la fin du deuxième chapitre, ont été intégrées dans le modèle global utilisé pour cet essai. L'expérimentation consiste à exécuter les deux actions : accélération et freinage par le volant, en utilisant le démonstrateur réalisé. L'objectif étant d'évaluer l'ergonomie et le ressenti du retour d'effort freinage produit par servomoteur.

Comme nous l'avons expliqué précédemment, un potentiomètre a été utilisé pour simuler le couple d'accélération appliquée aux roues motrices d'un véhicule. La tension délivrée par ce potentiomètre varie de 0V qui correspond à un couple nul, jusqu'à 5V qui correspond à un couple maximal sur les roues motrices. Le signal du potentiomètre a été utilisé comme entrée dans le modèle global sous Matlab via la carte d'acquisition, utilisée sur le PC, puis paramétré pour donner la consigne du couple d'accélération appliquée aux roues motrices. Le signal du couple d'accélération appliquée aux roues, obtenu à partir de la variation du potentiomètre lors de l'essai, est montré sur la Fig IV-33.

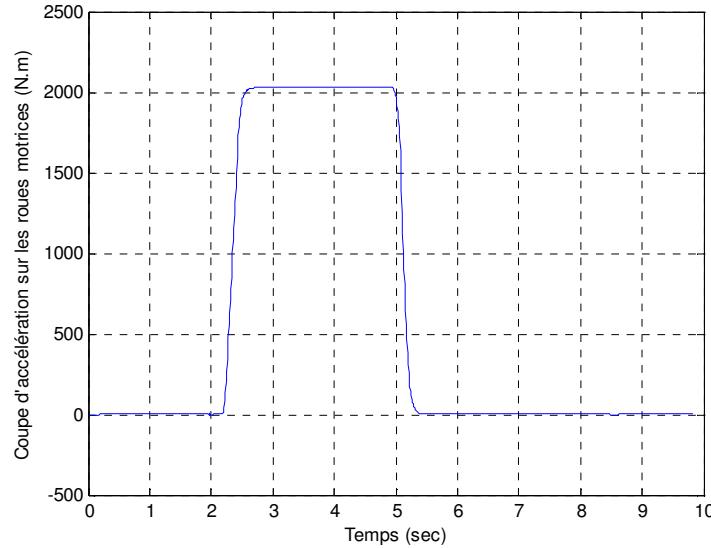


Fig IV-33 Courbe du couple d'accélération utilisé dans l'expérimentation.

Selon ce profil du signal obtenu, qui correspond au couple d'accélération sur les roues, un couple minimum a été appliqué aux roues pendant 2 sec, puis nous avons augmenté ce couple jusqu'à environ 2000 N.m et maintenu ce couple pendant 2.5 sec avant de le remettre à son seuil minimum.

S'agissant de la consigne du couple de freinage, elle est déterminée à partir d'une loi de commande, traitée dans le deuxième chapitre, que nous rappelons ici :

$$U(t) = \frac{U_{urg}}{C_{max}} C(t) + \frac{U_{urg} [C_{max} - C(t)]}{C_{max} \dot{C}_{seuil}} \dot{C}(t) \quad (4.4)$$

C_{max} : Le déplacement maximal du volant, nous l'avons pris par défaut égal à 8 cm.

$C(t)$: Le déplacement du volant en profondeur (action du freinage).

\dot{C}_{seuil} : La vitesse seuil du déplacement du volant, à partir de laquelle le freinage d'urgence est enclenché. Elle a été prise par défaut égale à 580,8 mm/s.

U_{urg} : La consigne correspondant au freinage d'urgence avec décélération $\ddot{x} = -8 \text{ m/s}^2$.

Cette loi de commande est déterminée donc à partir du déplacement $C(t)$ et de la vitesse de déplacement $\dot{C}(t)$ du volant en profondeur lors d'une action de freinage. Comme nous avons utilisé une transmission de type pignon-crémaille dans le démonstrateur pour assurer le retour d'effort freinage, le déplacement du volant en translation $C(t)$ est donc proportionnel à la rotation θ_{mf} du moteur freinage. Nous avons donc les relations suivantes, avec r_{ep} le rayon effectif du pignon moteur :

$$C(t) = r_{ep} \theta_{mf} \quad \text{et} \quad \dot{C}(t) = r_{ep} \dot{\theta}_{mf} \quad (4.5)$$

La rotation θ_{mf} du deuxième servomoteur est mesurée directement par le codeur optique couplé dessus et elle est transmise au PC via la carte d'acquisition, ainsi que la vitesse de rotation du moteur de freinage $\dot{\theta}_{mf}$, mesurée par le tachymètre. Une fois la loi de commande du freinage $U(t)$ est établie grâce aux mesures de θ_{mf} et $\dot{\theta}_{mf}$, elle est paramétrée et utilisée également comme entrée dans le modèle dynamique longitudinale. La courbe de la loi de commande du freinage obtenue en essai est montrée sur la Fig IV-34.

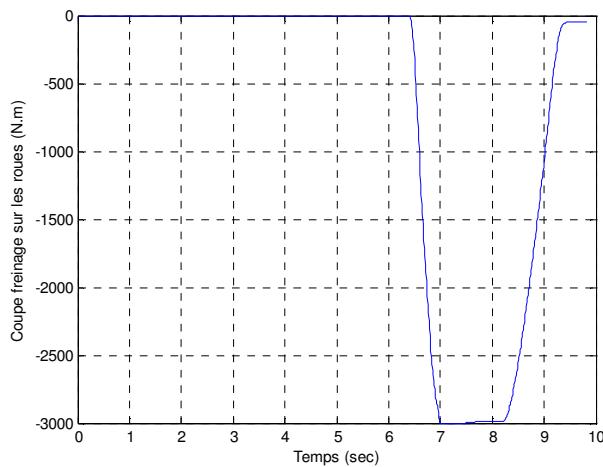


Fig IV-34 Courbe de la loi de commande du freinage.

Comme cette courbe l'indique, une action de freinage sur le volant a été exécutée pendant 3 sec. La consigne du freinage calculé à partir de la loi de commande du freinage est traduite par un couple négatif appliqué aux roues, il est de -3000 N.m.

Les deux couples roues utilisés dans cet essai : accélération et freinage, sont additionnés pour former le couple composite, qui représente l'entrée du modèle dynamique longitudinale. La courbe du couple composite obtenu est présentée sur la Fig IV-35.

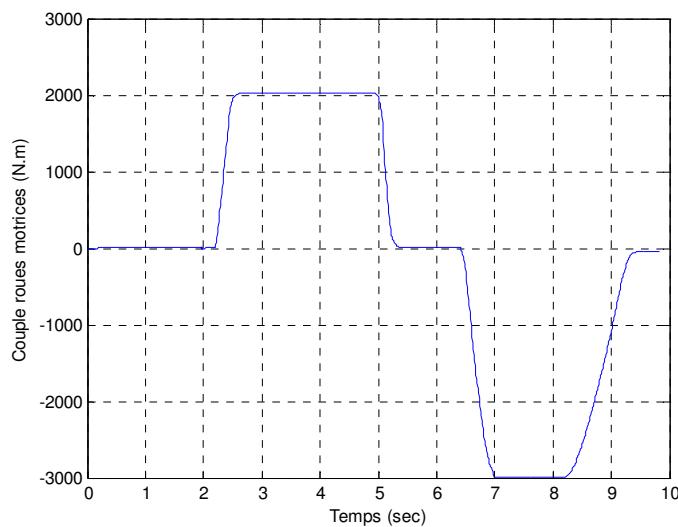


Fig IV-35 Courbe du couple composite.

Lorsque nous effectuons une accélération par le potentiomètre, la commande couple roues est positif et quand nous actionnons le freinage par le mouvement du volant, le couple roues devient négatif suivant la loi de commande associée. La courbe de la vitesse longitudinale du véhicule obtenu en sortie du modèle utilisé, est montrée sur la Fig IV-36.

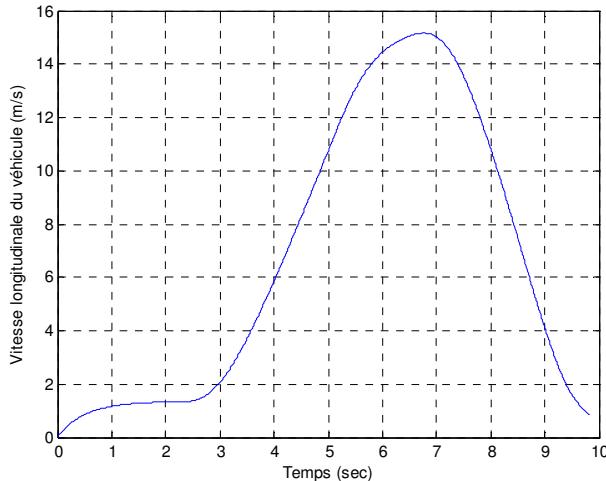


Fig IV-36 Courbe de la vitesse longitudinale du véhicule.

Sur la courbe ci-dessus, nous constatons une faible vitesse au démarrage due au couple minimum appliqué sur les roues. Suite au couple d'accélération, la vitesse commence à croître pour atteindre environ 15 m/s à 6.5 sec. A l'action du freinage sur le volant par l'opérateur, la vitesse du véhicule diminue rapidement jusqu'à l'arrêt.

La courbe de déplacement $C(t)$ du volant en action de freinage est exposée sur la Fig IV-37. Elle est obtenue à partir de l'angle de rotation θ_{mf} du servomoteur du retour d'effort freinage.

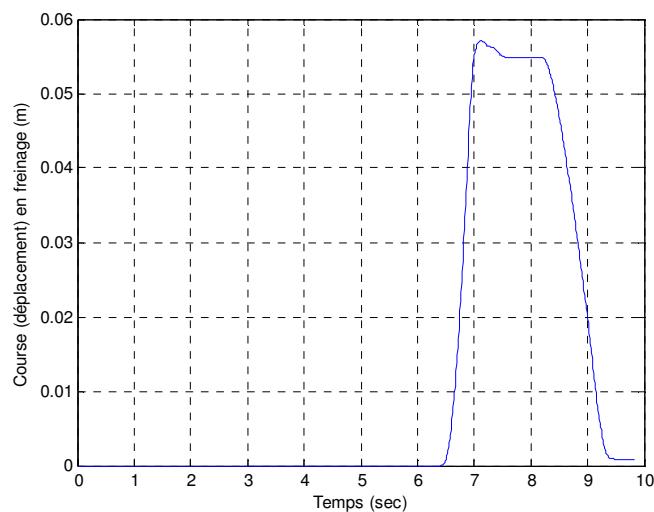


Fig IV-37 Courbe de déplacement du volant en action de freinage.

Le déplacement du volant en action de freinage commence à $T = 6.5$ sec, ce qui coïncide avec l'instant d'application du couple freinage sur les roues suivant la loi de commande associée. Le déplacement atteint du volant en profondeur est d'environ 5.8 cm et il n'a pas atteint la butée (course maximale du déplacement du volant) qui est fixée à $C_{\max} = 0.08$ m (8 cm) sur le démonstrateur. L'action de freinage a duré 3 sec puis le volant a été relâché en freinage pour qu'il remonte à sa position initiale grâce à la force de rappel appliquée par le moteur freinage. La courbe de la vitesse de déplacement du volant en action de freinage est donnée sur la Fig IV-38.

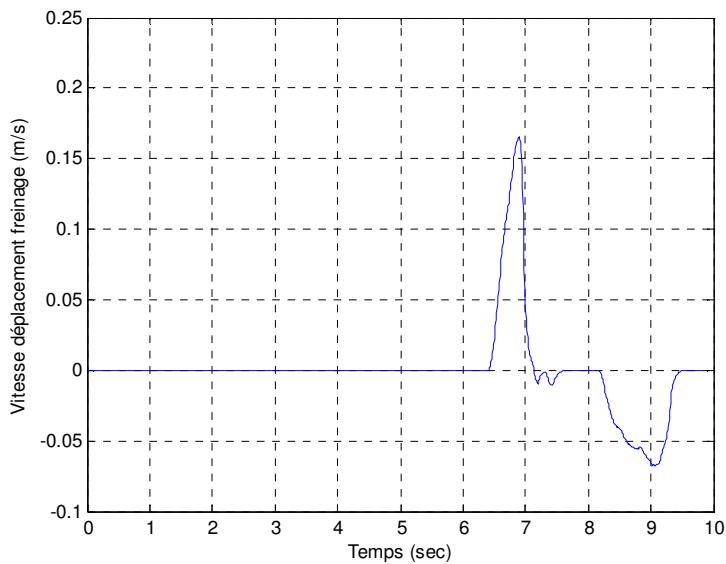


Fig IV-38 Courbe de la vitesse de déplacement du volant en action de freinage.

Cette courbe est obtenue grâce à la mesure du tachymètre $\dot{\theta}_{mf}$. La vitesse de déplacement du volant atteinte en action de freinage est d'environ 0.165 m/s. Vu que cette vitesse de déplacement n'a pas atteint la vitesse seuil \dot{C}_{seuil} prise par défaut à 0.58 m/s, le freinage d'urgence U_{urg} n'a pas été enclenché.

Il faut noter que cette vitesse seuil est très difficile à atteindre en conditions normales de conduite et nous l'avons constaté pendant les essais. Seule une action de réflexe suite à une situation dangereuse réelle peut l'atteindre d'où le but du jeu du système d'assistance au freinage d'urgence AFU cité en détail dans le deuxième chapitre. Bien entendu, seule la partie positive de la courbe de vitesse de déplacement a été prise en compte dans les calculs car ce qui nous intéresse est plutôt le mouvement de l'action de freinage dans la détermination de la loi de commande du freinage et non pas la vitesse du retour du volant à sa position initiale.

La courbe appropriée de la vitesse de déplacement du volant en action de freinage, utilisée dans le calcul de la loi de commande est donc présentée sur la Fig IV-39.

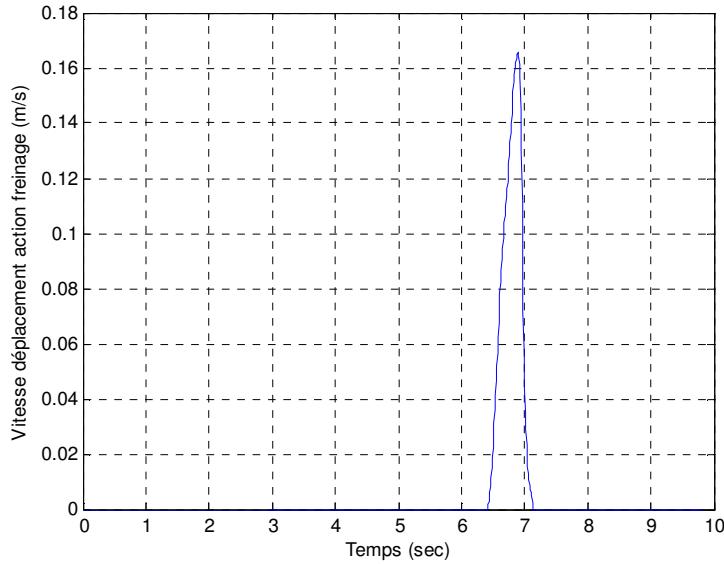


Fig IV-39 Courbe appropriée de la vitesse de déplacement du volant en action de freinage.

Le cœur des essais réalisés sur le retour d'effort freinage est bien évidemment l'évaluation du ressenti ou le retour haptique fourni par le servomoteur lors d'une action de freinage. Le couple τ_{mf} appliqué par le moteur de freinage a été traitée dans le deuxième chapitre et il est rappelé comme suit :

$$\tau_{mf} = F_{mot} r_{ep} \quad (4.6)$$

$$\text{Avec : } F_{mot} = F_{hd} + m_v g \sin(\beta - \phi_r) + m_v \ddot{C}(t) + \lambda_3 \dot{C}(t) + k_3 C(t)$$

r_{ep} est le rayon effectif du pignon moteur et F_{mot} la force appliquée par le pignon sur la crémaillère. F_{hd} est la force appliquée par l'opérateur sur le volant en conduite, elle est évaluée dans le modèle dynamique du buste proposé. m_v est la masse de la partie mobile du volant prise égale à 4 kg. ϕ_r est la pente de la route fixée à 0° dans notre essai (route plane). β est l'inclinaison de l'axe du volant = 15°. λ_3 et k_3 sont des paramètres qui servent au réglage du durcissement du retour d'effort freinage au volant.

Selon l'expression du couple retour effort volant, mis à part la force F_{hd} calculée dans le modèle dynamique du buste, $C(t)$, $\dot{C}(t)$, $\ddot{C}(t)$ sont les variables externes qui permettent la détermination du retour d'effort freinage. Le moteur de freinage est piloté en couple via le variateur associé grâce à la commande du signal tension dont la relation a été donnée plus haut. La courbe du couple moteur freinage est donnée sur la Fig IV-40.

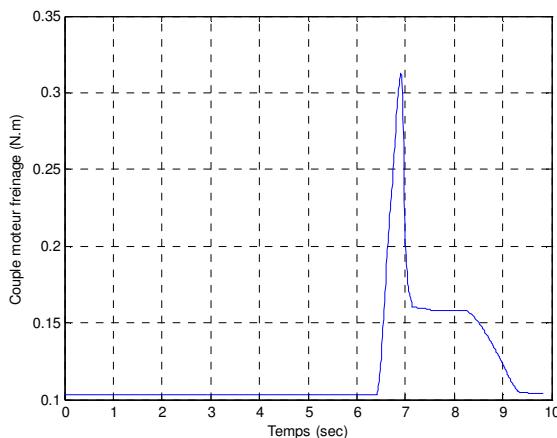


Fig IV-40 Courbe du couple moteur du retour d'effort freinage.

Nous constatons que le couple du retour haptique au volant en freinage est appliqué instantanément et ceci a été bien ressenti lors du début d'action de freinage en essais. Le couple maximum fourni est relativement faible d'environ 0.32 N.m car le rayon effectif du pignon utilisé est très petit $r_{ep} = 0.5$ cm. Dès que le déplacement du volant devient constant et s'arrête en position freinage, le couple fourni par le moteur chute brusquement jusqu'à 0.16 N.m. Ceci est dû à l'annulation de la vitesse de déplacement du volant en freinage prise en compte dans la loi de commande du retour d'effort freinage. Ensuite, le couple fourni décroît au fur et à mesure que le volant remonte à sa position initiale à la fin du freinage.

Les sorties du modèle dynamique du buste utilisé dans le modèle global sont présentées sur la Fig IV-41. Il s'agit de l'angle d'inclinaison du buste suite à la dynamique longitudinale du véhicule et également de la force appliquée sur le volant par les mains en conduite.

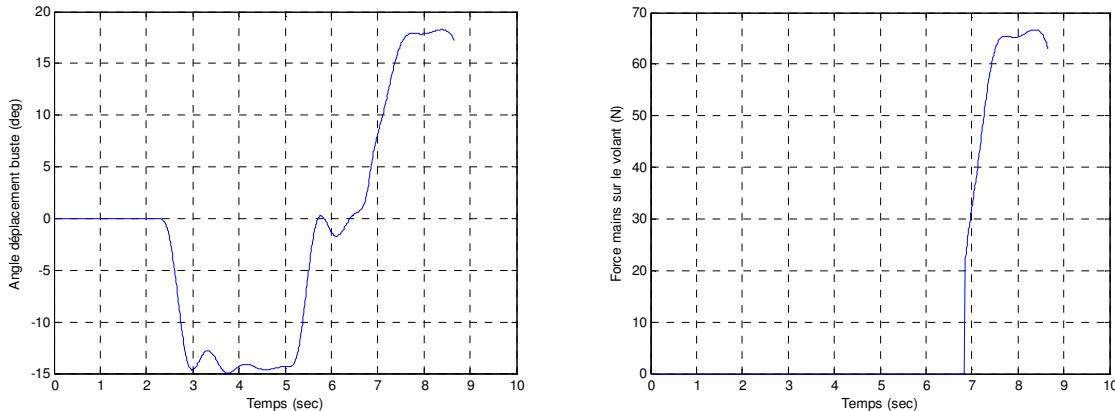


Fig IV-41 Courbe de l'angle du buste et force appliquée au volant.

Nous constatons selon ces courbes que le buste du conducteur fait un mouvement vers l'arrière d'un angle 15 ° suite à l'accélération du véhicule et il y reste sur cette position tant que l'accélération ou le couple roue est constant. Dès que l'accélération est relâchée, le buste revient à sa position d'équilibre. En freinage, le buste se projette vers l'avant d'un angle d'environ 18° malgré la force appliquée avec les mains sur le volant pour se forcer de tenir le buste en position stable. La force maximale appliquée au volant évaluée par le modèle dynamique du buste est d'environ 68 N.

Ce que nous pouvons conclure de ces expérimentations : concernant le retour d'effort volant, d'un point de vue perceptif, le rendu haptique que nous produisons est très proche de celui ressenti sur le volant d'un véhicule réel lors d'un braquage. Le retour d'effort freinage a donné exactement le ressenti souhaité avec une fluidité remarquable du mouvement du volant en translation grâce à la transmission pignon-crémaillère retenue dans la conception du démonstrateur. Toutefois, quelques désagréments d'ordre mécanique sont apparus, dus à l'instabilité du contact crémaillère-pignon utilisé pour la transmission du couple moteur du retour d'effort freinage, lorsque nous faisons les deux mouvements du volant simultanément (rotation + translation). Un autre détail est à signaler concernant le surdimensionnement de l'installation électrique utilisée pour les deux variateurs.

IV-9 Conclusion

Le processus classique de l'aboutissement d'un projet réussi, est souvent déclenché par une idée ingénieuse fondée sur des bases théoriques, qui murit pour devenir un concept et par la suite mise en pratique avec succès. C'est absolument dans cette optique que nous avons envisagé de matérialiser le concept de dispositif de freinage au volant traité dans ce manuscrit. En effet, ce dernier chapitre a été l'objet de l'étude de conception et de réalisation mécanique d'un démonstrateur du dispositif proposé. Pour cela, une méthodologie a été préalablement exposée afin d'atteindre les objectifs fixés. Les deux mécanismes pertinents qui caractérisent le démonstrateur sont la restitution du retour d'effort volant et du retour d'effort freinage. Nous avons donc débuté ce chapitre par la présentation d'un organigramme de tâches, qui fournit l'enchaînement des phases de conception jusqu'à la fabrication. Un cahier des charges a été dressé, qui définit les contraintes principales à respecter afin d'éviter d'éventuelles erreurs de conception. Des analyses fonctionnelles du besoin et technique ont été réalisées dans le but d'exposer l'ensemble des facteurs extérieurs liés à l'utilisation du démonstrateur et aux exigences techniques. A l'issue de cette étape, nous avons dévoilé deux solutions techniques, qui emploient des mécanismes différents pour la restitution du retour haptique sur le volant, ainsi que pour le freinage. Une seule solution a été retenue et validée par des calculs mécaniques sur les efforts et l'inertie. Nous avons justifié le choix d'utiliser deux servomoteurs à courant continu, en donnant quelques caractéristiques techniques.

Un banc d'essai a été réalisé grâce au démonstrateur, en utilisant une acquisition de données sur PC. Nous avons donc expliqué le fonctionnement et l'identification des différentes grandeurs échangées entre le PC et le démonstrateur via la carte d'acquisition, en employant deux variateurs pour piloter les deux servomoteurs. En s'appuyant sur un diagramme, nous avons montré les différentes interactions entre les blocs de l'ensemble des modèles établis dans les chapitres précédents.

Des résultats expérimentaux sur le banc d'essai ont été présentés sous forme de courbes commentées. Le retour haptique obtenu au braquage est assez réaliste. S'agissant du retour d'effort freinage, le ressenti obtenu correspond parfaitement à ce que nous attendions car la force de la rétraction au freinage est assez impressionnante et son action est instantanée. Rappelons que le retour haptique en freinage reste adaptable grâce à une loi de commande qui prend en compte le déplacement et la vitesse de déplacement du volant en action de freinage. Il suffit de jouer sur les deux gains de position et vitesse pour changer le ressenti.

Sur le plan mécanique, un jeu a été constaté au niveau de la transmission pignon-crémaillère lorsque les deux mouvements du volant (freinage et rotation) sont effectués simultanément. Ce problème mécanique est en cours de résolution grâce à l'utilisation d'une glissière qui sera placée au niveau du support de la crémaillère. Un autre détail important est à noter également, il s'agit du fait d'avoir surdimensionné l'installation électrique du démonstrateur. En effet, suite aux essais réalisés, nous avons constaté que les variateurs utilisés ne sont pas adaptés à notre application car le couple maximum aux servomoteurs est vite atteint pour une tension d'entrée très faible d'environ. De plus, les variateurs utilisés fonctionnent avec une installation électrique triphasée, alors qu'une alimentation murale de 220 V s'avère suffire dans notre application.

Conclusion Générale

Pour une personne en situation de handicap ou âgée, se déplacer, conduire ou reconduire sont des éléments primordiaux pour l'amélioration de son autonomie et le retour vers une activité socioprofessionnelle. Cette amélioration suppose l'accès à la compensation qui comporte plusieurs volets dont la compensation technologique. Le développement de la recherche dans ce domaine suscite un espoir légitime de la population des personnes à mobilité réduite. C'est dans ce sens que nous avons orienté notre réflexion incarnée par cette thèse. En effet, le travail de recherche exposé dans ce mémoire reflète notre volonté de participer activement à l'amélioration de l'accès à la conduite automobile aux personnes à mobilité réduite et plus particulièrement aux personnes paraplégiques. Cette motivation a d'ailleurs été bien illustrée dans ce mémoire. L'enjeu était de mettre en place une nouvelle adaptation de véhicules dédiée aux personnes paraplégiques, apportant un progrès significatif, notamment en matière de sécurité, confort et d'ergonomie. Il s'agissait d'étudier un nouveau dispositif de freinage intégré au volant et couplé à une direction filo-commandée de type « Steer-by-Wire ». La stratégie employée dans cette étude afin d'atteindre les objectifs fixés dans cette thèse, a été développée sous quatre chapitres différents.

Comme première démarche, un état de l'art complet a été réalisé, décrit dans le premier chapitre, portant sur le handicap et son lien avec la conduite automobile. Nous avons pu dévoiler, dans un premier temps, les enjeux majeurs dégagés par la problématique de l'accès à la conduite pour les personnes à mobilité réduite. Nous avons définit donc l'ensemble de thématiques qui entourent cette problématique sur les plans technologique, financier et réglementaire, notamment la démarche d'évaluation de l'aptitude à la conduite pour les personnes à mobilité réduite. En clair, il s'agissait de préparer la plate-forme sur laquelle nous allions travailler et de prendre connaissance des différentes contraintes à respecter et à prendre en compte dans notre réflexion. Dans un second temps, une expertise a été réalisée, permettant d'évaluer les différentes adaptations de véhicules destinés aux personnes à mobilité réduite. L'idée était d'exposer l'offre industrielle et d'explorer le champ actuel dans ce domaine pour identifier le manquant et déterminer les pistes ouvertes en matière de Recherche & Développement, notamment dans les aides à la conduite. Cette étape a été d'une grande importance voire cruciale pour se familiariser d'abord avec la problématique traitée dans ce mémoire et ensuite pour se positionner par rapport à l'existant en matière d'adaptation de véhicules pour les personnes à mobilité réduite. En effet, grâce à cette démarche, nous avons pu proposer une solution innovante, qui permettrait de faciliter la conduite aux personnes paraplégiques, en offrant plus de simplicité et de progrès.

Le cœur du sujet porté par ce mémoire a été dévoilé dans le deuxième chapitre, consacré à l'étude théorique de la solution proposée, touchant l'aspect concept & modélisation. Nous rappelons qu'il s'agissait d'un dispositif de frein par action sur le volant, associé à un système de direction filo-commandée, dédié aux personnes paraplégiques, voire aux personnes valides également considérant ces avantages. C'est dans cette seconde étape que notre idée a commencé à mûrir et à prendre forme. Dans un premier lieu, une description du concept du dispositif proposé et de son mode de fonctionnement ont été donc détaillée, tout en justifiant notre orientation. Dans le même contexte, nous avons pu souligner l'originalité et l'aspect innovant de notre concept, en mettant en évidence l'ensemble d'avantages apportés en matière de sécurité, de confort et d'ergonomie. Dans un second lieu, nous avons orienté l'axe central de ce chapitre à la modélisation et simulation de quelques processus importants, qui interviennent activement dans le fonctionnement du dispositif de freinage proposé. En effet, nous avons pu modéliser le comportement dynamique du buste en situations de conduite, notamment en phase de freinage, en introduisant quelques paramètres tels que l'angle de la route et l'accélération longitudinale du véhicule. Le modèle dynamique du buste proposé a été validé avec succès par une étude expérimentale, réalisée sur un véhicule prototype appartenant au LIVIC.

Afin de conserver l'aspect ergonomique de notre concept et dans le but de compenser la force exercée sur le volant par le conducteur en situation de conduite, nous avons pu créer et modéliser un retour d'effort freinage au volant adaptable. En ce sens, une loi de commande adéquate a été mise en place, permettant de gérer le déplacement du volant en profondeur lors d'un freinage. Pour cela, un concept mécanique de notre idée a été dévoilé. Une assistance active au freinage a été apportée à notre concept grâce au mécanisme adopté. Cette assistance consiste à optimiser la qualité de freinage, en proposant une loi de commande qui prend en considération le déplacement ainsi que la vitesse de déplacement du volant lors d'un freinage. Les résultats de simulation du retour d'effort freinage ont montré et prouvé le bon fonctionnement de l'approche adoptée. Une modélisation du comportement longitudinal du véhicule a été réalisée, où nous avons utilisé un modèle bicyclette. Cette étude nous a permis d'étudier l'influence du mouvement de tangage du véhicule sur la position angulaire du buste du conducteur en situation de conduite. Toutes les équations dynamiques qui régissent les processus en jeu traités précédemment ont été établies. Les résultats de simulation obtenus des différentes modélisations réalisées dans ce chapitre ont été très concluants. A la fin de ce deuxième chapitre, une validation du modèle dynamique longitudinale proposé a été procédée grâce à des mesures issues des capteurs du même véhicule d'essais, appartenant au laboratoire LIVIC. Les résultats étaient très intéressants et nous avons pu constater la ressemblance des allures des courbes du mouvement de tangage du véhicule, obtenues en simulation et celles issues de mesures.

Dans le cadre du couplage de notre dispositif de freinage par le volant à une direction filo-commandée de type « Steer-by-Wire », une étude détaillée a été réalisée sur cette technologie et sa modélisation, traitée minutieusement dans le troisième chapitre. Dans un premier lieu, une expertise a été réalisée sur les prototypes « X-by-Wire » développés récemment par les constructeurs automobiles. Grâce à cette démarche, nous avons pu positionner notre travail et mettre en avant les atouts apportés par notre concept de freinage par le volant, par rapport aux prototypes actuels.

En second lieu, nous avons justifié notre intérêt à intégrer cette technologie dans notre concept, en soulignant l'ensemble d'avantages apportés en matière de sécurité et de limitation d'effort. En ce sens, nous avons pu aborder plusieurs points, liés au principe, à l'architecture et au mode de fonctionnement de cette technologie, ainsi que ses différentes applications dans l'automobile, notamment dans le système de direction. Dans le corps de ce troisième chapitre, nous nous sommes intéressés plus particulièrement à la démarche de modélisation et simulation d'un système de direction filo-commandé « Steer-by-Wire ». En effet, nous avons pu modéliser le système de direction filo-commandé, en abordant les deux architectures : simple et combinée. Dans ce contexte, toutes équations dynamiques qui régissent les modules de restitution et de braquage des roues, ont été fournies. Nous avons modélisé les efforts appliqués aux axes de pivot des roues avant, en traitant les deux cas de figures : véhicule en mouvement et à l'arrêt, en détaillant quelques facteurs impliqués dans la modélisation, liés à la géométrie du train avant du véhicule. Nous avons pu déterminer une grandeur cruciale dans le calcul du retour haptique, qui est le couple d'auto-alignement, dû principalement à la dynamique latérale du véhicule, qui a été traité en détaillant la dynamique du contact pneu-chaussée et les notions des forces latérales et angles de dérives des pneus. Pour des raisons de coût, un observateur pour estimer la vitesse latérale du véhicule, dont le choix a été porté sur le Filtre de Kalman, a été développé, en testant sa convergence en simulation. Des résultats de simulation du modèle dynamique proposé pour une direction SBW à architecture combinée pour le cas d'un véhicule à l'arrêt, ont été exposés et commentés. Nous avons pu démontrer la cohérence des résultats du modèle proposé avec le processus réel d'une direction à l'arrêt du véhicule. Une validation expérimentale sur piste grâce au véhicule d'essai du laboratoire LIVIC a été réalisée. La comparaison des courbes obtenues en simulation et par mesure nous a permis de souligner la cohérence du modèle dynamique proposé pour une direction filo-commandée (SBW) avec le fonctionnement réel d'un système conventionnel d'une direction à assistance hydraulique. Par ailleurs, malgré l'avenir prometteur de l'utilisation de la technologie X-by Wire dans le domaine automobile, cependant sa commercialisation sur les véhicules dans le présent reste problématique. Ceci est dû d'une grande part aux différentes contraintes liées à la sûreté de fonctionnement, au coût, à la standardisation et à l'alimentation.

Dans le but de concrétiser et mettre en pratique le concept du freinage par le volant traité dans ce mémoire, nous avons consacré le dernier chapitre à l'étude de conception et de réalisation mécanique d'un démonstrateur mécanique du dispositif proposé. Une méthodologie a été préalablement exposée fixant les objectifs expérimentaux à atteindre. Pour cela, un cahier des charges a été dressé, définissant les différentes contraintes à respecter afin d'éviter d'éventuelles erreurs de conception, ainsi qu'un organigramme de tâches, servant à planifier les différentes phases de la conception jusqu'à la fabrication. Restant toujours dans le cadre de la conception mécanique, des analyses fonctionnelles du besoin et technique ont été réalisées dans le but d'exposer l'ensemble des facteurs extérieurs liés à l'utilisation du démonstrateur et aux exigences techniques. Grâce à cette stratégie de conception, nous avons pu proposer dans un premier temps deux solutions techniques, qui emploient des mécanismes différents pour la restitution du retour haptique sur le volant, ainsi que pour le freinage. Une seule solution a été donc retenue et validée par des calculs mécaniques sur les efforts et l'inertie. Cette solution a été mise au point et fabriquée avec succès dans nos ateliers sous forme d'un démonstrateur mécanique, doté de deux servomoteurs à courant continu, dont le choix a été justifié.

Afin de tester la fonctionnalité et la faisabilité de notre concept, un banc d'essai a été réalisé grâce au démonstrateur fabriqué, en utilisant une acquisition de données sur PC. Les deux servomoteurs utilisés ont été pilotés par deux variateurs. Un diagramme général a été exposé, montrant les interactions entre les différents blocs de modèles établis dans les chapitres précédents, ainsi que les différentes grandeurs échangées. Des tests sur le retour d'effort volant et retour d'effort freinage, ont été réalisés sur démonstrateur. Les résultats obtenus sont très encourageants et prometteurs. Nous avons pu ressentir d'une façon réelle les deux retours d'effort, que se soit en braquage ou en freinage. Compte tenu des résultats pratiques et théoriques acquis, nous pouvons considérer que nous avons pu atteindre les objectifs que nous nous étions fixés, voire plus. Toutefois, pour améliorer davantage la fluidité des deux mouvements du volant (en translation et en rotation) et la suppression complète du petit jeu constaté, des progrès sont à envisager en testant d'autres solutions mécaniques plus appropriées. Comme perspective, il serait très intéressant d'implémenter le démonstrateur réalisé sur un simulateur de conduite à plate-forme mobile afin de tester l'efficacité et l'ergonomie de notre concept en subissant des accélérations longitudinales réelles et mesurer donc le degré de fiabilité de la loi de commande développé pour le retour d'effort freinage. Un banc d'essai est également à envisager pour la mesure et la comparaison des temps de freinage dans les deux cas de figures pour une scène identique : freinage avec les mains grâce à notre dispositif, puis avec le pied en utilisant un pédalier. Les résultats de comparaison de ces temps de freinage vont devoir confirmer le gain de sécurité apporté par le dispositif de freinage proposé et traité minutieusement dans cette thèse.

Annexe « A »

Géométrie du Train Avant d'un Véhicule

A- Géométrie du train avant d'un véhicule

La géométrie du train avant d'un véhicule influe considérablement sur le comportement dynamique du véhicule ainsi que sur son confort d'utilisation. La compréhension des mécanismes de restitution au niveau du volant passe par la connaissance des différentes géométries possibles pour le train avant. Chaque type de véhicule possède des règles de géométrie telles que :

- Le déport et l'inclinaison des axes des pivots.
- L'angle de chasse et la chasse géométrique.
- L'angle de carrossage.

Un autre facteur intervient également dans la géométrie du train roulant, mais qu'il ne sera pas développé vu qu'il n'est pas inclus dans notre modélisation, il s'agit du Parallélisme. Il représente la différence d'écartement entre l'avant et l'arrière des roues d'un même essieu. Il est mesuré sur les rebords des jantes, à hauteur du centre des roues.

Tous les paramètres de la géométrie du train avant interviennent plus ou moins activement et jouent un rôle important dans [83] :

- La tenue de route.
- La stabilité du véhicule.
- La précision de la direction.
- La protection contre une usure anormale des pneumatiques.

A-1 L'angle de pivot α_{piv} et le déport d_{dep}

L'axe autour duquel la roue pivote lors du braquage s'appelle l'axe de pivot. L'angle pivot est donc l'angle formé par la verticale et l'axe du pivot, le véhicule étant regardé de face (Fig A-1). Son action est primordiale sur la direction, en assurant le retour en ligne droite des roues, essentiellement en faible braquage. En fort braquage, c'est l'angle de chasse qui vient s'ajouter et compenser la diminution de la valeur de l'inclinaison de pivot.

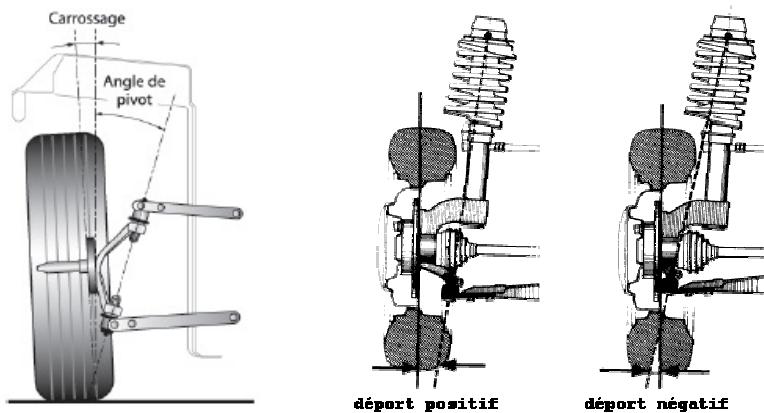


Fig A-1 Représentation de l'axe de pivot et les deux types de déport d'une roue.

Le déport, c'est la distance d_{dep} sur le sol entre la droite passant au centre de la surface de contact du pneumatique au sol et la projection de l'axe de pivot de fusée (voir Fig III-28). La valeur du déport au sol dépend directement de la valeur de l'angle inclus et de la forme de la jante. Il est intéressant de réduire au maximum le déport au sol de façon à ne pas être tributaire des réactions au freinage : le déport contribuant cependant au phénomène de réversibilité de direction, un léger déport favorise le braquage en manœuvre de parking. Comme la chasse, il existe deux types de déport.

➤ Le déport positif

Toutes les voitures ou presque possèdent un essieu avant avec déport positif du plan de roue. Le point de contact de l'axe de pivotement de la roue (ligne discontinue) avec le sol se trouve à l'intérieur par rapport à l'axe vertical passant par le milieu du pneumatique (ligne continue). Ce système possède un mérite : sa mise au point est facile. Mais si les forces de freinage sont mal réparties, le mauvais comportement de la voiture est accentué. La résultante des différentes forces risque de provoquer un tête-à-queue.

➤ Le déport négatif

La mise au point de cette nouvelle géométrie des essieux a été longue et coûteuse. L'Audi 80 est la première voiture de grande série possédant ce système. Le point de contact de l'axe de pivotement de la roue (ligne discontinue) avec le sol se trouve à l'extérieur par rapport à l'axe vertical passant par le milieu du pneumatique (ligne continue). Quand la décélération est plus forte d'un côté que de l'autre pendant le freinage, la résultante des forces permet un contre-braquage automatique de 1 à 2 degrés. Le pilote n'a absolument pas besoin d'intervenir.

A-2 L'angle de chasse ϕ_c et la chasse géométrique c

L'angle de chasse est formé par la verticale et l'axe du pivot, le véhicule étant regardé de côté. La chasse est dite positive lorsque le sommet de la fusée est incliné vers l'arrière du véhicule. La chasse est dite négative lorsque le sommet de la fusée est inclinée vers l'avant du véhicule (la chasse négative est très rarement utilisée sur les voitures européennes). Voir la Fig A-2.

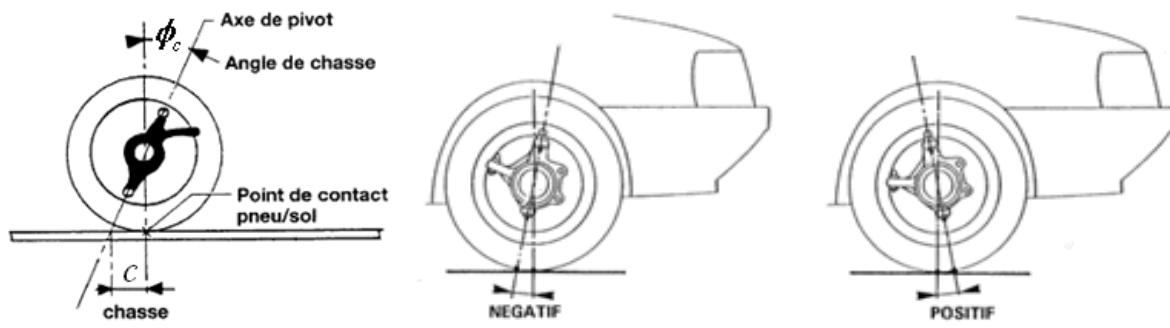


Fig A-2 Représentation de l'angle de chasse et de la chasse géométrique d'une roue.

L'angle de chasse est particulièrement sensible aux variations d'assiette du véhicule, en particulier la surcharge de l'essieu arrière. Un défaut de chasse se traduit par un rappel anormal des roues lors d'un braquage. L'intersection de l'axe de pivot avec le sol détermine la chasse géométrique, nommée « c ». La chasse est obtenue par l'expression suivante :

$$c = r_e \tan \phi_c \quad (\text{A.1})$$

r_e étant le rayon effectif de la roue et ϕ_c l'angle de chasse.

A-3 L'angle de carrossage γ

Le carrossage est l'angle formé par la verticale et le plan de la roue, ou encore par l'axe de la fusée et l'horizontale (Fig A-3 - 1). Le carrossage est positif lorsque les roues convergent vers le bas (Fig A-3 - 2) et il est négatif lorsque les roues convergent vers le haut (Fig A-3 - 3). Les valeurs du carrossage étaient autrefois relativement importantes afin de tenir compte du profil des routes (chaussées bombées) et de la technologie de l'époque (jantes sans déports et axes de pivots de fusées verticaux). De nos jours, cette valeur est très proche de 0, position idéale pour obtenir une usure minimale des pneumatiques.

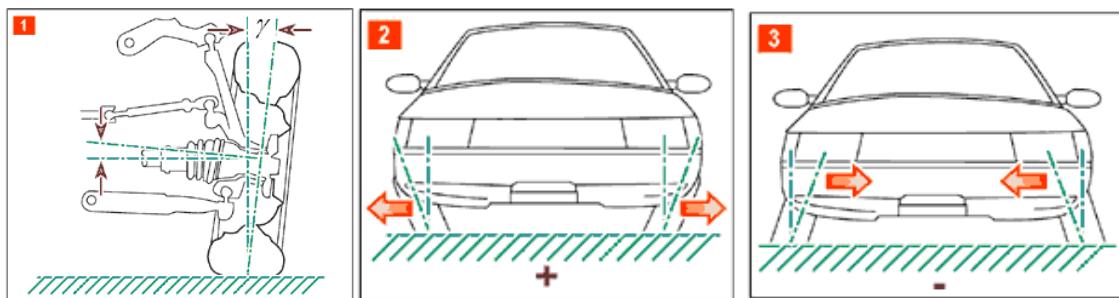


Fig A-3 Représentation de l'angle de carrossage d'une roue.

Sur les trains arrière il existe fréquemment un carrossage négatif important qui a pour but d'améliorer la stabilité du véhicule. Cependant, un angle de carrossage trop important entraîne une usure anormale prématûre et irrégulière répartie sur un seul côté de la bande de roulement des pneus.

Annexe « B »

Observateurs & Filtrage de Kalman

B- Définition d'un observateur

Un observateur est un système dynamique que l'on peut appeler capteur informatique, puisqu'il est souvent implanté sur calculateur. L'observabilité d'un processus est un concept très important en Automatique. En effet, la connaissance de l'état à chaque instant est nécessaire à la réalisation de nombreux objectifs de commande par exemple. L'état d'un système est l'ensemble minimal de variables permettant de décrire son évolution. La mesure de ces variables est souvent très coûteuse ou parfois impossible pour des raisons techniques. Pour palier à cela, des algorithmes d'estimation de ces variables non mesurées (observateurs) sont envisageables. Ces algorithmes reposent sur des méthodes mathématiques associées à des équations dynamiques de modèle. Plusieurs méthodes ont été élaborées pour la construction d'observateurs [94], [95]. Misawa [96] a développé des observateurs à modes glissants qui possèdent une propriété de robustesse par rapport aux perturbations, aux erreurs de modélisation et aux incertitudes paramétriques. Le but d'un observateur est donc de fournir, avec une précision, une estimation de la valeur courante de l'état en fonction des entrées et sorties passées $u([0, t])$, $y([0, t])$. Cette estimation devrait être obtenue en temps réel et l'observateur revêt usuellement la forme d'un système dynamique. Etant donné d'un système dynamique exprimé de la manière suivante :

$$S : \begin{cases} x(t) = f(x(t), u(t)) \\ y(t) = h(x(t)) \end{cases} \quad (\text{B.1})$$

Un système dynamique auxiliaire O dont les entrées sont constituées des vecteurs des entrées et des sorties du système à observer et dont le vecteur de sortie $\hat{x}(t)$ est l'estimée de l'état $x(t)$ du système S . L'expression du système auxiliaire est la suivante :

$$O : \begin{cases} z(t) = \hat{f}(x(t), u(t), y(t)) \\ \hat{x}(t) = \hat{h}(x(t), u(t), y(t)) \end{cases} \quad (\text{B.2})$$

L'erreur entre le vecteur d'état $x(t)$ et son estimée $\hat{x}(t)$ doivent tendent asymptotiquement vers zéro :

$$|e(t)| = |x(t) - \hat{x}(t)| \rightarrow 0 \quad \text{Quand } t \rightarrow \infty \quad (\text{B.3})$$

Le schéma d'un tel observateur est présenté sur la Fig III-45, avec les paramètres suivants :

S : Système

O : Observateur

$x(t)$: Vecteur d'état du système

$\hat{x}(t)$: Etat estimé

$y(t)$: Sortie du système

$u(t)$: Entrée de commande du système

t : Temps

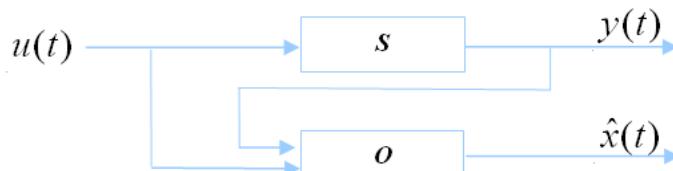


Fig B-1 Schéma d'un observateur.

Dans le cas d'un système linéaire, les équations de modèle prennent la forme suivante :

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) \end{aligned} \quad (\text{B.4})$$

A : Matrice d'état ou d'évolution de dimension ($n \times n$).

B : Matrice d'entrée ou de commande de dimension ($n \times p$).

C : Matrice de sortie ou d'observation de dimension ($q \times n$).

D : Matrice de transmission directe ou de couplage de dimension ($q \times p$).

B-1 Définition de l'observabilité

Le problème fondamental de l'analyse d'observabilité d'un système physique est de pouvoir dire si l'état du système peut être déterminé à partir des entrées et des sorties. Dans l'affirmative, la théorie de l'estimation fournit alors des outils pour reconstruire cet état ; nous rappelons que la connaissance des composantes non mesurées de l'état est en général nécessaire pour le contrôle ou la commande d'un système ou pour détecter ses défauts. La valeur initiale de l'état d'un système est aussi en général, inconnue. Une question donc se pose : sous quelles conditions l'état du système peut-il être observé ? Ce problème est appelé problème d'observabilité. Il faut donc avant tout tester l'observabilité du système. Pour cela il existe plusieurs critères, le plus aisés est de déterminer le rang de la matrice d'observabilité.

B-2 Filtrage de Kalman

Le problème du filtrage de Kalman consiste à déterminer les estimateurs de variables du système lorsque l'environnement présente des perturbations aléatoires. Dans cette partie nous allons étudier l'aspect stochastique (bruit) de la notion d'observateurs. Le but est de déterminer un système (un filtre) optimal au sens de la minimisation de la variance d'erreur entre la valeur de la variable réelle et son estimée.

Le filtre de Kalman est un reconstructeur d'état dans un environnement stochastique (bruité). Lorsque les variances de bruits sont connues, un algorithme donne la solution de ce problème.

Il existe au moins deux types de filtres de Kalman : le linéaire et l'étendu. L'utilisation de l'un ou l'autre des filtres se justifie par la linéarité du système à observer pour l'estimation de la variable. Notre système à observer étant un modèle bicyclette linéaire, nous avons opté donc pour un filtre de Kalman linéaire.

B-2-1 Filtrage de Kalman discret

Le filtrage de Kalman permet de résoudre les problèmes de prédition à un pas et d'estimation sous forme récursive dans le temps. Etant donné un système linéaire stochastique discret dont l'évolution dynamique est modélisée à l'aide d'une équation d'état et une équation de d'observation ou de mesure :

$$\begin{cases} x_{k+1} = A_k \cdot x_k + B_k \cdot u_k + w_k \\ y_k = C_k \cdot x_k + v_k \end{cases} \quad (\text{B.5})$$

Où k représente les instants successifs du temps, x_k : l'état du système, y_k : la sortie (mesure ou observation), u_k : l'entrée de commande, w_k : le bruit d'entrée ou d'état, v_k : le bruit de mesure. Les matrices A_k, B_k, C_k sont les matrices de l'équation d'état.

Les bruits d'état et de mesure sont supposés blancs, centrés et dont l'expression de la variance est la suivante :

$$\begin{cases} \Omega_k = E(w_k \cdot w_k^T) \\ \Gamma_k = E(v_k \cdot v_k^T) \end{cases} \quad (\text{B.6})$$

Nous résolvons alors simultanément un problème de prédition et un problème d'estimation. La récursivité se décompose en trois étapes qui sont les suivantes :

1. Prédition de x_{k+1} à partir de $y_0, y_1, y_2, \dots, y_k$. La valeur sera notée $\hat{x}_{k+1/k}$ (valeur prédictive de x_{k+1} connaissant les observations passées jusqu'à l'instant k).
2. Acquisition de la nouvelle mesure y_{k+1} .
3. Estimation de x_{k+1} grâce à $\hat{x}_{k+1/k}$ et y_{k+1} . L'estimée sera alors notée $\hat{x}_{k+1/k+1}$.

B-2-2 Algorithme du filtre de Kalman

La difficulté du filtrage, au sens de Kalman, est de trouver, pour le système dynamique, la meilleure estimation \hat{x}_k de l'état x_k à l'instant k , à partir des observations effectuées jusqu'à l'instant discret $(k-1)$, au sens du critère de la variance conditionnelle minimum. L'algorithme de Kalman s'articule alors de la manière suivante :

1- Initialisation

$$\begin{aligned} X_{0/0} &= E[X_0] \\ \Sigma_{0/0} &= \Lambda_0 \end{aligned} \tag{B.7}$$

2- Récurrence au pas $(k + 1)$, nous déterminons dans l'ordre.

$$\begin{aligned} \Sigma_{k+1/k} &= A_k \Sigma_{k/k} A_k^T + \Gamma_k \\ H_{k+1} &= \Sigma_{k+1/k} C_{k+1}^T (\Omega_{k+1} + C_{k+1} \Sigma_{k+1/k} C_{k+1})^{-1} \\ X_{k+1/k} &= A_k X_{k/k} + B_k U_k \\ X_{k+1/k+1} &= \Sigma_{k+1/k} + H_{k+1} \cdot (Y_{k+1} - C_{k+1} \cdot X_{k+1/k}) \\ \Sigma_{k+1/k+1} &= [I - H_{k+1} C_{k+1}] \Sigma_{k+1/k} \end{aligned} \tag{B.8}$$

La matrice H_k est appelée gain de Kalman ou encore matrice de correction. La construction de cet algorithme permet de répondre à deux objectifs différents. En effet, d'une part il s'agit d'un filtre linéaire minimisant la variance a priori de l'erreur d'estimation, d'autre part, c'est un filtre maximisant la probabilité a posteriori des grandeurs à estimer. Cela n'est applicable que dans l'hypothèse de bruits gaussiens. Par ailleurs, il est important de rappeler que le filtre de Kalman va accorder plus d'importance, c'est-à-dire se fier majoritairement, au modèle ou à la mesure, en fonction de l'importance de la variance de l'erreur du bruit de mesure par rapport à la variance de l'état.

Bibliographie

- [1] M. Maller. « *Handicap et Autodétermination* ». Université Paul Valéry - Montpellier III. Juin 1999.
- [2] O. Plos, C. Dumas, S. Buisine, A. Auossat. « *Innovation, Conception, Handicap - Rôle de Centres de Ressources Nationaux sur le Handicap pour une Logique d'Innovation* ». Laboratoire de Conception de Produits et Innovation – ENSAM. Handicap 2006.
- [3] C. Brounard, N. Dutheil, P. Gilbert, H. Michaudon. « *Le Handicap en Chiffres* ». CTNERHI - DREES et la DGAS. Février 2004.
- [4] B. Fabregas. « *Le Handicap au XXIe siècle - Classification du Handicap* ». MNH et SOINS – n°683. Mars 2004.
- [5] A. Triomphe, M. Alix. « *Les Données Statistiques Relatives aux Personnes Handicapées* ». INSERM, Université Paris I Panthéon - Sorbonne. 2002.
- [6] P. Mormiche. « *L'Enquête HID de L'INSEE - Objectifs et Schéma Organisationnel* ». Division Enquêtes et Etudes Démographiques. INSEE. 2002.
- [7] A. Thevenon, C. Fattal et M. Enjalbert, « *Conduite Automobile et Handicap* ». Masson, Paris. ISSN : 0221-2463. 2000.
- [8] N. Jordan. « *Coopération Homme - Machine en Conduite Automobile Assistée : Contrôle Cognitif et Contrôle de la Trajectoire* ». Thèse de doctorat de l'Université de Nantes. 2008.
- [9] P. Van Elslandre. « *Les Erreurs d'Interprétation en Conduite Automobile : Mauvaise Catégorisation ou Activation Erronée de Schémas ?* ». INRETS. Intellectica. Mars 1992.
- [10] J. Cellier, V. Keyser. « *Exigences et Gestion Temporelle dans les Environnements Dynamiques* ». Paris : PUF. 1996.
- [11] N. Stanton, A. Young, S. Walker. « *Automating the Driver's Control Tasks* ». International Journal of Cognitive Ergonomics. 2001.
- [12] L. Gania, C. Fattal. « *Problèmes Posés par la Conduite Automobile chez le Tétraplégique* ». A.N.M.S.R. N° 47. 1998.
- [13] C. Bouchard, L. Boucher, J. Dow, and. « *L'Evaluation Médicale de l'Aptitude à Conduire un Véhicule Automobile* ». Collège des Médecins du Québec. Mars 2007.
- [14] A. Van Zomeren, W. Brouwer. « *Clinical Neuropsychology of Attention* ». Oxford University Press - New York. 1994.

- [15] E. Lambert, E. Engum. « *Construct Validity of the Cognitive Behavioral Drivers Inventory : Age, Diagnosis and Driving Ability* ». *Cognitive Rehabilitation*. 32-45. Mai 1992.
- [16] M. Brooke, K. Questad, D. Patterson, T. Valois. « *Driving Evaluation After Traumatic Brain Injury* ». *American Journal of Physical Medicine & Rehabilitation*. 177-182. 1992.
- [17] T. Galski, R. Bruno, H. Ehle. « *Prediction of Behind-the-Wheel Driving Performance in Patients with Cerebral Damage : a Discriminant Function Analysis* ». *American Journal of Occupational Therapy*. 391-396. 1993.
- [18] J. Korteling, N. Kaptein. « *Neuropsychological Driving Fitness Tests for Brain-Damaged Subjects* ». *Archives of Physical Medicine and Rehabilitation*. 138-145. 1996.
- [19] F. Jouanne, M. Genty. « *Questions Pratiques sur le Handicap* ». Centre Hospitalier du Havre - CRF La Roseraie. Article NMSR. 1998.
- [20] E. Trouvé, C. Bernier, A. Brard. « *La Conduite Automobile et l'Avancée en Age* ». Novembre 2008.
- [21] Le Ministre de l'Equipement, du Logement, des Transports et du Tourisme. « *Arrêté du 7 mai 1997 Fixant la Liste des Incapacités Physiques Incompatibles avec l'Obtention ou le Maintien du Permis de Conduire* ». NOR : EOUS9700463A. 1997.
- [22] Service Juridique Droit des Personnes et des Familles. « *Le Permis de Conduire* ». APF-CTN-LA/MH - Thème 19 – Fiche Pratique 19b. Mai 2010.
- [23] L. Mailhan. « *Paraplégie et Tétraplégie d'Origine Traumatique* ». Service de Médecine Physique et de Réadaptation. Hôpital la Pitié-Salpêtrière - Paris. Décembre 2002.
- [24] Infopermis – Les Permis. « *Les Handicaps et leurs Aménagements* ». <www.lespermis.com/examens/amenage.htm>. 2005.
- [25] Pimas. « *Télécommande Pendulaire et Sensitive* ». Adaptation de Véhicules pour Personnes à Mobilité Réduite. <www.pimas.fr>. Catalogue 2010.
- [26] Drive Matic Grand. « *Télécommande Vor Visual* ». Adaptation de Véhicules pour Personnes à Mobilité Réduite. <www.drivematiclegrand.com>. 2011.
- [27] A.C.A Product Conduite – Transfert - Transport. « *Aménagement de Véhicules pour Personnes Handicapées* ». Catalogue 2010.
- [28] Guidosimplex. « *Commande de Fonctions au Volant* ». Adaptation de Véhicules pour Personnes à Mobilité Réduite. <www.guidosimplex.it>. 2005.
- [29] MCA Handicap. « *Commande de Fonctions au Volant* ». Adaptation de Véhicules pour Personnes à Mobilité Réduite. <www.mca-handicap.com>. Catalogue 2005.
- [30] Handicap Car. « *Votre Véhicule sur Mesure* ». Adaptation de Véhicules pour Personnes à Mobilité Réduite. <www.handicap-car.com>. 2010.
- [31] KEMPF. « *Solutions d'Aides à la Conduite* ». Adaptation de Véhicules pour Personnes à Mobilité Réduite. <www.kempf.fr>. Documentation Technique. 2005.
- [32] Lenoir-handiconcept. « *Adaptation de Véhicules pour Personnes à Mobilité Réduite* ». <www.lenoirhandiconcept.com>. 2005.
- [33] Bobon. « *La Mobilité à tout Prix* ». Adaptation de véhicules pour personnes à mobilité réduite. Document internet. <www.jeroule.be>. 2003.
- [34] Dijeau Carrossier. « *Adaptation de Véhicules sur Mesure* ». <www.dijeau.fr>. 2011.
- [35] PARAVAN. « *Vehicles for Handicapped People - Space Drive* ». Catalogue. Mai 2005.
- [36] J. Rouin. « *Psychologie Cognitive* ». Livre - Edition Bréal. 448 pages. 2006.
- [37] K. Messaoudène. « *Développement d'un Dispositif d'Aide à la Conduite – Compensateur de Temps de Réaction des Conducteurs Automobiles* ». Rapport de Projet. INRETS & l'Université de Versailles Saint-Quentin-en-Yvelines. Septembre 2004.

- [38] K. Messaoudène. « *Etude des DéTECTEURS d'Obstacles Automobiles & Réalisation d'un Banc d'Essais en Temps Réel à Télémètres Ultrasons* ». Mémoire d'Ingénieur de l'Université des Sciences et de Technologie de Houari Boumediene - Algérie. Septembre 2000.
- [39] PSA Peugeot-Citroën. « *Démonstrateur Citroën C5 by-Wire* ». Communiqué de Presse. 24 Juin 2005.
- [40] RENAULT. « *Sécurité Passive – Airbag en Crash Test* ». Rapport Technique. Mars 2004.
- [41] H. Mohellebi. « *Conception et Réalisation de Systèmes de Restitution de Mouvement et de Retour Haptique pour un Simulateur de Conduite à Faible Coût Dédié à l'Etude Comportementale du Conducteur* ». Thèse de Doctorat de l'Université d'Evry-Val-d'Essonne. 2005.
- [42] Interlink Electronics. « *Force Sensing Resistor FSR* ». Document Technique. 2008.
- [43] Sharp. « *GP2D12 Optoelectronic Device* ». Document Technique. 2008.
- [44] Conti Temis Microelectronic GmbH. « *Force Feedback Pedal FFP* ». TT Electronics & Continental. Document Technique. Allemagne. 2004.
- [45] Y. Gazeau. « *Les futures Assistantes à la Conduite* ». Magazine Auto-Innovations. Septembre 2005.
- [46] Bosch. « *Le Freinage d'Urgence BOSCH, type E.V.A. Emergency Valve Assistant* ». Revue Technique. 2005.
- [47] A. J. Khelalfa. « *Modélisation Dynamique d'un Véhicule Complet* ». Diplôme d'Etudes Approfondies. Laboratoire Central des Ponts et Chaussées. Nantes. 1992.
- [48] A. El Hadri. « *Modélisation de Véhicule, Observation d'Etat et Estimation des Forces Pneumatiques: Application au Contrôle Longitudinal* ». Thèse de Doctorat de l'Université de Versailles. 2001.
- [49] H. Imine. « *Observation d'Etats d'un Véhicule pour l'Estimation du Profil dans les Traces de Roulement* ». Thèse de Doctorat de l'Université de Versailles. 2003.
- [50] Task Group. « *Standard Test Method for Calculating Vehicular Response to Longitudinal Profiles of a Vehicular Traveled Surface* ». Rapport Technique, ASTM. 1984.
- [51] O. Orfila. « *Influence de l'Infrastructure Routière sur l'Occurrence des Pertes de Contrôle de Véhicules Légers en Virage : Modélisation et Validation sur Site Expérimental* ». Thèse de Doctorat de l'Université d'Evry-Val-d'Essonne. 2009.
- [52] H. Pacejka & E. Bakker. « *The Magic Formula Tyre Model. In Proceedings* ». 1st International Colloq on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Pages 1-18. 1991.
- [53] E. Bakker, H. Pacejka & L. Linder. « *A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies* ». In SAE, volume 98 of 6. Pages 101-113. 1989.
- [54] M. Burckhardt, Fahrwerktechnik. Vogel Verlag, Germany, 1993.
- [55] S. Hamlat. « *Etude de la Résistance des Revêtements Routiers aux Sollicitations Tangentielles* ». Thèse de Doctorat de l'Ecole Centrale de Nantes. Mars 2007.
- [56] D. Hamad, E. Accari, C. Nasr. « *Contribution to Adhesion Parameter Estimation of Automotive Vehicle* ». Laboratoire d'Analyse des Systèmes du Littoral. Calais. 2006.
- [57] R. Luo, J. Prozzi. « *Evaluation of the Joint Effect of Wheel Load and Tire Pressure on Pavement Performance* ». Département de l'Ingénierie Civile. Université de Texas – Austin. USA. 2005.
- [58] Société de technologie Michelin. « *Le Pneu – l'Adhérence* ». janvier 2001.
- [59] AFSM. BT. « *Dynamique du véhicule – Introduction aux Actions Mécaniques* ». 2010.
- [60] Cybermecanique. « *Pneumatique* ». <www.cybermecanique.free.fr/pneumatique>. 2007.
- [61] A. Chaïbet. « *Contrôle Latéral et Longitudinal pour le Suivi de Véhicule* ». Thèse de Doctorat de l'Université d'Evry-Val d'Essonne. Juin 2006.

- [62] R. J. Smith. « *WiFi Home Networking* ». McGraw Hill Series in Electrical and Computer Engineering, 2003.
- [63] LAN/MAN. « *Wireless Lan Medium Access Control and Physical Layer Specifications : Higher-Speed Physical Layer Extension in the 2.4 ghz Band* ». IEEE-SA Standards Board. September 1999.
- [64] A. Bahai, R. Saltzberg. « *Multi-Carrier Digital Communications : Theory and Applications of OFDM* ». Kluwer Academic Publishers. 2002.
- [65] F. Normand. « *Le prototype Citroën C5 By Wire* ». Revue de Presse Le Monde. 11 Septembre 2005.
- [66] W. Gouret. « *Contribution à l'Etude des Communications Courant Porteur Haut Débit pour l'Embarqué* ». Thèse de Doctorat de l'Institut National des Sciences Appliquées de Rennes. Mai 2007.
- [67] A. Coe, P. Switkes, J.C. « *Gerdes. Using Mems Accelerometers to Improve Automobile Handwheel State Estimation for Force Feedback* ». Article IMECE 62183. 2004.
- [68] SELD. « *Directions Assistées Automobiles* ». Mécatech. Dossier Technique. Janvier 2006.
- [69] J. Coudon. « *Algorithmes de Commande pour le Pilotage d'une Direction Découplée* ». Thèse de Doctorat de l'Institut National Polytechnique de Grenoble. Février 2007.
- [70] MACSVEP. « *Direction Electrique à Assistance Variable* ». Compréhension des Systèmes – Gestion de Maintenance Véhicules Particuliers. Dossier Technique. 2006.
- [71] S. Génouel. « *Direction Assistée DIRAVI* ». Dossier Technique. Avril 2008.
- [72] P. Yih. « *Steer by Wire : Implications for Vehicle Handling and Safety* ». Thèse de Doctorat de l'Université de Stanford – USA. Janvier 2005.
- [73] C. Wilwert. « *Influence des Fautes Transitoires et des Performances Temps Réel sur la Sûreté des Systèmes X-by-Wire* ». Thèse de Doctorat de l'Institut National Polytechnique de Lorraine – France. Mars 2005.
- [74] J. Kasselmann. T. Keranen. « *Adaptive Steering* ». Bendix Technical Journal. 26-35. 1969.
- [75] J. Ackermann. « *Yaw Disturbance Attenuation by Robust Decoupling of Car Steering* ». In Proceedings of the IFAC World Congress, San Francisco – USA. Pages 1-6. 1996.
- [76] K. Huh. J. Kim. « *Active Steering Control Based on the Estimated Tire Forces* ». ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 123:505–511. 2001.
- [77] M. Segawa, K. Nishizaki, S. Nakano. « *A Study of Vehicle Stability Control by Steer by Wire System* ». In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC). Pages 7–12. 2000.
- [78] E. Ueda, E. Inoue, Y. Saki, and. « *The Development of Detailed Steering Model for on-Center Handling Simulation* ». AVEC'02. Pages 657-662. 2002.
- [79] H. Tokunaga, K. Misaji, S. Takimoto, Y. Shimizu, and K. Shibata. « *Steer Feel Evaluation Method Based on Analytical Method of Equivalent Linear System Using the Restoring Force Model of Power Function Type* ». In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control – AVEC'02. Pages 849-854. 2002.
- [80] P. Switkes, J. Rossetter. « *Handwheel Force Feedback for Lanekeeping Assistance : Combined Dynamics and Stability* ». Mechanical Engineering Stanford, CA 94305-4021, USA. AVEC. 2004.
- [81] PSA Peugeot-Citroën. « *Les Technologies Issues de la Collaboration PSA Peugeot Citroën / Delph - le Freinage Electromécanique EHB* ». Dossier de Presse. 28 Novembre 2001.
- [82] S. Amberkar, F. Bolouchi, J. Demerly and S. Millsap. « *A Control System Methodology for Steer by Wire Systems* ». In SAE World Congress. Mars 2004.

- [83] I. Slimani. « *Géométrie des Trains Roulants – Contrôle et réglage des Trains Roulants* ». LP Emile BEJUIT, Bron. Mars 2008.
- [84] J. Coudon, C. Canudas-de-Wit, X. Claeys. « *New Reference Model for Steer-By-Wire Applications with Embedded Vehicle Dynamics* ». RENAULT Research Department, Technocentre. 2007.
- [85] P. Duysinx. « *Introduction à la Mécanique des Pneumatiques - Comportement Latéral* ». LTAS - Ingénierie des Véhicules Terrestres. Université de Liège. 2010.
- [86] La Direction. <www.eric.cabrol.free.fr/DynamiqueVehicule/direction.html>. Document Internet.
- [87] M. Martin. « *L'influence des Barres Antiroulis sur le Comportement du Véhicule* ». Educauto Info Tech N° 3. 2003.
- [88] D. Lechner. « *Analyse du Comportement Dynamique des Véhicules Routiers Légers : Développement d'une Méthodologie Appliquée à la Sécurité Primaire* ». Thèse de Doctorat de l'Ecole Centrale de Lyon. 2001.
- [89] Y. Xiong, M. Saif. « *Robust and Nonlinear Fault Diagnosis Using Sliding Mode Observers* ». 40th IEEE Conference on Decision and Control. Pages 567-572. Florida - USA. Décembre 2001.
- [90] H. Nguyen. « *Une Nouvelle Approche pour Structures Périodiques. Application au Calcul des Vibrations d'un Pneumatique* ». Thèse de Doctorat de l'Ecole nationale des Ponts et Chaussées. Décembre 2008.
- [91] H. Brunel. « *Cours de Route* ». Université d'Orléans - I.U.T. de Bourges, Département Génie Civil. 2005.
- [92] I. Kogevnikov. « *Modélisation des Systèmes de Dimension Infinie. Application à la Dynamique des Pneumatique* ». Thèse de Doctorat de l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées. Juin 2006.
- [93] M. Laliberté. « *Modélisation et Simulation d'un Véhicule Servant à l'Etude de l'Arrimage Direct dans le Transport d'Equipements Hors Normes* ». Faculté des Sciences et de Génie. Université de Laval - Québec. Octobre 2004.
- [94] D. Luenberger. « *Observing the State of Linear System* ». IEEE Transaction. Mil. Elektron, Vol. 6. Pages 74-80. 1964.
- [95] Kou. « *Exponential Observers for Nonlineare Dynamic Systems Information and Control* ». Vol. 29. Pages 204-216. 1975.
- [96] Misawa. « *Non Linear State Estimation Using Sliding Observers* ». Thèse de Doctorat de l'Institut de Technologie de Massachusetts. Février 1988.
- [97] X. CLaeys. « *Commande Latérale des Véhicules Automobiles avec prise en compte de la Dynamique des Actionneurs - Application a la Conduite en Peloton des Poids Lourds* ». Thèse du Laboratoire d'Automatique - INPG . Grenoble, 2002.
- [98] L. Palladino. « *Analyse Comparitive de Différentes Lois de commande en vue du Contrôle Global du Châssis* ». Thèse de Doctorat de l'Ecole des Sciences et Technologies de l'Information et Télécommunications. Décembre 2006.
- [99] A. Ciocan. « *Contribution à l'Analyse et à la Commande du Véhicule Automobile* ». Thèse de Doctorat de l'Université de Picardie Jules Verne – Amiens. Octobre 2005.
- [100] HPC. <www.hpc-europe.com>. Documentation Technique. 2008.