

# Simulateur de conduite deux-roues: Outil de formation

Hichem ARIOUI et Lamri NEHAOUA

version 1.0

16 Avril 2013



## Table des matières

<b>Chapitre 1. Simulation de la conduite</b> . . . . .	7
1.1. Introduction des objectifs de la simulation de conduite . . . . .	7
1.2. Historiques des simulateurs de conduite . . . . .	7
1.2.1. Plateformes à base fixe . . . . .	8
1.2.2. Plateformes à structure série . . . . .	8
1.2.3. Plateformes à structure parallèle . . . . .	9
1.2.3.1. Simulateur Chalmers . . . . .	11
1.2.3.2. Simulateur Renault . . . . .	11
1.2.3.3. Simulateur VIRTTEX . . . . .	12
1.2.4. Plateformes à structure hybride . . . . .	12
1.2.5. Génération “ <i>Low-Cost</i> ” . . . . .	16
1.3. Défis et enjeux de la simulation de conduite . . . . .	17
1.4. Architecture des simulateurs de conduite . . . . .	17
1.5. Aspect de conception et mécanique des simulateurs . . . . .	24
1.6. Restitution du mouvement et rendu haptique . . . . .	24
1.6.1. Système de perception du mouvement chez l’homme . . . . .	25
1.6.2. Description mathématique . . . . .	28
1.6.3. ARM : Description générale . . . . .	30
1.7. Evolution des simulateurs : de l’automobile à la moto . . . . .	43
1.7.1. Simulateurs Honda . . . . .	43
1.7.2. Simulateur de l’université de Tokyo . . . . .	46
1.7.3. Simulateur Moris . . . . .	46
1.7.4. Simulateur SafeBike . . . . .	47
1.7.5. Simulateur Vélo - Kaist . . . . .	48
1.7.6. Discussion . . . . .	50
<b>Chapitre 2. Dynamique des véhicules deux-roues</b> . . . . .	51
2.1. Aspect de modélisation . . . . .	51
2.1.1. Mouvement d’un véhicule . . . . .	52

6 Simulateur de conduite deux-roues

2.1.2. L'interface roue-sol . . . . .	53
2.1.3. Système de direction . . . . .	57
2.1.4. Suspensions . . . . .	59
2.1.5. Motorisation et chaîne de traction . . . . .	60
2.2. Littérature des modèles existants . . . . .	61
2.2.1. Modèles du véhicule automobile . . . . .	61
2.2.2. Modèles du véhicule deux-roues . . . . .	62
2.3. Comportement dynamique des véhicules automobile . . . . .	67
2.4. Comportement dynamique des véhicules deux-roues . . . . .	67
2.5. Récapitulatif . . . . .	72
<b>Chapitre 3. Étude de cas : simulateur deux-roues . . . . .</b>	<b>75</b>
3.1. Introduction . . . . .	75
3.2. Aspects conception et mécanique du simulateur . . . . .	75
3.3. Mécatronique du simulateur . . . . .	81
3.3.1. Description de la boucle de simulation . . . . .	81
3.3.2. Instrumentation de la plateforme . . . . .	82
3.3.3. Séquencement et synchronisation . . . . .	86
3.4. Caractérisation du simulateur . . . . .	89
3.4.1. Cinématique inverse de la plateforme du simulateur . . . . .	89
3.4.2. Modélisation dynamique de la plateforme . . . . .	94
3.4.3. Identification . . . . .	95
3.5. Intégration multi-sensorielles : Washout et retour d'effort . . . . .	101
3.5.1. Localisation du washout . . . . .	101

## Chapitre 1

# Simulation de la conduite

### 1.1. Introduction des objectifs de la simulation de conduite

### 1.2. Historiques des simulateurs de conduite

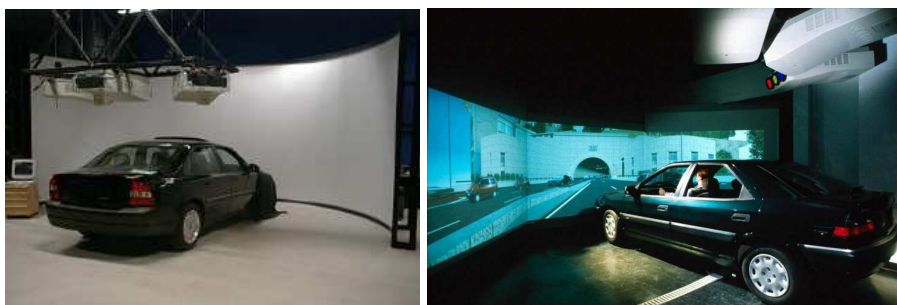
La conduite d'un véhicule automobile regroupe diverses tâches élémentaires pour se positionner sur une trajectoire ou mener son véhicule à des états désirés. Il est donc indispensable d'avoir des informations sur les différents états du véhicule. Ces informations acquises par les multiples récepteurs sensoriels humains sont combinées et fusionnées afin d'interpréter et analyser les conditions de conduite actuelles et formuler les décisions adéquates.

A partir de cette discussion, on peut comprendre que la multiplication des retours informationnels est d'une grande pertinence pour créer une illusion acceptable. Lors de la phase de conception, il est indispensable de prendre en compte les différentes caractéristiques des systèmes perceptifs pour reproduire un environnement virtuel cohérent et étudier les différents compromis pour réduire les conflits sensoriels et éviter aux sujets le mal du simulateur.

D'après la bibliographie, on compte une centaine de simulateurs à travers le monde. Qu'elles soient académiques, industrielles ou commerciales, plusieurs institutions se sont lancées dans la construction de leur propre prototype pour différents objectifs. Généralement, les simulateurs sont classés suivant leur architecture mécanique, qui à elle seule, permet d'avoir une idée sur la complexité et les objectifs suivis.

### 1.2.1. Plateformes à base fixe

Les plateformes à base fixe ne possèdent aucun mouvement mécanique. Les indices inertiels et autres effets dynamiques sont absents et par conséquent, aucune technique de restitution de mouvement n'est employée. La sensation du mouvement est induite uniquement par la vection provoquée par le retour visuel. Ces simulateurs se composent d'une cabine instrumentée et sont parfois dotés, en plus de la projection visuelle, d'un système de reproduction auditif et de modalités haptiques (retour d'effort sur le volant, siège vibrant, etc.) qui permettent de créer un environnement de conduite suffisamment immersif (Figure 1.1).



**Figure 1.1.** *Simulateurs à base fixe : (a) Simulateur Volvo - Suède [?] (b) Simulateur à base fixe de l'INRETS Arcueil - France [?].*

Généralement, ce genre de simulateur est orienté facteurs humains et utilisé pour des études portant sur l'aspect physique et mental de la conduite ou aux aspects liés à la perception visuelle. Parmi ces études, on retrouve principalement les problématiques liées à la somnolence, la prise de médicament ou d'autres substances chimiques nocives (drogues, stupéfiants, antidépresseurs, etc.). On trouve également, des applications liées à l'étude de l'infrastructure routière, au contrôle de trafic, aux systèmes véhicule-route intelligents et à l'identification des situations dues au hasard.

### 1.2.2. Plateformes à structure série

Dans cette configuration, la cabine est portée par une structure mécanique constituée d'une mise en série d'articulations, architecture très utilisée dans le monde industriel pour effectuer des tâches automatisées. L'avantage principal est un espace de travail conséquent permettant pour quelques manœuvres (par exemple un changement de voie) la reproduction du mouvement à l'échelle réelle. La simplicité de la commande et de la technologie d'articulation utilisée (pas de liaisons mécaniques complexes type cardan ou rotule) font de cette plateforme un choix attractif bien adapté aux études comportementales nécessitant des accélérations transitoires importantes comme dans

le cas du freinage d'urgence. Cependant, le grand inconvénient est la rigidité décroissante avec la multiplication des axes de rotations puisque les actionneurs sont portés par les articulations précédentes ce qui diminue la précision de l'effecteur. De plus, les performances dynamiques se dégradent en présence d'une charge importante et notamment pour des vitesses élevées.



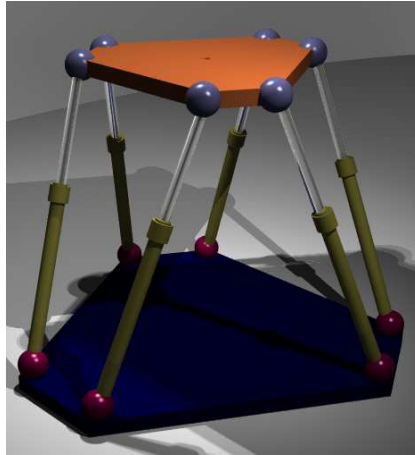
**Figure 1.2.** *Simulateur à structure série de VTI construit entre 1977 et 1984 - Suède.*

Ce concept série fut adopté par plusieurs constructeurs automobiles pour la réalisation de simulateurs maisons. Parmi eux, celui de VTI 3DdL développé par l'Institut National Suédois de Recherche en Transport Routier à Linköping (Figure 1.2). Le simulateur peut rendre un grand mouvement latéral avec roulis et tangage, le tout augmenté d'une table vibratoire pour la simulation de mouvements à hautes fréquences [?].

### 1.2.3. Plateformes à structure parallèle

Ces plateformes sont constituées de chaînes cinématiques fermées dont l'organe terminal portant la cabine est supporté par plusieurs actionneurs [?]. L'architecture la plus répandue est l'hexapode 6DdL désignée souvent par Gough-Stewart [?] (Figure 1.3). Elle présente plusieurs avantages par rapport à la plateforme série :

- Possibilité d'embarquer des charges très importantes. Cette caractéristique a longtemps été mise à profit pour les simulateurs de vol où il s'agit d'embarquer une version réelle ou réduite d'un cockpit d'avion.
- Haute précision. En effet, la distribution parallèle de la géométrie de la mécanique rend les mouvements moins sensibles aux erreurs de mesure.



**Figure 1.3.** Plateforme parallèle 6DdL type Gough-Stewart (Image Wikipédia).

- Une grande rigidité de fait que les moteurs d'actionnement sont montés séparément des différentes articulations.
- Une dynamique riche qui offre des couples importants à des vitesses de fonctionnement considérables.

Cependant, certains inconvénients majeurs de ce type de structure sont :

- Un espace de déplacement très réduit par rapport à celui offert par la structure série.
- Vu le couplage entre les différents axes du mouvement, l'espace de travail résultant se voit en diminution.
- Une conception mécanique complexe nécessitant une technologie de liaisons délicate.
- Une commande difficile à mettre en œuvre en raison du comportement hautement non-linéaire et surtout la présence de singularités qui demande une attention plus particulière.

Néanmoins, cette architecture mécanique s'est imposée comme une référence pour les mécanismes de restitution du mouvement. Elle était adoptée comme un standard de conception pour les simulateurs de vol et souvent utilisée pour les simulateurs de conduite automobile. La liste des simulateurs ayant privilégié cette technologie est large, ne sont exposés ici que quelques exemples.



### 1.2.3.1. *Simulateur Chalmers*

Situé au Département de Machine et des Systèmes Véhicules à l'université Chalmers de Göteborg, il est destiné plus particulièrement au développement des véhicules [?]. Il s'agit d'un simulateur de moyenne complexité avec une plateforme mobile de  $\pm 20\text{cm}$  de déplacement linéaire et de  $\pm 20^\circ$  de rotation (Figure 1.4). Le modèle du véhicule permet de simuler 15DdL, implémenté sous Matlab/Simulink sur une carte dSPACE TMS320C31 de Texas Instruments, de 60 MFlops de puissance de calcul.



**Figure 1.4.** *Simulateur à plateforme parallèle de l'université de Chalmers - Suède.*

### 1.2.3.2. *Simulateur Renault*

Renault, un des constructeurs français qui a reconnu l'importance de la simulation de conduite dans le cycle de développement véhicules et de prototypage, dispose de plusieurs prototypes. L'un de ses simulateurs, spécialement exploité pour des études ergonomiques et de facteurs humains, se présente comme une plateforme de type Stewart à 6DdL, qui offre un espace de travail de  $\pm 22\text{cm}$  en déplacement et  $\pm 15^\circ$  en rotation, et des accélérations et vitesses maximales limitées respectivement à  $\pm 0.5g$  et  $0.4\text{m/s}$  en mouvement linéaire, et  $300^\circ/s^2$  et  $30^\circ/s$  en mouvement angulaire (Figure 1.5).

Le mouvement de la plateforme a une réponse fréquentielle de type passe-bas d'une bande passante de 3Hz, ce qui est théoriquement suffisant pour le rendu de la plupart des accélérations transitoires d'un véhicule réel [?]. De plus, une cabine réelle de Renault Clio est montée sur la plateforme mobile, dont les commandes principales (volant, pédale de frein, embrayage et accélérateur) sont dotées d'un retour haptique.

Le logiciel de simulation se base sur la plateforme SCANeR-II, une application temps-réel et multi-tâches [?]. La distribution entre les différents modules se fait



**Figure 1.5.** *Simulateur dynamique de Renault - France.*

par un protocole de communication UDP entre le serveur et les différents processus clients. Les algorithmes de restitution de mouvement (washout, retour d'effort) sont implémentés sur la même machine que celle du modèle dynamique du véhicule, par l'intermédiaire d'une mémoire partagée. Le modèle du véhicule virtuel est calculé par le logiciel MADA, dérivé du modèle ARHMM, fondé sur une approche multi-corps, permettant de calculer 250 variables internes en temps-réel à une fréquence de 100Hz.

#### 1.2.3.3. *Simulateur VIRTTEX*

Le simulateur VIRTTEX (VIRtual Test Track EXperiment) est situé au Laboratoire de recherche de Ford à Dearborn, Etats-Unis [?]. VIRTTEX est un simulateur de conduite haut-niveau mis en construction à partir de l'année 2000. Le système de mouvement consiste en grand robot à 6DdL, supportant un dôme de 1360 kg (Figure 1.6) et offrant un large déplacement linéaire de  $\pm 1.6\text{m}$  et un temps de réponse de 15ms. La bande passante du simulateur est supérieure à 13Hz avec un délai de transport de 80ms [?]. VIRTTEX a été mis au point pour trois axes de recherche concernant plus particulièrement la sécurité routière, la dynamique du véhicule et le comportement en conduite.

#### 1.2.4. *Plateformes à structure hybride*

Il s'agit de combiner les avantages des deux précédentes architectures. Moyennant diverses astuces techniques, les structures hybrides présentent des chaînes cinématiques ouvertes et fermées complexes et imbriquées. Cependant, certaines solutions, comme celle consistant à porter une plateforme parallèle sur une table XY, semblent



**Figure 1.6.** *Simulateur à plateforme Gough-Stewart du VIRTTEX - USA.*

devenir un standard dans le domaine de la simulation de conduite. De cette façon, on peut s'offrir un généreux espace de travail avec une puissante dynamique.

#### *Simulateur ULTIMATE*

Un simulateur de conduite à structure hybride a été construit dans le cadre d'un projet Européen (Eureka) piloté par Renault au Centre Technique de Simulation (Figure 1.7). Il s'agit d'une plateforme de type Gough-Stewart à 6DdL dont la base peut se mouvoir sur des rails XY dont le déplacement maximal, longitudinal et latéral, est de  $6\text{m} \times 6\text{m}$  [?].

#### *Simulateur Daimler-Chrysler*

Le simulateur se compose d'un dôme monté sur une plateforme mobile 6DdL offrant une accélération linéaire maximale de  $1.2\text{g}$  et une bande passante de  $3\text{Hz}$  [?]. De plus, la plateforme mobile peut aussi se déplacer latéralement sur un rail via un vérin hydraulique, permettant un mouvement latéral maximal de  $\pm 3.8\text{m}$  (Figure 1.8). L'accélération latérale maximale est de  $0.7\text{g}$  avec une bande passante de  $5\text{Hz}$ .

Le modèle dynamique du véhicule virtuel, nommé CaSimIR, a été développé par Daimler-Chrysler. Il se décompose en deux modules : un fichier de paramétrage du véhicule (masses, suspension et caractéristiques du moteur) et un module regroupant des modèles élémentaires de structure (moteur, pneu/chaussée, suspension et direction). CaSimIR permet de simuler un modèle dynamique de 18 à 37DdL, et capable



**Figure 1.7.** Architecture hybride du simulateur *ULTIMATE* de Renault - France.

d'inclure des propriétés non-linéaires de suspensions et flexibilités du système de direction.

Plusieurs expériences ont été réalisées avec différents systèmes d'assistance au conducteur (direction assistée, suspension active) dans lesquelles leur fonction, efficacité et acceptation, ont été étudiées.

#### *Simulateur NADS*

Le projet à l'origine de ce simulateur avait pour but de créer le meilleur simulateur possible, avec un coût d'au moins 50 millions de dollars. Il présente de grandes caractéristiques avec, une table XY de 400 m<sup>2</sup> et un grand hexapode. Il dispose d'une table vibratoire qui permet de reproduire des vibrations de  $\pm 0.5$ cm et allant jusqu'à 20Hz (Figure 1.9) [?, ?].

Pour le modèle dynamique du véhicule, NADS utilise un outil de modélisation multi-corps semblable à ADAMS appelé NADSdyna. Il est composé de trois bibliothèques qui définissent les corps, articulations et les éléments de force à partir desquelles il est possible de construire différents modules de véhicules, comme la suspension, le moteur et la boîte de vitesses. A partir de ces modules, validés séparément, les équations du mouvement sont créées et ensuite transformées en un ensemble d'équations différentielles qui peuvent être résolues avec des techniques numériques adaptées.

Les équipes utilisant NADS mènent des recherches sur les facteurs humains [?] tels que la réaction du conducteur à l'état de la chaussée, à la fatigue, au vieillissement, aux drogues et à l'alcool, mais aussi développer des dispositifs de sécurité, de confort et pour des études ergonomiques.



**Figure 1.8.** *Simulateur Daimler-Chrysler, Allemagne.*



**Figure 1.9.** *Simulateur NADS - Iowa, USA.*

### *Simulateur de Toyota*

De même architecture que celle de NADS, le simulateur de Toyota se présente comme une plateforme hybride composée de deux parties (Figure 1.10). D'une part, un hexapode supportant un dôme de 7.1 m de diamètre qui abrite une version réelle d'un véhicule automobile et bordée à l'intérieur d'un écran offrant une vue panoramique de 360° de l'environnement extérieur. De l'autre, une table XY qui permet un déplacement longitudinal de 35m et latéral de 20m.

Achevé en Septembre 2008, le simulateur est principalement destiné à :

- L'analyse des caractéristiques de conduite. Il s'agit de détecter les comportements inhabituels de la conduite générés par le manque de réflexe (sommolence), l'affaiblissement des facultés sensorielles (ivresse), etc.
- L'implémentation de technologies de sécurité active, de dispositifs d'assistance à la conduite et d'alerte et de systèmes de transport intelligents (ITS).



**Figure 1.10.** *Simulateur de Toyota - Centre Technique de Toyota à Susono City, Japon.*

### **1.2.5. Génération “Low-Cost”**

L'utilisation des simulateurs de conduite se voit de plus en plus généralisée et adoptée par diverses institutions publiques et privées. Cependant, si le coût d'une formation en avion et la sécurité des passagers autorisent l'investissement dans des simulateurs à coûts élevés, rien ne justifie qu'il en soit de même pour proposer un outil de formation et d'études psychophysiques. En plus, la complexité d'un simulateur ne

reflète en aucun cas sa fidélité à restituer tous les mouvements. Pour cette raison, il était intéressant de proposer des solutions ciblées à base de plateformes mobiles à bas-coût destinées principalement aux écoles de formation, établissements hospitaliers et autres utilisateurs.

Dans ce cadre, un mini-simulateur a été construit, fruit d'une collaboration entre l'institut français des sciences et technologies des transports (IFSTTAR) et le laboratoire d'informatique, biologie intégrative et systèmes complexes (IBISC) de l'Université d'Evry-Val d'Essonne en France. Il se présente comme une architecture série de 2DdL portant une cabine instrumentée. La plateforme permet une restitution d'accélération d'environ  $1g$  grâce à un mouvement longitudinal de  $\pm 60\text{cm}$  et à un système de transmission optimisé type vis-écrou actionné par un moteur électrique Brushless (Figure 1.11). Le siège de la cabine est conçu de manière à réaliser de petites rotations, soit de tout le siège (dossier et assise), soit seulement de son dossier. Ces deux configurations sont possibles grâce à une mécanique simple et originale décrite dans [?]. Les travaux de recherche sur ce simulateur ont été le point de départ de nombreux prototypes successifs. Ceci consistait à implémenter différents algorithmes et stratégies de contrôle pour ce type de plateformes [?, ?]. D'autres études ont porté sur l'efficacité et la qualité du rendu de mouvement ainsi que des comparaisons subjectives et objectives à d'autres plateformes sus-mentionnées.

Le volant de la cabine est doté d'un système de retour d'effort. L'interface haptique est équipée d'un moteur à courant continu piloté par deux cartes électroniques. La première est basée sur un micro-contrôleur industriel pour la génération du signal PWM, la seconde est un hacheur qui délivre le signal de puissance au moteur du volant. La consigne de couple est calculée par une formulation en quadripôle de toute la chaîne cinématique représentant l'ensemble volant-colonne de direction-roues.

Une première expérimentation a été menée sur la plateforme mobile visant à définir la configuration minimale de mouvement permettant de reproduire des indices inertiels suffisants, et ce, pour une situation de conduite en file. En se basant sur les évaluations subjectives des sujets, il était constaté qu'un court mouvement de la plateforme combiné au mouvement du siège semble être la configuration la plus appréciée pour une situation de conduite normale. Toutefois, un long mouvement semble être nécessaire pour des situations de conduite extrêmes impliquant des manœuvres d'accélération et de freinage brusques [?].

### **1.3. Défis et enjeux de la simulation de conduite**

#### **1.4. Architecture des simulateurs de conduite**

La conception d'un simulateur est un vrai défi pluridisciplinaire, car chaque simulateur est un prototype en lui-même et il n'existe aucune norme de construction. Son



Figure 1.11. Mini-simulateur INRETS/IBISC - France.

succès ne peut être atteint qu’avec une collaboration entre les différentes compétences, du concepteur jusqu’à l’utilisateur final. On peut subdiviser un simulateur de conduite en plusieurs sous-systèmes devant fonctionner de façon synchrone pour créer un environnement de conduite proche du véhicule réel (Figure 1.12). Il est important que ces sous-systèmes soient synchronisés avec un minimum de retard entre l’action du conducteur et la réaction du simulateur [?]. Sinon, l’illusion peut être altérée et mener, entre autres, à une difficulté de contrôle du simulateur.

Lors de la phase de conception de la plateforme, une attention doit être donnée à tous les sous-systèmes avec une question centrale : “qu’a-t-on besoin de reproduire ?” en fonction des tests envisagés et de l’application à laquelle le simulateur est destiné. Par exemple, pour la conduite en ligne droite, une table vibrante est suffisante. Pour d’autres situations, une plateforme mobile plus sophistiquée peut être nécessaire.

- **Cabine (cockpit)** : Certaines cabines sont simplement de vrais prototypes ou une version réduite d’un châssis du véhicule réel. Elles accueillent le conducteur et disposent d’une instrumentation complète pour transmettre ses actions vers le calculateur de la dynamique “véhicule virtuel”. Ainsi, l’accélérateur, l’embrayage, les freins, la boîte de vitesse, sont dotés de capteurs et les voyants du tableau de bord sont activés. Afin d’augmenter le réalisme de la simulation, les cabines sont équipées d’un volant/guidon à retour actif et/ou d’un siège motorisé pour reproduire les différentes vibrations ressenties lors d’une conduite



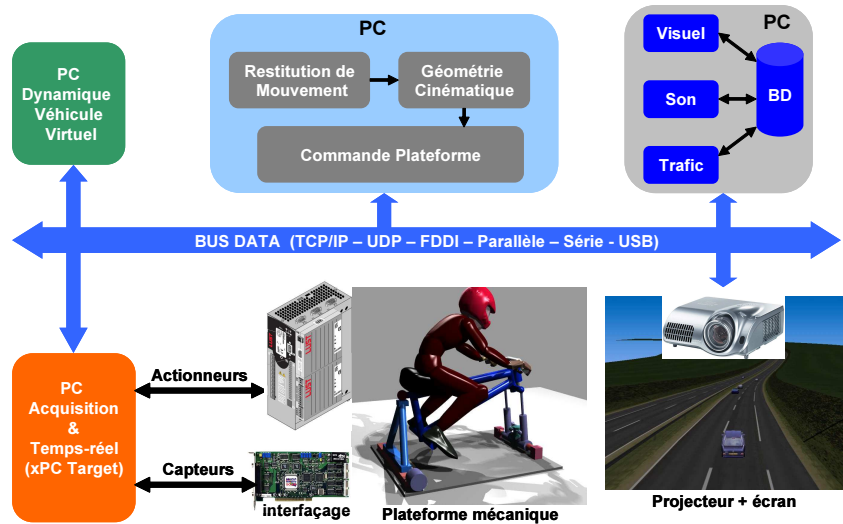


Figure 1.12. Architecture simplifiée d'un simulateur de conduite.

réelle (irrégularités de la chaussée, vibrations de châssis du véhicule, moteur au ralenti, etc.).

- **Système visuel** : Ce système est constitué d'un générateur graphique 3D plus un ensemble de dispositifs de reproduction visuelle. Généralement, les images sont projetées sur un ou plusieurs écrans plats ou courbés, afin d'assurer une vision frontale, latérale, voire arrière si nécessaire.

En fait, conduire est une tâche principalement visuelle et il est donc évident que cette information doit être extrêmement soignée. En effet, la qualité d'une image est mesurée par ses propriétés énergétiques (luminosité, contraste, résolution, couleur) et ses caractéristiques spatiales (champs de vision, profondeur) et temporelles (délais de transport et taux de rafraîchissement). En conséquence, produire une scène visuelle avec un grand réalisme dépend des efforts apportés pour satisfaire ces facteurs.

Dans un premier niveau, la résolution de l'image, exprimée par le nombre de pixels, définit la capacité d'un observateur à discriminer de fins détails dans une scène visuelle. La résolution constitue un paramètre crucial pour la perception d'objets distants dans une simulation de conduite (lecture des panneaux de signalisation par exemple). Elle dépend principalement et de la distance conducteur-écran de projection (acuité). [?] rapportent qu'un objet visuel doit mesurer au moins 3 arcmin ( $1\text{arcmin} = 1/60^\circ$ ) afin d'être détecté par l'œil humain.

Deuxièmement, le champs visuel est défini comme la partie frontale de la vue. De nombreux experts [?, ?] jugent un champs visuel de  $60^\circ \times 30^\circ$  comme un minimum acceptable. Cependant, une grande partie de la sensation de vitesse se situe à la lisière du champ de vision [?, ?], ainsi, un écran dont la largeur permet de couvrir au moins  $180^\circ$  est indispensable, en particulier dans des situations où l'information périphérique est essentielle (conduite dans le brouillard [?] et simulation d'intersection et de carrefour en présence d'autres véhicules ou piétons [?]).

D'un autre coté, les retards sont un problème majeur dans les applications de simulation de conduite. Souvent, ces retards sont scindés en deux types : le taux de rafraîchissement et le délai de transport. Le premier type est décrit par la fréquence à laquelle l'écran est mis à jour ou redessiné pour donner une impression de continuité du mouvement et ainsi éviter un scintillement de l'animation. Son réglage dépend essentiellement de la rapidité des objets se déplaçant dans la scène visuelle. D'autre part, le délai de transport correspond à l'intervalle de temps entre l'action du conducteur et la projection de l'image relative à cette action. Ce facteur présente une vraie problématique dans la simulation de conduite car il constitue une partie intégrante dans toute la chaîne du simulateur (dynamique du véhicule virtuel, transfert de données, génération d'image, projection du signal visuel et taux de rafraîchissement). [?] ont montré que les sujets sont capables de détecter des latences de 100ms, avec une tolérance maximale de 200ms. Par contre, il était rapporté que le retard global, dans une simulation de conduite véhicule, ne devrait pas excéder 50ms [?, ?, ?]. Ainsi, si le taux de rafraîchissement est de 60Hz (équivalent à 17 ms), il est évident, avec une simple soustraction, que le délai de communication doit être inférieur à 33 ms.

Dans les dernières décennies, un autre dispositif d'immersion a été fortement utilisé dans les applications de la réalité virtuelle. Il s'agit du casque virtuel (Head Mounted Display). Néanmoins, cette technique est rarement utilisée dans les simulateurs d'aujourd'hui. En effet, ces systèmes créent des problèmes oculaires [?], de fatigue et de confort à cause d'une mauvaise résolution (coût élevé des casques haute résolution). De plus, le système virtuel doit reproduire l'intérieur du véhicule et parfois quelques parties du corps du conducteur (Figure 1.13), ce qui demande d'importantes capacités de calcul. Toutefois, cette technique semble bien adaptée à la simulation de conduite des véhicules deux-roues, puisque à l'origine, les motards sont tenus de porter des casques de protection. Ainsi, certaines marques de tels dispositifs embarquent des capteurs permettant de déterminer la position et l'orientation de la tête du conducteur dans l'espace, ce qui constitue un surplus à ne pas négliger.

- **Système sonore** : Souvent considéré comme une priorité secondaire, le système sonore permet d'optimiser le réalisme de la simulation de conduite. Les



**Figure 1.13.** Mode immersif (a) Casque HMD (b) Représentation d'une partie du conducteur.

principales caractéristiques de cet élément sont le nombre, la qualité et la localisation des haut-parleurs, et aussi la diversité des sons produits. En effet, la bande fréquentielle du son dominant dans un véhicule est d'environ 20-500Hz induit essentiellement par le régime moteur [?]. Certains bruits des pneumatiques ou de la chaussée ont des composantes principales en hautes fréquences. Par conséquent, le système sonore doit couvrir quelques milliers de hertz.

Pour parvenir à une illusion sonore réaliste, il est important de générer une spatialisation sonore 3D de sorte qu'il soit possible de capter la bonne direction de la source [?, ?]. Si un véhicule passe à proximité, la direction du son doit suivre son image sur l'écran pour éviter la désorientation du conducteur. La plupart des sons dépendent de la vitesse du véhicule (vent et bruit routier) et du régime moteur. Une méthode efficace de mise en place du son est d'utiliser une banque de données sonores, les échantillons sont mixés en temps-réel pour obtenir une bonne illusion [?].

- **Trafic et scénario** : L'interactivité de la scène visuelle est un élément important pour un réalisme maximum de la simulation de conduite. Les différents objets visuels (véhicules, piétons, etc.) doivent être dotés d'une certaine intelligence afin que les situations de conduite simulées soient suffisamment "réalistes" et acceptées comme telles par les conducteurs.

- **Dynamique du véhicule virtuel** : Le mouvement de la plateforme d'un simulateur de conduite est défini à partir d'un modèle informatique qui décrit la dynamique du véhicule virtuel. Ce dernier permet de calculer les états du véhicule en réponse aux diverses actions du conducteur.

La complexité du modèle dynamique dépend de l'architecture mécanique du simulateur, et également du type d'études à mener. Si le simulateur est utilisé pour le développement d'applications véhicule, le modèle doit être dynamiquement riche, par exemple une formulation avancée des phénomènes de la pneumatique doit être considérée. Sinon, une représentation capable de retranscrire le système de motorisation et le mode latéral du guidage est suffisante.

- **Restitution du mouvement** : Le système de restitution du mouvement a pour tâche de reproduire une partie des forces inertielles présentes dans une situation de conduite réelle afin d'atteindre un niveau de simulation suffisant. Ces forces varient d'un véhicule à un autre et caractérisées par la bande passante des accélérations. En effet, les accélérations linéaires sont dominantes entre 0-1Hz avec un pic pour l'accélération verticale de l'ordre de 2-3Hz dû à la suspension. Les accélérations angulaires "tangage et roulis" ont essentiellement des composantes à hautes fréquences contrairement au lacet. Cependant, les mouvements angulaires de roulis et de tangage dans un véhicule standard sont mécaniquement limités à environ  $\pm 6^\circ$  [?].

La conception d'un système capable de simuler ce contenu fréquentiel est obtenu grâce à deux modules différents : l'un pour le rendu des accélérations hautes fréquences (HF) et le second pour des accélérations à basses fréquences (BF). Pour les composantes HF, une table vibratoire est un moyen efficace pour reproduire les vitesses linéaires du véhicule et les irrégularités de la chaussée. La qualité du rendu des composantes BF dépend grandement des types de manipulation à laquelle le simulateur est destiné. S'il s'agit d'une étude de comportement dans un trafic urbain normal, certains spécialistes pensent que pour des manœuvres en dessous de 0.3g, un simulateur à base fixe est suffisant. Par contre, dans une situation de conduite dangereuse ou critique, la sensation des forces inertielles est un élément central, et par conséquent, une plateforme mobile est nécessaire.

Dans ce dernier cas de figure, le grand défi est d'accomplir les mouvements de la plateforme dans l'espace de travail du simulateur. Les contraintes géométriques et cinématiques doivent être respectées en utilisant des algorithmes de commande communément connus sous le nom d'Algorithme de Restitution de Mouvement (ARM). Ces algorithmes se fondent sur une simple séparation fréquentielle des diverses accélérations à restituer par le biais de deux stratégies. La première utilise le mouvement longitudinal du simulateur où l'accélération transitoire est restituée par un simple mouvement linéaire. La deuxième consiste à incliner la cabine de la plateforme pour exploiter une composante du vecteur de la gravité afin de reproduire la composante continue de l'accélération.

En conclusion, lors de la conception d'un système de rendu du mouvement, il est important de prendre en considération les tests et les manipulations ciblés. Est-ce qu'une table vibratoire est suffisante, ou faut-il avoir un grand mouvement linéaire ? Est-ce qu'il est préférable de n'avoir aucun mouvement que d'en avoir un mauvais ?

- **Géométrie, cinématique et commande bas-niveau** : Ce module est une étape intermédiaire entre la génération des trajectoires de consigne par les algorithmes de restitution de mouvement et l'actionnement de la plateforme. Suivant l'architecture mécanique de la plateforme, il est nécessaire de transformer les trajectoires de référence générées dans un espace de coordonnées défini vers un espace de coordonnées des actionneurs (espace articulaire). Par exemple, dans le cas des plateformes parallèles, il faut prendre en compte la géométrie et la cinématique inverse ainsi que les couplages entre les différents axes dans le développement d'une stratégie de commande donnée.

L'asservissement bas-niveau a pour tâche d'assurer le bon suivi des trajectoires de référence. Cependant, le but premier de la simulation de conduite est de créer une bonne illusion de conduite, donc, le contrôleur synthétisé ne doit pas être trop gourmand en terme du temps de calcul pour ne pas induire d'avantage de retard. Des stratégies simples favorisant la compensation des retards inertiels ont montré leurs efficacités. Aujourd'hui, les servo-contrôleurs de puissance sont dotés d'une intelligence très suffisante basée sur un asservissement axe par axe avec plusieurs boucles de contrôle imbriquées (position, vitesse et couple) pour de meilleures performances de suivi et de précision.

- **Plateforme mécanique et système d'actionnement** : Afin d'atteindre les performances escomptées lors de l'établissement du cahier des charges, il est nécessaire de bien choisir l'architecture de la plateforme (nombre de DdL) et le système d'entraînement correspondant. Les progrès de l'informatique industrielle et de l'électronique de puissance réunis ont favorisé l'utilisation des machines électriques au dépend des machines hydrauliques. En effet, les actionneurs hydrauliques possèdent une grande caractéristique de force, la densité d'énergie est presque 100 fois plus importante que celle d'une machine électrique idéale. Mais ce facteur ne doit pas à lui seul dicter le choix de la solution, la souplesse d'emploi de l'énergie électrique, la rapidité et les vitesses élevées offrent un rapport qualité/prix très en faveur des actionneurs électriques. Enfin, le problème d'asservissement se pose en des termes beaucoup plus simples avec des entraînements électriques. Les actionneurs hydrauliques présentent de fortes non-linéarités marquées d'hystérésis. Ce fait est important et se ressent sur les performances de précision et d'installation.
- **Communication, acquisition et temps-réels** : La synchronisation, de tous les modules décrits auparavant, est un élément clé d'un développement réussi. Les

problèmes de retards sont à l'origine d'une perte de contrôlabilité du simulateur ou d'un rendu de mouvement médiocre. La téléinformatique propose des stratégies de plus en plus robustes et faciles à implémenter. Pour l'acquisition des données issues des capteurs, plusieurs solutions sont envisageables comme celles fondées sur des cartes à microcontrôleurs industrielles, FPGA ou des DSP (Digital Signal Processor) capables de calculer des modèles mathématiques complexes en "temps-réel". La communication entre les calculateurs et les capteurs se fait généralement soit par des voies analogiques (DAQ, etc.) ou via des bus de terrain numériques dotés d'un gestionnaire de tâches très avancé (CAN, Interbus, Profibus, etc). Quelques simulateurs profitent des avancées de la technologie optique qui propose des bus à des débits très élevés. Enfin, entre le modèle dynamique du véhicule virtuel et le système de restitution visuelle, une simple communication réseau en TCP/IP ou UDP peut être suffisante.

### **1.5. Aspect de conception et mécanique des simulateurs**

### **1.6. Restitution du mouvement et rendu haptique**

L'objectif d'un système de restitution du mouvement, lorsqu'il est conjointement utilisé avec un système de visualisation, est de stimuler les modalités perceptives du conducteur pour qu'il puisse ressentir des indices du mouvement suffisants afin de piloter le simulateur avec les mêmes performances qu'un véhicule réel. Donc, la reproduction de ces indices est l'élément central dans la simulation de conduite. Cependant, la restitution du mouvement réel à l'identique est pour l'instant impossible à cause des limites intrinsèques des plateformes mobiles des simulateurs de conduite. C'est pourquoi il est nécessaire de développer des techniques qui permettent de surmonter ces limitations et rendre le mouvement à reproduire réalisable. C'est le rôle des ARM, appelés aussi "motion cueing algorithms" et "washout algorithms".

Pour réaliser un compromis entre fidélité de restitution et respect des limites physiques de la plateforme, différentes stratégies de commande de plateformes ont été proposées. Elles s'articulent autour de trois principes, la restitution des mouvements transitoires, l'inclinaison de la plateforme pour les mouvements lents et le retour à la position neutre lorsque la vitesse du véhicule virtuel est constante. L'idée de base est de réaliser une séparation fréquentielle, par des filtres dédiés, des accélérations linéaires et des vitesses angulaires. Les différences entre les divers algorithmes résident dans la manière de synthétiser ces filtres et d'ajuster les paramètres correspondants.

D'un autre côté, comprendre le mécanisme de perception du mouvement offre des indices clés pour le rendu inertiel sur un simulateur de conduite. Chez l'homme, en plus de l'œil qui capte l'information visuelle, l'appareil vestibulaire est considéré

comme un ensemble de capteurs gravito-inertiel responsables de la mesure des différentes quantités du mouvement. Ces capteurs sont scindés en deux types : les capteurs d'accélération linéaires, les otolithes et les capteurs de vitesses angulaires, les canaux semi-circulaires. Néanmoins, le vestibule est incapable de détecter certains mouvements si le mouvement excitant est au-dessous de seuils de perception. D'autre part, des ambiguïtés peuvent apparaître dans l'interprétation du mouvement, autrement dit, dans la discrimination entre une translation linéaire et une rotation. Ces imperfections sont la base des algorithmes de restitution du mouvement (ARM) utilisés dans la simulation de conduite.

### 1.6.1. Système de perception du mouvement chez l'homme

Situé dans l'oreille interne, l'organe vestibulaire est le système sensoriel principal de la perception du mouvement et de l'orientation spatiale. Dans son ensemble, il est constitué d'une partie périphérique appelée "labyrinthe" qui abrite les récepteurs vestibulaires, et le nerf qui unit les récepteurs aux noyaux. Les récepteurs vestibulaires, comprenant les canaux semi-circulaires ainsi que les organes otolithiques (utricle et saccule). Le labyrinthe comporte à l'extérieur une partie osseuse dites "labyrinthe osseux", bordée à son intérieur par le labyrinthe membraneux. L'espace entre les deux parois est rempli d'un fluide nommé "périmpmphe", tandis que le labyrinthe membraneux est rempli d'endolymphe (Figure 1.14).

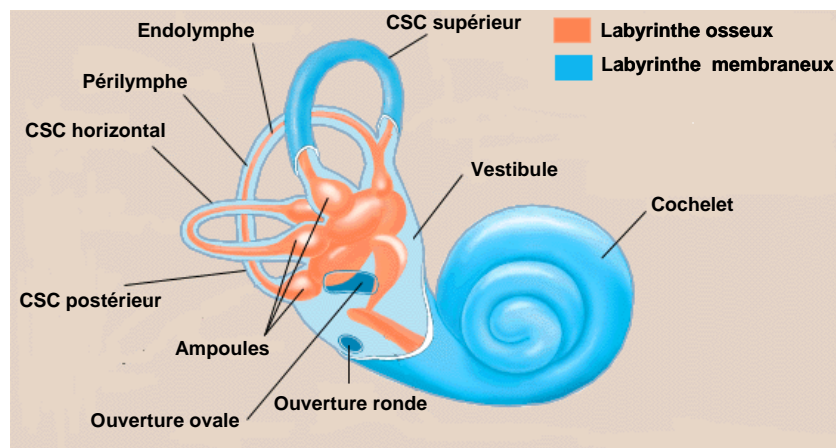


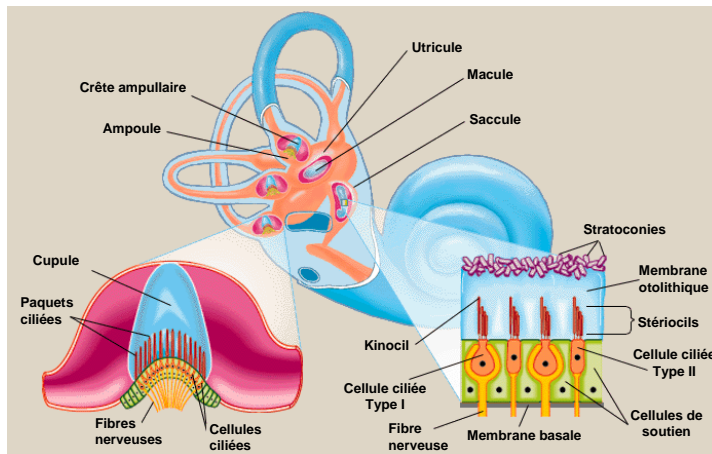
Figure 1.14. Physiologie du vestibule [?].

Les canaux semi-circulaires, osseux et membraneux, ont la forme d'anneaux elliptiques. Au nombre de trois, ils sont déposés selon les trois plans de l'espace, à savoir le

canal horizontal (appelé aussi latéral) et les deux canaux verticaux, antérieur (ou supérieur) et postérieur (ou inférieur). Chaque canal semi-circulaire membraneux prend naissance et se termine dans le sac utriculaire [?].

Les canaux semi-circulaires et les otolithes comportent chacun une zone réceptrice dite “épithélium sensoriel”, cette dernière permet la transformation d’un mouvement de la tête en un signal neuronal. L’épithélium sensoriel des canaux est appelé crête ampullaire et se situe dans un renflement du canal, nommée ampoule. La crête ampullaire, composée de cellules sensorielles et de cellules de soutien, est surmontée d’une membrane élastique gélatineuse dite cupule (Figure 1.15). Un mouvement de rotation entraîne un déplacement de l’endolymphe par rapport aux labyrinthe ce qui provoque une déformation de la cupule (Figure 1.16).

L’épithélium sensoriel du saccule et de l’utricule est appelé “macule”. De structure similaire à celle de la crête ampullaire, la macule est aussi constituée de cellules sensorielles et de cellules de soutien. Les cellules sensorielles sont surmontées d’une membrane gélatineuse appelée “stratoconiale ou otolithique”, qui comporte des particules cristallines, les “stratoconies ou otolithes”. Du fait de la présence de ces cristaux, la membrane otolithique a une densité supérieure à celle de l’endolymphe environnant. Donc, les forces linéaires qui agissent dans le plan de la macule provoquent un déplacement tangentiel de la membrane otolithique par rapport à l’épithélium sensoriel [?].



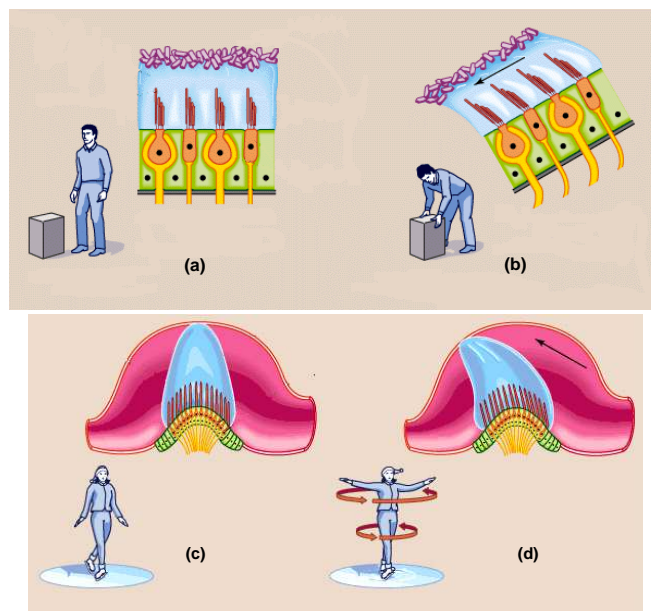
**Figure 1.15.** *Détail d’une ampoule des canaux semi-circulaire et de la macule otolithique [?].*

La partie des cellules sensorielles en contact avec l’endolymphe présente un grand nombre d’expansions : les “stériocils” et le “kinocil”. Le kinocil n’est pas directement responsable de la mécano-transduction. Cependant, solidaire de la cupule et relié aux stériocils adjacents, il provoque le déplacement de l’ensemble des stériocils quand



la cupule est déformée. Au repos, la cellule sensorielle présente une fréquence de décharge dite spontanée. Le déplacement des stérocils dans la direction du kinocil provoque une dépolarisation de la cellule sensorielle et donc une augmentation de cette fréquence, alors qu'un déplacement dans le sens inverse entraîne une hyperpolarisation et une diminution d'activité.

L'épithélium vestibulaire est composé de deux types de cellules sensorielles innervées par les neurones vestibulaires : les cellules de type I et celles de type II. Les terminaisons nerveuses des afférences des cellules de type I ont la forme de bouton, tandis que les cellules de type II sont étroitement et totalement enserrées dans un calice nerveux. Les deux types sont groupés en unités fonctionnelles dont les modalités d'afférentation diffèrent selon leur emplacement. Ces unités répondent d'une manière régulière ou irrégulière. Les unités en calice ont une fréquence de décharge irrégulière alors que les unités en bouton sont régulières. Pour cela, la dynamique des afférences vestibulaires reflète la dynamique du système cupule-endolymphe. C'est pourquoi il était intéressant de modéliser ces lois de déplacement, pour avoir une estimation des signaux vestibulaires transmis au système nerveux central pendant un mouvement de la tête [?].



**Figure 1.16.** Transduction du mouvement, (a) et (c) : l'état de repos, (b) otolithe sous un mouvement linéaire, (d) crête ampullaire soumise à un mouvement de rotation [?].

### 1.6.2. Description mathématique

La perception de mouvement est composée de trois phases successives. En premier lieu, le mouvement de cisaillement dû aux forces externes, ensuite, la transduction du mouvement mécanique en un signal électrique neuronal, enfin l'interprétation et la transformation de ce signal en une sensation [?]. Par conséquent, élaborer un modèle de perception consiste à décrire mathématiquement ces trois étapes (mécanique, transduction et cérébral). Toutefois, nous n'allons pas détailler tout ce processus, ce qui nous intéresse ici est le modèle des deux organes vestibulaires qui nous servira dans la prochaine section.

Une première approximation du modèle mécanique des canaux semi-circulaires consiste en un filtre passe-bas de deuxième ordre. Ce filtre reflète le comportement du cisaillement cupule-endolymphe qui est assimilé à un système pendule sur-amorti [?]. La fonction de transfert de ce filtre est donnée par la formule suivante :

$$\frac{\theta_e(s)}{\alpha(s)} = \frac{\tau_1 \tau_2}{(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \quad (1.1)$$

Où  $\alpha$  est l'accélération angulaire que la tête subit dans le plan du canal considéré,  $\theta_e$  est le déplacement angulaire de l'endolymphe par rapport à la tête et  $\tau_1, \tau_2$  sont deux constantes de temps avec  $\tau_1 \gg \tau_2$ . Ces deux constantes de temps sont directement liées au moment d'inertie de l'endolymphe et à l'élasticité de la cupule. [?] ont montré que la déflexion de la cupule  $\phi_c$  et l'accélération angulaire  $\theta_e$  sont proportionnellement liées par la relation  $\phi_c = -a\theta_e$ , où  $a$  est une constante. Ensuite, [?] ont rajouté un opérateur d'adaptation au modèle pendule pour mieux concorder avec les résultats expérimentaux. Ce modèle affiné est exprimé comme suit :

$$\frac{\phi_c(s)}{\alpha(s)} = K_{csc} \frac{\tau_a}{1 + \tau_a s} \frac{1}{(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \quad (1.2)$$

Où  $\tau_a$  est le coefficient d'adaptation et  $K_{csc} = a\tau_1\tau_2$ .

D'un point de vue transduction, le dernier modèle s'avère consistant pour décrire le mécanisme afférent. Les différents paramètres ont été mesurés à partir des expériences menées sur des singes appelés "Saïmiri" (squirrel monkey). Néanmoins, un terme d'avance a été suggéré pour affiner le modèle de la transduction neuronale de la manière suivante :

$$\frac{AFR(s)}{\alpha(s)} = K_{csc} \frac{\tau_a}{1 + \tau_a s} \frac{1 + \tau_L s}{(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \quad (1.3)$$

Enfin, fréquemment, les canaux semi-circulaires semblent avoir une dynamique passe-bande. Ils présentent une sensibilité élevée pour les vitesses de rotation comprises entre 0.2rd/s et 10 rd/s. Ils ont la même dynamique pour la perception de l'accélération angulaire mais avec une bande passante basse fréquence comprise entre 0.0047rd/s à 1.39rs/s. La perception du jerk, dérivé de l'accélération, aurait une dynamique passe-bas au delà de 1.81rd/s. Pour ces raisons, dans nos prochains développements, nous adoptons le modèle réduit des canaux semi-circulaire suivant :

$$\frac{\hat{\omega}(s)}{\omega(s)} = K_{csc} \frac{\tau_a s}{(1 + \tau_a s)(1 + \tau_1 s)} \quad (1.4)$$

où  $\hat{\omega}$  est la vitesse de rotation sentie,  $\omega$  est la vitesse de rotation de la tête.

La dynamique du système otolithique est assimilée à un système masse-ressort-amortisseur. Cette dynamique est modélisée par le filtre de deuxième ordre suivant :

$$\frac{\hat{v}(s)}{v(s)} = K_{oto} \frac{\tau_1 s}{(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \quad (1.5)$$

où  $\hat{v}$ ,  $v$  sont respectivement la vitesse linéaire sentie et stimulante.  $\tau_1$ ,  $\tau_2$  sont deux constantes de temps avec  $\tau_1 \gg \tau_2$ . [?][?] ont noté que ce modèle échoue dans la prédiction de la réponse des otolithes à des accélérations soutenues. Ils ont proposé une représentation révisée comme suit :

$$\frac{\hat{f}(s)}{f(s)} = K_{oto} \frac{\tau_L s + 1}{(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \quad (1.6)$$

où  $\hat{f}$ ,  $f$  sont respectivement la force spécifique sentie et stimulante. On rappelle que la force spécifique est la différence entre l'accélération linéaire et le vecteur de gravité  $f = a - g$ , puisque au repos, les organes otolithiques subissent l'accélération verticale de la gravité.

Modèle	Paramètres	Référence
Eq.1.4	$K_{csc} = 5.73$ $\tau_a = 80, \tau_1 = 5.73$	[?]
Eq.1.3	$K_{csc} = 3.44$ $\tau_a = 80, \tau_L = 0.049, \tau_1 = 5.7, \tau_2 = 0.003$	[?]
	$K_{csc} = 3.44$ $\tau_a = 80, \tau_L = 0.006, \tau_1 = 5.73, \tau_2 = 0.005$	[?]
Eq.1.6	$K_{oto} = 0.4$ $\tau_L = 13.2, \tau_1 = 5.33$ et $\tau_2 = 0.66$	[?]

**Tableau 1.1.** Identification des paramètres de la fonction de transfert des canaux semi-circulaires et otolithes

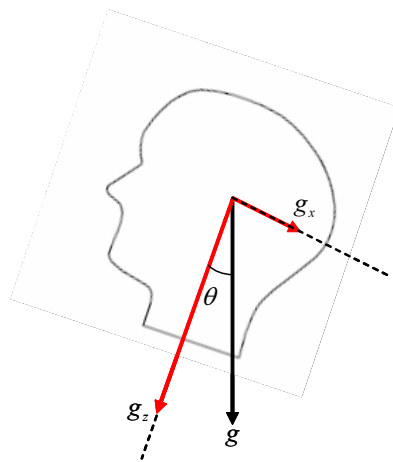
### 1.6.3. ARM : Description générale

Les limites de l'espace physique disponible sur les plateformes rendent la reproduction des mouvements réels irréalisable. Par exemple, un véhicule roulant à 72km/h nécessite une distance de 40m avec une décélération de 0.5g pour un arrêt total. Par conséquent, la question qui se pose est comment effectuer la restitution d'une accélération ou d'un freinage dans les limites des mouvements de la plateforme, voire même lorsque la plateforme ne possède pas de DdL dans cette direction. C'est le rôle des ARM, qui transforment des trajectoires réelles, telles qu'elles sont calculées par le modèle de véhicule virtuel, en trajectoires réalisables qui respectent les contraintes imposées par l'architecture mécanique et technique des simulateurs, tout en satisfaisant une validité perceptive.

En explorant la bibliographie spécialisée, nous avons constaté qu'il n'existe pas des solutions systématique à ce problème. La plupart des techniques abordées sont plutôt empiriques et se basent essentiellement sur des évaluations objectives et subjectives recueillies lors des expérimentations psychophysiques. Cependant, physiquement, ces algorithmes se basent sur la notion de séparation fréquentielle des accélérations linéaires et des vitesses angulaires, et profitent des imperfections des capteurs vestibulaires et du système nerveux central dans l'interprétation de certains mouvements pour leurrer le conducteur. Ainsi :

- Les composantes HF des accélérations dites transitoires, de faibles durées, sont reproduites directement par un mouvement linéaire de la plateforme.
- Les composantes BF dites lentes sont restituées en inclinant la cabine de la plateforme mobile pour récupérer une partie du vecteur de la gravité (Figure 1.17). Cette inclinaison sera interprétée comme une accélération linéaire si elle est inférieure au seuil de perception pour ne pas être détectée comme une rotation. Cette technique est communément connue sous le nom de "Tilt-coordination".

- Enfin, quand l'accélération est nulle, la vitesse constante correspondante est rendue par une simple projection visuelle. Durant cette phase, la plateforme mobile est ramenée à sa position neutre afin de disposer une nouvelle fois d'un espace de déplacement suffisant pour entamer un nouveau cycle d'accélération. Ce retour, connu dans la documentation sous le nom de "Washout", doit être réalisé avec une accélération d'amplitude inférieure au seuil de perception des organes otolithiques pour ne pas créer une fausse illusion et perdre la cohérence de la simulation de conduite.



**Figure 1.17.** Principe du tilt-coordination,  $g_x = g \sin \theta$ .

Pour la séparation fréquentielle, des filtres passe-haut et passe-bas sont utilisés. La plupart des approches proposées diffèrent principalement dans la forme et le schéma d'optimisation utilisé pour l'implémentation de ces filtres. Alors, on distingue :

- L'approche classique : les coefficients des différents filtres sont constants et fixés au début de la simulation de conduite.
- L'approche adaptative : permet d'adapter les paramètres des filtres par une minimisation temps-réel d'une fonction de coût traduisant le compromis entre la restitution des accélérations et le respect des contraintes mécaniques.
- L'approche optimale : dans la même philosophie, les filtres sont optimisés hors-ligne ou en temps-réel en minimisant un critère qui intègre directement les contraintes mécaniques et perceptives.

- D'autres approches sont développées et implémentées sur des simulateurs particuliers. La plus intéressante est la stratégie prédictive [?] qui permet de maximiser la restitution d'une trajectoire de référence donnée. Elle possède un schéma de supervision qui permet, à chaque fois que le simulateur atteint ses butées, de déclencher le retour au neutre (washout).

### ARM classique

La méthode classique a été proposée la première fois par [?] comme une approche de restitution du mouvement pour la plateforme Gough-Stewart de la NASA. Le principe est de séparer les mouvements du véhicule en deux parties distinctes : les mouvements lents (ou soutenus) et transitoires (ou instantanés).

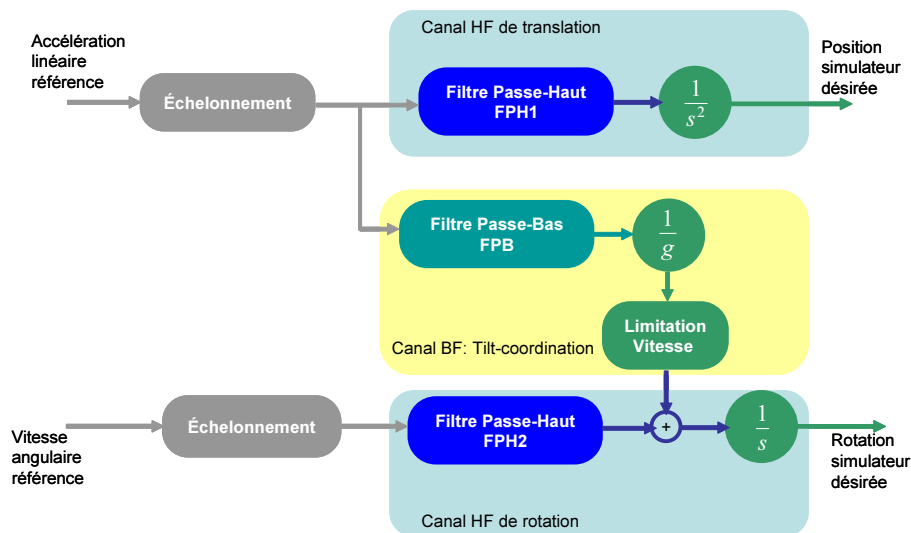


Figure 1.18. Algorithme classique.

D'après la figure 1.18, l'algorithme classique se résume comme suit :

- L'accélération linéaire, ainsi que la vitesse angulaire de référence subissent une réduction de leurs amplitudes par un facteur d'échelle. Cette modification peut se représenter comme une simple saturation ou un gain non-linéaire plus complexe. Cela permet de minimiser encore le déplacement linéaire et angulaire nécessaire pour reproduire une manœuvre de conduite donnée. Rappelons que le but est de créer une illusion d'accélération ou de freinage et que la poursuite à l'identique des mouvements réels n'est pas une exigence primordiale dans la simulation de conduite.

- L'accélération échelonnée est ensuite passée au travers d'un filtre passe-haut (FPH1) pour extraire la composante transitoire. Cette partie est directement intégrée pour calculer la position désirée à envoyer à la plateforme mécanique du simulateur. Nous appelons ce canal "Canal HF de translation"
- La composante soutenue obtenue par un filtrage passe-bas (FPB) est exploitée pour définir l'angle d'inclinaison de la plateforme par rapport au vecteur directeur de la gravité. Néanmoins, pour que cette rotation soit détectée comme une accélération linéaire, il est indispensable de l'effectuer de manière à respecter le seuil de perception des canaux semi-circulaires. Il est donc nécessaire de limiter sa vitesse et son amplitude. Nous désignons ce canal par "Canal BF du tilt-coordination"
- A l'instar du canal HF de translation, celui de rotation permet d'extraire la partie HF de la vitesse angulaire. Le signal résultant et celui obtenu par le canal tilt sont additionnés et intégrés pour définir la rotation désirée du simulateur.

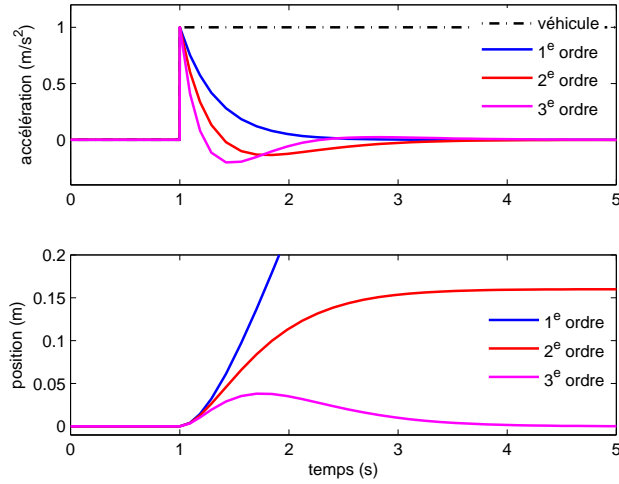
Le réglage des paramètres ainsi que la forme des différents filtres utilisés sont d'une importance cruciale, afin de garder une cohérence perceptive maximale, mais également pour réduire les retards résultants. En d'autres termes, la réponse fréquentielle de ces filtres doit être unitaire dans la bande passante, tandis que l'atténuation doit être infinie en dehors. Cependant, un tel filtre n'est pas réalisable car non causal, d'où la nécessité d'arbitrer divers compromis.

Le premier élément à spécifier est l'ordre du filtre passe-haut pour le canal de translation (également de rotation). Un filtre de deuxième ordre est nécessaire pour borner la position de référence en réponse à un signal d'accélération de type échelon, ce qui veut dire, qu'un troisième ordre est nécessaire pour réaliser un retour à la position neutre [?]. La figure 1.19 montre la réponse indicielle d'accélération et la position obtenues par des filtres de 1<sup>e</sup>, 2<sup>e</sup> et 3<sup>e</sup> ordre respectivement.

Par la suite, nous adoptons un filtre passe-haut de troisième ordre constitué de deux parties : filtrage et washout. Sa fonction de transfert est donnée par la formule suivante :

$$HPF(s) = \frac{a_s(s)}{a_v(s)} = K \underbrace{\frac{s^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}}_{\text{Filtrage}} \underbrace{\frac{s}{s + \omega_f}}_{\text{Washout}} \quad (1.7)$$

où  $a_v$ ,  $a_s$  sont respectivement l'accélération du véhicule réel et celle à reproduire sur le simulateur.  $K$ ,  $\omega_n$ ,  $\omega_f$  et  $\zeta$  sont des paramètres à ajuster. La figure 1.20 décrit



**Figure 1.19.** Réponses indicielles en accélération et position correspondante obtenues par un filtre de 1<sup>e</sup>, 2<sup>e</sup> et 3<sup>e</sup> ordre respectivement.

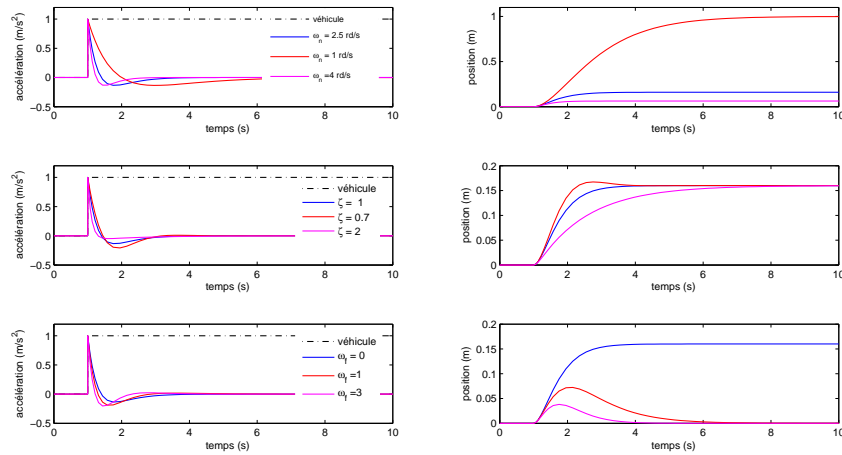
l'influence d'un de ces paramètres sur l'accélération linéaire restituée et la position de la plateforme mobile correspondante. Dans ce schéma, le profil de l'accélération longitudinale du véhicule simulé est prise comme étant un échelon. On parle donc d'une réponse au pire des cas. Lorsque la pulsation  $\omega_f$  est nulle, le filtre passe-haut HPF se réduit à une fonction de transfert du deuxième ordre :

$$HPF(s) = K \frac{s^2}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \quad (1.8)$$

Suivant le théorème des valeurs finales, ce filtre a pour effet de déplacer la plateforme asymptotiquement vers une position  $K A_{vm} / \omega_n^2$  lorsque l'accélération du véhicule  $a_v$  est un échelon d'amplitude  $A_{vm}$ . Par conséquent, augmenter la valeur de la pulsation  $\omega_n$  permet de réduire le déplacement linéaire nécessaire pour exécuter une manœuvre d'accélération. Ainsi, si  $P_m$  est le déplacement linéaire maximal disponible sur le simulateur, alors la pulsation  $\omega_n$  est donnée par une première approximation comme suit :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K A_{vm}}{P_m}} \quad (1.9)$$





**Figure 1.20.** Impact de paramètres ( $\omega_f$ ,  $\omega_n$  et  $\zeta$ ) du filtre passe-haut sur l'accélération et la position de la plateforme.

La réalisation d'un retour à la position neutre est effectué en introduisant la pulsation  $\omega_f$ . Comme le montre la dernière ligne de la figure, cette pulsation de coupure permet de régler l'amplitude maximale de l'accélération de retour à la position neutre et par la suite définir la rapidité du washout.

A partir de cette analyse, on peut donc résumer l'effet des paramètres du filtre passe-haut en trois points :

- La pulsation  $\omega_n$  réalise un compromis entre la fidélité de la restitution d'accélération et le respect des contraintes mécaniques en déplacement linéaire.
- Le coefficient d'amortissement  $\zeta$  permet de diminuer le dépassement du filtrage (la partie négative de l'accélération filtrée), et ainsi d'éviter une incohérence de la simulation.
- L'introduction de la pulsation  $\omega_f$  est nécessaire pour un retour à la position neutre de la plateforme mobile. Ainsi, cette pulsation réalise un compromis entre le respect des contraintes perceptives et la rapidité du washout.

Enfin, le tilt-coordination ou l'inclinaison de la plateforme est mis en œuvre en profitant d'une ambiguïté sensorielle propre au système nerveux central. En effet, certains signaux vestibulaires ne seront pas d'amplitude suffisante pour discriminer une

translation d'une rotation. Par conséquent, dans les simulateurs de conduite, le tilt-coordination est utilisé pour restituer une partie de l'accélération continue, c'est-à-dire, le conducteur est incliné, par rapport au plan horizontal mais avec une vitesse de rotation inférieure au seuil de détection des canaux semi-circulaires. Toutefois, l'environnement visuel doit suivre cette inclinaison de manière à ce que l'horizon de la scène visuelle reste cohérent avec ce mouvement et ne déstabilise pas les sujets [?]. En respectant ces exigences, les otolithes sont stimulés par une accélération d'amplitude  $g \sin \theta$  où  $\theta$  est l'angle d'inclinaison de la cabine du conducteur. Techniquement, le filtre passe-bas utilisé peut être du premier ou de deuxième ordre pour lesquels les différents paramètres sont réglés de manière à réaliser un compromis entre les contraintes physiques d'inclinaison et le maintien de la vitesse de rotation en dessous du seuil de détection.

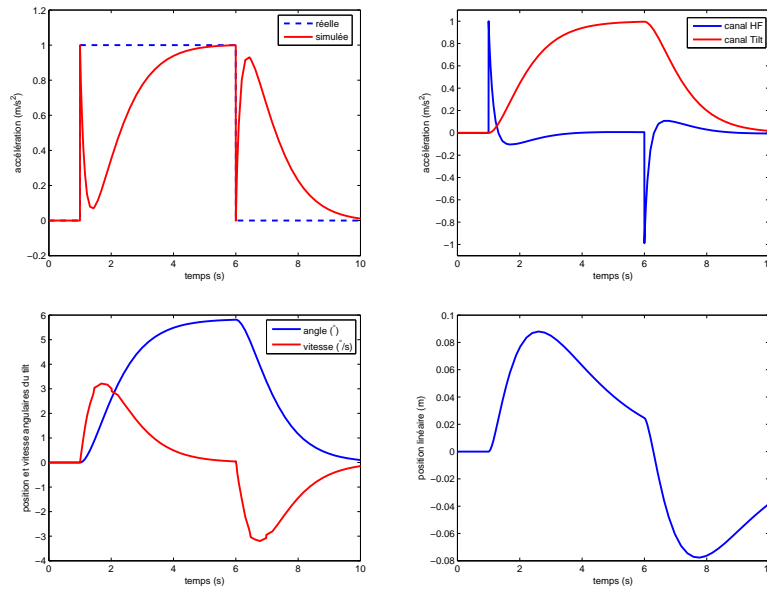
La figure 1.21 montre l'efficacité de cette technique classique dans la restitution d'un créneau d'accélération d'amplitude unité et d'une durée de 5 secondes. Les remarques suivantes sont à noter :

- Une bonne partie de l'accélération est reproduite, cependant, la principale difficulté réside dans la rapidité de cette restitution au début de l'accélération (onset) et la minimisation des faux mouvements quand l'accélération s'annule. Cela constitue le défaut majeur de l'utilisation de filtres linéaires.
- Cet algorithme respecte bien les exigences en terme de déplacement linéaire et angulaire. De plus, la vitesse de rotation du tilt-coordination n'est pas détectable. Ainsi,  $6^\circ$  sont nécessaires pour simuler une accélération linéaire de  $1m/s$ . On peut conclure que pour des mouvements d'amplitude plus importante, le respect des limites perceptives n'est plus garanti.

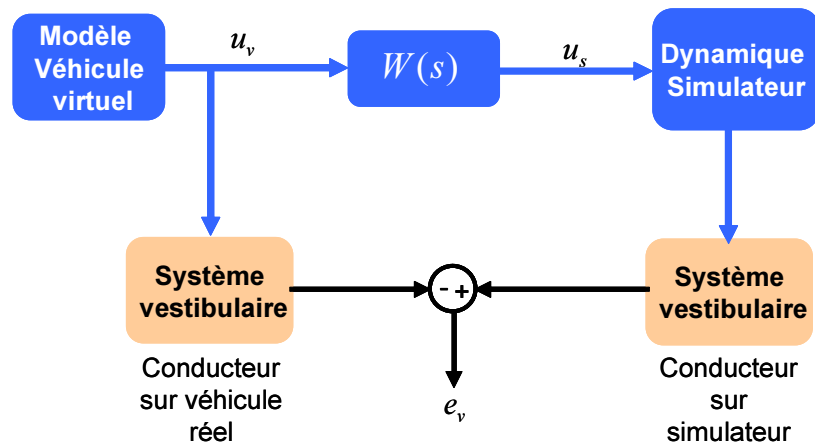
Cependant, certaines questions persistent lors de l'utilisation de cette technique. Comment peut-on reproduire des manœuvres rapides sachant qu'il faudrait s'incliner avec une vitesse relativement faible pour ne pas éveiller les canaux semi-circulaires ? Comment surpasser le réglage au pire-cas, et exploiter les pleines performances de la plateforme mécanique ? Des réponses sont apportées par l'utilisation de méthodes optimales et adaptatives, qui seront discutées dans la prochaine section.

#### *Algorithme optimal*

Initiée par Sivan et poursuivie par Ish-shalom en 1982 [?], elle fut adaptée plusieurs fois pour être implémentée sur le simulateur de la NASA Langley ainsi que pour le simulateur de l'université de Delft [?] [?]. Elle intègre explicitement des modèles linéaires de la perception vestibulaire et de la cinématique de la plateforme. L'idée clé consiste à déterminer, hors ligne, une fonction de transfert  $\mathcal{W}(s)$  optimale qui lie les états d'entrées désirés du simulateur avec ceux du véhicule réel.



**Figure 1.21.** Restitution d'un créneau d'accélération utilisant l'algorithme classique avec tilt-coordination. Filtre passe-haut de 3<sup>e</sup> ordre ( $K = 1$ ,  $\omega_n = 2\text{rad/s}$ ,  $\omega_f = 0.8\text{rad/s}$ ,  $\zeta_n = 2$ ) et filtre passe-bas de 2<sup>e</sup> ordre ( $K = 1$ ,  $\omega_n = 1\text{rad/s}$ ,  $\zeta_n = 1$ ).



**Figure 1.22.** Schéma de l'algorithme optimal.

D'après la figure 1.22, cette fonction de transfert est calculée, utilisant une technique relevante de domaine du contrôle optimal, en minimisant l'erreur sensitive  $\mathbf{e}_v$  entre, d'une part, la réponse du système vestibulaire pour des trajectoires du véhicule réel et, d'autre part, celle des trajectoires réalisées par la plateforme du simulateur, donc :

$$\mathbf{e}_v = \mathcal{H}_v(\mathbf{u}_s - \mathbf{u}_v) \quad (1.10)$$

où  $\mathcal{H}_v$  est le modèle linéaire vestibulaire qui représente la dynamique des otolithes et des canaux semi-circulaire.  $\mathbf{u}_s$ ,  $\mathbf{u}_v$  sont respectivement les états d'entrées du simulateur et du véhicule. Ces états consistent en un vecteur  $\mathbf{u} = [\dot{\theta}, a]^T$  composé des consignes de la vitesse de rotation et de l'accélération linéaire. Néanmoins, comme cette approche est hors-ligne, les deux entrées véhicule  $\mathbf{u}_v$  sont prises comme le filtrage passe-bas d'un bruit blanc  $w(t)$ , dont la représentation d'état est donnée par :

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_n &= \mathcal{A}_n \mathbf{x}_n - \mathbf{B}_n w \\ \mathbf{u}_v &= \mathbf{x}_n \end{aligned} \quad (1.11)$$

La réponse de la plateforme du simulateur est exprimée par un modèle linéaire cinématique :

$$\dot{\mathbf{x}}_d = \mathcal{A}_d \mathbf{x}_d - \mathcal{B}_d \mathbf{u}_s \quad (1.12)$$

L'approche de commande optimale consiste à déterminer le vecteur d'états du simulateur  $\mathbf{u}_s$  en fonction de celui du véhicule  $\mathbf{u}_v$  et qui minimise l'espérance mathématique d'un critère quadratique exprimé par :

$$J = E \left\{ \int_0^\infty (\mathbf{e}_v^T \mathcal{Q} \mathbf{e}_v + \mathbf{x}_d^T \mathcal{R}_d \mathbf{x}_d + \mathbf{u}_s^T \mathcal{R} \mathbf{u}_s) dt \right\} \quad (1.13)$$

avec  $\mathcal{Q}$ ,  $\mathcal{R}_d$  et  $\mathcal{R}$  des matrices symétriques définies positives. Le premier terme minimise l'erreur de perception, le deuxième veille sur le respect des contraintes mécaniques et le dernier terme permet de limiter l'amplitude de l'accélération et de la vitesse de rotation.

Enfin, le résultat de cette optimisation permet de déduire une matrice  $\mathcal{W}(s)$  de fonctions de transfert d'ordre élevé, où :

$$\mathbf{u}_s = \mathcal{W}(s)\mathbf{u}_v \quad (1.14)$$

Le grand nombre de paramètres à ajuster rend le réglage plus compliqué par rapport à l'approche classique. De plus, les contraintes cinématiques et perceptives sont implicitement représentées par des matrices de pondération ( $\mathcal{Q}$ ,  $\mathcal{R}_d$  et  $\mathcal{R}$ ) dont le choix se fait toujours par essai-erreur.

Par la suite, [?] dans leurs travaux proposent des affinements de cette technique pour renforcer l'action correctrice du critère à minimiser afin d'obtenir de meilleures performances. Pour cela, la fonction originale de coût est pondérée par un terme supplémentaire  $e^{2\alpha t}$  dit de Moore [?], où  $\alpha$  est un coefficient scalaire strictement positif qui représente le degré minimum de stabilité du système en boucle fermée.

#### *Algorithme adaptatif*

Cet algorithme fut développé pour la première fois par Parrish [?] pour une implémentation sur le simulateur de vol situé au centre de recherche à Langley. Cette méthode se base sur le "canal HF de translation" et celui du tilt-coordination. Cette approche peut être interprétée comme une stratégie classique dont les paramètres sont adaptés en temps-réel par une méthode d'optimisation qui relève de la théorie du contrôle adaptatif. L'objectif, est de développer des filtres non-linéaires pour réaliser le maximum de retour inertiel dans un minimum d'espace de travail. Néanmoins, dans sa version originale, aucun modèle de perception n'a été intégré dans le développement des équations.

Les filtres utilisés pour calculer les consignes de déplacement et de rotation sont exprimés par :

$$\begin{aligned} a_s &= p_1(a_v - g\theta_s) - d\dot{x} - ex \\ \dot{\theta} &= p_2(a_v - g\theta_s) + p_3\dot{\theta}_v \end{aligned} \quad (1.15)$$

où  $a_s$ ,  $\theta_s$ ,  $\dot{x}$  et  $x$  sont respectivement l'accélération, la vitesse de rotation, la vitesse linéaire et le déplacement de la plateforme du simulateur.  $a_v$ ,  $\theta_v$  sont celles du véhicule réel.  $d$ ,  $e$  sont des constantes et  $p_i$  ( $i = 1..3$ ) les paramètres à adapter minimisant un critère quadratique :

$$J = \frac{1}{2} \left\{ [(a_v - g\theta_s) - a_s]^2 + w_\theta(\dot{\theta}_v - \dot{\theta}_s)^2 + w_x x^2 + w_v \dot{x}^2 \right\} \quad (1.16)$$

où  $w_\theta$ ,  $w_x$  et  $w_v$  sont des coefficients réels positifs de pondération. Ils traduisent le compromis entre la reproduction des trajectoires réelles et le respect des contraintes cinématiques de la plateforme. La résolution de cette optimisation adaptative est effectuée par une méthode de descente par gradient, comme suit :

$$\dot{p}_i = -\gamma_i \frac{\partial J}{\partial p_i} \quad (1.17)$$

Où  $\gamma_i$  est le pas d'adaptation. Il joue un rôle principal dans la stabilité de l'algorithme. Une augmentation de ce pas entraîne des oscillations qui correspondent à des variations rapides des paramètres adaptatifs dans l'accélération filtrée. [?] propose dans son rapport de saturer les gains autour de leurs valeurs nominales  $p_{i,0}$  en les intégrant directement dans la fonction de coût à minimiser, comme suit :

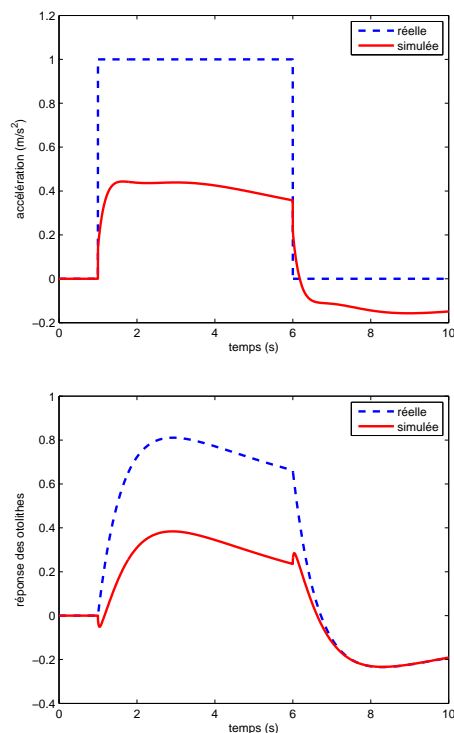
$$J = \frac{1}{2} \left\{ [(a_v - g\theta_s) - a_s]^2 + w_\theta(\dot{\theta}_v - \dot{\theta}_s)^2 + w_x x^2 + w_v \dot{x}^2 + \sum_i w_{p,i} (p_i - p_{i,0})^2 \right\} \quad (1.18)$$

#### *Discussion sur les ARM*

L'ajustement des paramètres des ARM, généralement effectué par une méthode de type essai-erreur, est loin d'être une tâche facile. Plusieurs approches ont été proposées pour valider le choix de ces paramètres. On trouve par exemple la comparaison de la réponse des filtres vestibulaires entre un conducteur sur simulateur et celui sur un véhicule réel. Néanmoins, ces filtres ont été originellement développés pour les simulateurs de vols. L'utilisation directe de ces derniers dans le cadre de la simulation de conduite véhicule automobiles et deux-roues montre quelques incompatibilités. En effet, [?] montrent l'insuffisance de la composante haute-fréquence des modèles vestibulaires usuels.

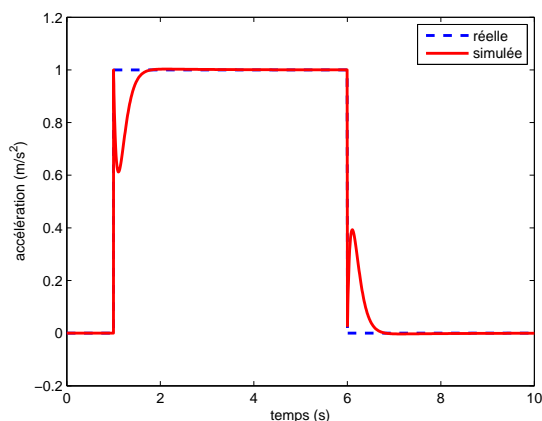
Le manque de compréhension de la perception du mouvement sur simulateur chez l'homme rend difficile l'optimisation a priori des coefficients de filtrage pour une meilleure restitution du mouvement. La solution actuelle, complètement subjective, consiste en une technique d'essai-erreur. Le remplacement du réglage subjectif par

une procédure d'optimisation mathématique serait évidemment bénéfique. Les tentatives antérieures d'optimisation mathématique des filtres washout ont eu un succès limité. De plus, pour prédire la perception du mouvement, des modèles mathématiques du système vestibulaire ainsi que des modèles d'intégration et d'interprétation sont nécessaires. Etant donné ces ambiguïtés, il n'est pas surprenant de constater que tous les algorithmes de restitution du mouvement déjà développés ne prennent en considération que le système vestibulaire.



**Figure 1.23.** Restitution d'un créneau d'accélération utilisant l'algorithme optimal.

Le réglage des paramètres de l'approche classique, basé sur des filtres linéaires, s'effectue suivant le profil d'accélération du véhicule considéré et par une méthode heuristique d'essai-erreur. Ainsi, pour garantir le respect des contraintes mécaniques de la plateforme, une consigne d'accélération de type échelon est généralement retenue. Les filtres classiques sont donc ajustés au "pire-cas". Cependant, cet algorithme présente un inconvénient majeur. Etant basé sur des filtres fréquentiels linéaires, l'accélération longitudinale de la plateforme réagit aux variations d'accélération du véhicule en provoquant un conflit sensoriel.



**Figure 1.24.** Restitution d'un créneau d'accélération utilisant l'algorithme adaptatif.

L'algorithme adaptatif s'inspire de l'algorithme classique où les différents paramètres sont adaptés en temps-réel. L'avantage de cette approche est que les coefficients des divers filtres sont ajustés pour une situation de conduite spécifique au lieu d'un réglage au pire-cas, néanmoins, la phase de réglage s'effectue toujours par essai-erreur. D'un autre côté, l'inconvénient principal est que cette stratégie ne garantit pas le respect des seuils de perception puisque l'objectif principal est de maximiser les performances physiques pour reproduire une accélération donnée.

Enfin, l'algorithme optimal détermine des filtres fréquentiels d'ordre supérieur. Le réglage des différents paramètres est plus compliqué puisque il y a plus de coefficients à ajuster qui sont implicitement liés aux contraintes physiques et perceptives. L'avantage de cette approche est qu'elle intègre explicitement un modèle vestibulaire et cinématique de la plateforme. En contre partie, l'inconvénient notable est que ces filtres sont optimisés pour une famille de trajectoires statistiques, donc, lorsque l'accélération en simulation diffère de celle retenue, l'optimalité n'est plus assurée.

D'un point de vue performance, la stratégie adaptative semble plus performante pour la minimisation des faux mouvements. De plus, l'accélération produite par le canal tilt-coordination est plus rapide. Elle nécessite un minimum de déplacement linéaire pour une meilleure restitution. Cependant, cette technique ne respecte pas les limites perceptives, essentiellement pour le canal de rotation.

Pour l'algorithme optimal, la réponse des otolithes est plus nette et les seuils de perception sont bien respectés, ce qui est logique puisqu'un modèle du système vestibulaire est directement intégré dans le développement des équations. Cependant, cette



méthode conduit à un déplacement linéaire beaucoup plus important pour des performances inférieures à celles obtenues avec la formulation adaptative.

Enfin, l'algorithme classique semble réaliser un bon compromis entre les deux approches précédentes. Une mise en œuvre simple et l'ajustement des paramètres est explicite, il n'est pas étonnant de le voir adopté par la plupart des simulateurs existants [?]. De plus, divers artifices [?] ont été développés pour minimiser les fausses restitutions (backlash) générées par la linéarité des filtres passe-haut, ce qui rend cette technique beaucoup plus attractive surtout pour des organismes exploitants non spécialistes.

### **1.7. Evolution des simulateurs : de l'automobile à la moto**

Tandis que d'énormes moyens ont été investis pour améliorer le confort et la sécurité des conducteurs de véhicules automobiles, ceux des deux-roues n'ont fait longtemps l'objet que d'une priorité secondaire. Durant les dernières années, la sensibilisation publique et les défis écologiques ont forcé les gouvernements à réagir.

En effet, après les flambées des prix du carburant et la congestion du trafic, en particulier dans les grandes agglomérations, le parc des véhicules deux-roues est en croissance régulière. Pour toutes ces raisons, les instituts de recherche s'efforcent à apporter des réponses adaptées au problème de la sécurité des motocyclistes en développant des travaux sur le comportement des motards, dont le risque d'accident mortel est beaucoup plus élevé que celui des autres automobilistes.

La bibliographie des simulateurs de véhicule deux-roues est pauvre comparée à celle des véhicules automobiles. Les principaux travaux ont été effectués par des institutions industrielles japonaises et italiennes, les leaders mondiaux dans le domaine des véhicules deux-roues.

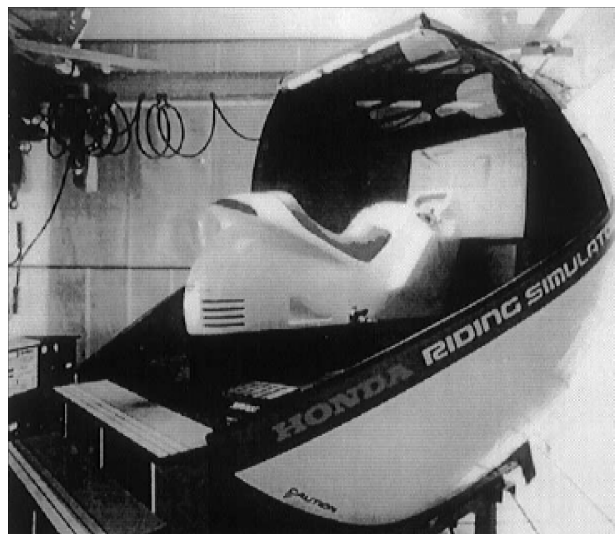
#### **1.7.1. Simulateurs Honda**

Pour Honda, les deux objectifs du développement d'un simulateur moto sont :

- Etudier la manœuvrabilité sur un simulateur de conduite.
- Etudier la faisabilité de la formation pour assurer la sécurité des sujets.

Le premier prototype a été conçu en 1988 pour tester la faisabilité de la simulation de conduite à reproduire des manœuvres de base pour la formation des motards (Figure 1.25). La plateforme mobile présente 5DdL actionnés (roulis, lacet, tangage, latéral

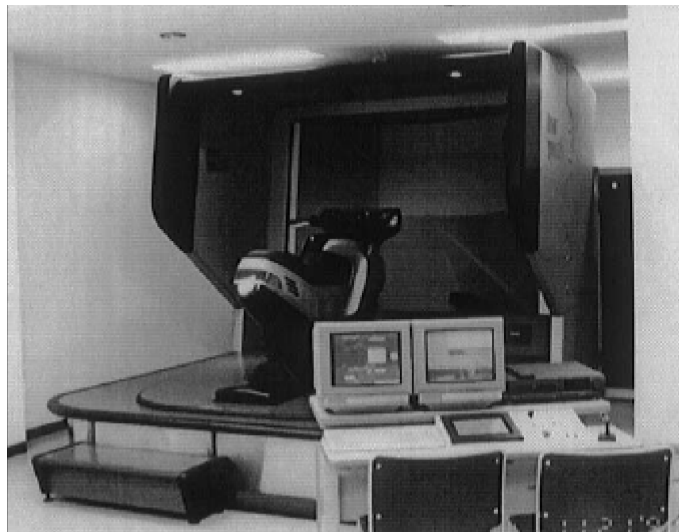
et rotation du guidon). Un mécanisme en berceau a été développé pour simuler la sensation d'accélération continue. Un modèle dynamique linéarisé à 4DdL est utilisé pour la simulation du comportement dynamique de la moto. Toutefois, il a été constaté que le conducteur ne peut contrôler le simulateur durant la prise d'un virage à cause de l'absence de la force centrifuge, et donc, l'accélération latérale est différente de celle expérimentée dans une conduite réelle. Précisément, sur le simulateur, le conducteur présentait une tendance à conduire le simulateur comme un véhicule automobile. La notion de contre-braquage expérimentée dans une conduite réelle a été négligée ce qui rend le simulateur parfois incontrôlable [?, ?].



**Figure 1.25.** Simulateur de Honda : Prototype 1 - Japon.

A partir de ces constats, un deuxième prototype est développé (Figure 1.26). Le principal objectif de cette deuxième génération est la formation dans un environnement sécurisé pour diverses situations de trafic urbain. Par conséquent, la contrôlabilité du simulateur était primordiale qu'une simple reproduction des caractéristiques dynamiques du véhicule deux-roues virtuel. Il était important que les sujets puissent facilement manipuler le simulateur deux-roues et surpasser les problèmes constatés sur le premier prototype. "Facile à manipuler" signifie que le sujet peut facilement tourner dans la direction désirée sur le simulateur, donc, il faudrait examiner le comportement des conducteurs dans des situations de conduite réelles. Le modèle de véhicule virtuel a été entièrement repensé en se basant sur des descriptions comportementales où les différents paramètres sont ajustés à partir des expérimentations réelles réalisées sur différents circuits et pour diverses manœuvres. L'architecture de la plateforme a été complètement modifiée. Le système de berceau a été supprimé et seuls 3DdL ont été conservés : un tangage de  $\pm 10^\circ$ , un roulis de  $\pm 15^\circ$  et une direction de guidon

de  $\pm 30^\circ$ . Ce prototype a ensuite été installé au centre d'éducation de trafic à Suzuka depuis 1991 pour vérifier l'efficacité et la faisabilité de ce simulateur comme un outil de formation agréé. Cette version fut commercialisée en 1996, appuyée par une législation japonaise obligeant tout candidat à effectuer un certain nombre d'heures de conduite sur simulateur avant de voir l'attribution de sa licence [?].



**Figure 1.26.** *Simulateur de Honda : Prototype 2 - Japon.*

Enfin, Honda commercialise son simulateur "*low-cost*" de conduite deux-roues : le Honda Riding Trainer (Figure 1.27). Il se situe dans la droite ligne de la stratégie Honda, fervent partisan du "Total Control" depuis le début des années 90. Physiquement, il est composé d'un châssis tubulaire, d'une selle, d'un guidon, de pédaaliers de commandes et d'un sélecteur de vitesse. Le tout est relié à un ordinateur où est installé le logiciel de simulation. La mission première de cet outil pédagogique est d'initier le pilote à la conduite d'un deux-roues motorisé dans un environnement déterminé tout en bénéficiant d'un contexte de sécurité absolue. Le pilote s'engage sur un parcours qu'il aura choisi, écoute les recommandations de l'ordinateur et circule à travers un environnement virtuel. Après un premier passage, l'élève reçoit un bilan établi par le logiciel qui pointe les erreurs de conduite et commente les incidents ou accidents graves. Il s'adresse tout d'abord aux motos écoles, aux formateurs professionnels qui peuvent l'acquérir à un prix de lancement d'environ 3000 euros.



**Figure 1.27.** *Le simulateur Honda Riding Trainer à base fixe.*

### **1.7.2. Simulateur de l'université de Tokyo**

Ce simulateur est basé sur une architecture parallèle Gough-Stewart à 6DdL (Figure 1.28). L'avantage premier de ce type de plateforme est la possibilité de choisir un centre de rotation instantané défini par la combinaison des six mouvements spatiaux. Cette propriété est très importante dans la simulation de conduite car la position des différents axes de rotation de tangage, roulis et lacet affecte directement la qualité de la restitution de l'accélération et permet de réduire les mouvements indésirables dus au couplage entre les différents degrés de liberté.

Un casque virtuel est utilisé comme base de la projection visuelle, il est équipé d'un capteur qui permet de mesurer la position spatiale de la tête du conducteur afin de corriger l'environnement virtuel vis à vis de la posture mesurée [?].

### **1.7.3. Simulateur Moris**

Ce simulateur est né d'une collaboration entre le laboratoire PERCRO et le fabricant de véhicules deux-roues Piaggio. Désigné comme un outil de prototypage rapide, il se base sur une plateforme parallèle type Gough-Stewart à 6DdL hydrauliquement actionnés plus la rotation du guidon [?]. Un châssis original de scooter réel (Piaggio 175) est fixé à la plateforme mobile (Figure 1.29). Les principales commandes sont instrumentées, et un moteur a été ajouté afin de reproduire les vibrations du moteur.



**Figure 1.28.** *Simulateur de l'université de Tokyo - Japon.*

Un rendu d'effort passif sur les différents pédaaliers est réalisé par de simples systèmes poulie-ressort. Le guidon est mené d'un servomoteur type Brushless offrant un couple max de 15N.m pour le retour d'effort. L'architecture informatique est organisée autour de plusieurs modules communicant via un bus optique (FDDI) et un bus ISA. Un système informatique à base de VxWorks est implémenté pour la synchronisation et l'exécution temps-réel des différents modules.

#### **1.7.4. *Simulateur SafeBike***

Développé au Département d'Ingénierie Mécanique à l'université de Padoue, il consiste en une plateforme mobile à 5DdL [?] (roulis, tangage, lacet, latéral et direction guidon). La structure mécanique consiste en une cage cubique qui soutient le mouvement de châssis au moyen de quatre câbles d'acier suspendus (Figure 1.30). Cette solution est supposée réduire les forces de frottement et permettre une distribution équitable des forces de la gravité sur les différents câbles et par conséquent, réduire le couple d'actionnement des moteurs. Le châssis principal du simulateur possède 2DdL par rapport à la cage, à savoir, un déplacement latéral et une rotation du lacet. Un système berceau est fixé au châssis permettant une rotation de roulis. La selle est montée sur l'axe de rotation de berceau avec un autre degré de liberté, qui correspond au tangage.

L'instrumentation est composée d'une jauge de déformation pour la mesure du couple guidon et de trois potentiomètres qui mesurent l'angle d'ouverture des gaz et



**Figure 1.29.** *Simulateur MORIS du laboratoire Percro - Italie.*

les deux poignées de frein (pas d'embrayage vu l'utilisation d'une boîte de vitesse automatique). La position du conducteur n'est pas prise en compte, car elle a été estimée d'un effet plus faible que celui du couple de direction. La gestion des signaux de commande et d'actionnement moteurs est régit par un PC équipé de cartes d'acquisitions type DAQ de National Instrument. La dynamique de la moto virtuelle est basée sur une formulation multi-corps à 11DdL, augmentée d'une représentation avancée de l'interaction pneu-chaussée [?]. L'actionnement de la plateforme mobile est réalisé par des servomoteurs électriques type Brushless couplés à des transmissions à vis-à-billes, tandis qu'un moteur à courant continu est dédié au retour d'effort sur le guidon.

#### **1.7.5. Simulateur Vélo - Kaist**

Le simulateur Kaist est situé à l'Institut des Sciences et Technologies Avancées en Corée. La génération du mouvement est assurée par une plateforme de Stewart électrique à 6DLL (Figure 1.31), sur laquelle un châssis de vélo est fixé [?]. Deux dispositifs sont mis en œuvre pour un rendu d'effort sur le guidon et sur les pédales. Le premier se représente comme un moteur à courant continu dont l'arbre est directement connecté à un système à base de fluide magnéto-rhéologique. Ce dernier, étant connecté à son tour au guidon, permet la transmission du couple entre le guidon et le moteur, et d'un autre côté d'offrir, en plus d'un retour d'effort actif, un deuxième passif. Le deuxième dispositif concerne le système des pédales. Il a pour objectif de créer les forces résistantes dues à la résistance de l'air, l'adhérence de la chaussée et aux forces de gravité générées par l'inclinaison de la route [?]. Par conséquent, un moteur



**Figure 1.30.** *Simulateur de l'université de Padoue - Italie.*

à courant alternatif, une roue et un frein magnéto-rhéologique sont montés en série pour générer l'accélération et les forces de résistance nécessaire pour une conduite plus réaliste.



**Figure 1.31.** *Simulateur du véhicule deux-roues non motorisé - Corée.*

Simulateur	Type	Architecture	DdL	Mouvement
Volvo, INRETS	automobile	fixe	aucun	aucun
VTI	automobile	série	3	$y, \varphi, \theta$
Chalmers	automobile	Stewart	6	$x, y, z, \varphi, \theta, \psi$
Renault	automobile	Stewart	6	$x, y, z, \varphi, \theta, \psi$
VIRTTEX	automobile	Stewart	6	$x, y, z, \varphi, \theta, \psi$
Ultimate	automobile	hybride	7	$Y, x, y, z, \varphi, \theta, \psi$
Daimler-Chrysler	automobile	hybride	8	$X, Y, x, y, z, \varphi, \theta, \psi$
NADS	automobile	hybride	8	$X, Y, x, y, z, \varphi, \theta, \psi$
Toyota	automobile	hybride	8	$X, Y, x, y, z, \varphi, \theta, \psi$
Honda 1	moto	série	5	$y, \varphi, \theta, \psi, \delta$
Honda 2	moto	parallèle	3	$\varphi, \theta, \delta$
Univ Tokyo	moto	Stewart	7	$x, y, z, \varphi, \theta, \psi, \delta$
MORIS	scooter	Stewart	7	$x, y, z, \varphi, \theta, \psi, \delta$
FastBike	moto compétition	série	5	$y, \varphi, \theta, \psi, \delta$
Kaist	vélo	Stewart	7	$x, y, z, \varphi, \theta, \psi, \delta$

**Tableau 1.2.** Tableau récapitulatif des simulateurs auto et moto. Déplacements :  $x$  (longitudinal),  $y$  (latéral),  $z$  (vertical). Rotations :  $\varphi$  (roulis),  $\theta$  (tangage),  $\psi$  (lacet),  $\delta$  (direction guidon)

### 1.7.6. Discussion

Dans ce premier chapitre, nous avons dressé un état de l'art de certains simulateurs existants ainsi que leur domaines d'applications. Il est évident que le champs de la simulation de conduite automobile est beaucoup plus riche avec des simulateurs dotés des dernières technologies. Donc, nous pouvons remarquer les moyens et les investissements énormes mise à profil, essentiellement par les constructeurs automobiles, dans la conception de plateformes de plus en plus gigantesques. De l'autre côté, on recense aujourd'hui seulement quelques simulateurs destinés à la simulation de conduite de véhicules deux-roues avec des architectures mécaniques simplifiées. Dans la majorité des cas, l'utilisation d'un robot parallèle de type hexapode s'est imposée comme un standard (MORIS, Kaist, etc.).

D'un point de vue cinématique, le mouvement longitudinal s'est avéré crucial dans la simulation de conduite des véhicules automobiles. Le déplacement latéral, quant à lui, a pour vocation soit pour simuler des manœuvres de changement de voie (simulateurs automobiles) soit pour compenser quelques mouvements indésirables générés par la plateforme (comme dans le cas du simulateur SafeBike). D'après le tableau (1.1), il est claire que la dynamique latérale est le premier souci dans la simulation de conduite des deux-roues, et constitue la différence majeure avec les véhicules automobiles.



# Dynamique des véhicules deux-roues

Conduire un véhicule deux-roues est loin d'être aussi simple et intuitif que de conduire une automobile. Les accélérations qui entrent en jeu, l'aspect instable du véhicule, les effets centrifuges et aérodynamiques qui tendent à solliciter plus fortement le conducteur sont, entre autres, autant de points qui font de la conduite d'un deux-roues un exercice bien particulier.

Le présent chapitre vise à caractériser la cinématique et la dynamique d'un véhicule deux-roues en comparaison avec celle du véhicule automobile. Cette caractérisation est essentielle afin d'identifier des indices pertinents aidant le choix de l'architecture mécanique du simulateur moto et des commandes appropriées.

### 2.1. Aspect de modélisation

La Modélisation a pour objectif de reproduire le comportement désiré d'un système quelconque. Dans le présent contexte, il s'agit de trouver une représentation mathématique décrivant la dynamique du véhicule considéré. Dans l'étude des systèmes mécaniques, la modélisation et la résolution des équations associées sont des étapes indispensables dans la phase d'étude.

Modéliser nécessite, tout d'abord, une description appropriée du système à étudier. Ici, un véhicule routier constitue un système complexe et rapide, composé d'un certain nombre de sous-systèmes ayant des caractéristiques particulières :

- La présence d'organes de liaison (suspension, direction, etc.) génèrent des couplages entre les divers mouvements,

- L'environnement de conduite est source de perturbations externes de nature aléatoire,
- L'interface roue-sol est complexe et certaines grandeurs sont difficilement quantifiables,
- L'interaction homme-véhicule est susceptible d'affecter les propriétés intrinsèques du système et de changer son comportement dynamique.

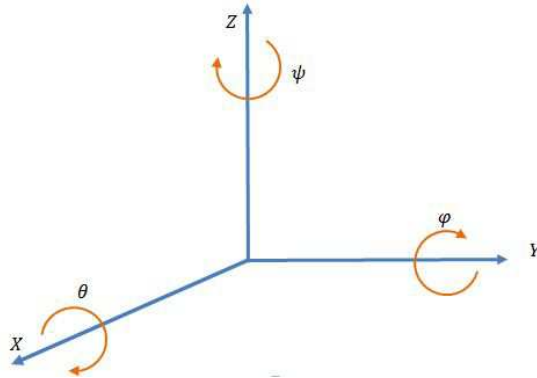
Pour surpasser ces difficultés, des suppositions simplificatrices sont formulées comme le découplage des mouvements et la linéarisation autour d'un point de fonctionnement. Par exemple, l'analyse de la stabilité autour des trajectoires en quasi-équilibre, est en général basée sur un modèle linéaire qui découle de la théorie des petites perturbations, qui ne permet que de fournir une idée locale sur la dynamique du système.

La modélisation dynamique peut se faire de deux manières : soit par une approche analytique, soit par une approche numérique. Avec le développement des outils informatiques et des calculateurs, cette étape est devenue de plus en plus accessible à de large public non spécialisé. En effet, il existe de nombreux outils, dotés généralement d'une interface graphique. L'approche alternative est le développement symbolique des équations du mouvement. Elle est très onéreuse en terme de temps et de vérification. Elle offre en revanche l'avantage d'une plus grande flexibilité dans la description et la caractérisation du système. Dans ce cas, l'utilisation d'une bibliothèque mathématique est très conseillée. Ces bibliothèques consistent en des composants dédiés implémentés dans des logiciels de calcul algébriques.

Dans ce qui suit, nous commençons par une description préliminaire des aspects généraux de la modélisation dynamique. Dans un premier temps, la terminologie associée aux divers degrés de liberté sera définie. Ensuite, les différents sous-systèmes seront décrits pour les deux types du véhicule considérés (automobile et deux-roues) avec une projection directe vers la thématique de la simulation de conduite.

### 2.1.1. *Mouvement d'un véhicule*

Un véhicule routier se déplace suivant les six degrés de liberté (DdL) constitués par un ensemble de trois translations et de trois rotations (Figure 2.1). La translation sur l'axe  $X$  dénote le déplacement longitudinal, le long de l'axe  $Y$  est le déplacement latéral et la translation verticale se fait suivant l'axe  $Z$  qui traduit le débattement du châssis via sa suspension. La rotation autour de l'axe  $Z$  représente le mouvement de lacet  $\psi$  du véhicule qui détermine sa trajectoire, une deuxième rotation dite de roulis  $\varphi$  autour de l'axe  $X$  définit l'inclinaison de la caisse lors d'une prise de virage ou



**Figure 2.1.** Système ISO. Les 6DdL d'un véhicule routier : 3 translations (longitudinale, latérale et verticale) et 3 rotations (roulis, tangage et lacet)

un changement de voie. Enfin, la rotation  $\theta$  autour de l'axe  $Y$  décrit le tangage du véhicule rencontré lors des phases d'accélération et de freinage.

Au cours de son mouvement, tous les efforts extérieurs agissant sur un véhicule, exceptés ceux de l'aérodynamique, sont générés à l'interface roue-sol. Dans un premier temps, on peut identifier la force latérale du guidage, la force longitudinale de traction qui accélère et freine le véhicule et les moments correspondants. Bien que ces forces soient dynamiquement liées, elles sont généralement traitées séparément. Au-delà de ces efforts, d'origine externe, d'autres de nature intrinsèque se développent et découlent surtout de diverses liaisons et contraintes mécaniques du véhicule à savoir, la suspension et la direction.

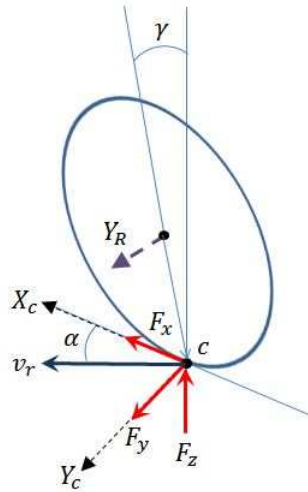
### 2.1.2. L'interface roue-sol

Le pneumatique constitue l'un des composants les plus importants dans un véhicule. Il se présente comme une structure mécanique, enrobée de caoutchouc, constituée de câbles ordonnés selon une architecture précise. Sa caractéristique fondamentale d'élasticité et de déformabilité permet d'assurer l'adhérence et le contact permanent du pneu sur le sol. De plus, une fois monté sur la jante, il permet de supporter la charge verticale et d'amortir les chocs ce qui offre un apport fondamental dans le confort de la conduite [?]. De ce fait, la connaissance et la compréhension des modes de fonctionnement des pneumatiques et la modélisation des efforts développés à l'interface pneu-sol sont essentielles pour toute étude de la dynamique d'un véhicule.

La synthèse de ces forces et moments (Figure 2.2) est fondée sur une représentation mathématique, dont les différents paramètres possèdent une signification physique appropriée. Un bon modèle est celui qui permet d'offrir une présentation capable

de décrire le plus fidèlement possible le comportement statique aussi bien que dynamique du pneumatique, et de s'adapter à des conditions de fonctionnement autres que celles pour lesquelles les paramètres ont été estimés.

Dans la littérature [?, ?, ?], on distingue trois approches principales du modèle de pneumatique. La première, dite mécanique, est basée sur l'assimilation de chaque partie élémentaire de la surface de contact au sol par un système ressort-amortisseur d'une complexité particulière. La deuxième approche, dite de brosse [?], est fondée sur le même principe où chaque partie élémentaire est modélisée par un poil de brosse possédant une raideur, permettant ainsi une description plus fine du phénomène de déformation. Enfin, la dernière représentation, de nature empirique, possède la caractéristique de pouvoir reproduire les mesures expérimentales avec une grande précision.



**Figure 2.2.** Représentation des forces ( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ) appliquées au pneu par la chaussée.

### Force longitudinale

La présence d'une force de traction ou de freinage génère un cisaillement à travers la surface de contact (appelé aussi, patch de contact, bande de roulement). Dans ce cas, la vitesse longitudinale du point de contact est différente de la vitesse tangentielle du pneu, créant un glissement longitudinal exprimé par l'expression suivante :

$$\kappa = -\frac{v_x - \omega R}{\max(v_x, \omega R)} \quad (2.1)$$

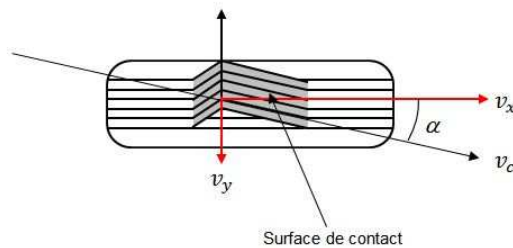
Où  $R$  est la distance entre le point de contact et le centre de rotation de la roue et  $\omega$  est la vitesse de rotation de la roue. La force longitudinale se calcule en fonction du glissement longitudinal et la charge appliquée au pneumatique, comme suit :

$$F_x = f(\kappa, F_z) \quad (2.2)$$

### Force latérale

La force latérale (ou transversale) est nécessaire au guidage du véhicule, elle permet de générer l'accélération latérale en virage et de résister aux perturbations extérieures telles que les rafales de vents transversaux.

Lorsqu'une roue est soumise à une sollicitation latérale (par exemple un braquage du volant) dans un sens donné, la surface de contact du pneumatique sur la chaussée tend à glisser dans le sens opposé (Figure 2.3). La déformation résultante de ce glissement crée un angle entre l'axe longitudinal de la roue et la direction de son mouvement, cet angle est communément appelé "angle du glissement latéral" ou "angle de dérive du pneumatique". En réaction à la déformation, le pneumatique produit un effort latéral.



**Figure 2.3.** Force du glissement latérale : cisaillement de la surface du contact.

Mathématiquement, le glissement latéral est exprimé comme suit :

$$\alpha = \arctan \frac{v_y}{v_x} \quad (2.3)$$

Où  $v_x$  et  $v_y$  sont les deux composantes longitudinale et latérale du vecteur de vitesse  $v_c$ , du point de contact pneu-sol.

D'un autre côté, de part de sa construction, la roue n'est pas tout à fait perpendiculaire à la surface de la chaussée, elle est inclinée, par rapport au plan vertical, d'un angle  $\gamma$  appelé de carrossage, contribuant dans la génération de la force de glissement latéral. Généralement, la force de glissement peut être exprimée en fonction du glissement latéral, du carrossage et de la charge appliquée au pneumatique, comme suit :

$$F_y = f(\alpha, \gamma, F_z) \quad (2.4)$$

Cependant, tout effort latéral supporté par le pneumatique provoque un déplacement de la surface de contact roue-sol par rapport au plan de la jante, ce déplacement est appelé "ballant du pneumatique". Toutefois, dans la documentation spécialisée, la notion de longueur de relaxation  $\sigma$  est préférée [?]. Cette longueur présente la distance dont le pneumatique doit rouler pour voir disparaître le ballant et pourvoir se mettre en appui afin de générer une force latérale. Ce comportement transitoire est modélisé par un filtre de premier ordre appliqué à la force de glissement, comme suit :

$$\frac{\sigma}{v_x} \dot{F}_i + F_i = F_0 \quad i = x, y \quad (2.5)$$

où  $F_0$  est la force calculée en régime quasi-statique par les équations précédentes.

#### *Expression mathématique des forces pneumatiques*

Tout pneumatique présente une limite au-delà de laquelle il ne peut générer une force supplémentaire. Lorsqu'un pneu atteint cette saturation, il glisse et le véhicule devient incontrôlable.

Le modèle présenté par Pacejka en 1987 permet de reproduire ce comportement, jusqu'ici, modélisés par des formulations linéaires [?]. Il suit une approche empirique dont les paramètres sont déterminés par des mesures physiques. Une seule expression est à utiliser pour le calcul de la force, qu'elle soit longitudinale ou latérale, donnée par :

$$F_i(\lambda) = D \sin \{C \arctan [B\lambda - E (B\lambda - \arctan(B\lambda))]\} \quad i = x, y \quad (2.6)$$

Où  $B$ ,  $C$ ,  $D$  et  $E$  sont des coefficients représentant les propriétés géométriques de la courbe.  $\lambda$  est la variable d'entrée qui correspond au glissement latéral  $\alpha$ , longitudinal  $\kappa$  où l'angle de carrossage  $\gamma$ . A partir de la figure (2.4), il est évident que

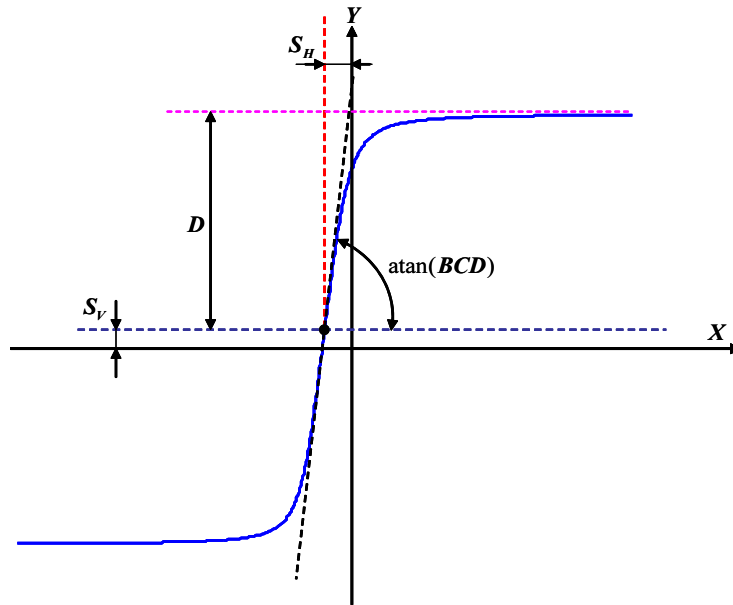


Figure 2.4. Tracé de la formule magique de Pacejka.

la quantité  $\arctan(BCD)$  correspond à la pente de la courbe, donc à la raideur du pneumatique utilisée usuellement dans les formulations linéaires.

Dans sa version originale, cette formule était destinée aux véhicules automobiles et aux poids lourds, c'est-à-dire, pour des pneumatiques avec de larges glissements latéraux et de faibles angles de carrossage ne dépassant pas les  $10^\circ$  [?]. Elle fut appliquée pour les véhicules deux-roues, dont le carrossage est beaucoup plus conséquent, en premier lieu par [?]. Ensuite, elle a été adaptée dans de nombreux travaux pour résoudre diverses problématiques [?], comme l'intégration de l'effet gyroscopique propre au pneumatique [?][?], le problème de relaxation du pneumatique [?] et la prise en compte de l'élasticité des pneus [?].

### 2.1.3. Système de direction

Le rôle d'un système de direction est d'assurer le guidage du véhicule. Ce guidage est réalisé par l'application d'un couple sur le volant d'un véhicule automobile ou sur le guidon d'un véhicule deux-roues. Cependant, la dissociabilité du système de direction par rapport au châssis du véhicule constitue la différence majeure entre les deux types de véhicule.

Dans un véhicule automobile, le système de direction est composé de plusieurs organes mécaniques : le volant, la colonne, le pignon, la crémaillère, biellette et porte fusée. L'ensemble de ces systèmes doit, en fonction de l'angle de braquage imposé au volant, reproduire le braquage des roues directrices d'une manière fiable.

Cependant, de part de sa conception, l'axe de rotation des roues directrices n'est pas perpendiculaire. Cet axe est caractérisé par deux angles principaux : l'angle de chasse géométrique et l'angle du pivot. Cette géométrie particulière donne naissance à un moment, quand le pneumatique est soumis à des sollicitations transversales, qui tend à ramener la roue dans son plan vertical, d'où son appellation "moment d'auto-alignement". Cette géométrie est plus apparente pour véhicule deux-roues (Figure 2.5).

En effet, dans un véhicule deux-roues, la géométrie de l'axe de direction influence significativement le mouvement du véhicule car, le mouvement de rotation du guidon entraîne l'inclinaison de la moto dans un sens comme dans l'autre. Cette particularité génère un effet spécifique au véhicule deux-roues à savoir, le contre-braquage.

Toute sollicitation imposée au guidon provoque la génération d'une force latérale au niveau du pneumatique. Cette force, et vu la géométrie du système de direction, génère à son tour un moment d'auto-alignement qui se propage le long de la fourche, jusqu'au guidon. Ainsi, pour que le véhicule reste en équilibre dans un virage, et plus particulièrement à grande vitesse, le conducteur doit appliquer un couple sur le guidon d'une sorte à contrer le couple d'auto-alignement ; d'où le contre braquage.

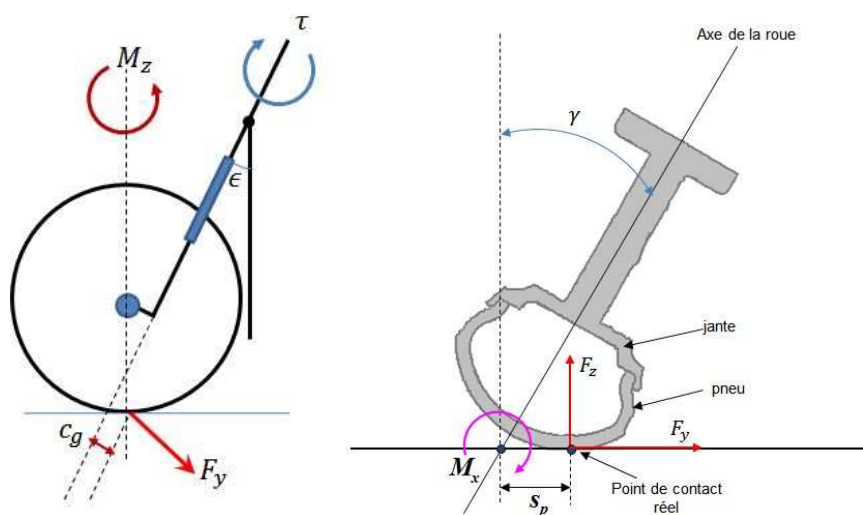


Figure 2.5. Moment d'auto-alignement  $M_z$  et la chasse géométrique est  $c_g$ .



D'autre part, dans une moto, le roulement des roues donne naissance à un moment cinétique qui dépend de la vitesse de rotation. Ce phénomène, appelé effet gyroscopique, tend toujours à ramener la moto vers le sens opposé de la rotation du guidon. Cette effet, accentué par la géométrie de l'axe de direction, est très utile pour réaliser une manoeuvre de prise de virage ou pour conduire en ligne droite. Ainsi, à basse vitesses, l'effet géroscopique est faible et le conducteur doit faire en sorte de stabiliser son véhicule à travers le guidon.

#### 2.1.4. Suspensions

La suspension sert à assurer un contact permanent du véhicule au sol et, à offrir un niveau suffisant du confort de la conduite.

Pour la simulation de conduite, reproduire les mouvements de la suspension permet d'améliorer le réalisme de la simulation. Cependant, cela nécessite un degré de liberté supplémentaire à prévoir sur la plateforme mécanique du simulateur. Néanmoins, l'intégration de la dynamique des suspensions dans l'étape de modélisation est indispensable pour considérer le transfert de charge entre les deux roues, dont le freinage optimal en dépend. Dans ce contexte, une représentation à 4DdL est suffisante (Figure 2.6). Dans cette représentation,  $M$  est la masse suspendue (du châssis) et  $M_1$ ,  $M_2$  sont les masses des parties non-suspendues (essieux et roues).

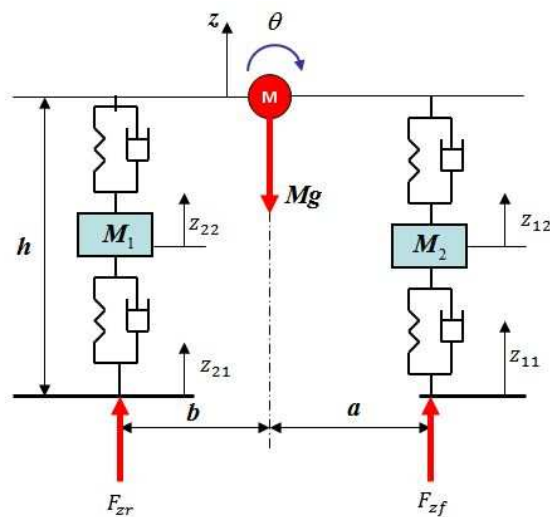


Figure 2.6. Représentation 4DdL du modèle vertical.

### 2.1.5. Motorisation et chaîne de traction

L'objectif est de calculer l'accélération et la vitesse de déplacement longitudinal en fonction des actions du conducteur, à savoir, la position de l'accélérateur, de l'embrayage, des freins ainsi que du sélecteur de vitesses (Figure 2.7).

En effet, la fonction primaire du moteur est de fournir une puissance à la chaîne de transmission du véhicule, lui assurant ainsi sa motricité. En vision globale, le moteur peut être défini comme un système qui permet de transformer l'énergie chimique du carburant mélangé à l'air en énergie mécanique sur l'arbre moteur. Pour établir un modèle à comportement réaliste, il faudrait prendre en compte les équations de la thermodynamique liées aux écoulements et à la combustion. De plus, bien que les moteurs paraissent avoir un fonctionnement continu, il s'agit en réalité d'un système hybride avec une succession de cycles presque indépendants (admission, compression, détente et échappement). Des modèles de ce genre existent bien dans la littérature, mais ils ne peuvent être implémentés que sur de puissant ordinateur traitant un flux de données considérable. Par conséquent, ils ne sont pas adaptés à la problématique de simulation de conduite.

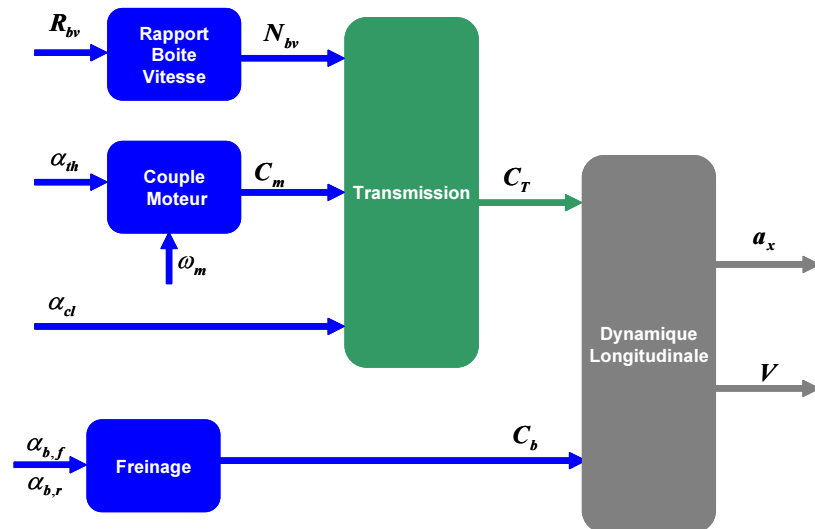


Figure 2.7. Modèle longitudinal de motorisation et de traction.

De plus, il subsiste toutefois une difficulté liée à l'identification des différents paramètres mis en jeu dans le développement du modèle de motorisation. Ces paramètres sont, la plupart du temps, soumis à des règles de confidentialité et souvent très peu communiqués par les constructeurs. Une solution peut consister en une estimation sur banc d'expérimentation. Ce point n'étant pas l'objet direct d'une thématique telle que

la simulation de conduite, il est préférable d'utiliser une méthode intermédiaire basée sur une étude mécanique simple du système de traction, tout en incluant une description comportementale de fonctionnement du moteur. En effet, un moteur fournit un couple moteur, qui varie en fonction du régime moteur et de l'ouverture des gaz. L'embrayage transmet un couple aux roues motrices par l'intermédiaire de la boîte de vitesse. L'embrayage, quand à lui, est considéré comme un ensemble de deux disques, l'un solidaire de l'arbre moteur et l'autre de l'arbre de transmission, où l'effort se transmet de l'un à l'autre par frottement sec. Il agit donc comme un limiteur de couple transmis de l'arbre menant vers l'arbre mené, et est caractérisé par un couple maximal transmissible. En conséquence, au delà de cette limite, l'embrayage glisse et la différence de couple est dissipée sous forme de chaleur. Les deux arbres ne sont alors, à ce moment, pas entraînés à la même vitesse. Ce fonctionnement peut être approximé, en supposant que le couple maximal transmissible dépend seulement de la position de la pédale d'embrayage.

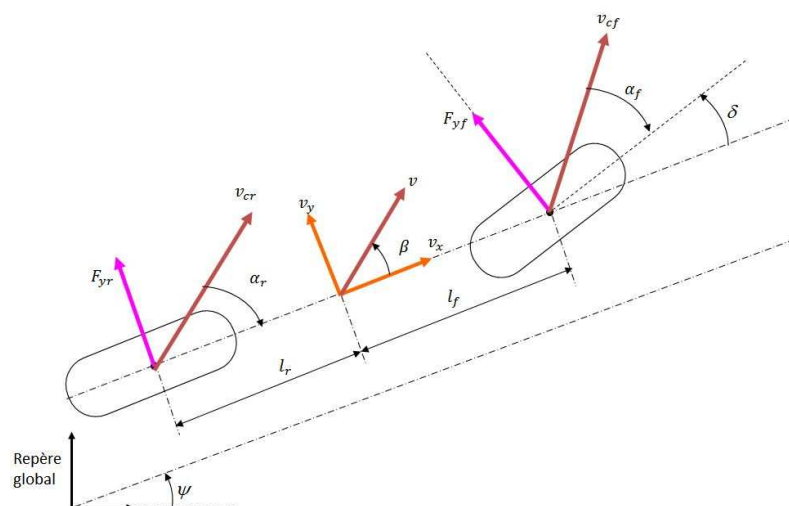
## 2.2. Littérature des modèles existants

### 2.2.1. Modèles du véhicule automobile

La modélisation du véhicule automobile a été largement étudiée au cours des 50 dernières années. La dynamique et les caractéristiques d'un tel véhicule sont bien cernées et validées et ce pour de nombreuses applications : contrôle, estimation, aide à la conduite et conception.

Cependant, une formulation commune est adoptée pour la dynamique latérale d'un véhicule automobile de sorte à avoir un modèle simplifié. Cette formulation consiste à ramener les quatre roues du véhicule à seulement deux roues équivalentes ; c'est le fameux modèle bicyclette (Figure 2.8). Bien que cette formulation néglige la dynamique du roulis et du tangage, elle simplifie considérablement le calcul des équations du mouvement pour le véhicule et reproduit facilement un comportement réaliste pour des manoeuvres de conduite urbaines et péri-urbaines. Les équations de modèle bicyclette sont publiées dans une infinité de références. Ce modèle est dérivé en utilisant la supposition de petit angle ( $\sin \theta \simeq \theta$  et  $\cos \theta \simeq 1$ ), ce qui conduit à des équations complètement linéaires.

Néanmoins, plusieurs modèles non linéaires ont été développés, dont la complexité dépend de l'objectif final de l'étude. L'avantage de ce type de modèle est la capacité de reproduire un comportement plus réaliste de mouvement du véhicule en mettant l'accent sur des phénomènes particuliers tels que : la perte d'adhérence, la saturation des pneumatiques, le transfert de charge et les flexibilités du châssis.



**Figure 2.8.** *Modèle bicyclette équivalent pour la dynamique latérale. Ce modèle permet de simuler 2DdL : la dérive latérale  $\beta$  et l'orientation du véhicule  $\psi$  en fonction de l'angle de braquage roue  $\delta$*

### 2.2.2. Modèles du véhicule deux-roues

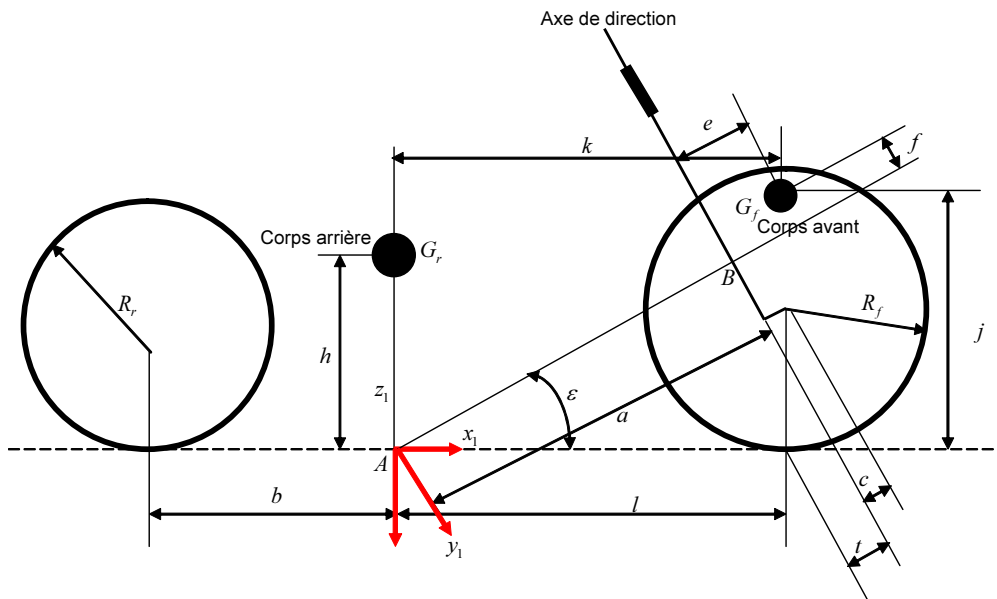
La littérature de la dynamique des véhicules deux-roues est aussi riche et même plus ancienne que celle de l'automobile. En effet, la première étude portant sur la stabilité et l'équilibre du véhicule bicyclette, réalisée par Whipple, remonte à 1899 [?]. Cette bicyclette est représentée par deux corps liés via l'axe de rotation du guidon. Les roues sont modélisées comme des disques circulaires dont l'effet gyroscopique est pris en compte. Après Whipple, d'autres travaux traitant toujours du problème de la stabilité ont été entrepris dont on cite en particulier Bower en 1915 [?], Pearsall en 1922 [?] et Kondo en 1963 [?]. Dans toutes ces études, l'interaction pneu-chaussée a été négligée.

En 1971, une étude brillante a été menée par Sharp [?]. Il a examiné la stabilité de la moto ainsi que sa sensibilité aux variations des paramètres géométriques et pneumatiques. Son modèle détaillé possède 4DdL dont, le mouvement latéral, le lacet, le roulis et la direction. La moto est représentée comme étant un ensemble de deux solides rigides liés par le mécanisme de direction. Le premier corps  $G_f$  est le solide avant, composé de la roue avant, de la fourche et du guidon. Le deuxième corps  $G_r$  est le solide arrière, composé de la roue arrière, du moteur, du réservoir, du siège et du système d'amortissement arrière (Figure 2.9). Le motard est considéré comme rigidement lié à la moto et son mouvement n'est pas pris en compte. Certaines suppositions

ont été formulée pour simplifier le développement des équations du mouvement, parmi elles :

- Les roues sont modélisées par des disques fins rigides.
- Le point de contact pneu-sol est décrit comme l'intersection du plan vertical de la roue avec le plan de la chaussée.
- La route est supposée parfaitement plate sans irrégularités.
- Le glissement longitudinal est négligé, donc la rotation des roues représente deux DdL non indépendants.
- La vitesse longitudinale est constante, par conséquent, l'équation du déplacement longitudinal est absente du modèle.
- Seules les petites perturbations en mouvement linéaire sont considérées.

L'ensemble des efforts intégrés aux modèles se résume aux forces pneumatiques générées par le glissement latéral et l'angle de carrossage.



**Figure 2.9.** Géométrie du véhicule deux-roues telle que décrite par le modèle Sharp 71.

En 1973, Eaton et Segel ont modifié les équations de Sharp 71 par l'intégration de couple d'auto-alignement [?]. Les résultats obtenus théoriquement sont comparés

à des données expérimentales issues d'une moto instrumentée. Néanmoins, des discordances ont été relevées entre les résultats analytiques et physiques attribuées à l'incohérence des équations du pneumatique dans certains points de fonctionnement. Segel et Wilson ont conclu en 1975 qu'un modèle du pneu plus réaliste devait être développé [?].

Jusqu'ici, dans tous ces modèles, la vitesse longitudinale était supposée comme constante, les différents corps constituant le véhicule deux-roues sont considérés comme rigides et les mouvements de suspensions ont été ignorés. Il était intéressant d'examiner comment ces facteurs influençaient les caractéristiques fréquentielles des différents modes de stabilité. Ces aspects d'étude ont été investis dans la suite des travaux de Sharp à partir de 1974 [?, ?, ?], appuyés plus tard par Gœl en 1983 [?]. Plus tard, Weir a présenté la première approche de stabilisation de la moto, en incluant l'opérateur humain dans la boucle de simulation.

En 1994, Sharp publie un article qui constitue une suite de ses précédents travaux [?]. Cette fois-ci, le système possède deux corps supplémentaires : la partie inférieure et la partie supérieure mobile du conducteur (Figure 2.10). Ce modèle permet de simuler 8DdL : le mouvement latéral, le lacet, le roulis, la direction, le mouvement de roulis de la partie supérieure du conducteur et 3 torsions représentant les différentes flexibilités. Un modèle linéaire de pneumatique, dont les divers paramètres sont estimés par des interpolations des données expérimentales, est implémenté pour décrire la force de glissement latéral et le moment d'auto-alignement.

Dans le même esprit, Sharp [?] a proposé en 2001 un modèle intégrant la suspension et une représentation plus élaborée du contact pneu-chaussée issue d'une formulation développée par Kœnen [?]. Les avancées apportées par rapport aux modèles précédents ont permis d'explorer la dynamique de ce type de véhicule pour de larges mouvements autour de l'équilibre. Dans ce cas de figure, le couplage des deux mouvements latéral et vertical et l'interaction des modes "*in-plane*" et "*out-of-plane*" (Figure 2.11) est mise en évidence. Cet aspect de dynamique a été déjà commenté dans plusieurs publications [?, ?, ?, ?, ?], mais la faisabilité du calcul symbolique a montré sa limite pour ce type d'étude. La figure 2.12 schématise la géométrie de la moto correspondante à la configuration nominale en équilibre.

Par la suite, une extension de cette étude est proposée conduisant à un modèle qui fut le plus complet de la littérature. La particularité de ce modèle est l'utilisation de l'équation de Pacejka pour la description complète des forces et moments du contact pneu-chaussée, ainsi que la combinaison entre les efforts longitudinaux et latéraux. Les auteurs se sont engagés dans une campagne de mesures pour obtenir les paramètres pertinents d'une Suzuki GSX-R1000K1. Du fait de sa capacité à reproduire des comportements réels de motos en situation de conduite, ce modèle est repris par la société Mechanical Simulation Corporation<sup>®</sup> pour intégrer un logiciel de simulation des deux-roues appelé BikeSim<sup>®</sup>.

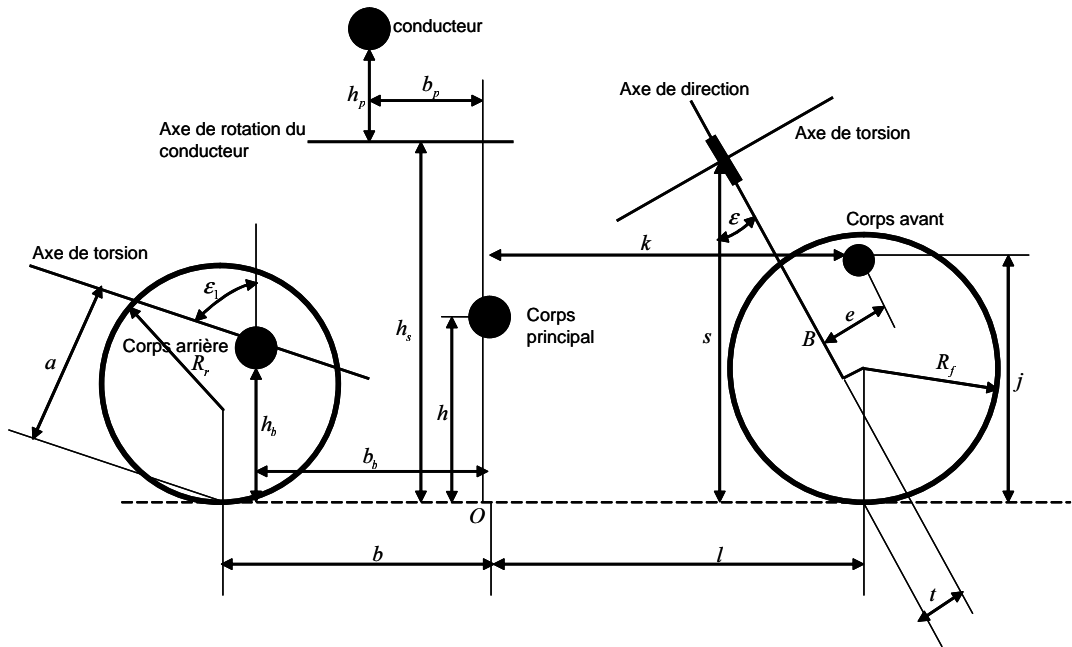


Figure 2.10. Géométrie du véhicule deux-roues pour le modèle Sharp94.

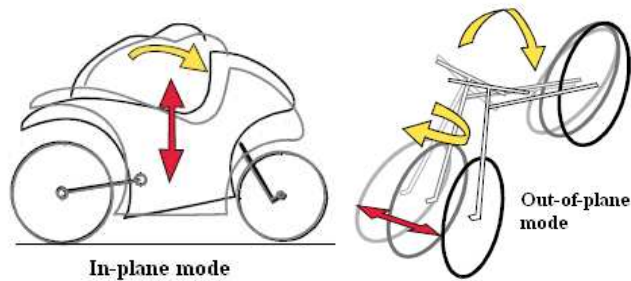


Figure 2.11. Modes "In-plane" et "Out-of-plane".

Plus récemment, l'équipe de Cossalter de l'université de Padoue s'investit depuis quelques années sur le développement et la validation expérimentale de modèles dynamiques destinés à des motos de compétition. Le projet FastBike présente un modèle non linéaire du véhicule deux-roues décrit comme un ensemble de 6 corps. Il permet la simulation de 11DdL schématisés sur la figure 2.13 [?]. Chaque corps est repéré par ses coordonnées cartésiennes, puis l'assemblage se fait par des équations algébriques représentant les contraintes géométriques. Les efforts extérieurs pris en compte sont

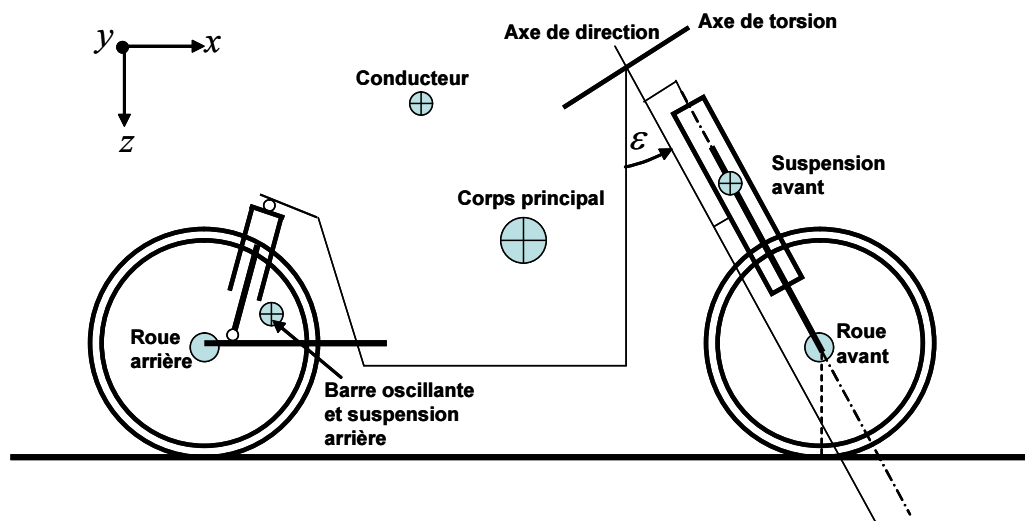


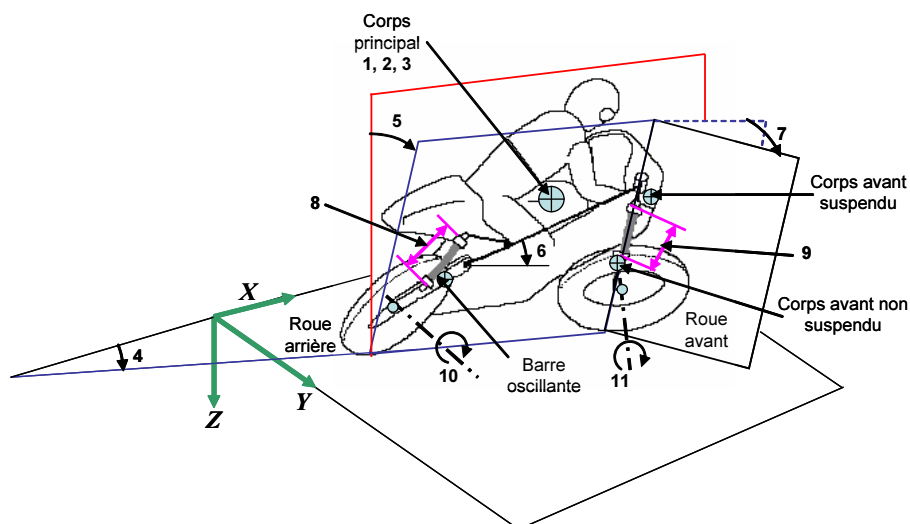
Figure 2.12. Géométrie du véhicule deux-roues adoptée pour le modèle Sharp 2001.

ceux dus à la raideur et à l'amortissement des deux suspensions, aux forces et moments agissant sur le pneumatique, aux efforts aérodynamiques, au couple de direction, aux actions des freins avant et arrière ainsi qu'au couple de propulsion, qui est transmis du pignon vers la roue arrière par le biais d'une chaîne.

Afin de valider le modèle, certains tests expérimentaux ont été menés sur une Aprilia RSV 1000. Les caractéristiques géométriques et inertielles de la moto, les propriétés d'élasticité, d'amortissement et du pneumatique ont été mesurées [?]. La moto est dotée d'un système de capteurs qui permet de mesurer la vitesse du roulis, du lacet, de l'angle de direction, de la vitesse de rotation des roues et du couple de direction. Le post-traitement des données a permis de calculer la vitesse longitudinale ainsi que l'angle de roulis.

Enfin, dans [?, ?], une procédure de modélisation de la dynamique d'un véhicule deux-roues est exposée. Cette procédure utilise deux techniques différentes, une technique récursive et une technique analytique. La méthode récursive, basée sur l'approche de modélisation type Newton-Euler, permet d'obtenir un modèle numérique souhaitable pour des applications comme la simulation de conduite. Tandis que la méthode analytique, basée sur l'approche de modélisation type puissance virtuelle, permet d'obtenir les équations analytiques, souhaitable pour l'analyse du mouvement. Dans cette référence, les auteurs considèrent le véhicule deux-roues comme étant un système multicorps composé de six corps rigides permettant aussi la simulation de 11DdL comme pour le modèle FastBike.





**Figure 2.13.** Degrés de liberté du modèle FastBike. (1, 2, 3) coordonnées du centre de masse de corps principal, (4) lacet, (5) roulis, (6) tangage, (7) direction, (8) et (9) débattement des deux suspensions arrière et avant, (10) et (11) rotations des deux roues

### 2.3. Comportement dynamique des véhicules automobile

Le véhicule automobile est un système stable sur l'ensemble des vitesses de déplacement comme le montre la figure 2.14. Cette figure trace les divers modes de stabilité obtenus en considérant un modèle linéarisé et en faisant varier la vitesse longitudinale de  $1m/s$  à  $50m/s$ . Toutefois, les modes de stabilité deviennent de moins en moins amortis quand la vitesse croît, ce qui est le cas de quelques situations de perte de contrôle.

De plus, l'orientation du véhicule est toujours de même signe que l'angle de braquage pour toute la plage de vitesses (Figure 2.15). C'est une particularité des véhicules automobiles, autrement dit il faut toujours, quelque soit la vitesse, braquer dans le sens du virage. Cette figure montre aussi l'effet du mauvais amortissement des pôles puisque le dépassement est de plus important quand la vitesse augmente.

### 2.4. Comportement dynamique des véhicules deux-roues

Le véhicule deux-roue présente une instabilité voire une stabilité critique, en boucle ouverte (sans conducteur) et ce pour un large intervalle de vitesses comme le montre la figure 2.16. Cette conclusion est toute logique puisque, dans ce cas de figure, tout équilibre nécessite trois points d'appui.

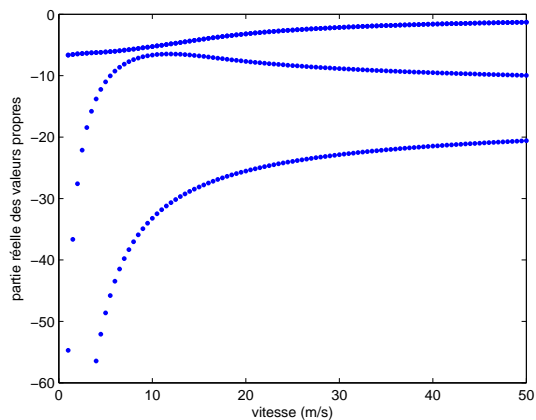


Figure 2.14. Modes de stabilité de la dynamique latérale d'un véhicule automobile.

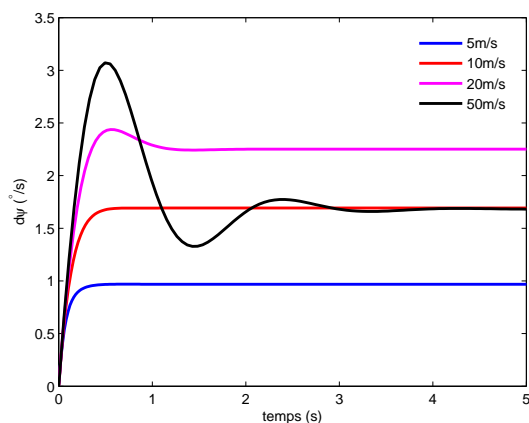
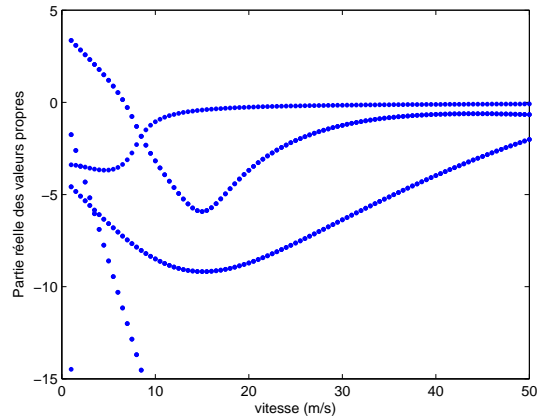


Figure 2.15. Réponse indicelle des fonctions de transfert  $\delta \rightarrow \dot{\psi}$  pour un angle volant de  $10^\circ$  d'amplitude (soit  $\delta = 0.5^\circ$ ) et pour différentes vitesses de déplacement.

D'après cette figure, on voit l'apparition de trois modes bien séparés, définis comme suit :

- “Capsize” : un mode non oscillant dans lequel la roue avant est braquée dans la direction du roulis mais pas suffisamment pour éviter une chute. Il est bien amorti en basse vitesse mais avec un amortissement décroissant au-delà de



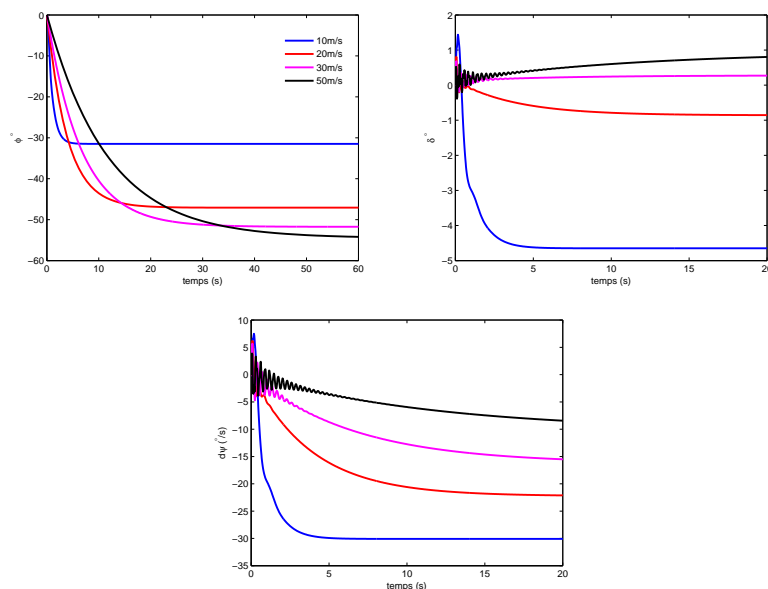
**Figure 2.16.** Amortissement des différents modes de la dynamique d'un deux-roues en considérant le modèle de Sharp 71.

$5\text{m/s}$ , par conséquent, il est possible pour un conducteur de le contrôler et de le stabiliser.

- “*Wobble*” : un mode oscillant rapide concernant le système de direction, dont la fréquence est comprise entre 4-10Hz, bien amorti en basses et moyennes vitesses, et modérément en vitesses élevées. Il se produit quand le guidon commence à osciller d'un côté à l'autre jusqu'à la chute de la moto.
- “*Weave*” : un mode instable en basse vitesse (inférieure à  $5\text{m/s}$ ), bien amorti en vitesses moyennes et stable au delà de  $30\text{m/s}$ . Sa fréquence se situe entre 0 et 4Hz, et il affecte l'ensemble du véhicule deux-roues. Dans ce mode, la direction est en déphasage de  $180^\circ$  avec le lacet et de  $90^\circ$  avec le roulis.

Les figures 2.17 tracent les réponses indicielles de quelques transferts pour un couple conducteur  $\tau$  de type échelon. On peut résumer, pour chacun des transferts, les divers commentaires dans les points suivants :

- $\tau \rightarrow \dot{\psi}$  : le transfert couple conducteur/vitesse de lacet augmente en basse vitesse jusqu'à une vitesse d'environ  $7\text{m/s}$  puis diminue quand la vitesse continue d'augmenter. Le signe négatif montre la particularité des véhicules deux-roues pour lesquels il faut exercer un couple dans le sens inverse du virage. Cette notion constitue la différence majeure avec la conduite automobile. Néanmoins, à des vitesses élevées, la réponse indicielle présente des oscillations avant d'être



**Figure 2.17.** Réponse indicielle des transferts  $\tau \rightarrow \varphi$ ,  $\tau \rightarrow \delta$  et  $\tau \rightarrow \dot{\psi}$  pour un couple échelon de  $10N.m$  et pour différentes vitesses longitudinales.

bien amortie. Cela montre que le degré de liberté du lacet est fortement couplé et influencé par le mouvement latéral et l'angle de braquage du guidon.

- $\tau \rightarrow \varphi$  : le transfert couple conducteur/roulis semble bien découplé des autres à cause de l'absence de vibrations observées dans d'autres tracés de réponse indicielle. Ce transfert croît avec la vitesse, mais toujours dans le sens inverse. Ce constat est spécifique à la conduite des véhicules deux-roues, puisque, pour prendre un virage, il faut appliquer un couple dans le sens inverse du virage et également incliner la moto dans le sens du virage. De plus, plus la vitesse augmente, plus il est nécessaire d'incliner d'avantage la moto pour maintenir l'équilibre.
- $\tau \rightarrow \delta$  : Enfin, pour le braquage du guidon, on remarque qu'au delà d'une vitesse d'environ  $15m/s$ , le transfert diminue jusqu'à devenir quasi-nul, indiquant qu'à vitesses élevées, le guidon ne bouge presque pas. C'est la raison pour laquelle un véhicule deux-roues se pilote plutôt grâce au couple exercé par le conducteur sur le guidon que par l'angle de braquage du guidon.

Ces résultats numériques obtenus par simulation d'un modèle mathématique peuvent être interprétés, physiquement comme suit :

- **Equilibre** : Un deux-roues maintient un état d'équilibre tant que les forces externes (gravité, inertie, centrifuge et aérodynamique) annulent celles de la réaction pneu/sol. Dans une conduite en ligne droite, cette stabilité est assurée par le conducteur en contrôlant la vitesse longitudinale. En revanche, dans un virage, un motard applique un couple au guidon, voire un mouvement latéral de son buste pour contrôler l'angle de roulis de la moto. A hautes vitesses, un petit angle du guidon déplace latéralement et de manière rapide, le point de contact pneu-sol, tandis que de larges mouvements de guidon sont nécessaires pour le même effet à petite vitesse. Donc, plus la vitesse augmente, plus il est simple de garder l'équilibre.
- **Effet gyroscopique** : Cet effet a un rôle prépondérant dans la conception du système de direction, car il permet d'assister le braquage de la roue avant lors de la prise de virage. Ce phénomène, appelé "précession", se produit à une vitesse inversement proportionnelle à celle de rotation de la roue. Par conséquent, en basse vitesse, l'effet de précession est plus important, conduisant à des oscillations rapides du guidon.

D'un autre côté, l'effet gyroscopique contribue à générer un mouvement de roulis de la roue avant, et ainsi donne naissance à une caractéristique essentielle de la conduite d'une moto, c'est-à-dire, le "contre-braquage". Donc, un braquage à gauche développe un moment de roulis à droite et vice versa. Toutefois, son amplitude est d'ordre faible comparée à d'autres moments, mais son caractère transitoire est crucial dans la prise de virage.

- **Conduite en virage** : Dans un virage, un véhicule deux-roues est, essentiellement, soumis à quatre forces majeures, la force centrifuge, la force de gravité, la charge verticale et la force de glissement latéral. La condition d'équilibre est atteinte lorsque le torseur extérieur de tous ces efforts est nul. Cette condition est concrétisée lorsque la moto est inclinée d'un angle de roulis  $\varphi$ , fonction de la vitesse longitudinale  $V$  et de la courbure du virage  $\rho_c$ , comme suit :

$$\varphi = \arctan \left( \frac{\rho_c V^2}{g} \right) \quad (2.7)$$

Par exemple, il faut une inclinaison de  $40^\circ$  pour réaliser un virage de  $50m$  de rayon à une vitesse de  $72 \text{ KmH}$ . Toutefois, pour réduire l'angle de roulis nécessaire, le conducteur utilise son buste pour créer un transfert de masse dans le même sens que le virage, et donc, de moins pencher la moto et ainsi diminuer les risques de glissement latéral des roues.

## 2.5. Récapitulatif

Après cette étude, on peut relever certaines différences entre la dynamique des véhicules automobiles et deux-roues, et aussi décrire les caractéristiques de conduite propres à chaque type d'engin, que nous pouvons résumer dans ce qui suit par :

- Un véhicule automobile, dans des conditions de conduite normale, est un système stable tandis que la moto ne peut être stabilisée qu'avec la présence d'un conducteur. Cette remarque est aussi valable à l'arrêt.
- En plus de la tâche de correction de trajectoire, un motard a pour vocation de stabiliser sa moto, donc, une charge de travail plus considérable.
- Les motos ont une dynamique semblable à celle d'une auto mais avec un rapport puissance/masse du conducteur beaucoup plus élevé. D'un autre côté, le véhicule deux-roues est très influencé par les mouvements et le style de conduite du conducteur.
- L'entrée du modèle dynamique pour un véhicule automobile est l'angle de braquage des roues, directement lié à l'angle du volant. En revanche, un véhicule deux-roues est piloté, principalement, par le couple exercé sur le guidon.
- L'inclinaison de la moto (roulis) est déterminante dans le pilotage et peut atteindre  $55^\circ$ . Ce mouvement, complètement ignoré dans la dynamique automobile, est considéré comme le degré de liberté le plus important dans la conduite moto.
- Pour un deux-roues, le roulis et le lacet évoluent toujours en sens inverse de l'entrée de couple appliqué par le conducteur sur le guidon. La comparaison est d'autant plus difficile en considérant l'angle de direction  $\delta$  comme entrée. Dans ce cas de figure, la moto montre un comportement à phase non-minimale pour les deux fonctions de transfert  $\delta \rightarrow \psi$  et  $\delta \rightarrow \varphi$ . Ce comportement transitoire, dénommé contre-braquage, est la différence primordiale entre les deux dynamiques auto/moto et constitue un indice propre aux véhicules deux-roues.
- De part de sa construction, le guidon est directement lié au mécanisme de la roue avant (via la suspension). Ce n'est pas le cas pour une automobile, où des démultiplications (entre 1 :18 et 1 :25) existent entre le volant et la roue. Donc, le couple ressenti sur la colonne de direction est beaucoup plus grand lors de la conduite d'un deux-roues, tandis que l'angle du guidon reste très faible et ne bouge presque pas en grandes vitesses.
- Le transfert de charge entre les roues avant et arrière est une conséquence immédiate de l'accélération longitudinale du véhicule, et aussi, en partie, de la force de freinage. Cependant, un véhicule deux-roues possède un système de freinage

dédié à chacune des deux roues, d'où la nécessité de déterminer le juste dosage de chaque frein pour aboutir à un freinage optimal.

Dans le prochain chapitre, nous montrerons l'intégration de ces indices dans l'établissement du cahier des charges pour le développement du simulateur deux-roues. Nous décrirons l'architecture mécanique et les phases de conception du premier prototype.





# Étude de cas : simulateur deux-roues

### 3.1. Introduction

Pendant la conduite d'un véhicule automobile ou deux-roues, les sources d'informations qui permettent au conducteur de suivre une piste donnée et de contrôler son véhicule sont variées. L'objectif de la simulation de conduite est de stimuler le conducteur afin de donner l'illusion d'une conduite sur un véhicule réel. Cette illusion est un phénomène complexe qui met en jeu les capteurs proprioceptifs de l'être humain et notamment des systèmes visuel, kinesthésique et vestibulaire.

Concevoir un simulateur nécessite de faire des compromis entre la fidélité de la reproduction perceptive et le coût global de l'architecture proposée. Si la conception de simulateurs automobiles est un champ de recherche très actif depuis de nombreuses années, la simulation de conduite moto reste balbutiante avec peu de prototypes dans le monde. La question de l'immersion est encore plus complexe pour un deux-roues du fait notamment des questions d'équilibre.

Dans ce qui suit, les différents aspects à prendre en compte dans la conception d'un simulateur dédié à la conduite d'un deux-roues sont discutés.

### 3.2. Aspects conception et mécanique du simulateur

**Dans la section**, il a été montré que la plupart des simulateurs, proposés dans la littérature, adoptaient une plateforme parallèle de type Gough-Stewart. L'avantage de ces plateformes réside dans le fait qu'elles couvrent les 6DdL avec la possibilité de choisir le centre de rotation instantané dont la position par rapport au système de

perception du conducteur semble importante. Cependant, le prix de cette solution est loin d'être abordable pour être supporté par divers exploitants.

Le choix de l'architecture de la plateforme du simulateur est guidé par les besoins justes nécessaires pour assurer un niveau de perception suffisant préalablement défini. Dans le présent contexte, l'objectif concerne les deux cadres distincts que sont la formation au risque avec pour but la sensibilisation aux situations accidentogènes, et l'observation comportementale en conduite normale et plus particulièrement en situation urbaine. Les utilisateurs finaux peuvent donc aussi bien être des centres de formation ou des organismes d'étude du comportement ou de la sécurité routière. Le système doit donc être d'un coût acceptable, facilement transportable et les solutions techniques doivent en tenir compte.

Pour effectuer les choix concernant la cinématique du simulateur, il est donc au préalable nécessaire, pour chaque cas d'utilisation, d'identifier les situations de conduites qui doivent être retenues, à savoir :

- **Formation au risque** : Le but de la formation au risque est de faire appréhender aux élèves qu'ils risquent d'être en situation de danger. En moto, certaines situations sont irrattrapables, comme le dérapage de la roue avant, le simulateur doit malgré tout permettre à l'apprenti d'analyser qu'il s'est engagé dans cette situation. Dans ce cas de figure, le temps de passage entre stabilité et instabilité est très court, par conséquent, la reproduction de ce comportement implique des performances d'actionnement importantes.
- **Observation des comportements** : Pour ce type d'utilisation, la finalité est de permettre aux chercheurs de comprendre les indices perçus par le conducteur pour le développement d'aides à la conduite ou d'infrastructures particulières. Les cas limites doivent donc être produits aussi bien que les cas de conduite normale. L'enchaînement des situations est à prendre en compte. Malgré tout, comme dans le premier cas, les études ne concernent que la première réaction du sujet à la situation de risque.

Pour les deux scénarios, la mise en situation doit être privilégiée à la restitution fidèle des mouvements de la machine ou de la sensation de risque. La solution de l'architecture du simulateur (espace de travail, dimensionnement des actionneurs, etc.) doit donc aller dans ce sens. Cette idée est de plus compatible avec la contrainte de développement d'un outil bas-coût commercialisable. A partir de ces considérations, le nombre de degrés de liberté privilégiés pour notre architecture est déterminé pour laquelle trois rotations ont été privilégiées :

- Le roulis : c'est le mouvement le plus important dans la dynamique de la moto. Ce degré de liberté est essentiel à la stabilisation et au guidage du véhicule.

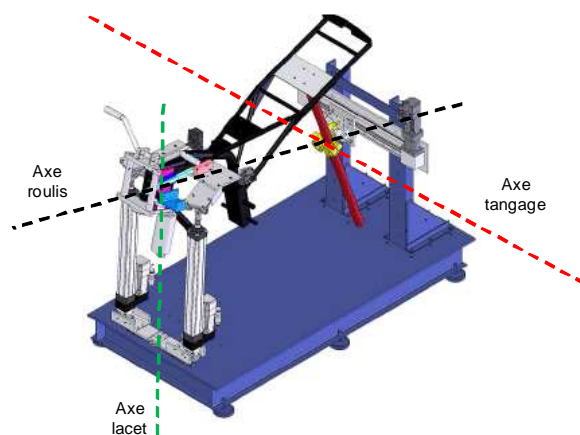
Il intervient surtout dans la simulation de manœuvres de prise de virages, de slalom et de changement de voie. Contrairement au cas de la dynamique d'un véhicule automobile où le roulis est physiquement limité, on ne peut pas imaginer un simulateur de conduite moto sans cette rotation qui peut atteindre dans une conduite réelle  $55^\circ$ . De plus, ce mouvement est restitué sur toutes les plateformes mobiles concernant les deux-roues. Le rendu global du penché est obtenu en combinant le roulis de la plateforme au penché visuel. A titre d'effet spécial, un penché plus extrême (environ  $\pm 20^\circ$ ) doit permettre de simuler la chute.

- Le tangage : ce mouvement est utilisé pour restituer une partie de l'accélération longitudinale, les phases de freinage et les plongés de la fourche. Comparativement aux voitures, ce mouvement est très caractéristique des motos et s'avère important pour la conduite sur deux-roues.
- Le lacet : ce mouvement a été sélectionné spécifiquement pour reproduire le dérapage de la roue arrière de la moto comme dans le cas de situations classiques de danger. Le dérapage de la roue avant ne sera pas reproduit car il est immédiatement fatal. De plus, il est difficile de le sentir dans une situation de conduite réelle, donc il est inutile de le restituer pour proposer une technique de récupération qui est très difficile dans le cas réel.

Parallèlement, et pour des raisons de coût, le déplacement longitudinal et latéral n'ont pas été retenus dans ce premier prototype (Figure 3.1).

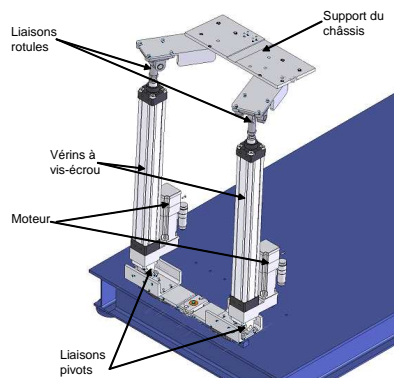
D'autre part, la multiplication des stimuli de la perception augmente fortement la qualité de la simulation. Partant de cette idée, un double retour d'effort est mis en œuvre sur le guidon. Le premier retour de force permet de restituer un retard inertiel du buste du conducteur pendant les phases d'accélération et de freinage. Ainsi, un effort est créé dans les bras du motocycliste en faisant varier la distance entre la selle et le guidon. Le second retour d'effort a pour but de restituer le couple résultant du contact pneu-chaussée sur l'axe de direction de la moto.

La position des différents axes de rotation est d'une grande importance. A notre connaissance, aucune étude psychophysique n'a été menée, sauf dans quelques cas très particuliers [?]. Par conséquent, ces axes sont définis à partir de la cinématique d'une moto réelle. Afin de simuler un lacet nécessaire pour reproduire un dérapage de la roue arrière, un système de glissière est fixé à l'arrière du bâti du simulateur. L'axe de roulis est pris dans le plan de symétrie de la moto avec une hauteur ajustable afin de tester plusieurs configurations. Enfin, pour l'axe de tangage, c'est le déplacement de la fourche avant durant des phases d'accélération et de freinage qui a été privilégiée, par conséquent, cet axe passe par l'arrière de la moto.



**Figure 3.1.** *Modèle CAO de la plateforme mécanique du simulateur deux-roues avec les différents axes de rotation*

La plateforme du simulateur se compose d'une partie supérieure mobile et d'un bâti métallique. Le bâti sert de support pour le montage des vérins et du système glissière-arrière. La partie supérieure consiste en un cadre métallique sur lequel un châssis de moto est fixé.



**Figure 3.2.** *Vérins de tangage et roulis*

Deux vérins sont installés à l'avant pour reproduire les mouvements de roulis et de tangage de la partie supérieure (Figure 3.2). Chaque vérin est relié d'une part au bâti du simulateur par une liaison pivot glissant suivant un axe transversal à la plateforme, et d'autre part au châssis de la moto via une liaison rotule. Chaque vérin consiste en un système vis-écrou actionné par un moteur de type Brushless.

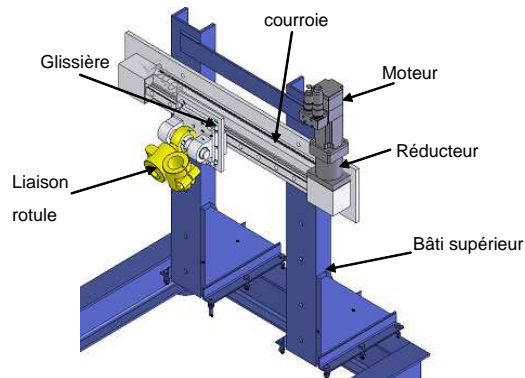


Figure 3.3. Glissière de lacet.

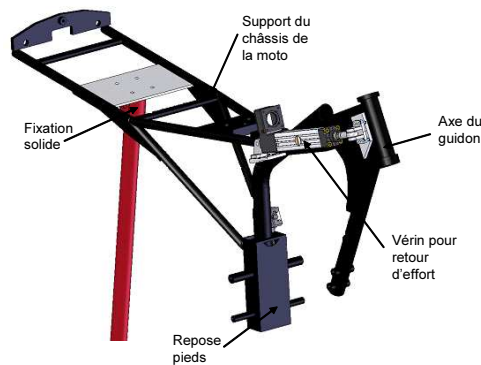
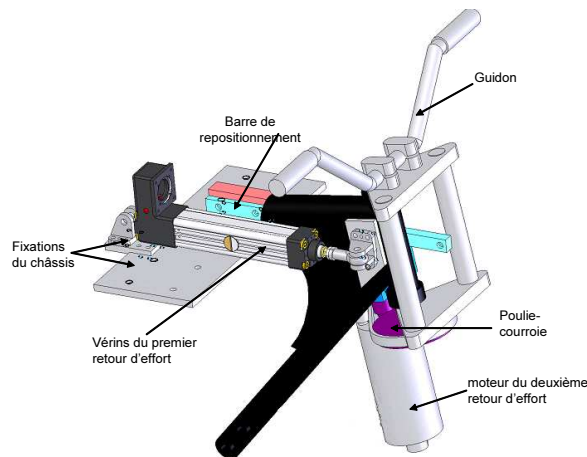


Figure 3.4. Châssis de la plateforme mobile

Pour le mouvement de lacet, une glissière de type chariot mobile est fixée sur la structure verticale du bâti (Figure 3.3). L'entraînement est effectué via un moteur-réducteur et une transmission par courroie. Le châssis de la moto est lié à la glissière via une barre métallique rigide et une liaison rotule fixée à la glissière de manière à avoir une hauteur réglable. Ainsi, le mouvement de translation de la glissière crée le lacet.

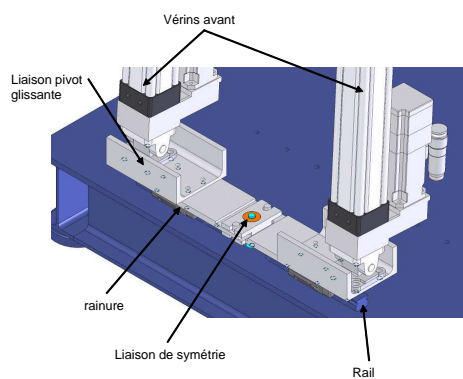
La partie supérieure de la plateforme du simulateur est l'équivalent de la cabine dans un simulateur automobile (Figure 3.4). Il s'agit d'une version modifiée d'une Yamaha YBR 125cm<sup>3</sup>. Trois supports sont conçus dans le but d'assembler ce châssis aux deux vérins avant et à la glissière arrière. Les roues et les suspensions d'origine sont supprimées afin de réduire la masse et l'inertie de l'ensemble. Le système de direction est séparé du reste de la moto pour implémenter un deuxième retour

haptique. Les principales commandes (accélérateur, frein, embrayage et sélecteur de la boîte de vitesses) sont maintenues et instrumentées pour acquérir les actions du conducteur.



**Figure 3.5.** *Le système à double retour d'effort du guidon*

Deux systèmes de rendu d'effort sont installés sur le guidon (Figure 3.5). Le premier a pour but de créer un effort sur les bras du conducteur pour donner une illusion lors d'une accélération ou d'un freinage. Pour cela, un vérin à vis-écrou, actionné par un moteur électrique, est monté de manière à offrir un déplacement linéaire du guidon par rapport à la selle. Le deuxième retour d'effort vise à reproduire les forces/couples du contact pneu-sol, par un moteur électrique à courant continu monté sur l'axe de direction du guidon.



**Figure 3.6.** *Liaison de symétrie*

Enfin, un système mécanique est développé pour imposer une contrainte de déplacement symétrique des deux pivots mobile qui lient les deux vérins au bâti (Figure 3.6). Ainsi, l'axe de rotation de roulis est préservé dans le plan vertical de symétrie de la moto.

### 3.3. Mécatronique du simulateur

#### 3.3.1. Description de la boucle de simulation

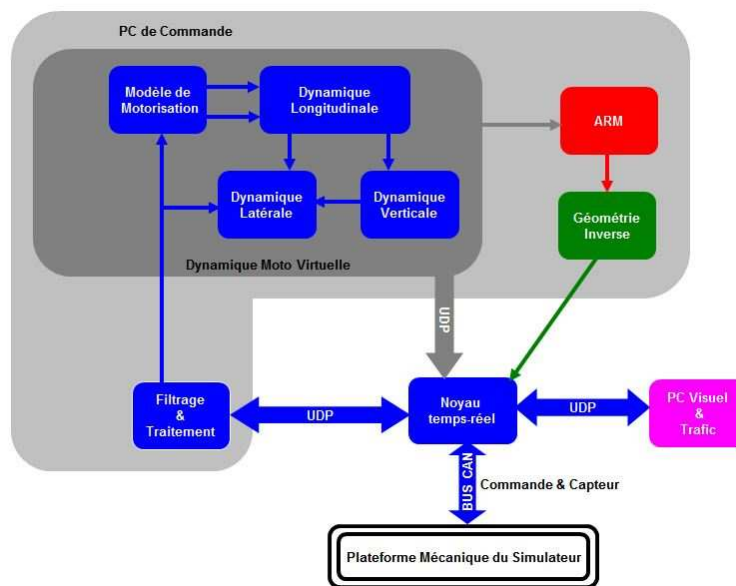


Figure 3.7. Flux de données échangées entre les différents modules du simulateur

La figure 3.7 montre le flux de données mettant en jeu les différentes variables échangées, ainsi que le mode de communication entre les divers modules du simulateur. A partir de cette figure, on constate que le PC d'exécution temps-réel joue un rôle central dans l'envoi et la réception des différentes variables acquises et mises à jour. Il se présente comme le noyau temps-réel qui facilite l'acquisition et la synchronisation entre le monde réel (simulateur) et le monde virtuel (visuel). En analysant ce schéma, on peut recueillir une première vision sur le séquençage des tâches, à savoir :

1) Après l'initialisation, qui sera discutée plus loin, les actions du conducteur sur les différents pédales et poignées sont transmises à 500Hz via le bus CAN (Controller Area Network) de la cabine de la plateforme au noyau temps-réel. Ce dernier prend en charge l'acheminement jusqu'au PC de commande par UDP (User Datagram Protocol) à une fréquence de 2Khz. Comme l'UDP est un protocole asynchrone sans accusé

de réception, il est recommandé d'augmenter la vitesse de communication pour limiter la perte de paquets de données. Ces signaux servent à déterminer les différents états cinématiques actuels du véhicule deux-roues virtuel. Ces états sont scindés en plusieurs quantités permettant de décrire les mouvements de la plateforme mécanique et la projection du véhicule dans la scène virtuelle.

2) D'une part, la vitesse, les positions longitudinale et latérale, et les angles de roulis, tangage et lacet sont envoyés au PC visuel via UDP, à une vitesse égale au taux de rafraîchissement de la projection visuelle.

3) D'un autre côté, les variables articulaires qui définissent la position des deux vérins avant et de la glissière arrière sont transmises du noyau temps-réel aux différents variateurs par bus CAN à une vitesse de 100Hz, généralement utilisée par les modules CAN commerciaux.

#### *Visuel*

Un PC est dédié à la gestion du retour visuel, auditif et au calcul du trafic.

#### *Trafic*

Le modèle de trafic a pour vocation de mettre en œuvre une simulation réaliste de situations routières qui assure une interactivité riche de la scène visuelle. Dans cet exemple, le modèle utilisé provient de résultats obtenus lors d'un projet appelé "ARCHISIM" [?]. Le but de ce projet est de développer des simulations de trafic centrées "individu" et fondées sur le comportement réel des conducteurs. En d'autres termes, le trafic émerge des actions individuelles et des interactions des différents acteurs.

L'implémentation d'ARCHISIM suit le concept des multi-agents. Dans ce cas, les conducteurs sont représentés comme des agents dont le comportement est défini par une représentation descriptive du mécanisme de prise de décision.

### **3.3.2. Instrumentation de la plateforme**

#### *Capteurs à installer*

Le simulateur est doté des commandes classiques d'une moto. Les informations provenant des capteurs qui alimentent le modèle virtuel de la moto sont :

1) la position du guidon. Une information numérique est fournie par un codeur optique. Elle permet de connaître l'angle que le pilote donne au guidon.

2) La position de la manette de gaz. Un câble commandant un potentiomètre linéaire est relié à cette manette. L'information électrique, image de cette position, est un signal analogique.



Signal	Capteur	Type	Référence
Accélérateur et embrayage	Potentiomètre linéaire	Analogique	Megatron MBW100 10K $\Omega$
Freins avant et arrière	Pression	Analogique	Gems 1000BG
Sélecteur vitesse	Interrupteur	Binaire	Omran Z-15GL2-B
Rotation guidon	Codeur optique	Binaire	HEDS-5500
Couple guidon	Jauge de déformation	Analogique	Absent
Position conducteur	Codeur optique	Binaire	Absent
Torseur cinématique de la plateforme	Centrale Inertielle	Analogique	Absent

**Tableau 3.1.** Un exemple de capteurs pouvant être installés ou à prévoir sur la plateforme du simulateur

3) La position de la poignée d'embrayage. Le montage électrique est du même type que celui de la manette de gaz.

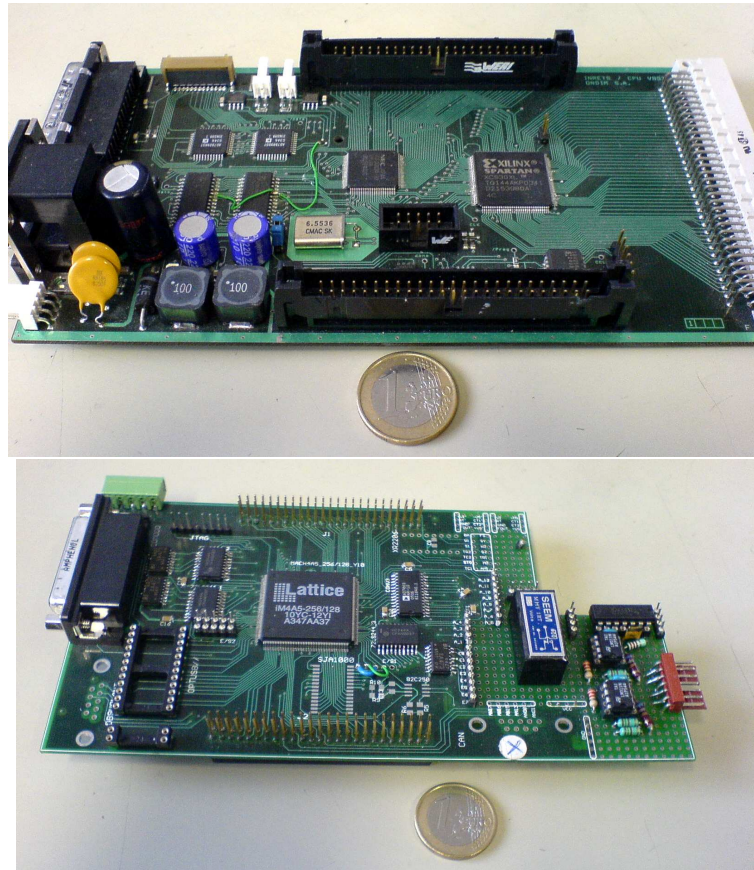
4) La puissance de freinage de la manette de frein (commande de frein avant) est restituée grâce à un capteur de pression qui est monté sur le circuit hydraulique de freinage avant. On obtient un signal analogique, image de la force exercée sur la poignée.

5) La puissance de freinage de la pédale de frein (commande de frein arrière) est fournie grâce au même dispositif que pour le circuit de freinage avant.

6) L'information de sélection de vitesse. Deux interrupteurs sont positionnés de façon à détecter une montée ou une descente du sélecteur de vitesse. Ce sont donc deux bits numériques qui indiquent un changement de vitesse.

#### *Carte d'acquisition cabine*

L'acquisition des commandes conducteur est assurée par un ensemble de deux cartes montées l'une sur l'autre. La première, dite carte fille, sert d'interface pour acheminer les signaux des capteurs, tandis que la deuxième, fondée sur un microcontrôleur de la famille V853 de marque NEC, a été conçue pour la gestion bas-niveau des capteurs instrumentant la moto du simulateur (Figure 3.8). Cette carte, que nous nommerons dans suite carte NEC, dispose de 12 entrées analogiques  $\pm 10V$ , de 16 sorties analogiques 0-5V ainsi que de plusieurs entrées/sorties numériques. Elle présente l'avantage de posséder un FPGA (Xilinx XCS30XL) et 24 entrées binaires bufférisées dédiées à l'acquisition des signaux des deux canaux A et B issus des codeurs optiques. De plus, la génération de signaux PWM (Power Wave Modulation) est incluse dans le microcontrôleur. A côté de ces caractéristiques, lui offrant une grande adaptabilité et configuration dans l'acquisition et la commande, elle dispose de plusieurs modes de communication, via les ports parallèle, série et USB. Cependant, ce qui nous intéresse le plus, est la possibilité d'établir une communication via le BUS CAN par un contrôleur intégré.



**Figure 3.8.** *Dispositif d'acquisition : en haut la carte NEC, en bas la carte dite "fille"*

La carte décrite ci-dessus est chargée essentiellement de réaliser les tâches suivantes :

- Assurer l'acquisition des signaux issus des différents capteurs et les transmettre au modèle implémenté sur le PC de commande pour calculer les états de la moto virtuelle.
- Commander, éventuellement, les actionneurs des variables articulaires en mode analogique.
- Gérer le retour d'effort guidon.

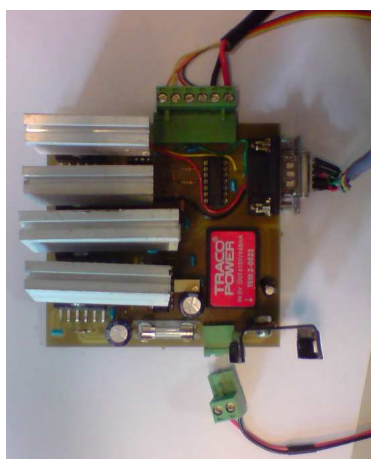
Vérins	Moteur	Type	Réducteur
Vérins avant droit	SMBA6045	Brushless triphasé	Non
Vérin avant gauche	SMBA6045	Brushless triphasé	Non
Glissière arrière	SMBA82300	Brushless triphasé	Tecnoingranaggi MP080 1 :10
Rallonge guidon	SMBA6045	Brushless triphasé	Non
Retour d'effort guidon	Parvex RX320E	Courant Continu	poulis-courroie 1 :5

**Tableau 3.2.** Liste des différents moteurs utilisés pour l'actionnement

### *Pilotage des vérins et du guidon*

Les mouvements de la plateforme du simulateur sont actionnés électriquement. Chacun des quatre moteurs est piloté par un variateur "Lust CDD3000" dont le contrôleur interne possède dix solutions pré-configurables, appelées cartes métiers. Les points qui nous intéressent le plus sont les suivants :

- Commande en couple par une référence analogique  $\pm 10V$
- Commande en position avec une boucle de régulation de la position externe, par une référence analogique  $\pm 10V$ .
- Commande en position : consignes et mesures via le bus de terrain (BUS CAN).
- Commande en vitesse : consignes et mesures via le bus de terrain (BUS CAN).



**Figure 3.9.** Carte hacheur pour le pilotage du retour d'effort

Une carte de puissance a été développée pour réaliser le pilotage du moteur dédié au retour d'effort guidon (Figure 3.9). Elle fournit le courant nécessaire, à partir des signaux PWM envoyée par la carte NEC, pour produire un couple moteur donné. La figure 3.10 représente le courant développé en fonction du rapport cyclique du signal PWM.

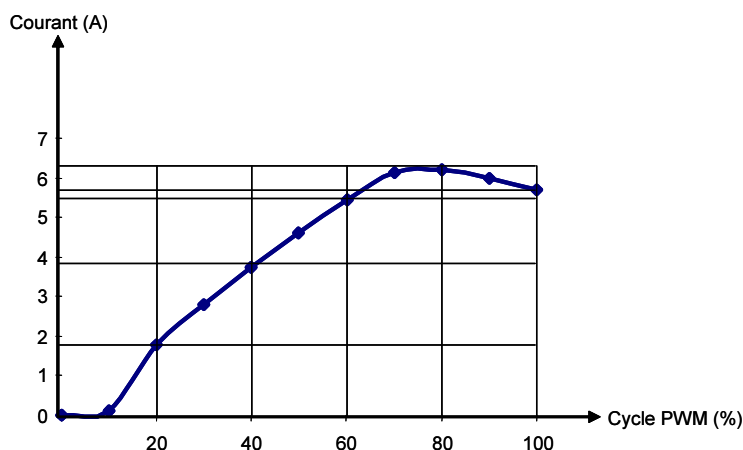


Figure 3.10. Caractéristique courant/rapport cycle PWM de la carte hacheur

#### Acquisition et gestion temps-réel

Initialement, le pilotage des vérins du prototype de simulateur s'effectuait au travers de consignes analogiques envoyées aux variateurs et à partir de mesures de la position des vérins via la carte NEC (Figure 3.11). Ce mode de fonctionnement posait notamment la question du bruit sur la consigne analogique, et surtout, des retards d'acquisition. Par conséquent, nous avons choisi de remplacer la commande analogique et la lecture des codeurs optiques virtuels par un pilotage réalisé via le contrôleur CAN des variateurs (Figure 3.12). Cette solution, semble éliminer les problèmes liés au bruit électronique inhérent au pilotage analogique, et aussi alléger considérablement le câblage. Néanmoins, une facilité d'adaptation ne signifie pas une première implémentation triviale.

Enfin, la gestion temps-réel est réalisée peut être réalisée de plusieurs manières. Dans le commerce, des package prêt à l'utilisation sont disponibles tels que : xPC Target<sup>®</sup> de chez Mathworks<sup>®</sup> et VxWorks<sup>®</sup>.

#### 3.3.3. Séquencement et synchronisation

Avant toute simulation de conduite, il est nécessaire de respecter certaines étapes de séquencement et de synchronisation. Ces étapes permettent d'une part, de maintenir

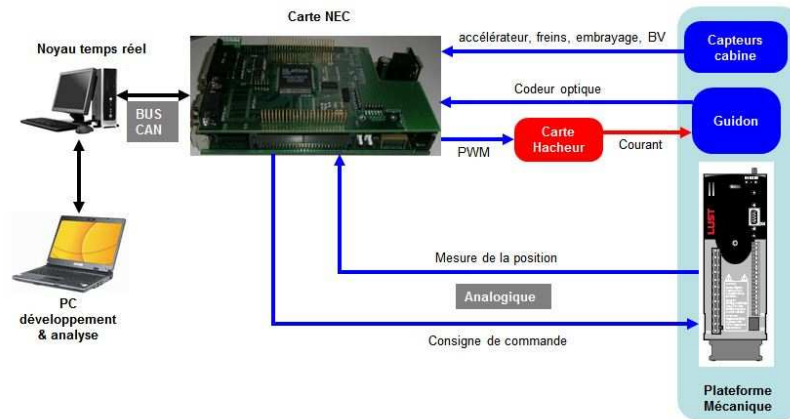


Figure 3.11. Schéma analogique d'acquisition et de commande de la partie actionnement

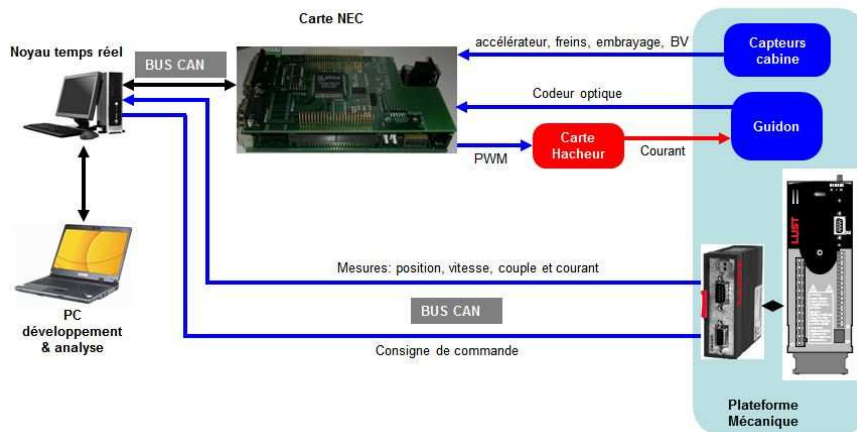
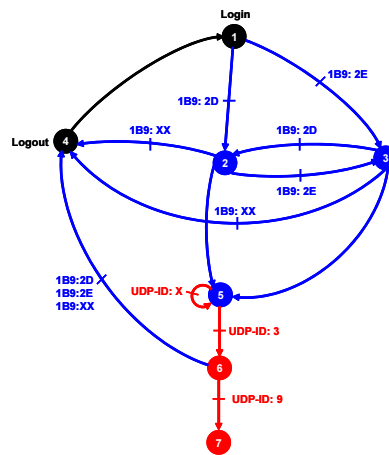


Figure 3.12. Schéma numérique d'acquisition et de commande de la partie actionnement

une connexion stable entre le PC visual et le noyau temps-réel, et d'autre part d'assurer la sécurité du fonctionnement. De plus, l'utilisation d'un BUS CAN comme moyen de communication pour l'acquisition et l'actionnement facilite la tâche de diagnostic et de gestion d'erreur.

La figure 3.13 montre une machine d'état, contenant l'essentiel des processus à implémenter, résumé dans les points suivant :



**Figure 3.13.** Séquencement d'initialisation de la plateforme et de connexion au visuel

- Au début de la simulation, les actionneurs sont mis à l'état 1 "Login". Une trame CAN, définie par son identificateur, est envoyée à chaque variateur pour le mettre en mode régulation.
- La deuxième étape consiste à positionner la plateforme mobile du simulateur à la position neutre (Vérins avant à mi-élongation et glissière arrière dans le plan vertical de symétrie de la plateforme). Ce positionnement est réalisé de manière simple, en scrutant la plage de déplacement disponible de chaque variable articulaire. En étant en fin de course, minimale ou maximale, chaque variateur renvoie une trame d'erreur d'identificateur 1B9.
- Etant à l'une ou à l'autre des fins de course (état 2 ou 3), l'excursion maximale de chaque actionneur est scrutée afin de déterminer le point milieu pour positionner la plateforme (état 5). A cet état, une trame CAN est envoyée en mode écriture pour forcer la valeur de la position à zéro.
- Une fois la plateforme mise au neutre, une requête UDP avec un ID :1 est envoyée pour établir une connexion au PC visuel. Si ce dernier répond avec un ID :3, la connexion est établie (état 6), sinon, une deuxième requête est renvoyée. A partir de cet instant, nous pouvons commencer la simulation de la conduite.
- Si une trame d'erreur d'identificateur 1B9 :XX est détectée, les variateurs sont mis hors régulation. De plus, une requête UDP d'ID :9 permet de se déconnecter du visuel.

### 3.4. Caractérisation du simulateur

#### 3.4.1. Cinématique inverse de la plateforme du simulateur

Avant de piloter la plateforme, il est nécessaire de caractériser ses capacités géométriques et cinématiques). La géométrie inverse consiste à définir les coordonnées articulaires des différents actionneurs, qui sont dans notre cas les élongations des deux vérins avant et le déplacement linéaire de la glissière arrière, en fonction des coordonnées cartésiennes et de l'orientation de la plateforme mobile.

##### Modèle géométrique inverse

La plateforme mécanique du présent simulateur peut être perçue comme une architecture parallèle constituée d'un bâti fixe et d'une partie mobile comprenant le châssis de la moto. On définit un repère inertiel  $R(O, i, j, k)$  lié au bâti et un deuxième repère  $R_m(O_m, i_m, j_m, k_m)$  lié à la moto (Figure 3.14). Les points  $B_1, B_2$  et  $B_3$  sont respectivement les points d'attaches des deux vérins avant et du support de la glissière arrière avec le bâti de la plateforme. Les points  $P_1, P_2$  et  $P_3$  sont respectivement les points d'attaches supérieurs des deux vérins avants et de la glissière arrière avec la plateforme mobile, dont les positions, exprimées dans le repère mobile, sont :

$$O_m P_1^m = \begin{bmatrix} 0 \\ l \\ 0 \end{bmatrix} \quad O_m P_2^m = \begin{bmatrix} 0 \\ -l \\ 0 \end{bmatrix} \quad O_m P_3^m = \begin{bmatrix} -l_3 \\ 0 \\ -h_3 \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Il a été choisi de représenter l'orientation du repère mobile  $R_m$  par rapport au repère fixe  $R$  par les angles d'Euler  $(\psi, \theta, \varphi)$  suivant la convention  $ZYX$  (lacet-tangage-roulis). La matrice de rotation  $\mathcal{R}$  définissant l'orientation du repère  $R_m$  par rapport au repère  $R$  s'écrit donc en fonction de ces angles, comme suit :

$$\mathcal{R} = \begin{pmatrix} c\theta c\psi & s\varphi s\theta c\psi - c\varphi s\psi & c\varphi s\theta c\psi + s\varphi s\psi \\ c\theta s\psi & s\varphi s\theta s\psi + c\varphi c\psi & c\varphi s\theta s\psi - s\varphi c\psi \\ -s\theta & s\varphi c\theta & c\varphi c\theta \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

La partie supérieure mobile du simulateur est représentée, par rapport au repère fixe  $R$ , par six variables : les 3 coordonnées cartésiennes  $(x_m, y_m, z_m)$  de l'origine  $O_m$  du repère  $R_m$  et les trois angles d'Euler  $(\psi, \theta, \varphi)$ . Cependant, la liaison qui assure la symétrie (Figure 3.6), introduit une contrainte sur le déplacement des points  $B_1$  et  $B_2$ . Par conséquent, le déplacement transversal de  $O_m$  le long de l'axe  $j$  est nul.

Le vecteur  $OP_3$  dans le repère fixe  $R$  s'écrit :

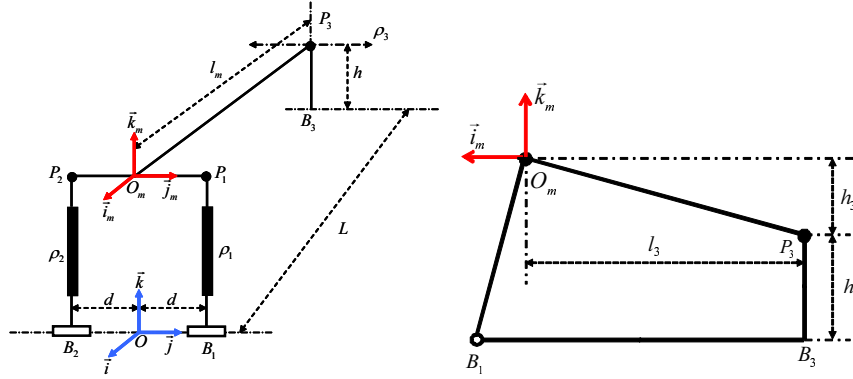


Figure 3.14. Description cinématique de la plateforme

$$OP_3 = OO_m + \mathcal{R}O_mP_3^m \quad (3.3)$$

D'où l'expression algébrique :

$$\begin{bmatrix} -L \\ \rho_3 \\ h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \end{bmatrix} + \mathcal{R} \begin{bmatrix} -l_3 \\ 0 \\ -h_3 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Ainsi, on obtient la relation entre les coordonnées cartésiennes de l'origine  $O_m$  et les angles d'orientation de la plateforme mobile. De plus, sachant que  $y_m = 0$ , on déduit directement la variable articulaire  $\rho_3$ , de déplacement linéaire de la glissière arrière, comme suit :

$$\begin{cases} x_m = -L + l_3 r_{11} + h_3 r_{13} \\ \rho_3 = -l_3 r_{21} - h_3 r_{23} \\ z_m = h + l_3 r_{31} + h_3 r_{33} \end{cases} \quad (3.5)$$

où  $r_{ij}$  sont les éléments de la matrice de rotation  $\mathcal{R}$  (Eq.3.2). L'équation (3.5), exprimant les contraintes géométriques, montre que les deux ensembles (position et orientation du repère mobile  $R_m$ ) sont dépendants l'un de l'autre. On peut donc utiliser l'une des deux représentations pour exprimer la cinématique et la dynamique de la plateforme.



A présent, il ne reste qu'à trouver les deux variables articulaires des deux vérins avant  $\rho_1$  et  $\rho_2$  qui définissent la longueur totale de chaque vérin en fonction de l'orientation de la partie supérieure mobile. Ces deux quantités sont données par le produit scalaire  $\rho_i = \|B_i P_i\|$ , avec :

$$B_i P_i = B_i O + O O_m + \mathcal{R}.O_m P_i^m \quad (3.6)$$

Enfin, si on note  $d$  le déplacement des deux point  $B_1$  et  $B_2$ , le vecteur  $B_i O$  peut être exprimé par  $B_i O = (-1)^i d.j$ . Sachant que la composante  $y$  du vecteur  $B_i P_i$  est nulle, l'équation (3.6) nous permet d'écrire :

$$d = r_{22} l \quad (3.7)$$

#### *Cinématique inverse de la plateforme*

L'objectif de cette section est de trouver l'expression des vitesses articulaires en fonction du torseur cinématique de la plateforme mobile. Dans une architecture à 6DdL, le torseur cinématique  $W$  de la plateforme par rapport au bâti, exprimé au point  $O_m$  origine de repère  $R_m$ , s'écrit comme suit :

$$W = \begin{bmatrix} \dot{O} O_m \\ \Omega \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

La vitesse articulaire  $\dot{\rho}_i$  des deux vérins avant est calculée par la projection du vecteur vitesse  $B_i \dot{P}_i$  dans la direction du vérin définie par le vecteur unitaire  $u_i = B_i P_i / \rho_i$  :

$$\dot{\rho}_i = B_i \dot{P}_i . u_i \quad (3.9)$$

En dérivant l'équation (3.6) par rapport au temps, on obtient :

$$B_i \dot{P}_i = B_i \dot{O} + O \dot{O}_m + \Omega \times \mathcal{R} O_m P_i^m \quad (3.10)$$

Où  $\Omega$  est la vitesse angulaire de la plateforme mobile. Le passage entre le repère  $R$  et le repère  $R_m$  est défini par trois rotations successives suivantes :

- La rotation du lacet  $\psi$  autour de  $k$  permet d'obtenir le repère  $R_1(O, i_1, j_1, k_1)$ ,
- La rotation du tangage  $\theta$  autour de  $j_1$  permet d'obtenir le repère  $R_2(O, i_2, j_2, k_2)$ ,
- La rotation du roulis  $\varphi$  autour de  $i_2$  permet d'obtenir le repère  $R_m(O_m, i_m, j_m, k_m)$

alors,  $\Omega$  est donnée par la formule suivante :

$$\Omega = \dot{\psi}k + \dot{\theta}j_1 + \dot{\varphi}i_2 \quad (3.11)$$

La projection des vecteurs  $j_1$  et  $i_2$  dans le repère global  $R$  permet de déduire une matrice de transformation  $\mathcal{E}$  qui lie la vitesse angulaire  $\Omega$  au vecteur des dérivées des angles d'Euler  $\dot{q} = [\dot{\psi}, \dot{\theta}, \dot{\varphi}]$  par la relation :

$$\Omega = \mathcal{E}\dot{q} \quad (3.12)$$

Où :

$$\mathcal{E} = \begin{pmatrix} 0 & -s\psi & c\theta c\psi \\ 0 & c\psi & c\theta s\psi \\ 1 & 0 & -s\theta \end{pmatrix} \quad (3.13)$$

Enfin, la vitesse articulaire  $\dot{\rho}_3$  s'obtient par la projection du vecteur vitesse  $O\dot{P}_3$  sur le vecteur unitaire  $j$ , donc :

$$\dot{\rho}_3 = O\dot{O}_m \cdot j + (\mathcal{R}O_m P_3 \times j) \cdot \Omega \quad (3.14)$$

#### Matrice jacobienne inverse

La matrice jacobienne entre deux ensembles de variables, écrites d'une manière explicite sous la forme  $\mathbf{y}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t))$ , s'obtient par la différentiation suivante :

$$\dot{\mathbf{y}}(t) = \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}}(\mathbf{x}(t))\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathcal{J}_{y,x}\dot{\mathbf{x}}(t) \quad (3.15)$$

DDL	Tangage	Roulis	Lacet
Rotation max	10°	72°	10°
Vitesse angulaire max	30°/s	360°/s	90°/s

**Tableau 3.3.** Caractéristiques cinématiques de l'espace de travail du simulateur deux-roues

Dans le cas d'une plateforme mécanique parallèle, la matrice jacobienne inverse permet de transformer le torseur cinématique  $\mathbf{W}$  vers les vitesses articulaires  $\dot{\rho}_i$ . En remplaçant l'équation (3.10) dans (3.9), on peut écrire :

$$\dot{\rho}_i = \mathbf{B}_i \dot{\mathbf{O}} \cdot \mathbf{u}_i + \mathbf{O} \dot{\mathbf{O}}_m \cdot \mathbf{u}_i + (\boldsymbol{\Omega} \times \mathcal{R} \mathbf{O}_m \mathbf{P}_i^m) \cdot \mathbf{u}_i \quad (3.16)$$

Si  $\mathbf{a}$ ,  $\mathbf{b}$  et  $\mathbf{c}$  sont trois vecteurs donnés, les équivalences suivantes sont vraies (propriété du produit mixte) :

$$(\mathbf{a} \times \mathbf{b}) \cdot \mathbf{c} = (\mathbf{c} \times \mathbf{a}) \cdot \mathbf{b} = (\mathbf{b} \times \mathbf{c}) \cdot \mathbf{a} \quad (3.17)$$

Appliquée à l'équation (3.15), et sachant que les deux vecteurs  $\mathbf{B}_i \dot{\mathbf{O}}$  et  $\mathbf{u}_i$  sont, par construction de la plateforme, orthogonaux, on obtient l'expression suivante :

$$\dot{\rho}_i = \mathbf{O} \dot{\mathbf{O}}_m \cdot \mathbf{u}_i + (\mathcal{R} \mathbf{O}_m \mathbf{P}_i^m \times \mathbf{u}_i) \cdot \boldsymbol{\Omega} \quad (3.18)$$

Enfin, à partir des équations (3.13) et (3.17) on peut formuler une écriture algébrique de la matrice jacobienne inverse  $J_{-1}$  de la manière suivante :

$$\mathbf{V}_\rho = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{u}_1^T & (\mathcal{R} \mathbf{O}_m \mathbf{P}_1^m \times \mathbf{u}_1)^T \\ \mathbf{u}_2^T & (\mathcal{R} \mathbf{O}_m \mathbf{P}_2^m \times \mathbf{u}_2)^T \\ \mathbf{j}^T & (\mathcal{R} \mathbf{O}_m \mathbf{P}_3^m \times \mathbf{j})^T \end{bmatrix}}_{\mathcal{J}_{-1}} \mathbf{W} \quad (3.19)$$

Avec,  $\mathbf{V}_\rho = [\dot{\rho}_1, \dot{\rho}_2, \dot{\rho}_3]$  est le vecteur des vitesses articulaires.

### 3.4.2. Modélisation dynamique de la plateforme

Le modèle dynamique d'un manipulateur mécanique traduit par des équations algébro-différentielles, les relations existantes entre les variables de configuration de la plateforme, leurs dérivées et dérivées secondes, ainsi que les efforts extérieurs agissant sur le système.

L'étude des modèles dynamiques des robots séries à chaînes ouvertes simples et arborescentes a fait l'objet d'un grand nombre de travaux. Ces études se distinguent plus particulièrement par leurs méthodes de mise en équation, utilisant des formalismes différents de types Newton-Euler, Lagrange, et autres [?]. Cependant, comparées aux manipulateurs séries, les travaux de modélisation des robots parallèles sont moins nombreux [?, ?]. En effet, la modélisation des manipulateurs parallèles est une tâche délicate vu la structure fermée et les contraintes cinématiques associées. Toutefois, il existe plusieurs travaux de recherche traitant de la cinématique des manipulateurs parallèles, en particulier ceux de type Gough-Stewart [?].

Suivant l'application désirée, on peut formuler la dynamique de la plateforme du simulateur sous deux formes distinctes : soit sous une forme compacte en fonction du torseur cinématique qui, une fois intégré, permet d'obtenir la position du point  $O_m$  par rapport au repère global  $\mathfrak{R}$  et d'avoir ainsi le vecteur des angle d'Euler  $\mathbf{q} = [\psi, \theta, \varphi]^T$ . Cette écriture est appelée "modèle dynamique direct", soit sous une forme simple qui permet d'exprimer les forces d'actionnement par rapport à la position et à l'orientation de la plateforme mobile. Cette écriture est appelée "modèle dynamique inverse". L'équation du modèle dynamique de la plateforme s'écrit généralement comme suit :

$$\mathcal{M}\dot{\mathbf{W}} + \mathbf{C} + \mathbf{G}_g = \mathcal{J}_{-1}^T \mathbf{F} \quad (3.20)$$

où la matrice  $\mathcal{M}$  est la matrice de masse qui dépend seulement de l'orientation de la plateforme mobile. Le vecteur de Coriolis  $\mathbf{C}$  contient des éléments non-linéaires et dépend de l'orientation et de la vitesse angulaire de la plateforme mobile.  $\mathbf{G}_g$  est le vecteur qui contient les éléments liés à la gravité. Le vecteur  $\mathbf{F} = [F_1 \ F_2 \ F_3]^T$  est celui des forces d'actionnement.

Cependant, la présente plateforme mécanique dispose seulement de 3DdL indépendants. Il est essentiel d'introduire l'équation algébrique des contraintes définie par l'expression (3.5). En remplaçant les éléments  $r_{ij}$  de la matrice de rotation  $\mathcal{R}$  par leurs expressions, l'équation géométrique des contraintes  $\Phi(\mathbf{q}, t) = 0$  devient :

$$\Phi(q, t) = \begin{cases} x_m + L - l_3 c\theta c\psi - h_3 (c\varphi s\theta c\psi + s\varphi s\psi) = 0 \\ y_m = 0 \\ z_m - h + l_3 s\theta - h_3 c\varphi c\theta = 0 \end{cases} \quad (3.21)$$

La dérivation de cette formule par rapport au temps permet de déduire la jacobienne  $\Phi_q$  de la matrice des contraintes qui lie la dérivée de  $\Phi(\mathbf{q}, t)$  au torseur cinématique  $\mathbf{W}$ . D'un autre côté, il est intéressant de réduire le nombre de variables à intégrer. Pour cela, nous allons écrire le modèle dynamique dans l'espace des variables articulaires. Le torseur cinématique  $\mathbf{W}$  est lié au vecteur des vitesses articulaires  $\mathbf{V}_\rho$  par la matrice jacobienne  $\mathcal{J}_{-1}$ , par conséquent :

$$\mathbf{V}_\rho = \mathcal{J}_{-1} \mathbf{W} \Rightarrow \dot{\mathbf{W}} = \dot{\mathcal{J}}_{-1}^{-1} \mathbf{V}_\rho + \mathcal{J}_{-1}^{-1} \dot{\mathbf{V}}_\rho \quad (3.22)$$

où  $\dot{\mathbf{V}}_\rho = [\ddot{\rho}_1, \ddot{\rho}_2, \ddot{\rho}_3]$  est le vecteur des accélérations articulaires et  $\dot{\mathcal{J}}_{-1}^{-1}$  est l'inverse de la dérivée de la matrice jacobienne par rapport au temps et qui peut être calculée par  $\dot{\mathcal{J}}_{-1}^{-1} = -\mathcal{J}_{-1}^{-1} \dot{\mathcal{J}}_{-1} \mathcal{J}_{-1}^{-1}$ . Enfin, l'équation dynamique (3.52) devient :

$$\mathcal{M}' \dot{\mathbf{V}}_\rho + \mathbf{C}' + \mathbf{G}_g + \Phi_q^T \Lambda = \mathcal{J}_{-1}^T \mathbf{F} \quad (3.23)$$

où la matrice de masse devient  $\mathcal{M}' = \mathcal{M} \mathcal{J}_{-1}^{-1}$  et le vecteur de Coriolis  $\mathbf{C}' = \mathbf{C} - \mathcal{M} \mathcal{J}_{-1}^{-1} \dot{\mathcal{J}}_{-1} \mathcal{J}_{-1}^{-1} \dot{\mathbf{V}}$ .  $\Lambda$  est le vecteur des multiplicateurs de Lagrange. Il interprète l'ensemble des efforts internes correspondant aux forces/couples nécessaires pour contraindre les mouvements relatifs définis par la mécanique de la plateforme.

### 3.4.3. Identification

Le modèle dynamique décrit par l'équation (3.59) est paramétré par un ensemble de données, comme la position du centre d'inertie, masse, matrice d'inertie, etc. L'identification de ces paramètres est d'une importance cruciale dans la caractérisation fréquentielle du simulateur et le bon contrôle des actionneurs. Dans cette section, on expose une procédure d'identification pour estimer la masse, les paramètres de la matrice d'inertie ainsi que les frottements secs et visqueux.

La première étape consiste à réécrire l'expression de la dynamique sous une forme linéaire, par rapport aux paramètres physiques à estimer, adaptée au processus d'identification [?]. Il est à noter que le vecteur des multiplicateurs de Lagrange dans l'équation (3.59) est une quantité inconnue. De ce point de vue, il est nécessaire d'éliminer ce vecteur de l'expression de la dynamique de la plateforme et de ne laisser que les couples moteurs, directement mesurés à partir des variateurs. En intégrant le couple  $\tau_f$  lié aux termes de frottement sec et visqueux, l'équation du mouvement est de la forme :

$$\begin{cases} \mathcal{M}\dot{\mathbf{W}} + \mathbf{C} + \mathbf{G}_g + \Phi_q^T \Lambda = \mathcal{J}_{-1}^T \mathbf{F} - \tau_f \\ \Phi_q \dot{\mathbf{W}} + \mathbf{Q}_c = 0 \end{cases} \quad (3.24)$$

Le torseur cinématique  $\mathbf{W}$  contient six variables de coordonnées dont seulement trois sont indépendantes. Dans la suite, on considère que les variables de coordonnées indépendantes sont les trois rotations correspondant aux mouvements de tangage, de roulis et de lacet. De ce fait, le torseur cinématique peut être scindé en deux ensembles représentant les vecteurs de coordonnées dépendantes  $\mathbf{q}_d$  et indépendante  $\mathbf{q}_i$  [?], comme suit :

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_d \\ \dot{\mathbf{q}}_i \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

En suivant le même raisonnement, la matrice jacobienne liée aux contraintes géométriques  $\Phi_q$  est partitionnée en deux parties suivant le vecteur des coordonnées dépendantes et indépendantes par l'équation suivante :

$$\Phi_q = [ \mathcal{A}_d \quad \mathcal{A}_i ] \quad (3.26)$$

En remplaçant les deux formules (3.61) et (3.62) dans la deuxième équation de (3.60), nous pouvons écrire le vecteur des accélérations  $\ddot{\mathbf{q}}_d$  exprimées en fonctions des coordonnées indépendantes, par :

$$\ddot{\mathbf{q}}_d = -\mathcal{A}_d^{-1} (\mathcal{A}_i \ddot{\mathbf{q}}_i - \mathbf{Q}_c) \quad (3.27)$$

Enfin, rapporter l'expression (3.63) dans l'équation de la dynamique (3.60), et multiplier les deux membres de l'équation résultante par la matrice  $\mathcal{B}_m^T$ , nous permet d'éliminer le vecteur des multiplicateurs de Lagrange. Ainsi, on obtient :

$$\mathcal{B}_m^T \mathcal{M} \mathcal{B}_m \ddot{\mathbf{q}}_i + \mathcal{B}_m^T (\mathcal{M} \mathbf{B}_c + \mathbf{C} + \mathbf{G}_g) + \underbrace{\mathcal{B}_m^T \Phi_q^T}_{\mathbf{0}_{3 \times 1}} \Lambda = \mathcal{B}_m^T (\mathcal{J}_{-1}^T \mathbf{F} - \tau_f) \quad (3.28)$$

$$\text{Où, } \mathcal{B}_m = \begin{bmatrix} -\mathcal{A}_d^{-1} \mathcal{A}_i \\ \mathcal{I}_3 \end{bmatrix}, \text{ et } \mathbf{B}_c = \begin{bmatrix} \mathcal{A}_d^{-1} \mathbf{Q}_c \\ \mathbf{0}_{3 \times 1} \end{bmatrix}.$$

Dans la littérature, diverses approches d'identification ont été développées fondées généralement sur des méthodes d'optimisation et de régression linéaire (méthode des moindres carrés, optimisation adaptatives, etc.). Nous avons choisi une méthode adaptative à descente de gradient du fait de sa simplicité d'implémentation en ligne ou hors-ligne. Cette technique consiste à minimiser un critère quadratique  $\mathbf{J} = 1/2(\mathbf{F}_{ref} - \mathbf{F})^2$  entre les forces moteurs mesurées,  $\mathbf{F}_{ref}$  et calculées  $\mathbf{F}$ . Cette minimisation revient à résoudre, à chaque pas de temps, l'équation différentielle suivante :

$$\dot{\mathbf{p}} = -\mathcal{P} \frac{\partial \mathbf{J}}{\partial \mathbf{p}} \quad (3.29)$$

Où  $\mathcal{P}$  est une matrice diagonale dont les coefficients sont appelés "pas d'adaptation" jouant un rôle primordial dans la rapidité de la convergence de cet algorithme [?].  $\mathbf{p}$  est le vecteur des paramètres à estimer.

Avant d'identifier les paramètres inertiels, nous allons estimer les termes liés aux frottements sec et visqueux. Une méthode simple consiste en la commande de la plateforme par un profil de position échelon et un deuxième en rampe d'amplitudes différentes. Pour cela, nous adoptons un modèle de Coulomb pour le frottement sec et un modèle de Karnop pour le frottement visqueux. Par conséquent, pour chaque axe de mouvement, le couple  $\tau_f$  est donné par la formule suivante :

$$\tau_f = \tau_{f,s} + \tau_{f,v} = \tau_s \text{sign}(\dot{\rho}) + \mathcal{J}^T k_v \dot{\rho} \quad (3.30)$$

Pour une trajectoire de position de type échelon, les termes en accélérations et vitesses sont nuls. En examinant l'équation de la dynamique inverse (3.64), on obtient :

$$\tau_{f,s} = \mathcal{J}_{-1}^T \mathbf{F} - \mathbf{G}_g \quad (3.31)$$

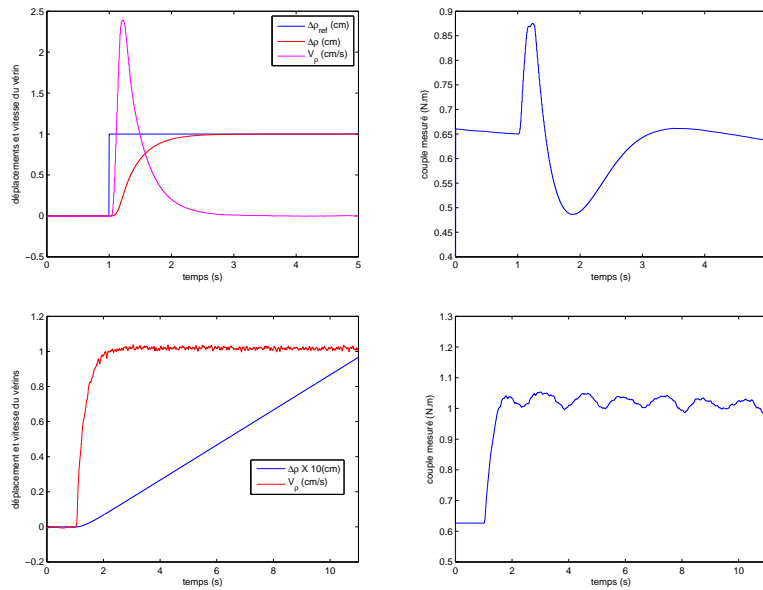
A partir de cette équation, on peut conclure que pour éliminer l'effet de la gravité, les essais expérimentaux doivent être effectués avec les vérins en position horizontale (posés sur le sol). Comme nous avons une mesure approchée de la masse et la position

du centre de gravité de la partie mobile de la plateforme (pesage et mesure lors de la phase de conception), nous pouvons calculer le vecteur  $\mathbf{G}_g$  et par conséquent, le couple du frottement sec  $\tau_{f,s}$ .

De même, si on considère que le terme de Coriolis  $\mathbf{C}$  est assez faible afin de le négliger (des mouvements de faible vitesse), on peut estimer les coefficients  $k_v$  du frottement visqueux par l'équation suivante :

$$\tau_{f,v} = \mathcal{J}_{-1}^T \mathbf{F} - \tau_{f,s} - \mathbf{G}_g \quad (3.32)$$

La figure 3.15 illustre les profils de position de type échelon et rampe, les vitesses articulaires et les couples moteurs mesurés. La figure 3.16 montre d'une part, les termes de frottement sec et visqueux estimés, et d'autre part, une validation expérimentale utilisant un profil sinusoïdal.



**Figure 3.15.** Tracés de positions, vitesses articulaires et couples moteurs mesurés utilisés pour l'estimation des frottements

Pour l'identification des paramètres inertiels, nous avons utilisé une consigne de position de type sinus modulé en amplitude et en fréquence (figure 3.17). L'expérimentation s'est effectuée en actionnant un vérin à la fois avec un asservissement de



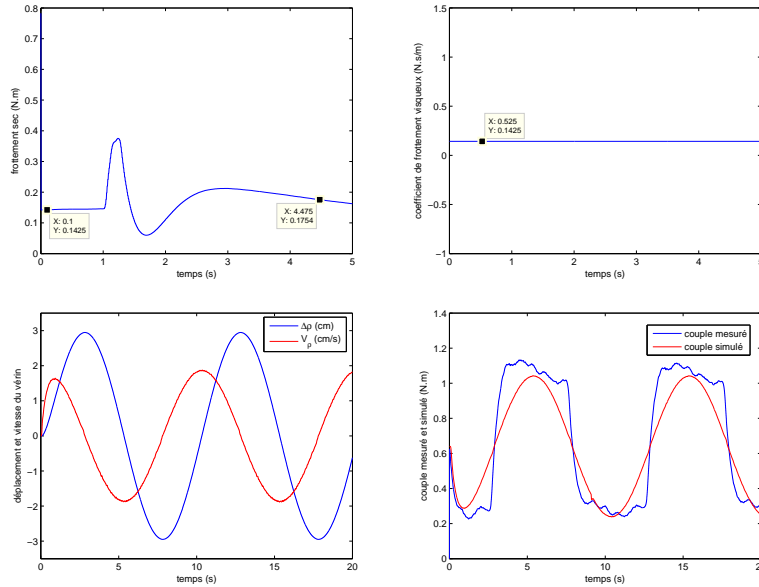
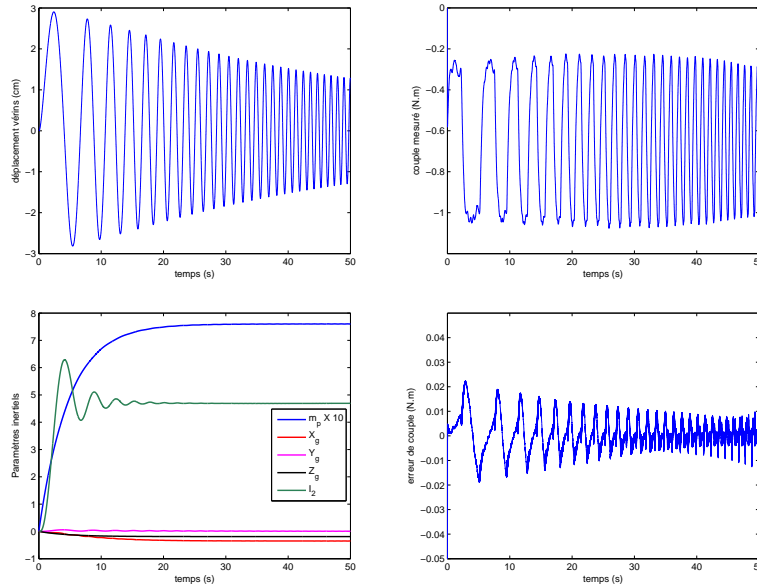


Figure 3.16. Tracés des frottements sec/visqueux et validation par un profil de position de type sinusoïdal

$m_p$	$I_1$	$I_2$	$I_3$
75.98 kg	19.32kg.m <sup>2</sup>	4.69 kg.m <sup>2</sup>	0.956kg.m <sup>2</sup>
$X_g$	$Y_g$	$Z_g$	
-34.92 cm	-1.07 cm	-18.93 cm	
frottement sec véris	frottement visqueux véris	frottement sec glissière	frottement visqueux glissière
0.1738 N.m	0.1425 N.s/m	0.0564 N.m	0.0487 N.s/m

Tableau 3.4. Estimés des paramètres inertiels et de frottements

position en boucle fermée. L'acquisition des positions, vitesses articulaires et couples moteurs est réalisée par un dispositif à base de BUS CAN à une fréquence de 100Hz (voir chapitre 5 pour plus d'informations), tandis que les accélérations sont obtenues par dérivation numérique. Le gain d'adaptation est choisi par essai-erreur de manière à assurer une convergence rapide et d'éviter des oscillations importantes. Les paramètres physiques identifiés sont représentés sur la figure 3.17 et résumés dans le tableau 3.4.



**Figure 3.17.** Tracés de la position de consigne et le couple moteur mesuré utilisés pour l'identification. Tracés des paramètres inertiels estimés et de l'erreur d'identification

Le diagramme de Bode (figure 3.18) est réalisé en identifiant une fonction de transfert, moyennant la “toolbox identification” de Matlab<sup>®</sup>. Cette fonction de transfert représente la dynamique du vérin en boucle fermée. Elle est donnée par l'expression :

$$\frac{\rho_{1,2}}{\rho_{ref}} = \frac{3.64s + 3.49}{0.0127s^3 + 0.3702s^2 + 5.034s + 4.49} \quad (3.33)$$

et pour le système de déplacement de la glissière arrière, on obtient aussi :

$$\frac{\rho_3}{\rho_{ref}} = \frac{27.73s + 11.48}{s(0.01893s^2 + 2.446s + 1)} \quad (3.34)$$

La bande passante des deux systèmes (vérins et glissière) en boucle fermée à -3db est respectivement 11,8rad/s et 17.2rad/s, autrement dit, 1,91Hz et 2.73Hz. Comparée à 3-4 Hz de la dynamique réelle des véhicules deux-roues, en conclut que la plateforme du simulateur a des caractéristiques limitées pour la restitution des accélérations transitoires rapides (freinage d'urgence, accélération brusque,...). Cette limitation n'est

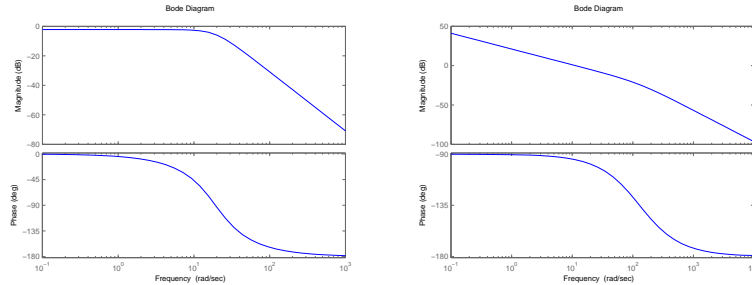


Figure 3.18. Tracés de Bode des fonctions de transfert (3.69) et (3.70)

toutefois pas rédhitoire dans la mesure où la simulation de conduite repose sur la génération d'illusions et non sur le rendu de mouvements physiques réels. Les caractéristiques précises nécessaires pour produire ces illusions ne sont pas complètement connues, en particulier, pour un simulateur de deux-roues. Toutefois, on peut penser que les caractéristiques dynamiques actuelles de la plateforme développée nous permettent de stimuler de manière suffisante le conducteur. Mais, seule une expérimentation psychophysique doit permettre de valider que cette dynamique est appropriée.

### 3.5. Intégration multi-sensorielles : Washout et retour d'effort

A l'exception de l'algorithme prédictif, les différentes approches des ARM, exposées dans les sections précédentes, sont développées pour les simulateurs de vol. Toutefois, leur adaptation à la simulation de conduite automobile et deux-roues est possible en prenant en compte la dynamique, le contenu spectral des manœuvres et la variabilité de l'environnement de conduite.

#### 3.5.1. Localisation du washout

Dans quel repère réalise-t-on le washout (où plus généralement la restitution du mouvement) ? Avec quelles variables d'entrée ? Des questions importantes qui permettent d'obtenir de meilleures performances en terme de ressenti du mouvement tout en optimisant le déplacement du simulateur.

Les accélérations linéaires et les vitesses angulaires d'un véhicule (automobile ou deux-roues), mesurées par une centrale inertielle ou calculées par le modèle du véhicule virtuel, sont généralement exprimées dans le repère local  $\mathcal{R}_{Gm}(\mathbf{x}_{gm}, \mathbf{y}_{gm}, \mathbf{z}_{gm})$ . Or, la cohérence des indices à reproduire par la plateforme mobile, nous impose d'exprimer toutes les variables d'entrée du bloc ARM à un endroit défini sur le véhicule virtuel et à son homologue sur le simulateur physique. Logiquement, cet endroit ne

peut être que le point d'assise sur le siège du conducteur  $S_m$  et  $S_s$ , seul point physique commun entre le véhicule réel et la plateforme du simulateur (Figure 3.19).

Après avoir défini les variables d'entrées du bloc ARM, une deuxième problématique se révèle à savoir, où peut-on réaliser la restitution du mouvement, en d'autres termes, dans quel repère doit-on exprimer les accélérations linéaires  $a_{S_m}$  et les vitesses angulaires  $\Omega_{S_m}$ . Est-ce dans le repère  $\mathcal{R}_{S_m}(\mathbf{x}_{S_m}, \mathbf{y}_{S_m}, \mathbf{z}_{S_m})$ ,  $\mathcal{R}_{G_m}(\mathbf{x}_{g_m}, \mathbf{y}_{g_m}, \mathbf{z}_{g_m})$  ou  $\mathcal{R}_{H_m}(\mathbf{x}_{h_m}, \mathbf{y}_{h_m}, \mathbf{z}_{h_m})$ ? Si la dernière hypothèse semble plus plausible puisque l'organe vestibulaire se trouve au niveau de la tête du conducteur, une étude a montré que ce choix ne contribue que de façon mineure au prix d'une charge de calcul supplémentaire non négligeable. De plus, la présente architecture mécanique du simulateur n'offre aucun mouvement de translation, et par conséquent, les accélérations linéaires ne peuvent être reproduites que par un mouvement de rotation [?]. Pour cela, nous choisissons le repère  $\mathcal{R}_{S_m}(\mathbf{x}_{S_m}, \mathbf{y}_{S_m}, \mathbf{z}_{S_m})$  comme repère de projection, dans lequel toutes les variables d'entrées sont exprimées.

A partir de ces considérations, nous pouvons établir le schéma adopté pour la restitution du mouvement, comme suit :

- La dynamique de la moto virtuelle est élaborée dans le repère  $\mathcal{R}_v$  dont l'origine est la projection du centre de masse sur la chaussée. Donc, il est nécessaire de la projeter dans le repère  $\mathcal{R}_{S_m}$ .
- Le tangage ne sera pas rendu par cet ARM. Cet angle sera juste utilisé pour amplifier l'effet de la suspension.
- Pour éviter une éventuelle chute du conducteur, seules les composantes HF de l'accélération sont restituées.
- Le style de conduite n'est pas considéré vu l'absence d'un capteur permettant la mesure de l'inclinaison du buste du conducteur.
- Le point de centre de masse  $G_m$  et celui de l'assise  $S_m$  appartiennent au même corps et sont suffisamment proches pour les considérer comme superposés. Cette approximation, acceptable dans les cas du véhicule automobile et deux-roues, est introduite afin d'alléger les différents calculs.

Dans ces conditions, le vecteur des accélérations linéaires du point  $S_m$  est calculé par l'expression :

$$\mathbf{a}_{S_m}^v = \mathbf{a}_{O_v}^v + \dot{\Omega}_{S_m/v}^v \times \mathbf{O}_v \mathbf{S}_m^v + \Omega_{S_m/v}^v \times (\Omega_{S_m/v}^v \times \mathbf{O}_v \mathbf{S}_m^v) \quad (3.35)$$

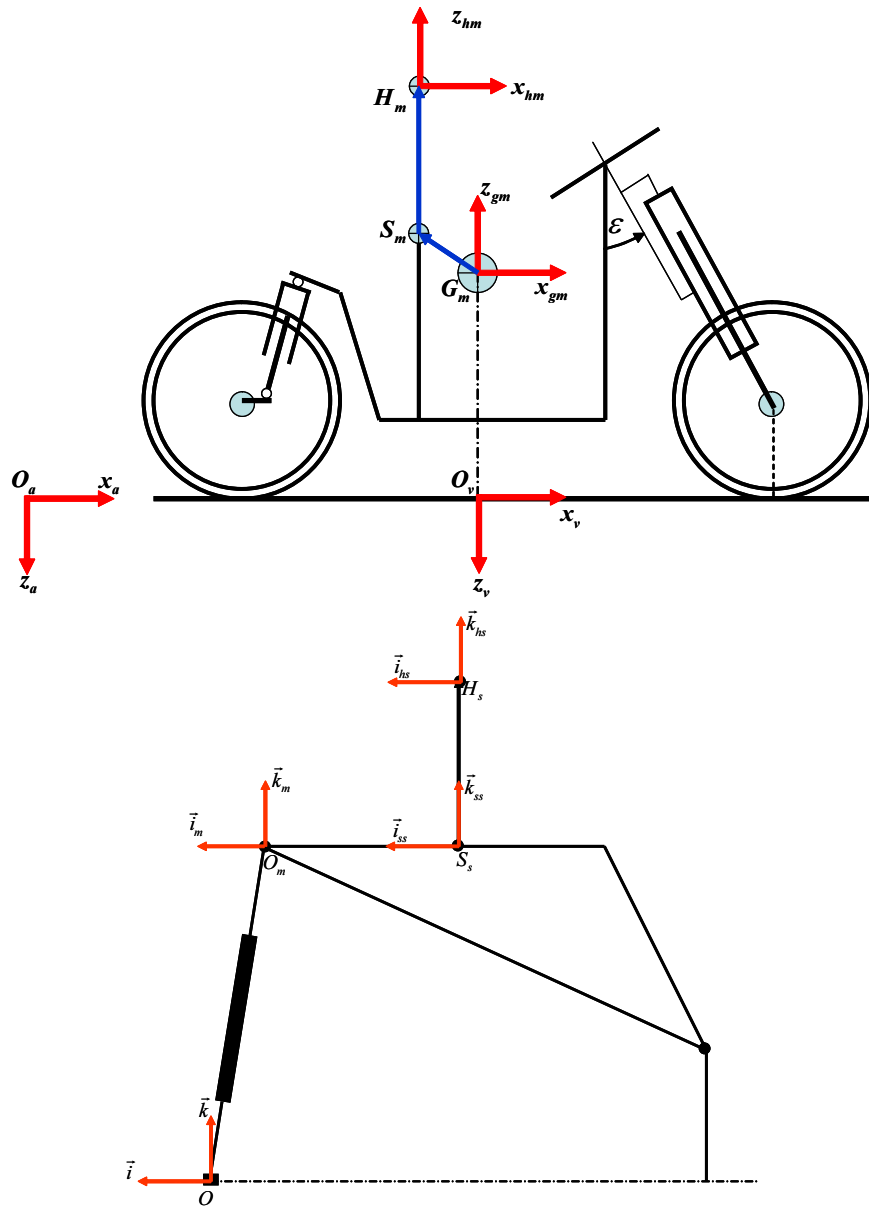


Figure 3.19. Les différents repère utilisés pour définir la localisation de l'ARM

où  $\Omega_{S_m/v}^v = \dot{\varphi} \mathbf{x}_v$  et  $\mathbf{a}_{O_v}^v = [a_x, a_y, a_z]^T$ . La projection vers le repère  $S_m$  s'effectue par la matrice  $\mathcal{R}_{v \rightarrow S_m}$  d'angle  $(-\varphi_m)$ , donc :

$$\mathbf{a}_{S_m}^{S_m} = (\mathcal{R}_{v \rightarrow S_m} \mathcal{R}_{x,\pi})^T \mathbf{a}_{S_m}^v \quad (3.36)$$

et pour la vitesse de rotation :

$$\omega_{S_m}^{S_m} = (\mathcal{R}_{v \rightarrow S_m} \mathcal{R}_{x,\pi})^T \omega_{S_m}^v \quad (3.37)$$

où, le vecteur des vitesses angulaires est donné par  $\omega_{S_m}^v = [\dot{\varphi}, 0, \dot{\psi}]^T$ .

Il ne nous reste alors qu'à définir le vecteur d'entrée  $\mathbf{a}_m$ . En effet, en l'absence d'accélération linéaires, l'organe otolithique est sujet à une accélération de la gravité, ainsi, il faudrait soustraire le vecteur de la gravité  $\mathbf{g}^{S_m}$  du vecteur d'accélération  $\mathbf{a}_{S_m}^{S_m}$ , le vecteur obtenu est appelé force spécifique, donc :

$$\mathbf{f}_{S_m}^{S_m} = \mathbf{a}_{S_m}^{S_m} - \mathbf{g}^{S_m} \quad (3.38)$$

où  $\mathbf{g}^{S_m} = (\mathcal{R}_{v \rightarrow S_m} \mathcal{R}_{x,\pi})^T \mathbf{g}^v$  est le vecteur de gravité exprimé dans le repère  $\mathfrak{R}_{S_m}$  et  $\mathbf{g}^v = [0, 0, -g]^T$ . Enfin,  $\mathbf{a}_m$  est obtenu en rajoutant le vecteur de gravité  $\mathbf{g}^{S_s}$  qui interprète le mouvement du simulateur, comme suit :

$$\mathbf{a}_m = \mathbf{f}_{S_m}^{S_m} + \mathbf{g}^{S_s} \quad (3.39)$$

Après avoir évalué les entrées du ARM, le vecteur  $\mathbf{a}_m$  est transformé vers le repère inertiel  $\mathfrak{R}(O, \mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k})$  pour subir ensuite un filtrage passe-haut. L'accélération transitoire résultante est exploitée par une méthode d'émulation de l'accélération linéaire par une rotation. Le reste du schéma de la figure 3.20 reste inchangé par rapport à un algorithme classique. Les coefficients  $k_{HF}$ , et  $k_{\Omega}$  sont simplement utilisés pour activer/désactiver un canal donné.

L'émulation vient d'un principe cinématique du mouvement circulaire. En effet, l'accélération linéaire  $\mathbf{HF}$  à émuler est scindée en deux composantes, l'une radiale  $\mathbf{a}_n$  et l'autre tangentielle  $\mathbf{a}_t$  (Figure 3.21). Si la première composante ne peut être

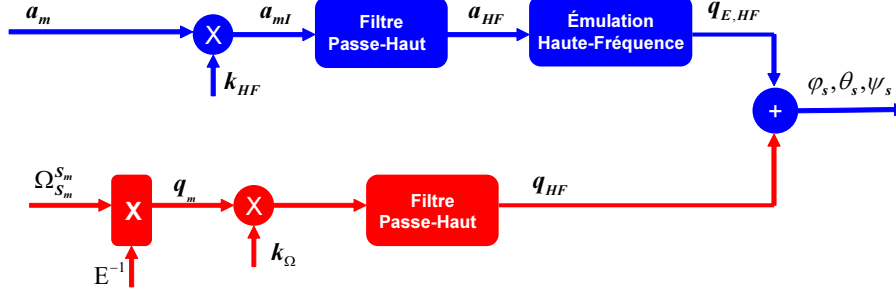


Figure 3.20. Adaptation de l'ARM classique au simulateur deux-roues

rendue par une quelconque méthode, l'autre servira à calculer l'accélération angulaire, dont la double intégration permet d'obtenir le vecteur d'angle d'Euler  $\mathbf{q}_{E,HF}$  [?], par conséquent :

$$\mathbf{a}_t = \mathbf{a}_{HF} - (\mathbf{a}_{HF} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} \quad (3.40)$$

où  $\mathbf{n} = \frac{\mathbf{P}_3 \mathbf{H}_s}{\|\mathbf{P}_3 \mathbf{H}_s\|}$  est un vecteur unitaire. L'accélération angulaire correspondante peut être exprimée par l'équation suivante :

$$\ddot{\mathbf{q}}_{E,HF} = \frac{\mathbf{P}_3 \mathbf{H}_s \times \mathbf{a}_t}{\|\mathbf{P}_3 \mathbf{H}_s\|^2} \quad (3.41)$$

Les figures 3.22 présente la réponse de l'algorithme d'émulation HF à un profil d'accélération de type créneau. On peut remarquer qu'en plus de la capacité de cette approche à reproduire une partie de la composante HF de l'accélération linéaire, elle permet aussi de restituer une partie du vecteur de la gravité comme une accélération soutenue. Par conséquent, le canal BF de la version originale de l'ARM classique n'est plus indispensable. De plus, le besoin d'inclinaison en amplitude et en durée est moindre, ce qui permet de garder toujours les sujets dans une position d'équilibre.

En revanche, le tracé de la vitesse angulaire montre les limites de cette méthode dans la reproduction du mouvement transitoire de grande envergure (situations limites, accélération importante et freinage brusque). En d'autres termes, si l'amplitude des composantes HF de l'accélération linéaire est importante, le mouvement de rotation induit est plus rapide et donc, détectable par les canaux semi-circulaires. Ce compromis montre que la restitution d'une accélération linéaire de manière satisfaisante ne peut être garantie que par une translation linéaire.

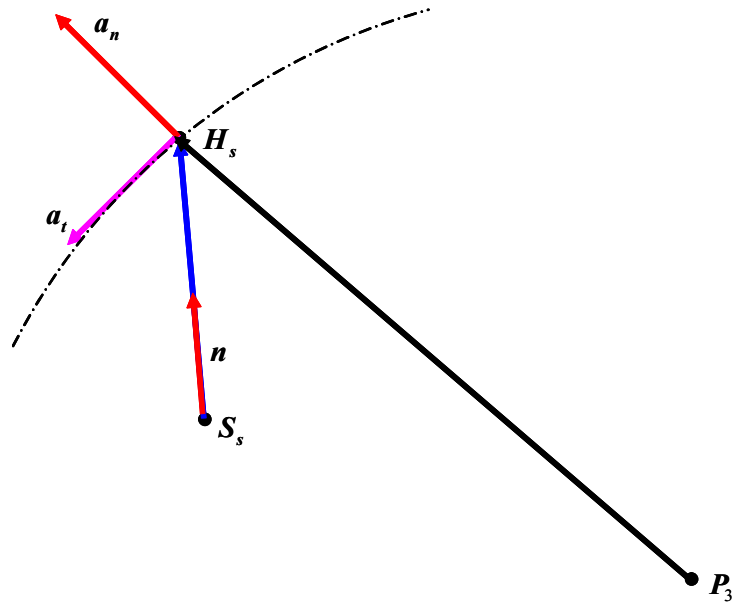


Figure 3.21. Principe de génération d'une accélération linéaire par un mouvement de rotation

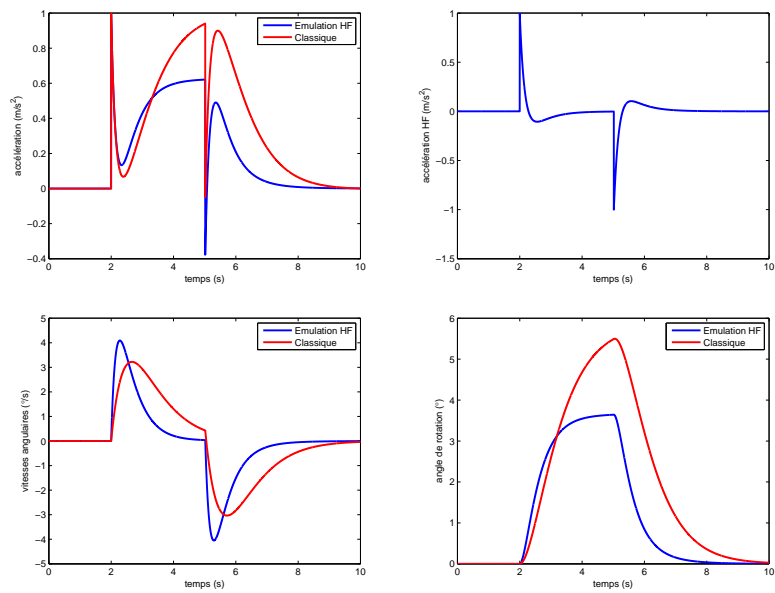
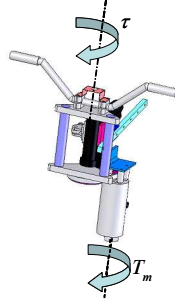


Figure 3.22. Restitution d'un créneau d'accélération utilisant l'émulation HF



La simulation du modèle de la moto virtuelle nécessite une connaissance précise de la consigne de couple appliquée par le conducteur sur le guidon. En effet, le système de retour d'effort guidon est doté d'un moteur à courant continu chargé de donner la sensation de la dynamique du système fourche-roue avant réelles.



**Figure 3.23.** Système guidon et actionneur associé

En l'absence d'un capteur de couple, ce dernier peut être directement estimé à partir de l'équation mécanique du l'ensemble guidon/moteur du simulateur, comme suit :

$$\begin{aligned} I_m \ddot{\theta}_m + \beta_m \dot{\theta} &= T_m - T_{lm} \\ I_g \ddot{\delta} + \beta_g \dot{\delta} &= T_{lg} - \tau \end{aligned} \quad (3.42)$$

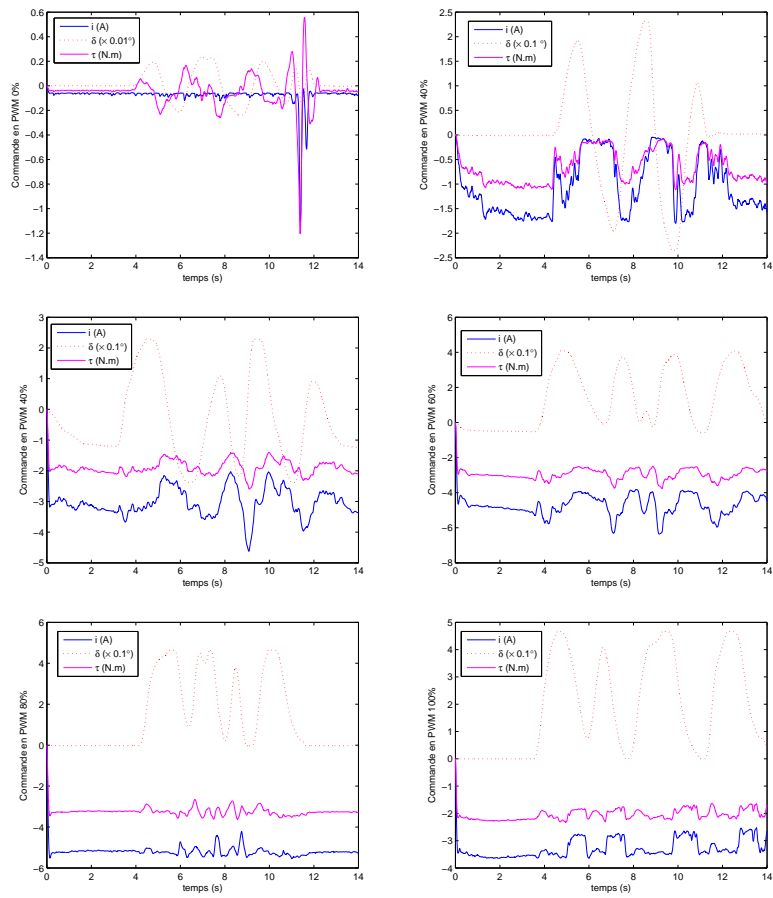
où  $I_m$ ,  $I_g$ ,  $\beta_m$ ,  $\beta_g$ ,  $\theta_m$  et  $\delta$  sont respectivement l'inertie, le coefficient de frottement visqueux et l'angle de rotation de l'arbre du moteur et du guidon.  $T_{lm}$  et  $T_{lg}$  sont, respectivement, le couple de charge sur l'arbre du moteur et le couple sur l'axe du guidon.  $T_m$  est le couple moteur et  $\tau$  est celui appliqué par le conducteur. Dans notre cas, la seule grandeur mesurée est l'angle de rotation du moteur (par un codeur optique monté sur l'arbre du moteur), et sachant que  $\delta = \theta_m/N$ ,  $T_{lg} = NT_{lm}$  et  $T_m = K_t i$ , alors, le couple conducteur vaut :

$$\tau = NK_t i - (I_m N^2 + I_g) \ddot{\delta} - (\beta_m N^2 + \beta_g) \dot{\delta} \quad (3.43)$$

Les figures 3.24 tracent le couple conducteur estimé à partir de la mesure du courant décrite dans la figure 3.10 et cela pour différentes valeurs de rapport cyclique du signal PWM de commande. Afin d'éviter des boucles algébriques insolubles dans le cycle d'interfaçage du guidon au modèle dynamique, un séquençement entre le calcul du couple moteur  $T_m$  et l'estimation du couple conducteur  $\tau$  est réalisé de la manière suivante :

- A l'instant  $t = 0$ , aucune action n'est exercée sur le guidon soit par le conducteur ou par le moteur, donc la mesure du courant  $i(t_0)$  est presque nulle.
- A l'instant  $t = t_k$ , une manipulation du guidon, en réponse par exemple à une information visuelle, provoque une variation dans la mesure du courant  $i(t_k)$  qui sera employée dans l'estimation du couple conducteur  $\tau(t_k)$ . Le résultat sert ensuite d'une entrée au modèle dynamique de la moto virtuelle afin de mettre à jour les états du mouvement du véhicule. Ces états sont utilisés dans le calcul du nouveau couple moteur  $T_m(t_{k+1})$  destiné au rendu d'effort guidon.
- A l'instant  $t = t_{k+1}$ , le couple conducteur  $\tau(t_{k+1})$  est réestimé, à l'instar de l'étape précédente, et un nouveau cycle est entamé.

A partir de cette discussion, on peut conclure que, pendant la conduite d'une moto, le conducteur a pour tâche d'une part d'amorcer les manœuvres de conduite et d'autre part de résister au couple guidon résultant pour maintenir un état d'équilibre. Il est donc important de produire un rendu d'effort à l'échelle réelle, sinon, l'interfaçage du modèle dynamique virtuel et du système guidon est compromis.



**Figure 3.24.** Couple conducteur estimé pour une commande PWM d'un rapport cyclique de 0%, 40%, 60%, 80% et 100%



## Bibliographie

- [ALL 80] ALLEN R., JEX H., « Driving simulation - requirements, mechanisation and application », *Society of Automotive Engineers*, 1980.
- [ALL 99] ALLEN R., ROSENTHAL T., APONSO B., HARMSSEN A., MARKHAM S., « Low cost pc-based techniques for simulation implementation », *Driving Simulation Conference*, 1999.
- [AND 82] ANDERSON B., MOORE J., *Linear Optimal Control*, Prentice-Hall, 1982.
- [AND 07] ANDLAUER F., Integration of a multibody vehicle model in the model based simulation environment of the chalmers driving simulator, Rapport, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2007.
- [ARE 01] ARES J., BRAZALEZ A., BUSTURICA J., « Tuning and validation of the motion platform washout filter parameters for a driving simulator », *Driving Simulation Conference*, 2001.
- [ART 01] ARTZ L., CATHEY L., GRANT P., HOUSTON D., GREENBERG J., « The design and construction of the visual subsystem for virtex the driving simulator at the ford research laboratories », *Driving Simulation Conference*, 2001.
- [BAK 87] BAKKER E., PACEJKA H. B., NYBORG L., *Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies*, Society of Automotive Engineers, 1987.
- [BER 94] BERTOLLINI G., JOHNSTON C., KUIPER J., KUKULA J., KULCZYCKA M., THOMAS W., « The general motors driving simulator », *Society of Automotive Engineers*, 1994.
- [BLO 03] BLOMMER M., GREENBERG J., « Realistic 3d sound simulation in the virtex driving simulator », *Driving Simulation Conference*, 2003.
- [BOW 15] BOWER G., « Steering and stability of single track vehicles », *The Automobile Engineer*, vol. 5, 1915.
- [BRA 93] BRANDT J., DICHGANS J., KOENIG E., « Differential effects of central versus peripheral vision on egocentric and exocentric motion perception », *Experimental brain research*, vol. 16, p. 476-491, 1993.
- [BRI 08] BRITANNICA E., *human ear*, Ultimate Reference Suite, 2008.

- [BUS 82] BUSER P., IMBERT M., « Le système vestibulaire », *Psychophysiologie sensorielle : neurophysiologie fonctionnelle II*, Edition Hermann, 1982.
- [CAV 02] CAVALLO V., DUMONT E., « The effect of fog on speed perception », *International Congress of Applied Psychology*, Singapore, 2002.
- [CHE 01] CHEN L., PAPELIS Y., WASTON G., SOLIS D., « NADS at the University of Iowa : A tool for driving safety research », *Human-Centered Transportation Simulation Conference*, Iowa, USA, 2001.
- [CHI 00] CHIYODA S., YOSHIMOTO K., KAWASAKI D., MURAKAMI Y., SUGIMOTO T., « Development of a motorcycle simulator using parallel manipulator and head mounted display », *Driving Simulation Conference*, 2000.
- [COD 97] CODOUREY A., BURDET E., « A body-oriented method for finding a linear form of the dynamic equation of fully parallel robots », Albuquerque, USA, 1997.
- [COL 00] COLINOT J., BELAY G., « A multifunctional sound generator for the PSA's sherpa driving simulators », *Driving Simulation Conference*, 2000.
- [COS 99] COSSALTER V., DORIA A., LOT R., « Steady turning of two wheel vehicles », *Vehicle System Dynamics*, vol. 31, n°3, p. 157-181, 1999.
- [COS 01] COSSALTER V., DORIA A., « Model simulation : the latest dynamic simulation developments for motorcycle tires », *Tire Science and Technology*, p. 38-41, 2001.
- [COS 02] COSSALTER V., LOT R., « A motorcycle multibody model for real time simulation based on the natural coordinates approach », *Vehicle System Dynamics*, vol. 37, n°6, p. 423-447, 2002.
- [COS 04] COSSALTER V., DORIA A., LOT R., « Development and validation of a motorcycle riding simulator », *World Automotive Congress FISITA*, Barcelona, Spain, 2004.
- [CRA 88] CRAIG J., *Adaptive Control of Mechanical Manipulators*, Addison-Wesley Publishing, 1988.
- [DAG 02] DAGDELEN M., REYMON G., KEMENY A., « Analysis of the visual compensation in the renault driving simulator », *Driving Simulation Conference*, 2002.
- [DAG 04] DAGDELEN M., REYMOND G., KEMENY A., BORDIER M., MAÏZA N., « MPC based motion cueing algorithm : Development and application to the ULTIMATE driving simulator », *Driving Simulation Conference*, 2004.
- [DAG 05] DAGDELEN M., Restitution des stimuli inertiels en simulation de conduite, PhD thesis, Ecole des mines de Paris, 2005.
- [DAL 99] DA LIO M., DORIA A., LOT R., « A spatial mechanism for the measurement of the inertia tensor : Theory and experimental results », *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 121, n°1, p. 111-116, 1999.
- [DAS 98] DASGUPTAA B., MRUTHYUNJAYA S., « A Newton-Euler formulatio for the inverse dynamics platform manipulator », *Mechanism and Machine Theory*, vol. 33, n°8, p. 1135-1152, 1998.

- [DAS 99] DASGUPTAA B., CHOUDHURYB P., « A general strategy based on the Newton-Euler approach for the dynamic formulation of parallel manipulators », *Mechanism and Machine Theory*, vol. 34, n°6, p. 801-824, 1999.
- [DON 08] DONIEC A., MANDIAU R., PIECHOWIAK S., ESPIÉ S., « A behavioral multi-agent model for road traffic simulation », *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 21, n°8, p. 1443-1454, 2008.
- [EAT 73] EATON D., SEGEL L., « Lateral dynamics of the uncontrolled motorcycle », *International Congress on Automotive Safety*, San Francisco, USA, 1973.
- [ESP 00] ESPIÉ S., « Possibilité d'utilisation d'un simulateur de conduite pour des études approfondies sur le comportement du conducteur », *Driving Simulation Conference*, 2000.
- [FER 03] FERRAZZIN D., BARBAGLI F., AVIZZANO C., DI PIETRO D., BERGAMASCO M., « Designing new commercial motorcycles through a highly reconfigurable virtual reality-based simulator », *Advanced Robotics*, vol. 17, n°4, p. 293-318, 2003.
- [FRA 88] FRANCK L., CASALLI J., WIERVILLE W., « Effects of visual display and motion system delays on operator performance and uneasiness in a driving simulator », *Human Factors*, vol. 30, p. 201-127, 1988.
- [FRE 95] FREEMAN J., PAPELIS G., PAPELIS Y., TAYYAB A., ROMANO R., KUHLM J., « The Iowa driving simulator : An implementation and application overview », *Society of Automotive Engineers*, 1995.
- [GEN 01] GENUIT K., BRAY W., « A virtual car : Prediction of sound and vibration in an interactive simulation environment », *SAE Noise & Vibration Conference & Exposition*, 2001.
- [GIL 92] GILLESPIE T. D., *Fundamentals of vehicle dynamics*, SAE International Publication, 1992.
- [GIS 02] GISSINGER G. L., LE FORT-PIAT N., *Contrôle-commande de la voiture*, Hermès Science, 2002.
- [GOE 83] GOEL V., « Dynamics and Handling Characteristics of Single Track Vehicles During Braking and Acceleration », *Vehicle System Dynamics*, vol. 12, n°1-3, p. 59-64, 1983.
- [GOL 84] GOLDBERG J., FERNANDEZ C., *The vestibular system*, Handbook of Physiology, The Nervous System, Sensory Processes, 1984.
- [GRA 97] GRANT P., REID L., « Motion washout filter tuning : Rules and requirements », *Journal of Aircraft*, vol. 34, n°2, p. 145-151, 1997.
- [GRA 01] GRANT P., ARTZ B., GREENBERG J., CATHEY L., « Motion characteristics of the virtex motion system », *Human-Centered Transportation Simulation Conference*, Iowa, USA, 2001.
- [HAU 90] HAUG E., Feasibility study and conceptual design of a national advanced driving simulator, Rapport, National Highway Traffic Safety Administration, Iowa University, USA, 1990.
- [HIM 07] HIMA S., NEHAOUA L., SEGUY N., ARIQUI A., « Motorcycle Dynamic Synthesis for Two Wheeled Driving Simulator », Seattle, USA, p. 812-817, 2007.

- [JAL 94] JALON J., BAYO E., *Kinematics and Dynamics Simulation of Multibody Systems*, Springer, 1994.
- [JEN 74] JENNINGS J., « A study of motorcycle suspension damping characteristics », *Society of Automotive Engineers*, 1974.
- [JOH 02] JOHANSSON M., A survey of driving simulators and their suitability for testing volvo cars, Master's thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2002.
- [KäD 95a] KÄDING W., HOFFMEYER F., « The advanced daimler-benz driving simulation », *Society of Automotive Engineers*, 1995.
- [KäD 95b] KÄDING W., HOFFMEYER F., « The advanced Damler-Benz driving simulator », *Society of Automotive Engineers*, 1995.
- [KHA 99] KHALIL W., DOMRE E., *Modélisation, identification et commande des robots*, Hermes Sciences, 1999.
- [KOE 83] KOENEN C., The dynamic behaviour of a motorcycle when running straight ahead and when cornering, PhD thesis, Delft University of Technology, 1983.
- [KON 63] KONDO M., NAGAOK A., YOSHIMURA F., « Theoretical study on the running stability of two-wheelers », *Transactions of Society Automotive Engineering*, vol. 17, n°1, 1963.
- [KWO 01] KWON D., « Kaist interactive bicycle simulator », *International Conference on Robotics and Automation*, Seoul, Korea, 2001.
- [MAY 74] MAYNE R., *A systems concept of the vestibular organs. Handbook of Sensory Physiology, Vestibular System*, Springer-Verlag, 1974.
- [MEI 65] MEIRY J., The vestibular system and human dynamics space orientation, PhD thesis, Massachusetts Institut of Technology, 1965.
- [MER 97] MERLET J.-P., *Les Robots Parallèles*, Hermes Science Publications, 1997.
- [MIY 00] MIYAMARU Y., YAMASAKY G., AOKY K., « Development of motorcycle riding simulator and its prehistory », vol. 59, p. 1-4, 2000.
- [MIY 02] MIYAMARU Y., YAMASAKY G., AOKY K., « Development of motorcycle riding simulator », *Japanese Society of Automotive Engineers Review*, vol. 23, n°1, p. 121-126, 2002.
- [MOH 05] MOHELLEBI H., Conception et réalisation de systèmes de restitution de mouvement et de retour haptique pour un simulateur de conduite à faible coût dédié à l'étude comportementale du conducteur, PhD thesis, Université d'Evry-Val d'Essonne, 2005.
- [MON 93] MON-WILLIAMS M., WANN J., RUSHTON S., « Binocular vision in a virtual world : Visual deficits following the wearing of a head-mounted-display », *Ophthalmic and Physiological Optics*, vol. 13, p. 387-391, 1993.
- [NAH 90] NAHON M., REID L., « Simulator motion-drive algorithms : A designer's perspective », *Journal of Aircraft*, vol. 13, n°2, p. 356-362, 1990.
- [NAH 92] NAHON M., REID L., KIRDEIKIS J., « Adaptive simulator motion software with supervisory control », *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, vol. 15, n°2, p. 376-383, 1992.



- [NEH 06] NEHAOUA L., ARIQUI H., MOHELLEBI H., ESPIÉ S., « Motion cueing algorithms for small driving simulator », *International Conference on Robotics and Automation*, 2006.
- [NEH 08] NEHAOUA L., MOHELLEBI H., AMOURI A., H. A., ESPIÉ S., KHEDDAR A., « Design and control of a small-clearance driving simulator », *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 57, n°1, p. 736-746, 2008.
- [NEH 13] NEHAOUA L., ARIQUI A., SEGUY N., MAMMAR S., « Dynamic modelling of a two-wheeled vehicle : Jourdain formalism », *Vehicle System Dynamics*, vol. 51, n°5, p. 648-670, 2013.
- [NEI 05] NEIMER J., MOHELLEBI H., ESPIÉ S., KHEDDAR A., « Optimization of linear motion base dedicated to normal driving conditions », *Driving Simulation Conference*, 2005.
- [PAC 91a] PACEJKA H. B., BAKKER E., « The magic formula tyre model », *Vehicle System Dynamics*, vol. 21, n°1, p. 1-18, 1991.
- [PAC 91b] PACEJKA H. B., SHARP R. S., « Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions : a review of modelling aspects », *Vehicle System Dynamics*, vol. 20, p. 121-175, 1991.
- [PAD 92] PADMOS P., MILDER M., « Quality criteria for simulator images : A literature review », *Human Factors*, vol. 34, n°6, p. 727-748, 1992.
- [PAR 75] PARRISH R., DIEUDONNE J., BOWLES R., « Coordinated adaptive washout for motion simulators », *Journal of Aircraft*, vol. 12, n°1, p. 44-50, 1975.
- [PEA 22] PEARSALL R., « The stability of the bicycle », *Instrumentation and Automotive Engineering*, vol. 17, 1922.
- [PIN 08] PINTO M., CAVALLO V., OHLMANN T., « The development of driving simulators : Towards a multisensory solution », vol. 71, n°1, p. 62-95, 2008.
- [POU 98] POULIOT N., GOSSELIN C., NAHON M., « Motion simulation capabilities of 3DOF flight simulators », *Journal of Aircraft*, vol. 35, n°1, p. 9-17, 1998.
- [R. 00] R. B., BIRAL F., GARBIN S., « Evaluation of motorcycle handling with multibody modelling and simulation », *High tech engines and cars*, Modena, Italy, 2000.
- [REY 00a] REYMOND G., KEMENY A., « Motion cueing in the renault driving simulator », *Vehicle System Dynamics*, vol. 34, n°4, p. 249-259, 2000.
- [REY 00b] REYMOND G., KEMENY A., HEIDET A., CANRY M., « Validation of renault's dynamic simulator for adaptive cruise control experiments », *Driving Simulation Conference*, 2000.
- [ROE 76] ROE G., THORPE T., « A solution of the low speed wheel flutter instability in motorcycles », *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 18, n°2, p. 57-65, 1976.
- [SAL 00] SALUÅÅR D., *Driving simulators as a mean of studying the interaction between driver and vehicle*, Rapport, Volvo, 2000.
- [SAN 90] SANS A., « Les cellules sensorielles vestibulaires : aspects neuromorphologiques et fonctionnels », *Données actuelles sur la physiologie et la pathologie de l'oreille interne*, Edition Arnette, 1990.

- [SCH 70] SCHMIDT S., CONRAD B., Motion drive signals for piloted flight simulators, Report, National Aeronautics and Space Administration, Washington DC, 1970.
- [SCH 79] SCHMID R., BUIZZA A., ZAMBARBIERI D., « Modelling of the vestibulo-ocular reflex and its use in clinical vestibular analysis », *Applied Physiological Mechanics*, 1979.
- [SEG 75] SEGEL L., WILSON R., « Requirements for describing the mechanics of tyres used on single-track vehicles », vol. 4, n°2-3, page115, 1975.
- [SHA 71] SHARP R., « The stability and control of motorcycles », *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 13, n°5, p. 316-329, 1971.
- [SHA 74] SHARP R., « The influence of frame flexibility on the lateral stability of motorcycles », *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 16, n°2, p. 117-120, 1974.
- [SHA 76a] SHARP R., « The influence of suspension system on motorcycle weave-mode oscillations », *Vehicle System Dynamics*, vol. 5, n°3, p. 147-154, 1976.
- [SHA 76b] SHARP R., « The stability of motorcycles in acceleration and decelerations », p. 45-50, 1976.
- [SHA 80] SHARP R., ALSTEAD C., « The Influence of Structural Flexibilities on the Straight-running Stability of Motorcycles », *Vehicle System Dynamics*, vol. 9, n°6, p. 327-357, 1980.
- [SHA 94] SHARP R., « Vibrational modes of motorcycles and their design parameter sensitivities », *Vehicle NVH and Refinement*, 1994.
- [SHA 01] SHARP R., LIMEBEER D., « A motorcycle model for stability and control analysis », *Multibody System Dynamics*, vol. 6, n°2, p. 123-142, 2001.
- [SHI 04] SHIN J., LEE C., « Rider's net moment estimation using control force of motion system for bicycle simulator », *Journal of Robotics Systems*, vol. 21, n°11, p. 597-607, 2004.
- [SIE 00] SIEGLER I., Contribution à l'étude de la perception vestibulaire du mouvement propre et ses relations avec la stabilisation du regard et l'orientation spatiale, PhD thesis, Collège de France, 2000.
- [SIN 95] SINGHAL S., CHERITON D., « Exploiting position history for efficient remote rendering in networked virtual reality », vol. 4, n°2, p. 169-193, 1995.
- [SIV 82] SIVAN R., ISH-SHALOM J., HUANG J., « An optimal control approach to the design of moving flight simulators », *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, vol. 12, n°6, p. 818-827, 1982.
- [SPI 81] SPIERINGS P., « The Effects of Lateral Front Fork Flexibility on the Vibrational Modes of Straight-Running Single-Track », *Vehicle System Dynamics*, vol. 10, n°1, p. 21-35, 1981.
- [STE 65] STEWART D., « A platform with six degrees of freedom », *United Kingdom Institution of Mechanical Engineers*, vol. 180, n°1, p. 371-385, 1965.
- [TEL 99] TELBAN R., CARDULLO F., HOUCK J., « Developments in human centered cueing algorithms for control of flight simulator motion systems », *AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference and Exhibit*, 1999.

- [TEL 05a] TELBAN R., CARDULLO F., Motion cueing algorithm development : Human-centered linear and nonlinear approaches, Rapport, National Aeronautics and Space Administration, Washington DC, 2005.
- [TEL 05b] TELBAN R., CARDULLO F., Motion cueing algorithm development : New motion cueing program implementation and tuning, Rapport, National Aeronautics and Space Administration, Washington DC, 2005.
- [TEZ 01] TEZUKA Y., ISHII H., KIYOTA S., « Application of the magic formula tire model to motorcycle maneuverability analysis », *JSAE Rev.*, vol. 22, n°3, p. 305-310, 2001.
- [TöR 97] TÖRNROS J., HARMS L., ALM H., « The VTI driving simulator-validation studies », *Driving Simulation Conference*, 1997.
- [VRI 98a] DE VRIES E., PACEJKA H. B., « The effect of tire modelling on the stability analysis of a motorcycle », *international symposium on advanced vehicle control*, Nagoya, Japan, 1998.
- [VRI 98b] DE VRIES E., PACEJKA H. B., « Motorcycle tyre measurements and models », *Vehicle System Dynamics*, vol. 29, n°1, p. 280-298, 1998.
- [WEI 95] WEIR D., CLARK A., *A survey of Mid-Level driving simulators*, Society of Automotive Engineers, 1995.
- [WHI 99] WHIPPLE F., « Stability of the motion of a bicycle », *Quarterly Journal of Pure and Applied Mathematics*, vol. 30, 1899.
- [YAM 98] YAMASAKY G., AOKY K., MIYAMARU Y., OHNUMA K., « Development of motorcycle training simulator », *Japanese Society of Automotive Engineers Review*, vol. 19, n°1, p. 81-85, 1998.
- [YOU 68] YOUNG L., MEIRY J., « A revised dynamic otolith model », *Aerospace Medicine*, vol. 39, n°6, p. 606-608, 1968.
- [YOU 69] YOUNG L., OMAN C., « Model for vestibular adaptation to horizontal rotation », *Aerospace Medicine*, vol. 40, n°10, p. 1076-1080, 1969.
- [ZAC 78] ZACHARIAS G., Motion cue models for pilot-vehicle analysis, Rapport, Department of Defense, 1978.
- [ZAN 90] ZANTEN A., ERHARDT R., LUTZ A., *Measurement and simulation of transients in longitudinal and lateral tire Forces*, Society of Automotive Engineers, 1990.