université de BORDEAUX

THÈSE

PRÉSENTÉE À

L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX

ÉCOLE DOCTORALE DES SCIENCES PHYSIQUES ET DE L'INGÉNIEUR

par

Fouad FARAH

Ingénieur mécatronique

POUR OBTENIR LE GRADE DE

DOCTEUR

SPECIALITE : AUTOMATIQUE, PRODUCTIQUE, SIGNAL ET IMAGE, INGENIERIE COGNITIQUE

Étude des lois de commande des suspensions pilotées pour véhicules de tourisme entièrement électriques

---

Sous la co-direction de Xavier MOREAU et de Roy ABI ZEID DAOU

SOUTENUE LE 9 JUILLET 2026

Devant la commission d'examen formée de :

Mme.	Reine TALJ	DR	CNRS, UTC Heudiasyc	Rapporteure
M.	Clovis FRANCIS	Professeur	Arts et Métiers Paris Tech (ENSAM)	Rapporteur
Mme.	Sylvie RENAUD	Professeure	Bordeaux INP, Talence	Examinatrice
M.	Michel BASSET	Professeur	ENSISA, UHA, Mulhouse	Président
M.	Xavier MOREAU	Professeur	Université de Bordeaux	Directeur
M.	Roy ABI ZEID DAOU	Professeur	Université la Sagesse au Liban	Co-Directeur

Laboratoire de l'Intégration du Matériau au Système (IMS) - UMR 5218 CNRS 351 cours de la Libération - 33405 TALENCE cedex - France
https ://www.ims-bordeaux.fr

– 2026–

Titre : Étude des lois de commande des suspensions pilotées pour véhicules de tourisme entièrement électriques

Résumé

L'objectif de cette thèse est de développer des stratégies de commande innovantes pour les suspensions actives électromécaniques des Véhicules électriques Autonomes Connectés (VéAC), en s'appuyant sur les Systèmes à Dérivées Non Entières (SDNE) afin de généraliser et d'optimiser les lois classiques Sky-Hook et Ground-Hook. Dans le contexte des véhicules électriques automatisés, la suspension ne constitue plus un simple organe de filtrage vertical, mais un sous-système piloté contribuant directement au confort, à la tenue de route, à la sécurité et aux performances dynamiques du véhicule.

La démarche adoptée repose sur une décomposition du fonctionnement du véhicule en trois domaines opérationnels de conduite (ODD) définis à partir des accélérations longitudinale et transversale. L'ODD_1, correspondant aux situations usuelles, est orienté vers le confort vibratoire. Dans ce cadre, plusieurs stratégies de type Sky-Hook ont été étudiées, notamment la Sky-Hook optimale, la Crone Sky-Hook Nominale (CSHN), la Crone Sky-Hook Généralisée (CSHG) et la Crone Sky-Hook 1G (CSH1G). L'ODD_3, associé aux situations extrêmes, est orienté vers la tenue de route et la sécurité active ; il conduit à l'étude des stratégies Ground-Hook, à travers les approches Ground-Hook Optimale (GHO), Crone Ground-Hook Nominale (CGHN) et Crone Ground-Hook Généralisée (CGHG). Entre ces deux extrêmes, l'ODD_2 constitue une zone de transition dans laquelle une stratégie mixte est proposée par combinaison des lois développées pour les ODD extrêmes.

L'apport principal de cette thèse réside ainsi dans la conception d'une architecture de commande multi-contrôleurs supervisée, capable d'identifier en temps réel le domaine opérationnel de conduite et d'adapter dynamiquement la stratégie de commande correspondante. La commande globale proposée repose sur des fonctions de pondération permettant d'assurer un compromis optimal entre confort, sécurité et performances dynamiques, en intégrant de manière robuste et intelligente les suspensions actives dans le cadre du véhicule autonome. Les résultats obtenus montrent que cette approche améliore significativement le confort vibratoire sans dégrader la tenue de route ni augmenter le débattement de la suspension.

Mots clés : Suspension active, Véhicule Électrique Autonome Connecté, Systèmes à Dérivées Non Entières (SDNE), Commande multi-contrôleur, Sky-Hook, Ground-Hook, Domaine Opérationnel de Conduite (ODD) ; confort vibratoire ; tenue de route ; sécurité active.

Title: Study of Control Laws for Active Suspensions in Fully Electric Passenger Vehicles

Abstract

The objective of this thesis is to develop innovative control strategies for the electromechanical active suspensions of Autonomous Connected electric Vehicles (ACeVs), based on Fractional-Order Systems (FOS), in order to generalize and optimize the classical Sky-Hook and Ground-Hook control laws. In the context of automated electric vehicles, the suspension can no longer be regarded as a simple vertical filtering component, but rather as a controlled subsystem that contributes directly to ride comfort, road holding, safety, and the vehicle's dynamic performance.

The adopted approach is based on a decomposition of vehicle operation into three Operational Design Domains (ODD_s), defined from the longitudinal and lateral accelerations. ODD_1, corresponding to usual driving situations, is dedicated to ride comfort. Within this domain, several Sky-Hook-based strategies were investigated, including the optimal Sky-Hook strategy, the Nominal Crone Sky-Hook (CSHN), the Generalized Crone Sky-Hook (CSHG), and the first-generation Crone Sky-Hook (CSH1G). ODD_3, associated with extreme driving situations, is focused on road holding and active safety; it leads to the study of Ground-Hook-based strategies through the Optimal Ground-Hook (GHO), the Nominal Crone Ground-Hook (CGHN), and the Generalized Crone Ground-Hook (CGHG). Between these two extremes, ODD_2 represents a transition domain in which a mixed strategy is proposed by combining the control laws developed for the extreme ODD_s.

The main contribution of this thesis therefore lies in the design of a supervised multi-controller architecture capable of identifying in real time the Operational Design Domain and dynamically adapting the corresponding control strategy. The proposed control scheme is based on weighting functions that ensure an optimal compromise between comfort, safety, and dynamic performance, while providing a robust and intelligent integration of active suspensions within the framework of autonomous vehicles. The obtained results show that this approach significantly improves ride comfort without degrading road holding or increasing suspension deflection.

Keywords: Active suspension; Autonomous Connected electric Vehicle (ACeV); Fractional-Order Systems (FOS); multi-controller control; Sky-Hook; Ground-Hook; Operational Design Domain (ODD); ride comfort; road holding; active safety.

Unité de recherche

Laboratoire de l'Intégration du Matériau au Système (IMS) - UMR 5218 CNRS 351 Cours de la Libération, 33405 TALENCE Cedex, France

Remerciements

Je tiens tout d'abord à adresser mes plus vifs remerciements à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à l'encadrement et à l'aboutissement de cette thèse.

En premier lieu, je souhaite remercier Dieu, qui a été à mes côtés à chaque étape de ce parcours, et qui m'a donné la force, le courage et l'énergie nécessaires pour mener cette thèse à son terme.

Je tiens ensuite à exprimer ma profonde gratitude à Monsieur Xavier MOREAU, co-directeur de cette thèse et Professeur à l'Université de Bordeaux, pour son soutien, sa confiance, sa rigueur scientifique, ainsi que pour toutes les connaissances qu'il a pu me transmettre au cours de ces années.

Je remercie également Monsieur Roy ABI ZEID DAOU, co-directeur de cette thèse et Professeur à l'Université La Sagesse, pour son soutien constant et son accompagnement précieux au Liban.

Je tiens également à remercier chaleureusement l'Université La Sagesse, qui m'a accompagné tout au long de mon parcours depuis maintenant huit ans, d'abord en tant qu'étudiant d'ingénierie, puis durant la réalisation de cette thèse. Je remercie tout particulièrement son Président, Professeur Georges NEHME, pour la confiance qu'il m'a accordée et pour l'opportunité qu'il m'a offerte au Liban. J'adresse aussi mes sincères remerciements à la Faculté d'Ingénierie, représentée successivement par l'ancien Doyen, Professeur Antoine GEDEON, puis par l'actuel Doyen, Professeur Elie EL AHMAR, pour leur soutien et toute l'aide apportée afin de mener ce travail à son aboutissement. Mes remerciements vont également à tous les docteurs de cette faculté, notamment Hoda, Elias, Marie-Belle, Grâce, Youssef et Doumit.

En plus de mon encadrement, je tiens également à remercier les autres membres du jury de soutenance.

Je commencerai par Madame Reine TALJ, Chargée de recherche au CNRS et HDR à l'Université de Technologie de Compiègne, ainsi que Monsieur Clovis FRANCIS, Professeur à Arts et Métiers ParisTech (ENSAM), pour avoir accepté d'être rapporteurs de cette thèse, mais aussi pour leurs remarques, leurs critiques constructives et leurs interrogations pertinentes.

De même, j'adresse toute ma reconnaissance à Madame Sylvie RENAUD, Professeur de Bordeaux INP, Talence, pour avoir accepté le rôle d'examinatrice lors de la soutenance, ainsi

qu'à Monsieur Michel BASSET, Professeur à l'ENSISA de Mulhouse, pour avoir accepté la présidence du jury lors de la soutenance.

Je tiens aussi à remercier chacun des membres permanents que j'ai eu l'opportunité de rencontrer au sein de l'équipe CRONE du laboratoire IMS, pour leur humanité, leur bienveillance et leur gentillesse. Je citerai notamment Alain, Xavier, Pierre, André et Stéphane, ainsi que Ghazi, du côté de l'OpenLab, qui m'a beaucoup aidé durant mes essais et m'a apporté une expérience précieuse sur le logiciel SCANeR.

Je remercie également, pour ces quelques années mémorables, les doctorants avec lesquels j'ai partagé cette expérience, notamment Maroun, Ikram, Monika, Enzo et Christian.

Enfin, je tiens à adresser mes remerciements les plus sincères à mes parents, à mon frère, à ma sœur, ainsi qu'à toute ma famille, et plus particulièrement à ma copine, qui a toujours cru en moi. Leur soutien indéfectible, leur patience, leurs encouragements et leur affection m'ont permis de surmonter les moments les plus difficiles et d'achever ce parcours.

Introduction Générale :

Contexte et Problématique

L'industrie automobile connaît aujourd'hui une transformation profonde qui dépasse largement le simple remplacement du moteur thermique par une chaîne de traction électrique. Le véhicule contemporain tend à devenir un système mécatronique distribué, fortement instrumenté, connecté et de plus en plus piloté par logiciel. Cette mutation s'appuie sur plusieurs évolutions convergentes : l'électrification du groupe motopropulseur, la montée en puissance des systèmes avancés d'aide à la conduite, l'augmentation du niveau d'automatisation, l'intégration de capteurs et d'unités de calcul redondantes, ainsi que la conversion progressive des fonctions du châssis vers des architectures de commande électrique (Chokor, 2019) (Termous, 2020) (Belingardi & Scattina, 2023)

Dans ce contexte, le véhicule électrique ne constitue pas seulement une alternative énergétique. Il modifie en profondeur l'architecture du véhicule, la répartition des masses, les stratégies de freinage et, plus généralement, la manière de concevoir la commande des organes du châssis. L'intégration de la batterie de traction au voisinage du plancher permet d'abaisser le centre de gravité et de libérer de nouvelles possibilités d'architecture, mais elle introduit également une masse importante, des exigences de rigidité, de sécurité, de protection aux chocs et de gestion thermique qui reconfigurent l'ensemble de la plateforme véhicule (Belingardi & Scattina, 2023).

Dans une telle configuration, la suspension ne peut plus être étudiée comme un organe isolé uniquement chargé de filtrer les irrégularités de la route. Dans un véhicule électrique automatisé, elle interagit avec la propulsion, la direction, le freinage, la perception et les fonctions du Contrôle Global du Châssis (CGC). Elle devient ainsi l'un des éléments de cohérence du véhicule, au croisement du confort vibratoire, de la tenue de route, de la stabilité et de la sûreté de fonctionnement (Tseng & Hrovat, 2015).

Du véhicule assisté au véhicule automatisé

L'augmentation du niveau d'automatisation change la définition même des exigences imposées au châssis. À mesure que l'on progresse des niveaux d'assistance au conducteur vers des niveaux d'automatisation plus élevés, les fonctions de perception, de décision et d'action doivent rester disponibles, observables et tolérantes aux défauts. Les niveaux 0 à 5 de la taxonomie NHTSA montrent bien que la délégation croissante de la tâche de conduite s'accompagne d'un besoin accru en redondance, en supervision et en maîtrise logicielle des actionneurs (Bureau de prévention des accidents (BPA), 2025).

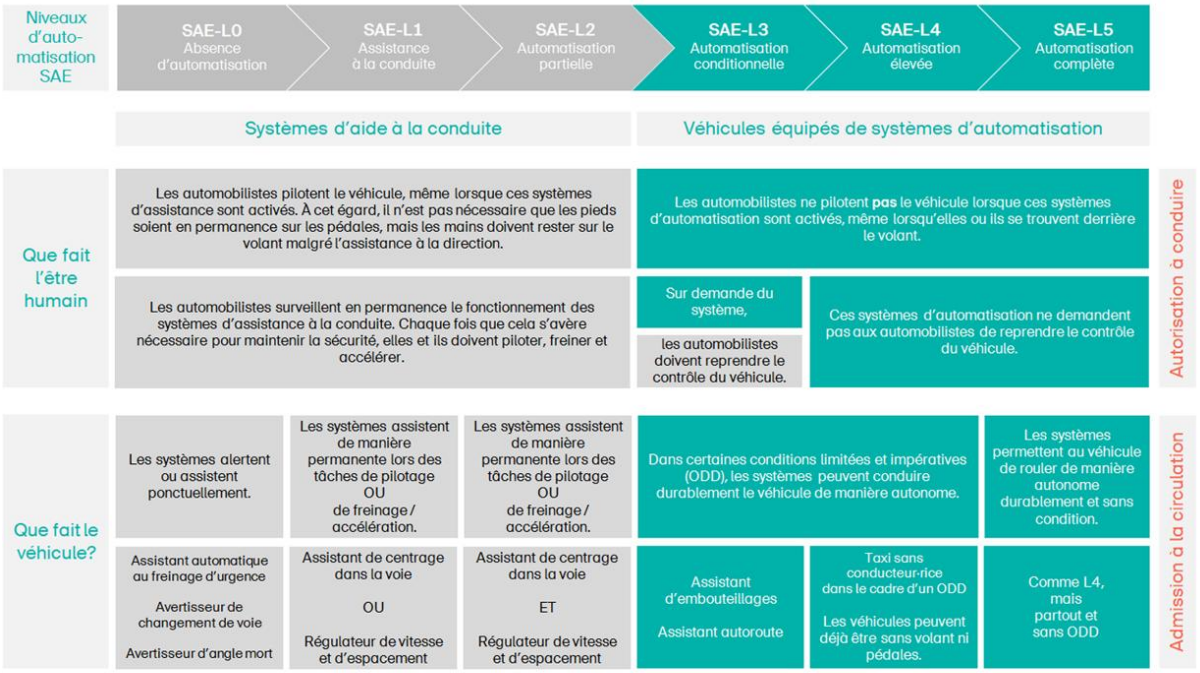


Figure 1 *– Niveaux d'automatisation de la conduite selon la classification SAE, du niveau 0 (absence d'automatisation) au niveau 5 (automatisation complète) (Bureau de prévention des accidents (BPA), 2025)*

Cette évolution vers l'automatisation renforce l'intérêt des architectures de contrôle intégrées. Dans un véhicule moderne, les fonctions longitudinales, latérales et verticales ne peuvent plus être pensées séparément : elles doivent être coordonnées par des calculateurs capables d'arbitrer entre confort, sécurité, disponibilité des actionneurs et efficacité énergétique. Les systèmes de direction, de freinage, de propulsion et de suspension tendent ainsi à former un châssis sur-actionné, compatible avec des stratégies de contrôle global.

Vers l'électrification des fonctions du châssis

L'électrification du véhicule favorise cette convergence. Les plateformes récentes exploitent des batteries sous plancher, des chaînes de traction centralisées ou distribuées, des réseaux électriques plus puissants et une logique d'intégration structurelle qui rapproche les fonctions mécaniques et électroniques. Cette architecture sous-plancher dédiée permet de mieux exploiter le volume disponible, de conserver un centre de gravité bas et d'ouvrir la voie à une répartition plus cohérente des fonctions du châssis.

La propulsion électrique constitue la première brique de ce châssis électrifié. Qu'elle soit fondée sur un moteur central avec réducteur et différentiel, ou sur des motorisations plus distribuées, elle se distingue par la précision de sa commande, sa rapidité de réponse et sa

compatibilité avec des fonctions logicielles avancées. Elle facilite également la récupération d'énergie au freinage et s'insère naturellement dans des stratégies coordonnées entre traction, stabilité et confort.

La direction par fil à commande électrique sans liaison mécanique permanente (Steer-by-Wire) représente une deuxième évolution majeure. Dans cette architecture, la consigne du conducteur n'est plus transmise principalement par une continuité mécanique entre le volant et la crémaillère, mais par une chaîne de mesure, de calcul et d'actionnement électrique. Une telle organisation permet un réglage logiciel du ressenti de direction, une adaptation plus fine de la réponse des roues et une meilleure compatibilité avec les fonctions d'automatisation, à condition de satisfaire des exigences élevées de redondance et de sûreté de fonctionnement (Bosch Mobility, 2026)

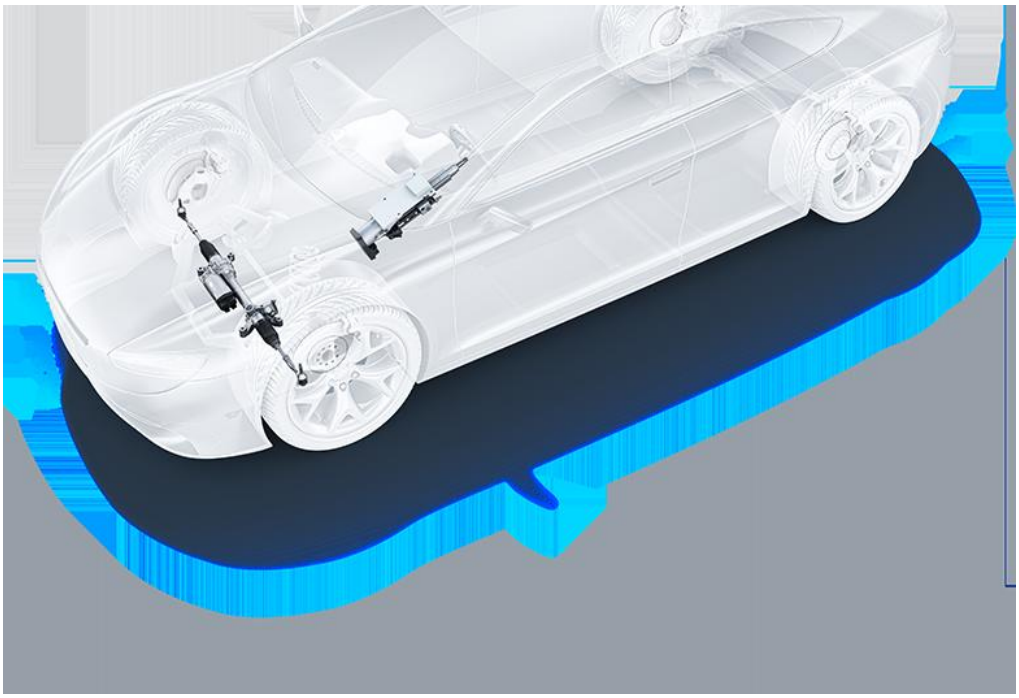


Figure 2 *– Système de direction par fil à commande électrique (Steer-by-Wire)*

Le freinage à commande électrique constitue une troisième mutation structurante. Dans une telle architecture, la demande de freinage n'est plus transmise par une chaîne purement mécanique ou hydromécanique entre la pédale et le système de frein, mais par des signaux électriques et des actionneurs redondants. Cette évolution améliore la flexibilité d'implantation, facilite l'intégration avec les fonctions de freinage automatique et rend plus cohérent le pilotage conjoint du freinage par friction et du freinage récupératif dans les véhicules électriques.

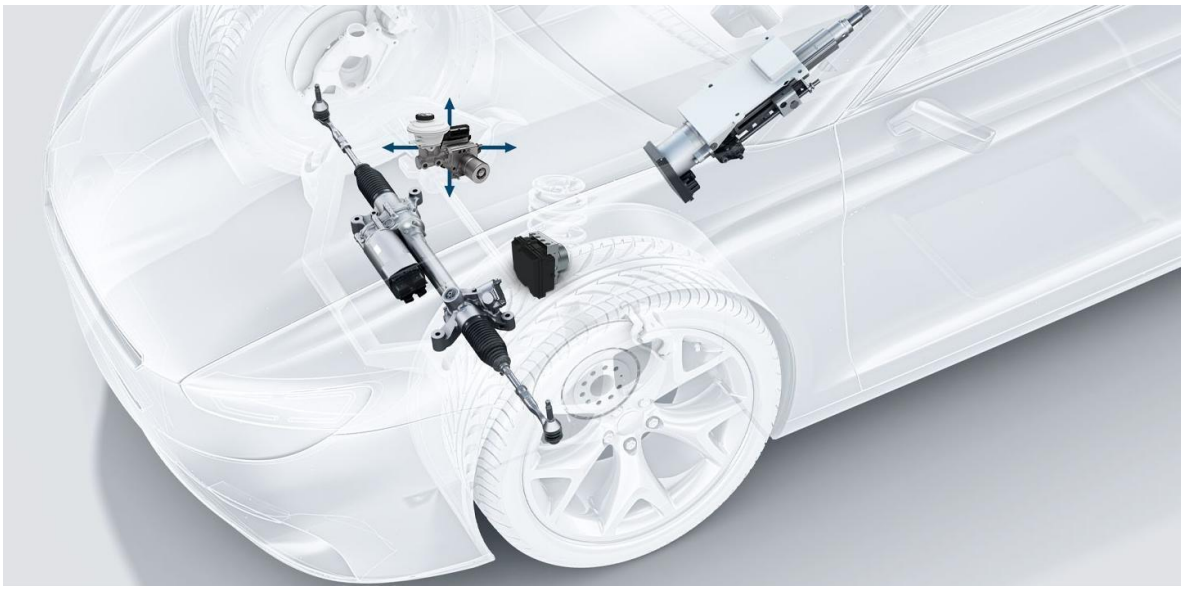


Figure 3 – *Système de freinage à commande électrique*

La suspension s'inscrit désormais dans la même logique d'électrification fonctionnelle. Longtemps considérée comme un sous-système essentiellement passif, elle tend à devenir un organe piloté, instrumenté et coordonné avec les autres fonctions du véhicule. Cette évolution est particulièrement importante dans les véhicules électriques automatisés, où la qualité de filtrage, la stabilité de la caisse, la gestion des transferts de charge et la cohérence des réponses dynamiques doivent être assurées simultanément (Tseng & Hrovat, 2015).

De la suspension passive à la suspension active intégrée

Les premières suspensions automobiles reposaient sur des architectures passives simples, fondées sur des essieux rigides et des ressorts à lames. Leur objectif principal consistait à soutenir le véhicule et à assurer une filtration minimale des irrégularités de la route. Avec la généralisation des suspensions indépendantes, des ressorts hélicoïdaux et des amortisseurs télescopiques, les compromis entre confort, tenue de route, encombrement et coût ont progressivement structuré la conception automobile moderne.

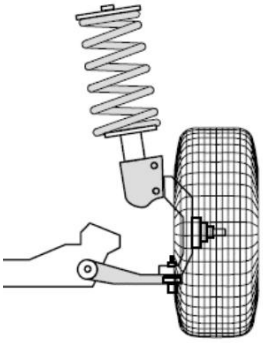


Figure 4 *– Architecture d'une suspension avant indépendante de type MacPherson*

Parmi les architectures indépendantes, la suspension MacPherson a acquis une place dominante grâce à sa simplicité géométrique, à son faible nombre de liaisons, à sa compacité et à son aptitude à s'intégrer dans des véhicules à structure autoporteuse. Son succès industriel illustre une constante de l'ingénierie automobile : une solution de suspension n'est jamais évaluée seulement sur ses performances dynamiques, mais aussi sur sa facilité d'intégration, sa masse, son coût et sa compatibilité avec l'architecture globale du véhicule.

Une étape importante dans l'histoire des suspensions a été franchie avec les systèmes hydropneumatiques. Introduite chez Citroën au milieu des années 1950, cette technologie a marqué durablement l'histoire automobile en associant ressort pneumatique, circuit hydraulique, correcteur d'assiette et, plus tard, gestion électronique de la fermeté. Les générations Hydractive ont ainsi constitué une transition importante entre une logique purement passive et une logique pilotée, en montrant qu'il était possible d'adapter le comportement de la suspension à l'état du véhicule et aux sollicitations de la route et du conducteur.



Figure 5 *– Sphère hydropneumatique, élément emblématique des suspensions hydropneumatiques Citroën*

L'évolution suivante a conduit aux suspensions semi-actives, dans lesquelles l'énergie extérieure n'est pas utilisée pour créer directement tout l'effort de suspension, mais pour moduler certains paramètres, en particulier l'amortissement. Les amortisseurs pilotés, puis les amortisseurs magnétorhéologiques, ont permis de faire varier plus rapidement et plus finement la dissipation d'énergie en fonction de l'état de la route et de la dynamique du véhicule. Les travaux de synthèse consacrés à ces technologies montrent qu'elles offrent souvent un compromis intéressant entre performance, consommation énergétique et complexité d'industrialisation (Savaresi et al., 2010).

Les suspensions actives franchissent une étape supplémentaire puisqu'elles introduisent un actionneur capable de générer directement un effort de commande. Elles peuvent être électrohydrauliques, électropneumatiques ou électromécaniques. Leur intérêt théorique est majeur : elles permettent de mieux dissocier les objectifs de confort, de tenue de route et de maîtrise des débattements, là où les architectures passives imposent un compromis figé et où les architectures semi-actives restent limitées par leur nature essentiellement dissipative.

Dans le cas du véhicule électrique, cette trajectoire historique trouve un prolongement naturel. L'électrification rend plus crédible l'usage d'actionneurs rapides, de lois de commande plus riches et d'une coordination plus étroite entre suspension, freinage, direction et propulsion. Le concept Michelin Active Wheel, présenté à la fin des années 2008, illustre de manière particulièrement claire cette évolution : il montre qu'une roue peut intégrer simultanément un moteur de traction, un frein et une suspension active au plus près du contact pneumatique-chaussée, ouvrant des perspectives nouvelles pour l'architecture du véhicule et pour le contrôle global du châssis.



Figure 6 *– Architecture d'une roue active de type Michelin Active Wheel*

Cette évolution historique montre que la suspension s'est progressivement déplacée d'un organe passif de filtrage vers un sous-système piloté, instrumenté et intégré au châssis électrifié. Toutefois, ce changement de nature s'accompagne d'une difficulté fondamentale : aucun réglage passif unique ne permet de satisfaire simultanément, sur l'ensemble des situations de conduite, un haut niveau de confort vibratoire, une bonne tenue de route, une maîtrise des débattements et un comportement robuste face aux variations de masse, d'adhérence ou de sollicitation.

Dans les véhicules électriques automatisés, cette limite devient encore plus marquée. L'augmentation de la masse embarquée, la présence de la batterie de traction, la recherche d'un confort plus élevé lors des phases de délégation de conduite, ainsi que la nécessité de préserver la stabilité et la sécurité active dans des situations très différentes, imposent une suspension capable d'adapter son action à la situation dynamique rencontrée. Le passage vers la suspension active apparaît ainsi non comme une simple sophistication technologique, mais comme une réponse cohérente à une accumulation de contraintes nouvelles (Termous, 2020) (Belingardi & Scattina, 2023).

La problématique n'est donc plus seulement de concevoir une suspension performante dans un cas nominal. Elle consiste à définir des lois de commande capables d'arbitrer entre plusieurs objectifs potentiellement contradictoires confort, tenue de route, limitation du débattement, robustesse et sécurité, tout en tenant compte du caractère fortement couplé du châssis électrifié. Dans ce cadre, la suspension doit être intégrée dans une vision globale du véhicule, en interaction avec la propulsion, la direction et le freinage.

C'est dans cette perspective que s'inscrivent les travaux de cette thèse. Ils portent sur l'étude de stratégies de commande appliquées à une suspension active électromécanique destinée à un véhicule de tourisme entièrement électrique. L'enjeu est de dépasser les compromis des architectures classiques en proposant des lois de commande capables de répondre à des exigences dynamiques variées, selon les situations de conduite rencontrées. Une telle démarche suppose à la fois une modélisation adaptée du véhicule, une analyse précise des critères de performance et une synthèse de commande suffisamment robuste pour être cohérente avec les contraintes des véhicules électriques automatisés.

Sur 36 ans de collaboration en matière de suspension

Cette thèse s'est déroulée au sein de l'équipe CRONE du groupe Automatique du laboratoire IMS, UMR 5218 CNRS, dans le cadre de l'OpenLab Stellantis-IMS-SANPSY « *Electronics and Systems for Automotive* ». Ce laboratoire commun (LabCom) créé en 2011 s'inscrit dans la continuité d'une collaboration avec le groupe PSA qui a commencé au début des années 90 avec les travaux de l'équipe CRONE appliqués à la suspension.

La figure 7 présente un certain nombre d'études portant sur des réalisations passives et pilotées de la suspension CRONE.

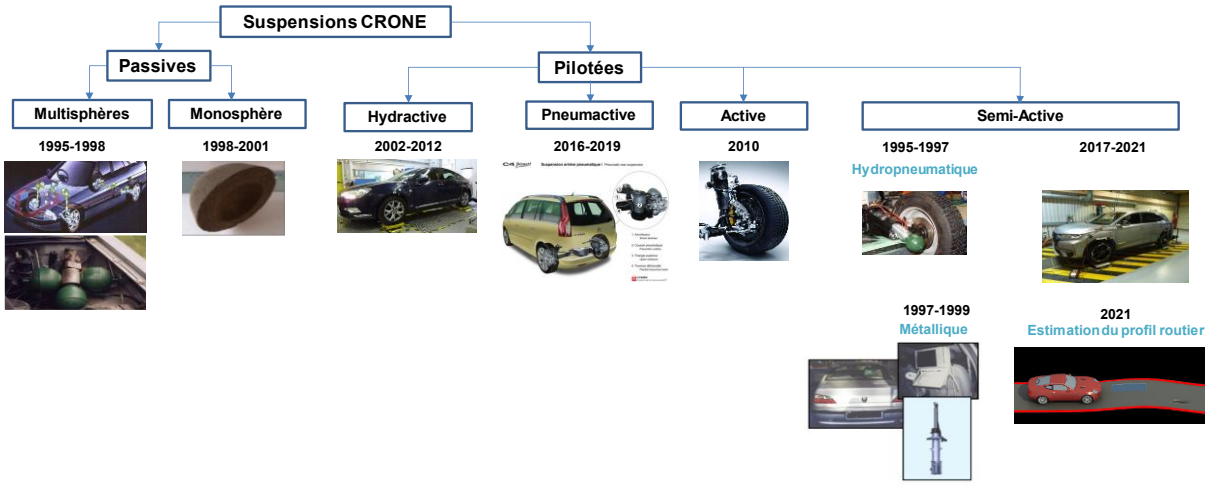


***Figure 7** – Illustration des différentes solutions technologiques de la suspension CRONE*

A noter que le concept initial de la suspension CRONE s'est concrétisé en 1990 avec le brevet (Oustaloup & Nouillant, 1990).

Ensuite, les travaux de la thèse de Xavier MOREAU [Moreau, 1995] ont permis d'étendre et d'appliquer le concept de la suspension CRONE aux suspensions de véhicules automobiles avec l'obtention de la robustesse de la tenue de caisse vis-à-vis des variations de la masse suspendue. Deux solutions technologiques furent étudiées : une version passive multisphères implantée sur un véhicule expérimental du laboratoire, à savoir une Citroën BX, et une version semi-active développée spécifiquement pour la technologie hydropneumatique. Cette version passive de la suspension CRONE a obtenu en 1995 le trophée AFCET récompensant la meilleure innovation dans le cadre d'une collaboration université-industrie [AFCET 1995].

De 1995 à 1998, PSA équipa plusieurs véhicules expérimentaux (XM et Xantia) de cette version passive.

Parallèlement à cette version passive, deux versions semi-actives ont été développées : la première pour la suspension hydropneumatique (1995-1997) et la seconde pour la suspension métallique (1997-1999). L'originalité se situait à la fois sur le plan technologique avec une conception innovante d'AMortisseurs COntinûment VARiables (AMCOVAR ou AMAVAR+) et sur le plan du contrôle avec la commande CRONE.

De 1998 à 2001, une autre voie a été explorée en matière de suspension CRONE passive monosphère. Cette solution, étudiée et réalisée durant la thèse de Pascal DAVID (David, 2001), était constituée d'un massif poreux perfusé par un fluide visco-élastique.

Ceci étant, les versions les plus abouties de la suspension CRONE concernent celles qui ont été intégrées à la suspension Hydractive. En effet, cette architecture de suspension (issue de la suspension traditionnelle hydropneumatique) a été développée, au cours des années 1980, grâce à l'avancée de la mécatronique. La première génération qui équipa la Citroën XM, présentait (par rapport à la suspension traditionnelle hydropneumatique) une sphère supplémentaire par essieu permettant, grâce à l'utilisation de l'électronique, de passer d'une architecture orientée « confort » à une architecture orientée « sport » (et inversement). Par la suite, deux autres versions de cette suspension ont été développées et commercialisées, à savoir : l'Hydractive II présente sur la Citroën Xantia, puis l'Hydractive III (et sa version III+) utilisée sur les modèles Citroën C5 et C6.

La mise en œuvre de l'architecture de la suspension CRONE dimensionnée en 1995 (très orientée confort, (Moreau, 1995) dans le cadre de la suspension Hydractive a permis l'émergence de la suspension CRONE Hydractive. Dans cette version, l'architecture orientée « confort » de la suspension Hydractive de série a été remplacée par une nouvelle architecture « CRONE », sachant que l'architecture orientée « sport » restait identique à celle de la série. Ainsi, durant la période 2002-2012, le concept de la suspension CRONE a été étendu à la suspension Hydractive. Cette suspension présente des performances remarquables. En effet, l'association de l'approche CRONE, garantissant la robustesse du degré de stabilité aux variations de la masse suspendue, et de la stratégie Hydractive, permettant la commutation d'une architecture de suspension orientée « confort » vibratoire à une autre orientée « sport »

(comportement routier), permet la mise en défaut de la plupart des dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension. ***D'un point de vue théorique***, les thèses de Cédric NOUILLANT (Nouillant, 2002), d'Olivier ALTET (Altet, 2004c) et de Pascal SERRIER (Serrier, 2008) appliquées à la suspension CRONE Hydractive ont permis d'étendre les travaux concernant les Systèmes Dynamiques Hybrides (SDH) aux Systèmes Dynamiques Hybrides Non Entiers (SDHNE). ***D'un point de vue technologique***, la thèse d'Audrey RIZZO (Rizzo, 2012) a permis de proposer une évolution de l'approche CRONE pour dimensionner une suspension Hydractive répondant aux contraintes à la fois de tenue de caisse, de tenue de roue, ainsi que des contraintes en matière de filtrage aux moyennes fréquences (2−8Hz), (autour de 15Hz) et de filtrage aux hautes fréquences (20 − 40Hz). Cette démarche de conception et de réalisation d'une suspension CRONE Hydractive a abouti à une stratégie de gestion, non seulement du dilemme isolation vibratoire/tenue de caisse, mais aussi à celle du dilemme isolation vibratoire/tenue de roue. La stratégie ainsi présentée a été implantée sur différents véhicules chez PSA avec différentes architectures de suspension bi-architectures.

En 2016, une version alternative à la suspension CRONE Hydractive a été introduite avec la thèse de Jean Louis BOUVIN (Bouvin, 2019). Cette version active de la suspension (appelée Pneumactive) s'articule autour de la suspension pneumatique de la version du modèle Citroën Grand C4 Picasso. Cette solution permet notamment l'introduction d'un découplage dynamique entre les fonctions statique et dynamique de la suspension grâce à la présence d'un correcteur d'assiette.

À partir de 2017, des améliorations de la loi de commande de la suspension semi-active AMVAR+ ont été proposées dans le cadre de la thèse d'Emna HAMROUNI (Hamrouni, 2021). Ces améliorations ont eu lieu grâce à la mise en œuvre d'une approche d'analyse et de synthèse CRONE intégrées sur la DS7 CrossBack.

Positionnement de la thèse de Fouad FARAH dans ce contexte historique

Le concept initial de la suspension CRONE est basé sur une vision locale par quart de véhicule à partir de la seule grandeur physique qu'est le débattement de la suspension. En effet, de 1991 à 2017 toutes les solutions développées durant cette période présentent une loi de comportement, pour les versions passives, ou une loi de commande, pour les versions pilotées, uniquement fonction du débattement de la suspension.

Ce n'est qu'à partir de 2017, avec la thèse d'Emna HAMROUNI, que le concept de suspension CRONE a été élargie, non seulement avec une vision globale à l'échelle de la dynamique du véhicule, mais aussi à l'échelle locale des lois de commande avec la prise en compte des accélérations verticales des masses suspendue et non suspendue, et ce en plus du débattement de la suspension. Cet élargissement du concept initial a été appliqué à la commande des amortisseurs pilotés continûment variables de la DS7 CrossBack.

La thèse de Fouad FARAH s'inscrit dans cette continuité de l'élargissement du concept initial de la suspension CRONE avec la généralisation des stratégies Sky-Hook et Ground-Hook dans un contexte de Véhicule électrique Autonome et Connecté (VéAC).

Organisation et contenu de la thèse

Cette thèse s'inscrit dans le cadre des échanges entre l'Université La Sagesse (ULS) de Beirut au Liban et l'Université de Bordeaux (UBx). Elle se situe dans la continuité des travaux de l'équipe CRONE concernant le développement de systèmes de suspension. Cette thèse s'est déroulée sous la co-direction de Xavier MOREAU, Professeur à l'Université de Bordeaux, et de Roy ABI ZEID DAOU, Professeur à l'Université La Sagesse.

Le mémoire de thèse comporte une introduction générale, cinq chapitres, une conclusion générale et des perspectives.

Le ***chapitre 1***, intitulé : « ***Un tour d'horizon en matière de modélisation et de commande*** », rapelle dans un premier temps, non seulement le cadre général du processus d'innovation en matière de recherche et développement, mais aussi l'échelle des TRL (Technology Readiness Levels) utilisée pour l'évaluation du degré de maturité des solutions proposées. Ensuite, dans le cadre particulier de la dynamique des véhicules de tourisme, le domaine opérationnel de conception (ODD : Operational Domain Design) est décomposé en trois sous domaines (ODD_k, avec k = 1 à 3). Ces rappels permettent de bien définir le cadre dans lequel se situe ce travail de thèse. La suite du chapitre se focalise sur les éléments essentiels de modélisation et de commande. Ainsi, les principaux modèles de la dynamique du véhicule sont présentés. Cette vision multimodèle englobe les formulations détaillées issues des simulateurs multi-corps jusqu'aux représentations simplifiées utilisées pour la conception et la synthèse des lois de commande, et ce de manière cohérente en fonction de l'ODD_k et du niveau de maturité considérés. Ensuite, un tour d'horizon des principales approches de commande appliquées dans le domaine des suspensions de véhicules automobiles est proposé, mettant en évidence leurs objectifs et leurs limites selon l'ODD_k. Enfin, ce premier chapitre se focalise sur les stratégies Sky-Hook et Ground-Hook à l'origine des travaux présentés dans les chapitres suivants.

Le ***chapitre 2***, intitulé : « ***Stratégies orientées 100% confort vibratoire*** », présente dans une première partie les principaux indicateurs de performance utilisés pour l'étude vibratoire des suspensions de véhicules automobiles, aussi bien dans le domaine fréquentiel que dans le domaine temporel. Ces indicateurs permettent d'évaluer de manière cohérente et objective les performances d'une suspension conformément à trois aspects habituellement étudiés dans ce domaine, à savoir le confort vibratoire, le débattement de suspension et la tenue de roue. Sur cette base, trois stratégies orientées 100 % confort vibratoire sont ensuite étudiées et comparées à une suspension servant de référence dans un cadre de « benchmarking ». Enfin, une troisième partie est consacrée à l'analyse de la stratégie Sky-Hook du point de vue de la théorie du contrôle. En effet, celle-ci est interprétée comme une boucle de régulation de l'accélération

verticale de la ***masse suspendue***. Cette interprétation permet d'établir l'expression d'une fonction de transfert en boucle ouverte, facilitant ainsi l'utilisation des méthodes d'analyse habituellement utilisées dans le cadre de la commande CRONE. Cette approche conduit à définir la stratégie Crone Sky-Hook Nominale étudiée de manière plus approfondie au chapitre suivant.

Le ***chapitre 3***, intitulé : « ***L'approche Crone Sky-Hook orientée 100% confort*** », est consacré à plusieurs extensions de la stratégie Crone Sky-Hook orientées prioritairement vers l'amélioration du confort vibratoire. L'analyse se focalise d'abord sur la généralisation de la stratégie Crone Sky-Hook nominale, et ce par l'introduction d'un ordre fractionnaire $\nu_2 \in [0\,;2]$ au niveau de la fonction de transfert du régulateur. Cette étude, menée à iso-rapidité, met en évidence que le cas purement ***élastique*** ($\nu_2 = 2$), conduit à une instabilité de la boucle de commande, tandis que le cas purement ***inertielle*** ($\nu_2 = 0$) dégrade nettement la tenue de caisse. Dans le cas ***visco-inertiel*** où $\nu_2 \in]0\,;1[$, l'augmentation de ν_2 améliore la tenue de caisse et diminue la sensibilité de l'accélération de la masse suspendue aux perturbations en provenance du profil routier. Enfin, dans le cas ***visco-élastique*** où $\nu_2 \in]1\,;2[$, l'augmentation de ν_2 permet d'améliorer l'isolation vibratoire aux basses fréquences.

Dans un second temps, une nouvelle stratégie, notée Crone Sky-Hook 1G, est introduite à partir de l'architecture de la commande CRONE de première génération (1G). Cette stratégie vise à assurer la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des incertitudes paramétriques, en particulier celles liées à la masse suspendue. Les résultats obtenus montrent que la suspension Crone Sky-Hook 1G améliore de manière significative le confort vibratoire.

Enfin, la dernière partie conclut ce chapitre en présentant de manière synthétique les principaux résultats obtenus, facilitant ainsi le choix des stratégies les plus pertinentes dans le cadre de l'ODD_1.

Le ***chapitre 4***, intitulé « ***Suspension Crone Ground-Hook*** », se focalise dans le cadre de l'ODD_3 sur des stratégies de commande orientées 100 % ***tenue de roue***. Dans un premier temps, la stratégie Ground-Hook telle que présentée dans la littérature est rappelée. Ensuite, de manière duale à la stratégie Crone Sky-Hook, la stratégie Crone Ground-Hook est introduite. Trois stratégies orientées 100 % ***tenue de roue*** sont alors étudiées et comparées à la suspension servant de référence dans un cadre de « benchmarking ». Plus précisément, la stratégie Crone Ground-Hook est traitée d'un point de vue de la théorie du contrôle. En effet, cette stratégie est elle aussi interprétée comme une boucle de régulation, mais cette fois-ci de l'accélération verticale de la ***masse non suspendue***. Cette interprétation permet d'établir l'expression d'une fonction de transfert en boucle ouverte, facilitant encore une fois l'utilisation des méthodes d'analyse habituellement utilisées dans le cadre de la commande CRONE. Cette approche conduit à définir les stratégies Crone Ground-Hook Nominale et Crone Ground-Hook

Généralisée. Enfin, ce chapitre se termine par une conclusion synthétisant les principaux résultats obtenus et positionnant les stratégies les plus pertinentes pour l'ODD_3.

Enfin, le ***chapitre 5***, intitulé : « ***Stratégie multi-contrôleurs appliquée à un système de suspension active d'un véhicule entièrement électrique*** », constitue l'aboutissement de ces travaux de thèse avec l'agrégation des différentes stratégies de commande associées à chacun des trois ODD_k, et ce à l'aide d'une approche multi-contrôleurs. Après une présentation de la plateforme de simulation de l'OpenLab ESA utilisée pour la validation de la stratégie multi-contrôleurs aux niveaux TRL4 à TRL6, les lois de commande associées à chaque ODD_k validées aux niveaux TRL1 à TRL3 (preuve de concept) sont rappelées. Ensuite, la stratégie multi-contrôleurs est présentée de manière détaillée. Elle consiste à définir, pour chacun des quatre actionneurs *ij*, une loi de commande ***globale*** ${}_k u_{ij}(t)$ résultant de la somme pondérée des lois de commande ***locales*** associées à chaque ODD_k. Les pondérations sont des fonctions sigmoïdes de l'accélération Γ_v du véhicule. Les résultats obtenus via la plateforme de simulation illustrent clairement l'intérêt de la stratégie proposée : elle améliore significativement le ***confort vibratoire*** sans dégrader la ***tenue de route*** et sans augmenter le ***débattement de la suspension***.

Finalement, la dernière partie, intitulée « ***Conclusion Générale et Perspectives*** » résume l'apport de cette thèse et présente les perspectives envisagées

La figure 8 illustre le fil conducteur de la thèse avec l'enchainement des cinq chapitres notamment en matière de stratégies de commande de suspension

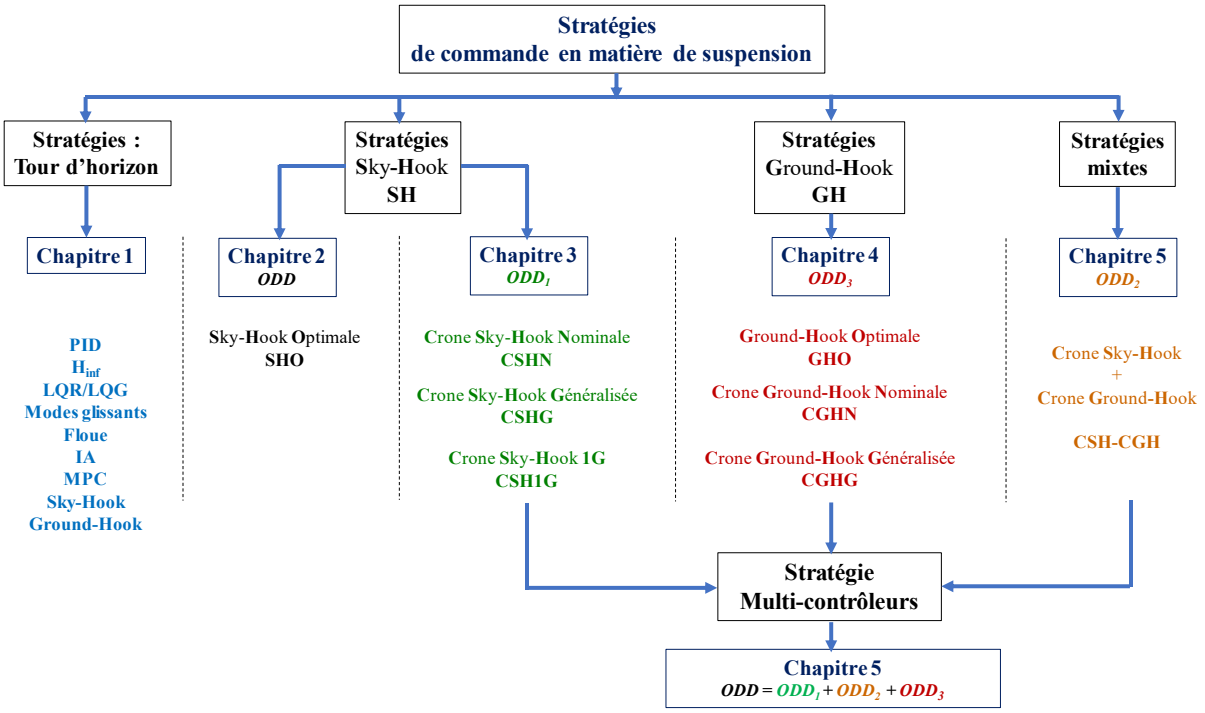


Figure 8 – *Illustration de l'enchainement des cinq chapitres en matière de stratégies de commande de suspension*

Ce travail a donné lieu à la production scientifique suivante.

Revues Internationales avec Comité de Lecture : RICL

2025

[A1.25.1] - F. FARAH, X. MOREAU and R. ABI ZEID DAOU – Crone Ground Hook Suspension – Paper in journal *Machines*, section *Vehicle Engineering*, *Machines* **2025**, *13*(3), 244. Published: 18 March 2025 IF: 2.1, Ranking: JCR-Q2 in Control and Optimization, CiteScore: 3. https://doi.org/10.3390/machines13030244

2026

[A1.2***6.1***] - X. MOREAU, F. FARAH, and R. ABI ZEID DAOU – Multi-controller strategy applied to an active suspension system of an all-electric vehicle – Papier soumis à IET Control Theory & Applications le 30 avril 2026, Manuscript ID CTA-2026-04-0135.

Colloques Internationaux avec Comité de Lecture : CICL

2024

[C1.24.1] - F. FARAH, X. MOREAU, R. ABI ZEID DAOU – Generalized CRONE Sky Hook Suspension – 12th International Conference on Fractional Differentiation and its Applications, ICFDA'24, **IFAC**-PapersOnLine, Volume 58, Issue 12, pp. 460-465, Bordeaux, France, July 9-12, 2024, DOI 10.1016/j.ifacol.2024.08.234 - https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2405896324009649

[C1.24.2] - F. FARAH, X. MOREAU, R. ABI ZEID DAOU – The CRONE Sky Hook approach to suspension: a strategy focused on 100% vibrational comfort – IEEE-IC2SPM 2024, 2th International Conference on Smart Systems and Power Management, **IEEE**, DOI: 10.1109/IC2SPM62723.2024.10841345, 28-39 November 2024, Beirut, Libanon. https://ieeexplore.ieee.org/document/10841345

[C1.24.3] - F. FARAH, X. MOREAU, R. ABI ZEID DAOU – Comparative Study of Two Sky Hook Strategies analyzed from a control theory perspective – 28th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, in *MMAR'24*, IEEE *Xplore*, Międzyzdroje, Poland, August 27-30, 2024. **DOI :** 10.1109/MMAR62187.2024.10680828. https://ieeexplore.ieee.org/document/10680828

2025

[C1.25.1] - F. FARAH, X. MOREAU, R. ABI ZEID DAOU – Crone Sky Hook 1G Suspension – International Conference on Control, Automation, and Instrumentation**,** in *IC2AI'25*, IEEE *Xplore*, pp. 1-8, Beirut, Lebanon, February 11-13, 2025. DOI 10.1109/IC2AI62984.2025.10932266. https://ieeexplore.ieee.org/document/10932266

[C1.25.2] - F. FARAH, X. MOREAU, R. ABI ZEID DAOU – CRONE Active Suspension: Application to the All-electric Vehicle – ACTEA'25, International Conference on Advances in Computational Tools for Engineering Applications, in *ACTEA'25*, IEEE Xplore, pp. 1-6, Beirut, Lebanon, Sep 24-26, 2025. doi: 10.1109/ACTEA66485.2025.11189953.

Colloques Nationaux avec Comité de Lecture : CNCL

2026

[C2.26.1] - F. FARAH, X. MOREAU, R. ABI ZEID DAOU – Design of the control law of an electric active suspension system based on a robust multi-controller optimal strategy – 4ème Congrès annuel de la SAGIP, 10-12 Juin 2026, Bordeaux, France. https://sagip2026.sciencesconf.org/

Table de Matière

Introduction Générale : VI

Contexte et Problématique VI

Organisation et contenu de la thèse XV

Table de Matière XIX

Tables des Figures XXII

Liste des Tableaux XXIX

Notations XXX

Chapitre 1 - Un tour d'horizon en matière de Modélisation et de Commande

1.1 – Introduction 1

1.2 – Aspects modélisation 1

1.2.1 – Véhicule électrique étudié 1

1.2.2 – Modèles utilisés pour le véhicule 2

1.2.2 – Modèles utilisés pour les sollicitations 10

1.3 – Lois de contrôle Commande 17

1.3.1 – Méthodes de synthèse fréquentielle 17

1.3.2 – Méthodes de synthèse temporelle 19

1.4 – Conclusion 22

Chapitre 2 - Stratégies Orientées 100% Confort Vibratoire

2.1 – Introduction 24

2.2 – Indicateurs de performance 24

2.3 – Stratégies orientées 100% confort vibratoire 29

2.3.1 - Stratégie visant à annuler l'accélération verticale $a_2(t)$ 29

2.3.2 - Stratégie Sky-Hook Optimale 31

2.3.3 – Stratégie Crone Sky-Hook Nominale 35

2.4 – Analyse de la stratégie Sky-Hook d'un point de vue théorie du contrôle 39

2.5 – Conclusion 47

Chapitre 3 - L'approche Crone Sky-Hook orientée 100% confort

3.1 – Introduction 49

3.2 – De la suspension Crone Sky-Hook nominale à la suspension Crone Sky-Hook généralisée 50

3.2.1 – Suspension inertielle ($\nu_2 = 0$) et suspension élastique ($\nu_2 = 2$) 51

3.2.2 – Suspension visco-inertielle $\nu_2 \in]0;1]$ 56

3.2.3 – Suspension visco-élastique $\nu_2 \in [1;2[$ 61

3.3 – Crone Sky-Hook 1G 67

3.3.1 – Définition de la structure du régulateur Crone Sky-Hook 1G 67

3.3.2 – Données pour la synthèse 68

3.3.3 – Modèles pour la synthèse 68

3.3.4 – Définition du gabarit vertical de la commande CRONE 71

3.3.5 – Méthode pour la détermination des paramètres de synthèse de haut niveau 75

3.3.6 – Performances 78

3.4 Conclusion 87

Chapitre 4 - Suspension Crone Ground-Hook

4.1 – Introduction 89

4.2 –Stratégie Ground-Hook Optimale : GHO 89

4.3 –Stratégie Crone Ground-Hook Nominale : CGHN.....93

4.4 – Stratégie Crone Ground-Hook Généralisée : CGHG 97

4.4.1 - Détermination des paramètres optimaux des stratégies CGHN et CGHG 98

4.4.2 - Performances 100

4.5 – Conclusion 109

Chapitre 5 - Stratégie multi-contrôleurs appliquée à un système de suspension active d'un véhicule entièrement électrique

5.1 – Introduction 111

5.2 – Plateforme de simulation 111

5.3 – Conception de la loi de commande multi-controlleurs.....115

5.3.1 – Loi de commande optimale pour l'ODD_1 116

5.3.2 – Loi de commande optimale pour l'ODD_3 118

5.3.3 – Loi de commande optimale pour l'ODD_2 119

5.3.4 – Architecture multi-contrôleurs 127
5.4 – Analyse des performances dans le domaine temporel 129
5.5 – Conclusion 133
Conclusion générale et perspectives 135
Bibliographie 141

Tables des Figures

Figure 1 – *Niveaux d'automatisation de la conduite selon la classification SAE, du niveau 0 (absence d'automatisation) au niveau 5 (automatisation complète) (Bureau de prévention des accidents (BPA), 2025) ..... VII*
Figure 2 – *Système de direction par fil à commande électrique (Steer-by-Wire)..... VIII*
Figure 3 – *Système de freinage à commande électrique .....IX*
Figure 4 *– Architecture d'une suspension avant indépendante de type MacPherson.....IX*
Figure 5 *– Sphère hydropneumatique, élément emblématique des suspensions hydropneumatiques Citroën .....X*
Figure 6 *– Architecture d'une roue active de type Michelin Active Wheel .....XI*
Figure 7 *– Illustration des différentes solutions technologiques de la suspension CRONE .. XII*
Figure 8 *– Illustration de l'enchainement des cinq chapitres en matière de stratégies de commande de suspension .....XVII*
Figure 1.1 – *Peugeot E208 (a) et système de suspension électrique (b). 1*
Figure 1.2 – *Définition des dynamics d'un véhicule 2*
Figure 1.3 – *Décomposition du véhicule en cinq solides indéformables pour l'obtention d'un simulateur à 16 ddl (a) et décomposition de la masse suspendue M du châssis en quatre masses suspendues Mij reliées entre elles par une liaison indéformable et sans masse (b)..... 2*
Figure 1.4 – *Indices ij correspondant aux quatre coins du véhicule..... 3*
Figure 1.5 – *Échelle des niveaux de maturité technologique (Technology Readiness Levels – TRL)(Ministère de l'Économie, 2011)..... 3*
Figure 1.6 – *Trois domaines de conception opérationnelle (ODD) pour un véhicule de tourisme..... 4*
Figure 1.7 – *Définition des trois ODD dans un diagramme $\Gamma_x = f(\Gamma_y)$: accélération longitudinale Γ_x en fonction de l'accélération transversale Γ_y. 4*
Figure 1.8 *– Les moyen d'action situes aux quatre coins : suspension, freins, roue motrice, et dispositifs de direction 5*
Figure 1.9 *– Les 7 degrés de liberté associés à la dynamique verticale et les 7 degrés de liberté associés à la dynamique horizontale d'un véhicule 6*
Figure 1.10 – *2-ddl modèle quart de véhicule..... 7*
Figure 1.11 *– Modèle quart de véhicule à 2 ddl équipé : d'une suspension passive linéaire (a) et d'une suspension active (b) 8*
Figure 1.12 *– Le profil géométrique $z_0(x)$ du ralentisseur 12*
Figure 1.13 *– Obstacle long tel que $V_x = 30$ [km/h], $x_0 = 2$ [m], $h = 0.05$ [m], $\alpha = 10$ [°] . et $L = 20$ [m] Lois horaires $z_0(t)$ (a) et $v_0(t)$ (b) du ralentisseur..... 12*
Figure 1.14 *– Evolution du profil routier z0(t) (en cm) issu du modèle « Random Road Profile » pour une route ISO de classe B et une vitesse de translation longitudinale Vx = 30 m/s (108 km/h)..... 13*
Figure 1.15 *– Exemple de scénario virtuel sous CarMaker avec superposition des éléments d'environnement et de perception (IPG Automotive, 2025)..... 14*
Figure 1.16 *– Comparaison entre une scène routière réelle et son équivalent simulé dans Simcenter Prescan..... 15*

Figure 1.17 *– Exemple d'un scénario d'intersection urbaine sous VTD avec visualisation du trafic et des capteurs 16*
Figure 1.18 *– (a) Evolution du bruit de mesure $n_2(t)$ (en m/s^2) issu du modèle « Uniform Random Number » de Simulink centré autour d'une valeur moyenne nulle et dont les bornes B_{1min} = - 0.076 m/s^2 et B_{1max} = 0.076 m/s^2,(b) Evolution du bruit de mesure $n_1(t)$ (en m/s^2) issu du modèle « Uniform Random Number » de Simulink centré autour d'une valeur moyenne nulle et dont les bornes B_{1min} = - 0.3145 m/s^2 et B_{1max} = 0.3145 m/s^2 ..... 17*
Figure 2.1 *– Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans le cas de la suspension passive linéaire (en noir) et dans le cas de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge) 27*
Figure 2.2 *– Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m (d) lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge) 28*
Figure 2.3 *– Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension active visant à annuler l'accélération verticale (en rouge) (Suspension Active 0_{Accel}) 30*
Figure 2.4 – *Variations en fonction du gain b_{sh} de chaque critère (a) et du critère global pour $\rho_{a2} = \rho_{z12} = \rho_{z01} = 1$ (b) 33*
Figure 2.5 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{Z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{Z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode confort hydractive (en rouge) et de la suspension SHO (en vert) 34*
Figure 2.6 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et (d) du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension SHO (en vert)... 35*
Figure 2.7 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge), de la suspension SHO (en vert) et de la suspension CSHN (en bleu) 37*
Figure 2.8 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension CSHN (en bleu) 38*
Figure 2.9 – *Schéma fonctionnel résultant de l'interprétation de la stratégie Sky-Hook comme étant une régulation de la vitesse $V_2(s)$ autour de zéro 40*
Figure 2.10 – *Schéma fonctionnel résultant de la mise en œuvre de la stratégie Sky-Hook à partir de la mesure de l'accélération $a_2(t)$ 40*
Figure 2.11 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{a2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz 41*

Figure 2.12 – *Diagrammes de Bode du régulateur $C_{a2}(s)$ (a) et du transfert $G_2(s)$ (b) dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)* 43
Figure 2.13 – *Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)* 43
Figure 2.14 – *Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_{a2}(j\omega)$ (a), $T_{a2}(j\omega)$ (b) et $R_{a2}(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)* 45
Figure 2.15 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie) non bruitée (a) et bruitée (c), de la commande $u_a(t)$ non bruitée (b) et bruitée (d) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge), de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)*..... 46
Figure 2.16 – *Zoom sur l'intervalle [0 ;0.4]s des réponses temporelles de la commande $u_a(t)$ bruitée obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)*..... 46
Figure 3.1 *– Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension inertielle (en vert), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir) et la suspension élastique (en rouge)*..... 52
Figure 3.2 – *Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ (a), $T_2(j\omega)$ (b) et $R_2(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir) et de la suspension inertielle (en vert)*..... 53
Figure 3.3 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie) non bruitée (a) et bruitée (c), de la commande $u_a(t)$ non bruitée (b) et bruitée (d) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge), de la suspension inertielle (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir)*54
Figure 3.4 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension active en mode CoHyd (en rouge pointillé), de la suspension inertielle (en vert)* 55
Figure 3.5 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension inertielle (en vert), de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir)*..... 55
Figure 3.6 – *Variation de b_{sh} en fonction de $\nu_2 \in]0;1]$* 56
Figure 3.7 – *Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$)* 57
Figure 3.8 – *Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ (a), $T_2(j\omega)$ (b) et $R_2(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$)*..... 58

Figure 3.9 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie) non bruitée (a) et bruitée (c), de la commande $u_a(t)$ non bruitée (b) et bruitée (d) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé), de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) 59*

Figure 3.10 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé), de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) 60*

Figure 3.11 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé), de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) 60*

Figure 3.12 – *Variation de b_{sh} en fonction de $\nu \in [\,1;2\,[$ 61*

Figure 3.13 – *Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) 62*

Figure 3.14 – *Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ (a), $T_2(j\omega)$ (b) et $R_2(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) 63*

Figure 3.15 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie) non bruitée (a) et bruitée (c), de la commande $u_a(t)$ non bruitée (b) et bruitée (d) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) 64*

Figure 3.16 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge), de la suspension Crone Sky-Hook nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) et de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé) 65*

Figure 3.17 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) 66*

Figure 3.18 – *Repérage des quatre coins du véhicule et valeurs de la masse M en fonction des 5 chargements associés à chaque quart du véhicule..... 69*

Figure 3.19 – *Diagrammes de Bode de $G(j\omega)$ pour : $M = M_{nom} = 379.25$ kg (en bleu), $M = \underline{M} = 276.25$ kg (en vert) et $M = \overline{M} = 447.75$ kg (en rouge) 70*

Figure 3.20 – *Lieu de Black-Nichols de $\beta(j\omega)$ qui définit les commandes CRONE de première et deuxième génération 71*
Figure 3.21 – *Diagrammes asymptotiques de Bode de $\beta_2(j\omega)$ associés aux commandes CRONE de première et deuxième génération au voisinage de ω_u 72*
Figure 3.22 – *Variation de Q_{T2} en fonction de l'ordre ν_2 dans le cas de la Peugeot E208..... 75*
Figure 3.23 – *Illustration graphiquement de la résolution numérique de l'équation (3.39) .. 77*
Figure 3.24 – *Diagrammes de Bode de la réponse fréquentielle $C_2(j\omega)$ du régulateur..... 78*
Figure 3.25 – *Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ pour M = M_{nom} = 379.25 kg (en bleu), M= $\underline{M}$ = 276.25 kg (en vert) et M = $\overline{M}$ = 447.75 kg (en rouge) 79*
Figure 3.26 – *Tracé de la marge de phase M_Φ en fonction des valeurs de la masse suspendue M 79*
Figure 3.27 – *Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ (a), $T_2(j\omega)$ (b) et $R_2(j\omega)$ (c) pour M = M_{nom} = 379.25 kg (en bleu),M = $\underline{M}$ = 276.25 kg (en vert) et M = $\overline{M}$ = 447.75 kg (en rouge) 80*
Figure 3.28 – *Tracé de Q_{T2} en fonction des valeurs de M..... 81*
Figure 3.29 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{Z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{a2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz (b) dans le cas nominal (M = 379.25 kg) en mode CoHyd en rouge, avec la suspension CSH1G en bleu et avec la suspension SHO en magenta 82*
Figure 3.30 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans le cas nominal (M = 379.25 kg) en mode CoHyd en rouge, avec la suspension CSH1G en bleu et avec la suspension SHO 83*
Figure 3.31 – *Diagramme radar résumant les valeurs des critères $J_x(b_{sh}\ ;\ \nu_2)$ pour les stratégies SHO, CSHN, CSHG et CSH1G dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 84*
Figure 3.32 – *Diagramme radar résumant les valeurs des critères $I_x(b_{sh}\ ;\ \nu_2)$ pour les stratégies SHO, CSHN, CSHG et CSH1G dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 86*
Figure 4.1 – *Variations en fonction du gain b_{gh} de chaque critère (a) et du critère global ... 91*
Figure 4.2 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{Z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{Z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode CoHyd (en rouge) et de la suspension Ground-Hook Optimal (en vert) 91*
Figure 4.3 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{Z12}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode CoHyd (en rouge) et de la suspension Ground-Hook Optimal (en vert) 92*
Figure 4.4 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{a1}(j\omega)$ (a), $H_{z1}(j\omega)$ (b), $H_{fz}(j\omega)$ (c) sur la plage [0 ; 20] Hz, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode CoHyd (en rouge) et de la suspension Ground-Hook Optimal (en vert) 92*

Figure 4.5 – *Schéma fonctionnel résultant de l'interprétation de la stratégie Ground-Hook comme étant une régulation de la vitesse $V_1(s)$ autour de zéro 93*
Figure 4.6 – *Schéma fonctionnel résultant de la mise en œuvre de la stratégie Ground-Hook à partir de la mesure de l'accélération $a_1(t)$ 94*
Figure 4.7 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{a1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz,dans le cas de la suspension confort hydractive 95*
Figure 4.8 – *Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_1(j\omega)$ (a), $T_1(j\omega)$ (b) et $R_1(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension Ground-Hook Optimale (en vert) 97*
Figure 4.9 – *Variations des critères J_{a1} (en bleu) et J_{z12} (en rouge), ainsi que du critère global J_T (en noir) en fonction du gain b_{gh} (a) et tracé du gain de la fonction S_1 pour b_{gh} = - 681 Ns/m avec le repérage de la valeur de la borne supérieur ω_{-3dB} de la bande passante à -3dB, soit ω_{-3dB} = 81 rad/s (b) 99*
Figure 4.10 – *Variations des critères J_{a1} (en bleu) et J_{z12} (en rouge), ainsi que du critère global J_T (en noir) en fonction de l'ordre ν_1 ..... 100*
Figure 4.11 – *Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_1(s)$ obtenue avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta) 101*
Figure 4.12 – *Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_1(j\omega)$ (a), $T_1(j\omega)$ (b) et $R_1(j\omega)$ (c) obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta) 102*
Figure 4.13– *Réponses temporelles $a_1(t)$ ((a) et (b)) et $u_a(t)$ ((c) et (d)) obtenues avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge) ... 103*
Figure 4.14 – *Diagrammes de gain des transferts $H_{a_2}(s)$ (a) et $H_{z_2}(s)$ (b) obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge) ... 104*
Figure 4.15 – *Diagrammes de gain du transfert $H_{z_{12}}(s)$ obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en vert), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge) 104*
Figure 4.16 – *Diagrammes de gain des transferts $H_{a_1}(s)$ (a), $H_{z_1}(s)$ (b) et $H_{f_z}(s)$ obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en vert), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge) 105*
Figure 4.17 – *Diagramme radar résumant les valeurs des critères $J_x(b_{gh}$; $\nu_1)$ pour les stratégies GHO, CGHN, et CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 106*
Figure 4.18 – *Diagramme radar résumant les valeurs des critères $I_x(b_{gh}$; $\nu_1)$ pour les stratégies GHO, CGHN, et CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 108*
Figure 5.1*– Plateforme de simulation 112*
Figure 5.2 *– Définition géométrique du circuit utilisé pour le scénario 113*
Figure 5.3 *– Accélération longitudinale souhaitée $\Gamma_x(t)$, vitesse longitudinale $V_x(t)$ et déplacement le long du circuit (abscisse curviligne) en fonction du temps. 114*
Figure 5.4 *– Représentation 3D du circuit défini en figure 5.2, avec un zoom sur le profil de route aléatoire des cinquante premiers mètres de la deuxième ligne droite, ainsi qu'un zoom sur le profil du premier ralentisseur 115*

Figure 5.5 – *Architecture générale de la commande de la suspension 116*
Figure 5 6 – *Schéma fonctionnel de l'architecture de contrôle de la suspension quel que soit l'ODD et en l'absence de report de charge ($f_0(t) = 0$) 120*
Figure 5.7 – *Diagrammes de gain des transferts $H_{a2}(s)$ (a) et $H_{z2}(s)$ (b) obtenus avec les stratégies CSH1G - CGHN (en noire) et CSH1G - CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge) 122*
Figure 5.8 – *Diagrammes de gain du transfert $H_{z12}(s)$ obtenus avec les stratégies CSH1G - CGHN (en noire) et CSH1G - CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge) .. 122*
Figure 5.9 – *Diagrammes de gain des transferts $H_{a_1}(s)$ (a), $H_{z_1}(s)$ (b) et $H_{f_z}(s)$ (c)obtenus avec les stratégies CSH1G - CGHN (en noire), et CSH1G - CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode passif (en rouge). 123*
Figure 5.10 – *Diagramme radar résumant les valeurs des critères J_x pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN, et CSH1G – CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 124*
Figure 5.11 – *Diagramme radar résumant les valeurs des critères $I_x(b_{gh}$; $v_l)$ pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN et CSH1G – CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 126*
Figure 5.12 *– Variation des fonctions de pondération $\xi_k(\Gamma_v)$ en fonction de l'accélération Γ_v pour une route sèche ($\mu = 1$) et une pente $\lambda = 99.9\ s^2/m$ 128*
Figure 5.13 *– Accélération Γ_t en fonction du déplacement le long du circuit, résultant des accélérations longitudinale Γ_x et transversale Γ_y 129*
Figure 5.14 *– Découpage du profil de la route du circuit en cinq zones et indice de performance associée selon la nature du profil : RMS pour le profil de route aléatoire et Max pour les ralentisseurs 129*
Figure 5.15 *– Transfert de charge $f_{011}(t)$ vu par le quart avant gauche du véhicule (ij = 11) pendant le scénario. 130*
Figure 5.16 *– Force de commande pondérée $_k u_{11}(t)$ en fonction de l'accélération Γ_v 130*
Figure 5.17 *– Accélération verticale $a_{211}(t)$ obtenue avec le système de suspension en mode confort Hydractive (a) et avec la stratégie multi-contrôleurs (b). 131*
Figure 5.18 *– Débattement de suspension $z_{t11}(t)$ obtenue avec le système de suspension en mode confort Hydractive (a) et avec la stratégie multi-contrôleurs (b) 131*
Figure 5.19 *– Variation $f_{z11}(t)$ de la charge $F_{z11}(t)$ sur la roue 11 obtenue avec le système de suspension en mode confort Hydractive (a) et avec la stratégie multi-contrôleurs (b). 131*

Liste des Tableaux

Tableau 2.1 *– Rappel des principaux indicateurs de performance en matière de confort vibratoire pour les différentes suspensions de l'étude comparative 39*
Tableau 3.1 – *Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $J_x(b_{sh}$; $v_2)$ pour les stratégies SHO, CSHN, CSHG, et CSH1G dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 84*
Tableau 3.2 – *Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $I_x(b_{sh}$; $v_2)$ pour les stratégies SHO, CSHN, CSHG, et CSH1G dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 86*
Tableau 4.1 – *Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $J_x(b_{gh}$; $v_1)$ pour les stratégies GHO, CGHN, et CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 106*
Tableau 4.2 *– Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $I_x(b_{gh}$; $v_1)$ pour les stratégies GHO, CGHN, et CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 108*
Tableau 5.1 – *Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $J_x(b_{gh}$; $v_1)$ pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN, et CSH1G – CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 124*
Tableau 5.2 – *Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $J_x(b_{gh}$; $v_1)$ pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN, et CSH1G – CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue 125*
Tableau 5.3 *– Valeurs des indices de performance par zone (Figure 5.14) 133*
Tableau 5.4 *– Rapport des valeurs de l'indice de performance par zone (Figure 5.14) 133*

Notations

ACRONYMES

ABS	Anti-Blockier System
ACC	Automatic Cruise Control
ADAS	Advanced Driver Assistance Systems
CAEV	Connected Automated Electric Vehicle
CGH	Crone Ground-Hook
CGHG	Crone Ground-Hook Généralisée
CGHN	Crone Ground-Hook Nominale
CI	Conditions initiales
CoHyd	Confort Hydractive
CRONE	Commande Robuste d'Ordre Non Entier
CSH	Crone Sky-Hook
CSH1G	Crone Sky-Hook fondée sur la commande CRONE de première génération
CSHG	Crone Sky-Hook Généralisée
CSHN	Crone Sky-Hook Nominale
DSC	Dynamic Stability Control
EBA	Emergency Brake Assist
ECU	Electronic Control Unit
EMB	Electro Mechanical Braking
ESA	Electronics and Systems for Automotive
ESC	Electronic Stability Control
ESP	Electronic Stability Program
GH	GroundHook
GHO	GroundHook optimale
LK	Lane Keeping
LMI	Linear Matrix Inequality
MTAC	Masse maximale techniquement admissible
ODD	Operating Design Domain
ODD_1	Operating Design Domain 1
ODD_2	Operating Design Domain 2
ODD_3	Operating Design Domain 3
PA	Parking Assist
PFD	Principe fondamental de la dynamique
RCL	Robust Control Law
RMS	Root Mean Square
SCANeR	Logiciel de simulation de conduite et de dynamique véhicule

SDNE	Systèmes à Dérivées Non Entières
SHO	Sky-Hook Optimale
Suspension Active 0_{Accel}	Suspension Active visant à annuler l'accélération verticale A_2
TRL	Technology Readiness Level
USI	Unités du Système International
V2V	Vehicle-to-Vehicle
V2X	Vehicle-to-Everything
VAC	Véhicule autonome connecté

Paramètres

A	Rapport ω_h/ω_l	Sans unité
b_1	Coefficient de frottement visqueux de l'étage primaire	N·s/m
b_2	Coefficient de frottement visqueux équivalent de la suspension passive linéaire	N·s/m
b_{20}	Coefficient de frottement visqueux équivalent de la suspension active en mode Confort Hydractive	N·s/m
b_{csh}	Gain de la stratégie Crone Sky-Hook Nominale	N·s/m
b_{gh}	Gain de la stratégie Ground-Hook / Crone Ground-Hook	$N \cdot s^{v1}/m$
b_{sh}	Gain de la stratégie Sky-Hook Optimale	N·s/m
C_0	Constante du régulateur Crone Sky-Hook 1G	USI
D_{fin}	Durée nécessaire pour atteindre la valeur finale	Second
D_{fr}	Durée de franchissement du ralentisseur	Second
F_{ze}	Charge statique sur chaque roue	N
G	Accélération de la pesanteur	m/s^2
G	Accélération de la pesanteur	m/s^2
H	Hauteur du ralentisseur	m
k_1	Raideur de l'étage primaire / pneumatique	N/m
k_2	Raideur de la suspension	N/m
L	Longueur du ralentisseur	m
M	Masse non suspendue	kg
M	Masse suspendue	kg
M_{max}	Masse suspendue maximale	kg
M_{min}	Masse suspendue minimale	kg
M_{nom}	Masse suspendue nominale	kg
M_Φ	Marge de phase	°
N	Ordre du gabarit vertical au voisinage de ω_u	Sans unité
pC_{a2}	Pente logarithmique de phase du régulateur C_{a2}	rad
pG_2	Pente logarithmique de phase du procédé G_2	rad
Q_{Hz1}, Q_{Hz2}	Facteurs de résonance associés respectivement au mode de roue et au mode de caisse	Sans unité
Q_T	Facteur de résonance associé au contour d'amplitude tangenté	Sans unité

Q_{T2}	Facteur de résonance de la fonction T_2	Sans unité
Q_{Tmax}	Valeur maximale admissible de Q_T	Sans unité
R	Rapport ω_B/ω_A	Sans unité
R_c	Rayon constant des virages du circuit de simulation	m
V_x	Vitesse longitudinale du véhicule	
Γ_1	Limite supérieure de l'ODD_1	m/s²
Γ_2	Limite supérieure de l'ODD_2	m/s²
Γ_3	Limite supérieure de l'ODD_3	m/s²
Δarg_{Ca2}	Variation de phase du régulateur C_{a2}	rad
Δarg_{G2}	Variation de phase du procédé G_2	rad
ΔG_2	Variation de gain du procédé G_2 au voisinage de $\omega_{u,nom}$	Sans unité
$\zeta'1$	Facteur d'amortissement associé au zéro du modèle	Sans unité
ζ_1, ζ_2	Facteurs d'amortissement de la suspension passive	Sans unité
ζ_{1sh}, ζ_{2sh}	Facteurs d'amortissement associés à la stratégie Sky-Hook	Sans unité
ζ_{2csh}	Facteur d'amortissement associé à la stratégie Crone Sky-Hook Nominale	Sans unité
Λ	Pente de la fonction sigmoïde au point d'inflexion	s²/m
λ_1, λ_2, λ_3	Constantes de normalisation des critères	Sans unité
M	Coefficient d'adhérence pneu/route	Sans unité
v_1	Ordre d'intégration fractionnaire du régulateur CGH	Sans unité
v_2	Ordre fractionnaire de la suspension Crone Sky-Hook Généralisée	Sans unité
v_h	Ordre aux hautes fréquences	
v_l	Ordre aux basses fréquences	
ρ_0	Valeur du module de G_2	USI
ρ_1	Valeur normalisée associée à C_2	USI
ρa_2, ρz_{12}, ρz_{01}	Pondérations du critère global	Sans unité
ω_{-3dB}	Borne supérieure de la bande passante à −3 dB	rad/s
ω_A	Borne inférieure du gabarit vertical	rad/s

ω_B	Borne supérieure du gabarit vertical	rad/s
ω_h	Fréquence transitionnelle haute	rad/s
ω_l	Fréquence transitionnelle basse	rad/s
ω_{min}, ω_{max}	Bornes fréquentielles d'étude	rad/s
ω_{n1}, ω_{n2}	Pulsations naturelles des modes de roue et de caisse	rad/s
ω_u	Pulsation au gain unité en boucle ouverte	rad/s
$\omega_{u,nom}$	Pulsation nominale au gain unité en boucle ouverte	rad/s

Variables

$a_1(t)$	Accélération verticale de la masse non suspendue	m/s²
$a_2(t)$	Accélération verticale de la masse suspendue	m/s²
$C_2(s)$	Régulateur en accélération	Variable
$C_{v2}(s)$	Régulateur dans l'interprétation en vitesse	Variable
$D_{a1}(s)$	Perturbation de sortie en accélération	m/s²
$d_{a2}(t)$	Perturbation de sortie en accélération	m/s²
$D_{v1}(s)$	Perturbation de sortie en vitesse	m/s
$d_{v2}(t)$	Perturbation de sortie en vitesse	m/s
$f_a(t)$	Force de l'amortisseur	N
$f_r(t)$	Force du ressort	N
$F_z(s)$	Charge verticale sur la roue	N
$f_z(t)$	Composante dynamique de la charge verticale sur la roue	N
$G_2(s)$	Fonction de transfert vue par la commande	Variable
$G_{v2}(s)$	Fonction de transfert vue par la commande en force	Variable
h_1	Première fonction sigmoïde utilisée pour la pondération multi-contrôleur	Sans unité
h_2	Deuxième fonction sigmoïde utilisée pour la pondération multi-contrôleur	Sans unité
$H_{a1}(s)$	Transfert associé à l'accélération de la roue	Sans unité
$H_{a2}(s)$	Fonction de transfert associée au confort vibratoire	Sans unité
$H_{fz}(s)$	Transfert associé à la charge dynamique du pneumatique	Sans unité
$H_{v2}(s)$	Fonction de transfert reliant la perturbation routière à la vitesse régulée	Variable
$H_{z01}(s)$	Transfert associé à la déformation du pneumatique	Sans unité
$H_{z1}(s)$	Transfert en déplacement de roue	Sans unité
$H_{z12}(s)$	Transfert associé au débattement de la suspension	Sans unité
$H_{z2}(s)$	Transfert en déplacement de caisse	Sans unité

h_λ	Fonction sigmoïde générique de paramètre λ	Sans unité
$I_1(p)$	Critère local d'optimisation associé à l'ODD_1	Sans unité
$I_2(p)$	Critère local d'optimisation associé à l'ODD_2	Sans unité
$I_3(p)$	Critère local d'optimisation associé à l'ODD_3	Sans unité
I_x	Indicateur temporel de performance	Sans unité
J_{a2}	Critère de confort vibratoire	Sans unité
$J(b_{sh})$	Critère global de performance	Sans unité
J_x	Indicateur fréquentiel de performance	Sans unité
J_{z01}	Critère de tenue de route	Sans unité
J_{z12}	Critère de fonctionnement lié au débattement	Sans unité
$N_1(s)$	Bruit de mesure de l'accélération $A_1(s)$	m/s^2
$n_2(t)$	Bruit de mesure fourni par le capteur d'accélération	m/s^2
$R_2(s)$	Fonction de sensibilité à la commande / au bruit	Sans unité
$S_2(s)$	Fonction de sensibilité	Sans unité
$T_2(s)$	Fonction de sensibilité complémentaire	Sans unité
$u_a(t)$	Force de l'actionneur	N
$U_{gh}(s)$	Commande en force associée à la loi GroundHook	N
$u_{ij}(t)$	Commande totale appliquée à l'actionneur de suspension *ij*	N
$v_0(t)$	Vitesse verticale du profil routier	m/s
$v_1(t)$	Vitesse verticale de la masse non suspendue	m/s
$\hat{v}_1(t)$	Estimation de la vitesse verticale de la masse non suspendue	m/s
$v_2(t)$	Vitesse verticale de la masse suspendue	m/s
$V_x(t)$	Vitesse longitudinale du véhicule	Km/h
$z_0(t)$	Déplacement vertical du profil routier	m
$z_{01}(t)$	Déformation du pneumatique	m
$z_1(t)$	Déplacement vertical de la masse non suspendue	m
$z_{12}(t)$	Débattement de la suspension	m
$z_2(t)$	Déplacement vertical de la masse suspendue	m
$\beta_2(s)$	Boucle ouverte	Sans unité

$\Gamma_v(t)$	Variable d'activation résultant des accélérations longitudinale et transversale	m/s²
$\Gamma_x(t)$	Accélération longitudinale mesurée dans le repère véhicule	m/s²
$\Gamma_y(t)$	Accélération transversale mesurée dans le repère véhicule	m/s²
$\varepsilon(s)$	Erreur de régulation	m/s²
$\xi_{k(\Gamma v}(t))$	Fonction de pondération associée au domaine ODD_k	Sans unité
$\Sigma f_2(t)$	Somme des forces extérieures appliquées à la masse suspendue	N

Remarque :

Pour l'ensemble des grandeurs physiques, la notation suivante est adoptée dans tout le document:

$$\Phi(t) = \Phi^e + \phi(t),$$

où:

- $\Phi(t)$ (lettre majuscule) représente la valeur de la grandeur physique dans un repère fixe,

- Φ^e désigne la valeur de la grandeur $\Phi(t)$ à l'état d'équilibre autour duquel le comportement dynamique est étudié ,

- $\phi(t)$ (lettre minuscule) correspond aux variations de $\Phi(t)$ autour de sa valeur d'équilibre Φ^e. De plus,

- $\tilde{\phi}(t)$ représente la mesure de $\phi(t)$, en sachant que $\tilde{\phi}(t) = \phi(t) + n(t)$, où n(t) désigne le bruit de mesure;

- $\hat{\phi}(t)$ correspond à l'estimation de $\phi(t)$.

Dans ce cadre, la transformée de Laplace de la variation $\phi(t)$ est notée $\Phi(s) = LT\{ \phi(t)\}$.

Chapitre 1

Un tour d'horizon en matière de Modélisation et de Commande

1.1 – Introduction 1
1.2 – Aspects modélisation 1
1.2.1 – Véhicule électrique étudié 1
1.2.2 – Modèles utilisés pour le véhicule 2
1.2.2 – Modèles utilisés pour les sollicitations 10
1.3 – Lois de contrôle Commande 17
1.3.1 – Méthodes de synthèse fréquentielle 17
1.3.2 – Méthodes de synthèse temporelle 19
1.4 – Conclusion 22

1.1 – Introduction

La modélisation représente une étape clé dans la conception et l'analyse du comportement dynamique d'un véhicule, car elle permet de relier ses paramètres physiques à ses performances en matière de confort, de stabilité et de sécurité.

Ce chapitre présente d'abord les principaux modèles dynamiques du véhicule, depuis les formulations détaillées issues des simulateurs multi-corps jusqu'aux représentations simplifiées utilisées pour la conception et la synthèse des lois de commande. Ces simplifications visent à préserver la fidélité physique tout en réduisant la complexité de calcul.

Les modèles des sollicitations externes sont ensuite introduits afin de reproduire les effets de la route et des actions du conducteur sur le système. Une revue des principales approches de commande développées dans la littérature est également proposée, mettant en évidence leurs objectifs et limites selon les conditions de conduite.

Enfin, le chapitre se concentre sur les stratégies appliquées aux suspensions, en particulier les approches Sky-Hook et Ground-Hook, qui constituent la base de la conception et à l'évaluation des lois de commande développées dans ce travail.

1.2 – Aspects modélisation

1.2.1 – Véhicule électrique étudié

Dans cette thèse, le support d'étude est un véhicule virtuel 100 % électrique issu de la gamme Peugeot E208 (figure 1.1.a), version électrique de la Peugeot 208 thermique. Plus précisément, ce modèle se compose d'une partie réelle et d'une partie virtuelle. La partie réelle est basée sur la Peugeot E208 (figure 1.1.a). Sa chaîne cinématique comprend un moteur électrique central (puissance : 100 kW/136 ch ; couple maximal : 260 Nm) avec son unité de commande électronique (Electronic Control Unit : ECU), un réducteur et un différentiel. Le véhicule dispose de deux roues motrices avant.

La partie virtuelle est composée d'un système de direction électrique (steer-by-wire), d'un système de freinage électrique (brake-by-wire) (Electro Mechanical Braking system : (EMB)) tel que développé par Continental Automotive (Jing et al., 2025) et d'un système de suspension électrique (suspension active à moteur électrique, telle que l'Active Wheel de Michelin par exemple : figure 1.5.b) (Ali Ahmed & Abumandil, 2019).



(a) *(b)*

***Figure 1.1** – Peugeot E208 (a) et système de suspension électrique (b).*

1.2.2 – Modèles utilisés pour le véhicule

L'analyse et la commande de la dynamique du véhicule automobile s'inscrivent dans l'étude des systèmes complexes centrés sur l'humain (conducteur et passagers). Pour comprendre en profondeur le comportement dynamique et en saisir toute la complexité, il est nécessaire de disposer d'un simulateur fondé sur un modèle non linéaire comportant au moins seize degrés de liberté (16 ddl). La figure 1.2 présente le repère de référence du véhicule défini conformément à la norme ISO (International Standard Organization) (Jazar, 2025) Il convient de noter qu'un autre repère de référence du véhicule est défini par la norme SAE (Society of Automotive Engineers) (Vehicle Dynamics Standards Committee, n.d.)

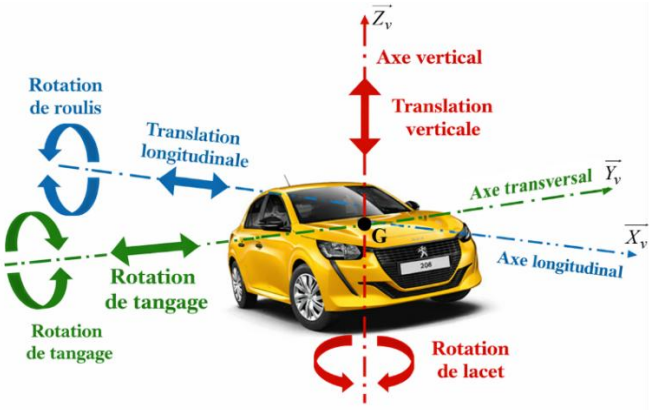


***Figure 1.2** – Définition des dynamiques d'un véhicule*

Un tel modèle est obtenu en décomposant le véhicule en cinq solides indéformables : les quatre roues et la caisse. Les non-linéarités proviennent à la fois du comportement de certains composants, tels que les pneumatiques, et des couplages dynamiques entre les différents degrés de liberté.

De plus, afin de disposer pour chaque roue de la charge verticale F_z nécessaire à la description du comportement du pneumatique (par exemple selon le modèle de Pacejka (Pacejka et al. 1997)), la caisse, supposée indéformable et de masse M (masse suspendue), est décomposée en quatre masses suspendues M_{ij} reliées entre elles par une liaison indéformable et sans masse dans la figure 1.3.c. Pour plus de clarté, des indices sont introduits et définis pour chaque coin du véhicule (variables locales) sous forme matricielle, comme illustré à la figure 1.4.

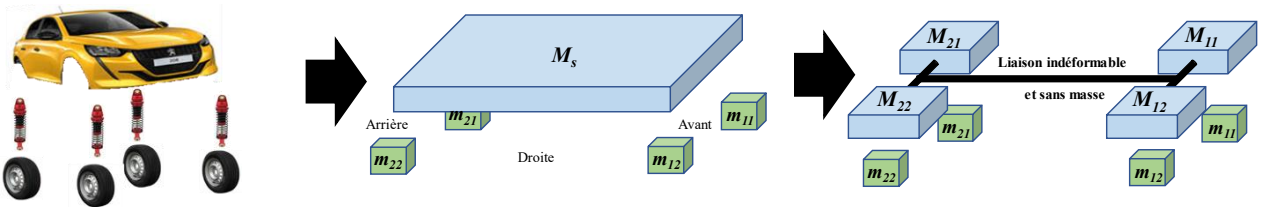


***Figure 1.3** – Décomposition du véhicule en cinq solides indéformables pour l'obtention d'un simulateur à 16 ddl (a) et décomposition de la masse suspendue M du châssis en quatre masses suspendues Mij reliées entre elles par une liaison indéformable et sans masse (c)*

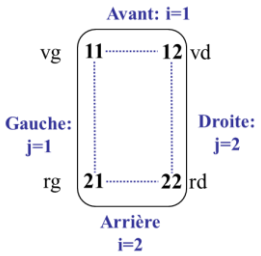


***Figure 1.4** – Indices ij correspondant aux quatre coins du véhicule*

Dans une approche d'ingénierie de conception, qu'il s'agisse du développement de nouveaux organes technologiques, de stratégies de commande, d'estimation ou de supervision, ce type de simulateur complexe est indispensable.

Le processus d'innovation en recherche et développement est évalué selon l'échelle des Technology Readiness Levels (TRL) (Manning, 2023), allant de 1 (faible maturité) à 9 (maturité complète) figure 1.5.

Pour les niveaux TRL 4 à 6, le simulateur est utilisé pour reproduire des scénarios de conduite réalisés sur bancs d'essai, sur pistes fermées ou sur routes ouvertes. Les niveaux TRL 7 à 9 concernent, quant à eux, les essais sur véhicule réel et la validation expérimentale sur l'ensemble du domaine opérationnel.

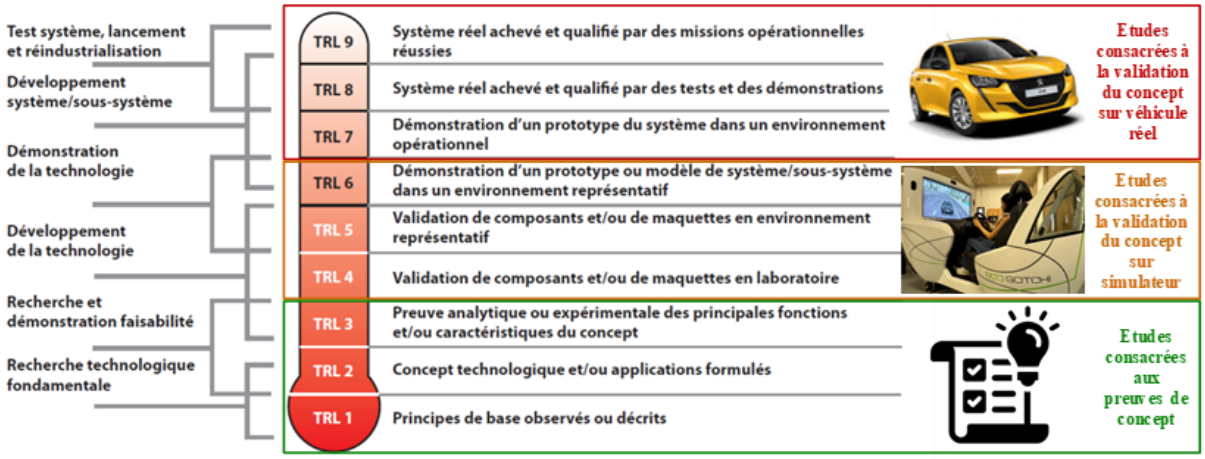


***Figure 1.5** – Échelle des niveaux de maturité technologique (Technology Readiness Levels – TRL)(Ministère de l'Économie, 2011)*

Au début du processus d'innovation (TRL 1 à 3), le degré de complexité peut être réduit en décomposant le domaine opérationnel de conception (Operational Design Domain, ODD) en trois sous-domaines notés ODD_k (avec $k = 1$ à 3) (Farah et al., 2025a) le premier pour le confort de conduite et le confort vibratoire, le deuxième pour le comportement routier, et le dernier pour l'étude du comportement en conditions extrêmes (situations d'urgence) comme détaillé dans la figure 1.6.

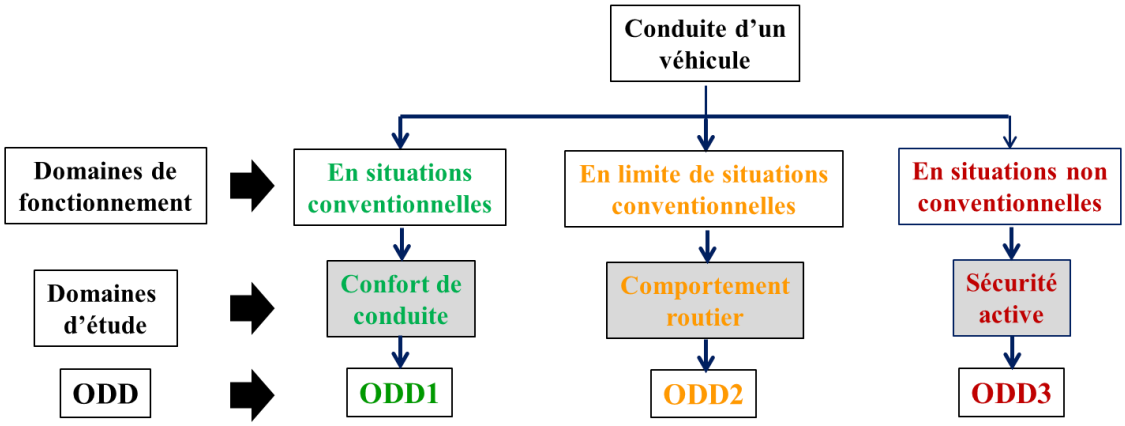


***Figure 1.6** – Trois domaines de conception opérationnelle (ODD) pour un véhicule de tourisme*

Les accélérations longitudinales (Γ_x) et latérales (Γ_y), exprimées dans le repère du véhicule, servent à définir les limites de chaque ODD_k.

Ainsi, sur route sèche, l'ODD_1 est caractérisé par des accélérations $|\Gamma_x|$ et $|\Gamma_y|$ inférieures à environ 4 m/s² ; ce domaine correspond à la majorité des situations de conduite des véhicules de tourisme. L'ODD_2 regroupe les accélérations comprises entre 4 et 7 m/s², tandis que l'ODD_3 concerne les conditions extrêmes, entre 7 et 10 m/s². L'ODD_2 peut être considéré comme une zone de transition entre les deux extrêmes présentés dans la figure 1.7.

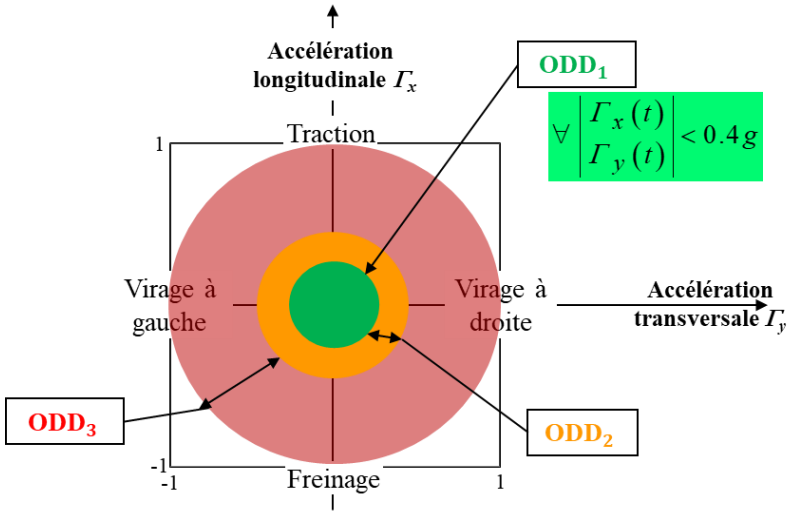


***Figure 1.7** – Définition des trois ODD_k dans un diagramme $\Gamma_x = f(\Gamma_y)$: accélération longitudinale Γ_x en fonction de l'accélération transversale Γ_y.*

Dans le cas de la dynamique des véhicules automobiles, les variables globales sont associées aux degrés de liberté définis au centre de gravité du véhicule (Termous et al., 2022). Quant aux variables locales, elles sont associées aux moyens d'action répartis sur les quatre roues du véhicule (figure 1.8), à savoir : les quatre systèmes de suspension, les quatre systèmes de

freinage, les quatre ou deux roues motrices, et les deux roues directrices (parfois quatre). Ces moyens d'action sont associés aux fonctions du châssis, également appelées liaisons au sol.



Figure 1.8 *– Les moyens d'action situes aux quatre coins : suspension, freins, roue motrice, et dispositifs de direction*

On observe un découplage dynamique entre ces deux niveaux : les dynamiques locales (suspension, roue, frein) sont environ dix fois plus rapides que les dynamiques globales (roulis, tangage, lacet). Cette propriété est largement exploitée dans les architectures de commande hiérarchisée.

En définitive, en partant d'un modèle non linéaire à 16 ddl, essentiel à la définition d'un simulateur réaliste, la prise en compte à la fois des TRLs et de la vision hiérarchisée de la dynamique du véhicule automobile conduit naturellement au concept de multi-modèles (Koch et al., 2009) pour l'analyse. Ce concept de multi-modèles conduit ensuite naturellement aux concepts de multi-contrôleurs et/ou multi-estimateurs adaptés à chaque sous-domaine opérationnel (Ali Ahmed, 2021).

Quel que soit le système complexe étudié, la conception implique toujours la gestion de compromis entre critères parfois contradictoires.

Deux approches sont alors possibles pour déterminer les paramètres optimaux :

- Optimisation **globale**, fondée sur un **critère unique englobant l'ensemble des ODD** ;
- Optimisation **locale**, consistant à **optimiser séparément plusieurs critères propres à chaque sous-domaine ODD_k**.

La première approche garantit des performances optimales selon un critère global, mais souvent sous-optimales localement. La seconde produit des performances optimales dans chaque ODD_k, au prix d'une sous-optimalité globale.

Dans le contexte de la conception de lois de commande robustes (Robust Control Laws : RCL), la gestion du dilemme Performance/Robustesse conduit à un pessimisme (Yeneneh et al., 2025) qui est d'autant plus significatif avec la première approche que l'ODD global est large et qu'il engendre des incertitudes importantes.

La seconde approche conduit naturellement à une architecture multi-contrôleurs, chaque loi RCL_k étant spécifiquement conçue pour un ODD_k donné. Une stratégie de gestion opérationnelle est alors nécessaire pour assurer la transition entre les contrôleurs.

Deux techniques peuvent être envisagées.

- **La commutation** : le superviseur sélectionne à chaque instant le contrôleur associé à l'ODD_k en se basant sur des capteurs extéroceptifs ; cette technique nécessite la maîtrise de la stabilité pendant les régimes transitoires ;
- **La pondération continue** : la loi de commande globale est définie comme une combinaison pondérée des RCL_k, chaque poids dépendant de variables décisionnelles telles que Γ_x et Γ_y. Les fonctions de pondération peuvent être de nature sigmoïde, trapézoïdale ou triangulaire, et leur paramétrage s'appuie sur des principes issus de la logique floue (Monot et al., 2021).

Les approches multi-modèles et multi-contrôleurs sont particulièrement adaptées à la conception des systèmes avancés d'aide à la conduite (ADAS) pour les véhicules autonomes et connectés. En effet, les spécialistes de la dynamique automobile savent que pour l'ODD_1, la suspension a peu d'influence sur la stabilité du véhicule, mais joue un rôle majeur pour le confort vibratoire. Dans ce cas, il est légitime de considérer un découplage entre les 7 degrés de liberté (ddl) associés à la dynamique horizontale et les 7 ddl associés à la dynamique verticale, présentés dans la figure 1.9. A noter que les deux derniers ddl (pour atteindre les 16 ddl) sont liés à la rotation de braquage des roues avant par rapport au châssis. En considérant que ces deux ddl sont identiques et qu'ils représentent un seul degré d'actionnement (à savoir le braquage en tant que grandeur de commande à l'échelle fonctionnelle), le modèle global comporte alors 14 degrés de liberté.

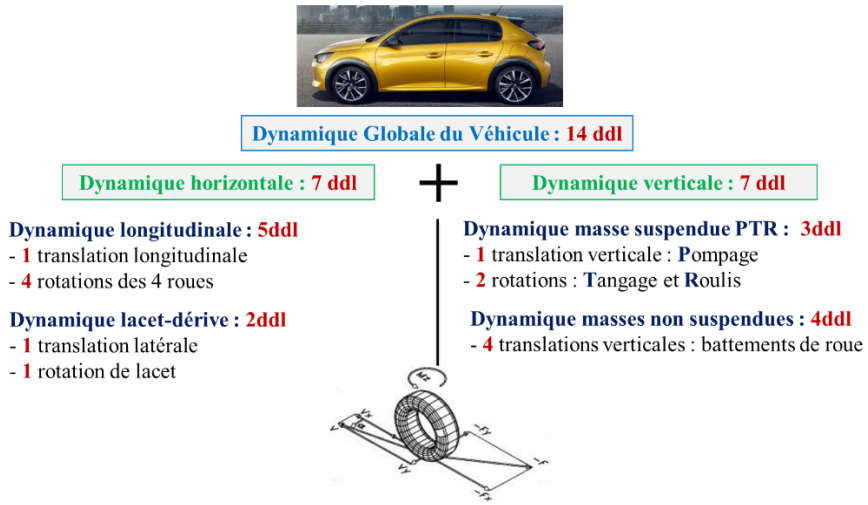


Figure 1.9 *– Décomposition des 14 ddl en 7 ddl associés à la dynamique verticale et en 7 ddl associés à la dynamique horizontale d'un véhicule*

Ainsi, pour les ADAS intervenant principalement au niveau de l'ODD_1 (maintien de voie, régulation de vitesse, aide au stationnement…), les modèles utilisés pour l'analyse et la conception négligent la suspension (modèle à quatre roues (9 ddl) ; modèle bicyclette (4 ddl) ; modèle quart de véhicule (2 ddl)).

À l'inverse, au niveau de l'ODD_3 (situations d'urgence), la suspension influe fortement sur la stabilité du véhicule. Ainsi, les ADAS tels que le système antiblocage des roues (l'Anti-Blockier System (ABS)), l'assistance au freinage d'urgence (Emergency Brake Assist (EBA)) ou le système de contrôle dynamique de la stabilité (Dynamic Stability Control (DSC)) nécessitent un modèle non linéaire à 14 ddl. Toutefois, au niveau TRL_1 (preuve de concept), des modèles plus simples (quart de véhicule ou modèle bicyclette avec ou sans suspension) peuvent être utilisés (Monot et al., 2021).

De plus, étant donné que les capteurs proprioceptifs utilisés pour le contrôle de la suspension (accéléromètres et capteurs de débattement : variables locales) sont situés aux quatre coins du véhicule (Bel Haj Frej et al., 2023), la définition d'un modèle quart de véhicule à 2 ddl s'impose naturellement (figure 1.10). Il est à noter que, pour alléger l'écriture, les indices *i* et *j* sont volontairement omis au niveau de la figure 1.10.

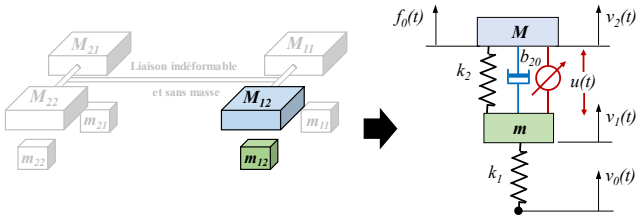
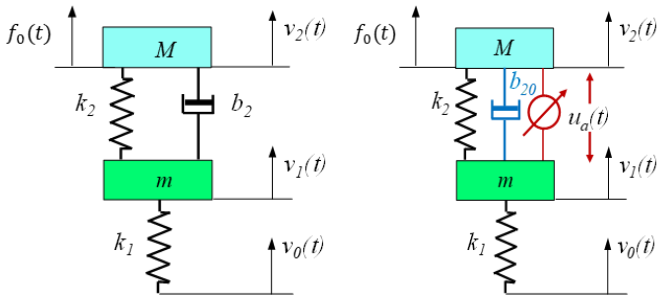


***Figure 1.10** – modèle quart de véhicule à 2 ddl*

La figure 1.11 présente ce modèle quart de véhicule à 2 ddl équipé d'une suspension passive linéaire (a) et d'une suspension active (b). Les notations retenues sont :

- m_{ij} : masse non suspendue [kg] du quart *ij*;
- M_{ij} : masse suspendue [kg] du quart *ij*;
- k_{1ij} : raideur verticale [N/m] du pneu *ij*;
- k_{2ij} : raideur [N/m] du ressort de suspension *ij*;
- b_{20ij} : coefficient équivalent de frottement visqueux [Ns/m] de l'amortisseur de la suspension active *ij* ;
- $v_{0ij}(t)$: vitesse verticale [m/s] du point de contact du pneu *ij* avec la route (entrée route) ;
- $a_{1ij}(t)$: accélération verticale [m/s²] de la masse non suspendue m_{ij} ;
- $a_{2ij}(t)$: accélération verticale [m/s²] de la masse suspendue M_{ij} ;
- $v_{1ij}(t)$: vitesse verticale [m/s] de la masse non suspendue m_{ij} ;
- $v_{2ij}(t)$: vitesse verticale [m/s] de la masse suspendue M_{ij} ;
- $z_{1ij}(t)$: déplacement vertical [m] de la masse non suspendue m_{ij} autour de la position d'équilibre statique Z_{1ij}^{e} ;
- $z_{2ij}(t)$: déplacement vertical [m] de la masse suspendue M_{ij} autour de la position d'équilibre statique Z_{2ij}^{e};

- $f_{0ij}(t)$: transfert de charge [N] résultant de l'action du conducteur sur le volant ou les pédales (frein et accélérateur) ;
- $u_{aij}(t)$: force de commande générée par la suspension active électrique *ij*.



(a) *(b)*

Figure 1.11 *– Modèle quart de véhicule à 2 ddl équipé : d'une suspension passive linéaire (a) et d'une suspension active (b)*

La suspension passive est utilisée dans le cadre d'une étude comparative (benchmarking) permettant d'illustrer les différents dilemmes inhérents à ce type de suspension et de mieux mettre en évidence l'intérêt de la stratégie de commande proposée pour la suspension active.

L'application du principe fondamental de la dynamique autour des positions d'équilibre statique des masses non suspendue *m* et suspendue *M* (où les indices *i* et *j* sont volontairement omis pour alléger l'écriture) permet d'écrire :

- pour la masse *m* :

$$m\,a_1(t) = f_{\Sigma 1}(t)\ , \tag{1.1}$$

où $a_1(t)$ représente l'accélération verticale de la masse non suspendue définie par $a_1(t) = dv_1(t)/dt$, et $f_{\Sigma 1}(t)$ la somme algébrique des forces extérieures appliquées à *m* dans la direction verticale, soit :

$$f_{\Sigma 1}(t) = f_{p/m}(t) + f_{r/m}(t) + f_{a/m}(t) + u_{a/m}(t)\ , \tag{1.2}$$

avec

- $f_{p/m}(t)$ la force développée par le pneumatique sur la masse *m*, définie par

$$f_{p/m}(t) = k_1 \int_0^t \left(v_0(\tau) - v_1(\tau)\right) d\tau\ , \tag{1.3}$$

- $f_{r/m}(t)$ la force développée par le ressort de suspension sur la masse *m*, définie par

$$f_{r/m}(t) = k_2 \int_0^t \left(v_2(\tau) - v_1(\tau)\right) d\tau\ , \tag{1.4}$$

- $f_{a/m}(t)$ la force développée par l'amortisseur de suspension sur la masse *m*, définie par

$$f_{a/m}(t) = b_{20}\left(v_2(t) - v_1(t)\right) , \tag{1.5}$$

- $u_{a/m}(t)$ la force développée par l'actionneur de la suspension active sur la masse *m* ;

- pour la masse *M* :

$$M\ a_2(t) = f_{\Sigma 2}(t) , \tag{1.6}$$

où $a_2(t)$ représente l'accélération verticale de la masse suspendue définie par $a_2(t) = dv_2(t)/dt$, et $f_{\Sigma 2}(t)$ la somme algébrique des forces extérieures appliquées à *M* dans la direction verticale, soit :

$$f_{\Sigma 2}(t) = f_{r/M}(t) + f_{a/M}(t) + u_{a/M}(t) + f_0(t) , \tag{1.7}$$

avec

- $f_{r/M}(t)$ la force développée par le ressort de suspension sur la masse *M*, définie par

$$f_{r/M}(t) = -f_{r/m}(t) = -k_2 \int_0^t \left(v_2(\tau) - v_1(\tau)\right) d\tau , \tag{1.8}$$

- $f_{a/M}(t)$ la force développée par l'amortisseur de suspension sur la masse *M*, définie par

$$f_{a/M}(t) = -f_{a/m}(t) = -b_{20}\left(v_2(\tau) - v_1(\tau)\right) , \tag{1.9}$$

- $u_{a/M}(t)$ la force développée par l'actionneur de la suspension active sur la masse *M*, sachant que $u_{a/M}(t) = -u_{a/m}(t)$.

A noter que les transferts de charge f_{0ij}(t) sont donnés par :

$$\begin{cases} f_{011}(t) = -\dfrac{H}{2L} M_v\ \Gamma_x(t) + \dfrac{H}{2l_1} M_v\ \Gamma_y(t) \\ f_{012}(t) = -\dfrac{H}{2L} M_v\ \Gamma_x(t) - \dfrac{H}{2l_1} M_v\ \Gamma_y(t) \\ f_{021}(t) = +\dfrac{H}{2L} M_v\ \Gamma_x(t) + \dfrac{H}{2l_2} M_v\ \Gamma_y(t) \\ f_{022}(t) = +\dfrac{H}{2L} M_v\ \Gamma_x(t) - \dfrac{H}{2l_2} M_v\ \Gamma_y(t) \end{cases} , \tag{1.11}$$

où M_v représente la masse totale du véhicule, *H* la hauteur du centre de gravité *G* (supposée constante), *L* l'empattement du véhicule (distance entre les essieux avant et arrière), l_1 la demi-voie avant et l_2 la demi-voie arrière du véhicule.

La représentation d'état linéaire associée à ce modèle quart de véhicule est de la forme :

$$\begin{cases} \dot{x} = \mathrm{A}\ x + \mathrm{B}\ u + \mathrm{E}\ z_0 \\ y = \mathrm{C}\ x + \mathrm{D}\ u + \mathrm{F}\ z_0 \end{cases} , \tag{1.12}$$

avec

$$x = \begin{pmatrix} x_1 = z_{1_{ij}}(t) \\ x_2 = v_{1_{ij}}(t) \\ x_3 = z_{2_{ij}}(t) \\ x_4 = v_{2_{ij}}(t) \end{pmatrix},\ y = \begin{pmatrix} y_{1_{ij}} = a_{1_{ij}}(t) = \dot{v}_{1_{ij}}(t) \\ y_{2_{ij}} = a_{2_{ij}}(t) = \dot{v}_{2_{ij}}(t) \\ y_{3_{ij}} = z_{12_{ij}}(t) = z_{1_{ij}}(t) - z_{2_{ij}}(t) \end{pmatrix},\ u = u_{a_{ij}}(t), \quad (1.103)$$

$$z_{0_{ij}}(t) = \int_0^t v_{0_{ij}}(\tau)\, d\tau,\ \ z_{1_{ij}}(t) = \int_0^t v_{1_{ij}}(\tau)\, d\tau,\ \ z_{2_{ij}}(t) = \int_0^t v_{2_{ij}}(\tau)\, d\tau, \quad (1.14)$$

$$\underset{4\times4}{\mathrm{A}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\dfrac{k_{1_{ij}} + k_{2_{ij}}}{m_{ij}} & -\dfrac{b_{20_{ij}}}{m_{ij}} & \dfrac{k_{2_{ij}}}{m_{ij}} & \dfrac{b_{20_{ij}}}{m_{ij}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \dfrac{k_{2_{ij}}}{M_{ij}} & \dfrac{b_{20_{ij}}}{M_{ij}} & -\dfrac{k_{2_{ij}}}{M_{ij}} & -\dfrac{b_{20_{ij}}}{M_{ij}} \end{bmatrix},\ \underset{4\times1}{\mathrm{B}} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\dfrac{1}{m_{ij}} \\ 0 \\ \dfrac{1}{M_{ij}} \end{bmatrix},\ \underset{4\times1}{\mathrm{E}} = \begin{bmatrix} 0 \\ \dfrac{k_{1_{ij}}}{M_{ij}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (1.15)$$

$$\underset{3\times4}{\mathrm{C}} = \begin{bmatrix} -\dfrac{k_{1_{ij}} + k_{2_{ij}}}{m_{ij}} & -\dfrac{b_{20_{ij}}}{m_{ij}} & \dfrac{k_{2_{ij}}}{m_{ij}} & \dfrac{b_{20_{ij}}}{m_{ij}} \\ \dfrac{k_{2_{ij}}}{M_{ij}} & \dfrac{b_{20_{ij}}}{M_{ij}} & -\dfrac{k_{2_{ij}}}{M_{ij}} & -\dfrac{b_{20_{ij}}}{M_{ij}} \\ 1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix},\ \underset{3\times1}{\mathrm{D}} = \begin{bmatrix} -\dfrac{1}{m_{ij}} \\ \dfrac{1}{M_{ij}} \\ 0 \end{bmatrix},\ \underset{3\times1}{\mathrm{F}} = \begin{bmatrix} \dfrac{k_1}{m_{ij}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.16)$$

A noter que dans le cas de la suspension passive, b_{20} est remplacé par b_2 et que $u_a(t) = 0$.

1.2.2 – Modèles utilisés pour les sollicitations

1.2.2.1 – Sollicitation route

Les irrégularités de la route, également appelées sollicitations routières, influencent directement les différents degrés de liberté associés à la dynamique verticale du véhicule, impactant ainsi à la fois le confort des passagers et la sécurité routière. Ces perturbations jouent un rôle déterminant dans l'ensemble des trois domaines opérationnels de conduite (ODD_1, ODD_2 et ODD_3), chacun étant affecté différemment selon l'intensité et la nature des excitations.

La suite de cette section présente les types de sollicitations routières considérés dans les chapitres suivants de ce mémoire de thèse.

1.2.2.1.1 – Franchissement d'un obstacle

L'expression analytique du profil géométrique $z_0(x)$ du ralentisseur présenté à la figure 1.12 est définie par (Hamrouni, 2021):

$$\begin{cases} z_0(x) = \dfrac{h}{2}\left(\text{th}\left(a\,(x - x_0)\right) - \text{th}\left(a\,(x - x_1)\right)\right) \\ x(t) = V_x\, t \\ a = \dfrac{2}{h}\,\text{tg}\alpha \\ x_1 = x_0 + L_0 \end{cases} \tag{1.117}$$

et celle de son gradient $v_0(x)$ par :

$$\begin{cases} v_0(x) = \dfrac{dz_0}{dx} = \text{tg}\alpha\left(\text{th}^2\left(a\,(x - x_1)\right) - \text{th}^2\left(a\,(x - x_0)\right)\right) \\ v_0(t) = \dfrac{dz_0}{dx}\,\dfrac{dx}{dt} \\ v_0(t) = V_x\,\text{tg}\alpha\left(\text{th}^2\left(V_x\, a\,(t - t_1)\right) - \text{th}^2\left(V_x\, a\,(t - t_0)\right)\right) \\ t_0 = x_0 \,/\, V_x \quad \text{et} \quad t_1 = x_1 \,/\, V_x \end{cases}, \tag{1.128}$$

Avec

- h : la hauteur du profil [m] ;
- $x(t)$: le déplacement longitudinal du véhicule [m] ;
- x_0 : la position du premier point d'inflexion [m] ;
- x_1 : la position du deuxième point d'inflexion [m] ;
- α : l'angle au point d'inflexion [rad] ;
- L_0 : la longueur entre les deux points d'inflexion [m] ;
- V_x : la vitesse longitudinale de franchissement supposée constante [m/s] ;
- tg(.) : fonction tangente ;
- th(.) : fonction tangente hyperbolique.

A noter que la vitesse longitudinale V_x du véhicule est supposée constante et égale au maximum à 30 km/h pendant le franchissement du ralentisseur : $V_x \in \left]\, 0\,;30\,\right]$ km/h.

Les valeurs numériques des paramètres utilisées pour cette étude sont :

$$\begin{cases} h = 0.05\ \text{m} \\ L_0 = 20\ \text{m} \\ \alpha = 10° \\ x_0 = 2\ \text{m} \\ V_x = 8.33\ \text{m/s}\,(30\ \text{km/h}) \end{cases}. \tag{1.19}$$

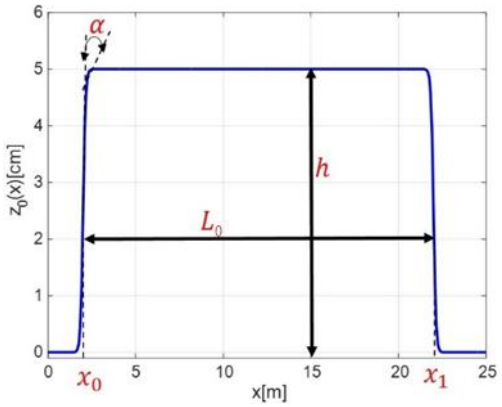
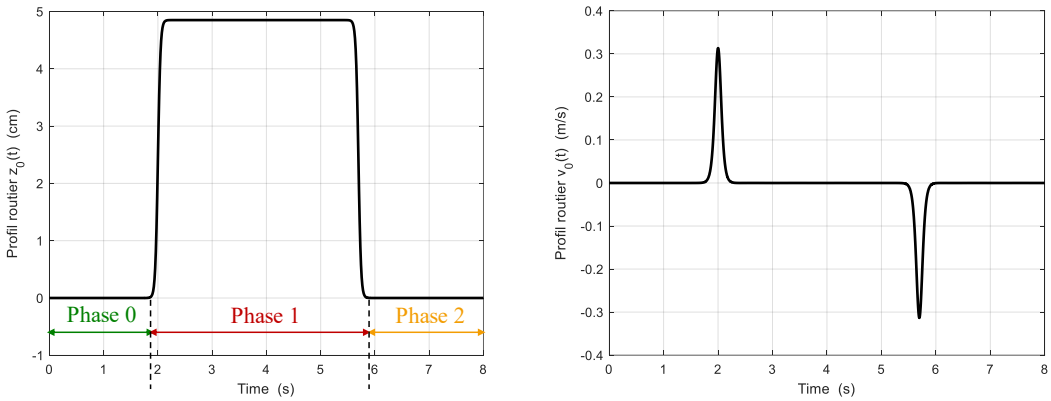


Figure 1.12 *– Le profil géométrique $z_0(x)$ du ralentisseur*

La figure 1.13 présente les lois horaires $z_0(t)$ et $v_0(t)$ obtenues avec ces valeurs numériques. Ce profil est caractérisé par trois phases. La ***phase 0*** correspond à la phase d'initialisation permettant d'imposer un état stationnaire au modèle du véhicule avant le franchissement du ralentisseur. La ***phase 1*** correspond au ralentisseur qui dans une première phase d'analyse est volontairement long (L_0 = 30 m) pour que le transitoire à la montée soit fini avant que le transitoire à la descente commence. Dans le cas d'une suspension linéaire, les régimes transitoires à la montée et à la descente sont identiques. Ce n'est pas le cas avec une suspension non linéaire. Enfin la ***phase 2*** permet le retour à l'état stationnaire initial.



(a) *(b)*

Figure 1.13 *– Lois horaires $z_0(t)$ (a) et $v_0(t)$ (b) du ralentisseur avec V_x = 30 km/h, x_0 = 2 m, h = 0.05 m, α = 10° et L_0 = 20 m*

1.2.2.1.2 – Sollicitation Random Road Profile

La norme ISO 8608, intitulée « Vibrations mécaniques - Profils de routes - Méthode de présentation des résultats de mesures » (ISO, 1995), définit une méthode normalisée pour la représentation des données mesurées des profils verticaux des surfaces routières en fonction de la Densité Spectrale de Puissance (DSP) du déplacement vertical $z_0(t)$ du profil routier.

Ainsi, il est possible de générer des profils routiers aléatoires ayant des caractéristiques géométriques différentes tout en appartenant à une classe de profil routier souhaité. Tous les

détails pour la génération du profil routier ISO Class B utilisé dans ce mémoire sont fournis dans (Lenkutis et al., 2020).

La figure 1.14 présente l'évolution du profil routier $z_0(t)$ (en cm) issu du modèle « Random Road Profile » pour une route ISO Class B et pour une vitesse de translation longitudinale V_x = 30 m/s (108 km/h).

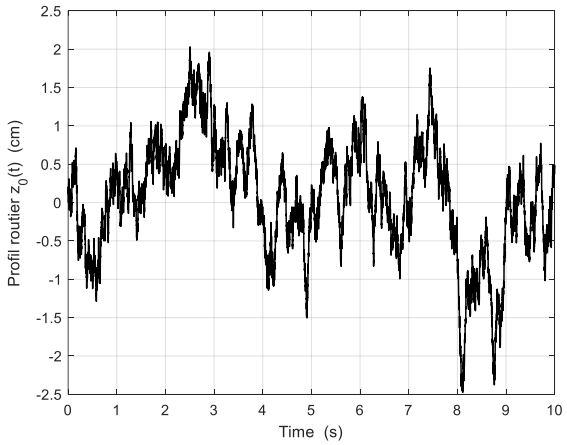


***Figure 1.14** – Evolution du profil routier $z_0(t)$ (en cm) issu du modèle « Random Road Profile » pour une route ISO de classe B et une vitesse de translation longitudinale Vx = 30 m/s (108 km/h)*

1.2.2.2 – Simulation platform

Parmi les plateformes commerciales les plus souvent citées pour la simulation automobile fondée sur des scénarios, la littérature récente identifie explicitement PreScan, VTD et CarMaker comme des outils couramment utilisés *(Cao et al., 2024)*.

1.2.2.2.1 – IPG CarMaker

IPG CarMaker est un environnement de simulation commercial développé pour l'évaluation et la validation des véhicules particuliers, ainsi que des véhicules utilitaires légers. Selon IPG Automotive, cette plateforme couvre plusieurs domaines majeurs du développement véhicule, notamment la dynamique du véhicule, les groupes motopropulseurs, les systèmes d'aide à la conduite (ADAS) et la conduite automatisée (figure 1.15) (IPG Automotive, 2025). Cette diversité fonctionnelle explique son adoption importante dans les activités de recherche et développement, en particulier lorsque l'objectif consiste à tester un système de commande dans un environnement virtuel proche des conditions réelles de conduite (Sieberg & Schramm, 2021), (Kumar et al., 2022).

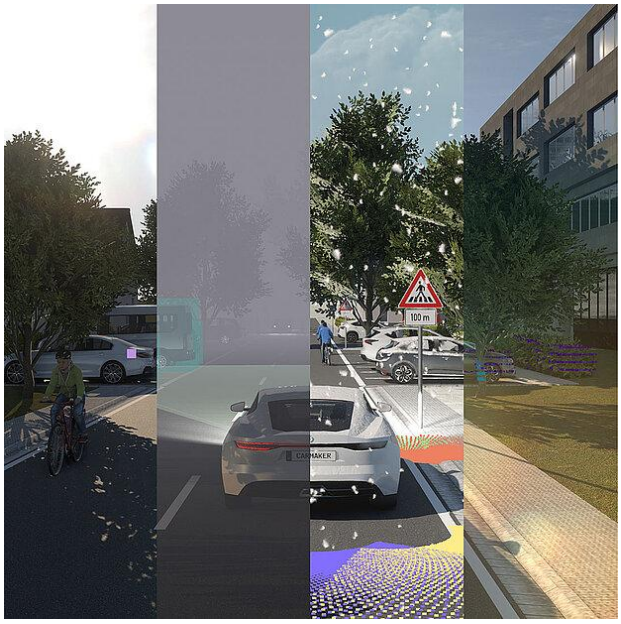


Figure 1.15 *– Exemple de scénario virtuel sous CarMaker avec superposition des éléments d'environnement et de perception (IPG Automotive, 2025)*

CarMaker présente un intérêt particulier pour les études de commande de suspension grâce à son interfaçage avec MATLAB/Simulink, qui facilite l'intégration directe de lois de commande, d'observateurs et de superviseurs développés par l'utilisateur dans un environnement de simulation plus représentatif des conditions réelles de conduite.

Cette plateforme permet ainsi d'évaluer le comportement du véhicule en tenant compte non seulement de sa dynamique, mais aussi de la route, du conducteur, du trafic, des capteurs et des scenarios de conduite

1.2.2.2.2 – Simcenter Prescan

Simcenter Prescan constitue une autre plateforme de référence fréquemment citée dans les travaux de simulation automobile. Les études récentes consacrées aux outils de génération de scénarios mentionnent PreScan parmi les environnements commerciaux les plus utilisés (Cao et al., 2024). La plateforme est particulièrement reconnue pour la modélisation de scènes routières complexes, l'intégration d'usagers multiples et la simulation de capteurs, ce qui en fait un outil largement mobilisé pour la validation des systèmes avancés d'aide à la conduite et des fonctions de conduite automatisée (figure 1.16) (Tideman, 2010).



Figure 1.16 *– Comparaison entre une scène routière réelle et son équivalent simulé dans Simcenter Prescan.*

L'un des principaux atouts de Prescan réside dans son orientation vers la modélisation et la simulation des capteurs. D'après Siemens, la plateforme permet de reproduire des scénarios de circulation à partir d'une bibliothèque de routes et d'infrastructures, d'y intégrer différents modèles de capteurs, de connecter des algorithmes de traitement, puis d'analyser le comportement global du système dans des conditions variées d'éclairage, de météo et d'environnement. Cette approche en fait un outil particulièrement adapté aux études portant sur la perception, la fusion de données et l'évaluation de stratégies de commande nécessitant une représentation réaliste de la scène de conduite.

Par ailleurs, plusieurs travaux académiques soulignent l'interopérabilité de Prescan avec MATLAB/Simulink. Dans ce contexte, Prescan représente une solution adaptée aux travaux où les lois de commande sont conçues sous Simulink avant d'être validées dans une plateforme de simulation plus globale (Wang et al., 2021),(Ortega et al., 2020).

1.2.2.2.3 – Virtual Test Drive (VTD)

Virtual Test Drive (VTD) constitue l'un des principaux environnements commerciaux de simulation automobile à haute-fidélité fondée sur des scénarios. La synthèse récente mentionnée précédemment, qui cite également PreScan et CarMaker, classe VTD parmi les plateformes commerciales les plus couramment utilisées (Cao et al., 2024). Initialement développée pour la simulation de scènes de conduite complexes, cette plateforme est aujourd'hui largement employée pour la validation des systèmes avancés d'aide à la conduite (ADAS), des capteurs, des fonctions de conduite automatisée ainsi que des essais réalisés en boucle fermée.



***Figure 1.17** – Exemple d'un scénario d'intersection urbaine sous VTD avec visualisation du trafic et des capteurs*

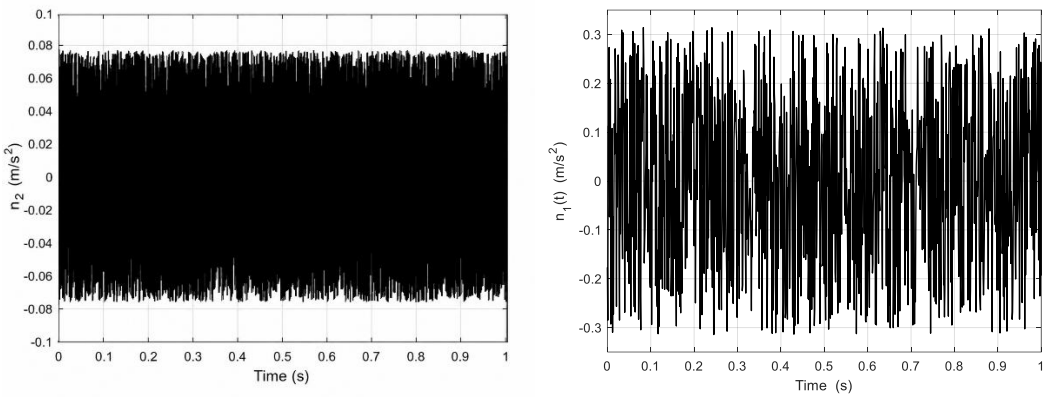
Les informations officielles présentent VTD comme une plateforme modulaire regroupant plusieurs fonctionnalités essentielles à la simulation automobile, notamment la génération de réseaux routiers, la définition de scénarios, la modélisation de la dynamique du véhicule, la simulation du trafic et de l'environnement sonore, le pilotage de la simulation, la synthèse d'images ainsi que la modélisation des capteurs. Cette organisation modulaire contribue à son adoption dans les activités de validation virtuelle requérant un environnement immersif, cohérent et hautement paramétrable.

Dans le cadre du travail de recherche, l'intérêt de VTD réside dans sa capacité à supporter des validations dépassant l'étude d'un modèle isolé, en intégrant des scènes de conduite complètes, des interactions avec le trafic, ainsi qu'une représentation conjointe du véhicule, du conducteur, des capteurs et de l'infrastructure (Laschinsky et al., 2010), (Marko et al., 2019).

Ainsi, bien que IPG CarMaker, Simcenter Prescan et Virtual Test Drive constituent des références majeures parmi les plateformes commerciales de simulation automobile, chacune se distingue par une orientation privilégiée : CarMaker est particulièrement reconnu pour la validation des lois de commande et de la dynamique véhicule, Prescan pour la simulation de capteurs et des fonctions de perception, et VTD pour la construction de scènes de conduite complexes dans un environnement modulaire et immersif. Dans une logique similaire, SCANeR Studio offre également un cadre complet de simulation intégrant le véhicule, la route, le trafic, les capteurs et le conducteur. Dans le cadre de la présente thèse, son intérêt est toutefois renforcé par le fait qu'il constitue l'environnement effectivement utilisé au sein de la plateforme de simulation de l'OpenLab ESA. Pour cette raison, SCANeR Studio fait l'objet d'une présentation plus détaillée au chapitre 5.

1.2.2.3 – Modèle du bruit de mesure

Le bruit affectant les mesures d'accélération $a_2(t)$ et $a_1(t)$ est modélisé à l'aide du bloc ***« Uniform Random Number »*** de Simulink, générant un signal aléatoire de moyenne nulle. Pour l'accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ les bornes du bruit sont fixées à B_{2min} = - 0.076 m/s^2 et B_{2max} = 0.076 m/s^2 (figure 1.18.a), tandis que pour l'accélération de la masse non suspendue $a_1(t)$ les bornes sont B_{1min} = - 0.3145 m/s^2 et B_{1max} = 0.3145 m/s^2 (figure 1.18.b) (Guridis et al., 2023)



(a) (b)

Figure 1.18 *– (a) Evolution du bruit de mesure $n_2(t)$ (en m/s^2) issu du modèle « Uniform Random Number » de Simulink centré autour d'une valeur moyenne nulle et dont les bornes B_{1min} = - 0.076 m/s^2 et B_{1max} = 0.076 m/s^2,(b) Evolution du bruit de mesure $n_1(t)$ (en m/s^2) issu du modèle « Uniform Random Number » de Simulink centré autour d'une valeur moyenne nulle et dont les bornes B_{1min} = - 0.3145 m/s^2 et B_{1max} = 0.3145 m/s^2*

1.3 – Lois de contrôle Commande

Dans la littérature, toutes les méthodes de synthèse développées en théorie du contrôle sont appliquées dans le domaine des suspensions de véhicule (Casciati et al., 2012) (Cherry & Jones, 1995) (S. B. Choi et al., 2000) (Esmailzadeh & Fahimi, 1997) (Fialho & Balas, 2000) (Moreau et al., 1996) (Zin et al., 2008). Ces méthodes se répartissent en deux catégories.

1.3.1 – Méthodes de synthèse fréquentielle

La première catégorie correspond aux méthodes de synthèse fréquentielle, robustes ou non, parmi lesquelles figurent notamment les commandes PID, l'approche loop-shaping, la commande H∞, la commande CRONE et la méthode QFT. La mise en œuvre de ces approches repose, en général, sur un modèle linéarisé du système, exprimé sous la forme d'une fonction de transfert dans le cas SISO (Single-Input Single-Output) ou d'une matrice de transfert dans le cas MIMO (Multi-Input Multi-Output).

1.3.1.1 – Les contrôleurs de type P, PI, PID

Bien que la synthèse des contrôleurs P, PI, PID soit souvent présentée dans le domaine temporel, leur dimensionnement final repose très fréquemment sur des critères fréquentiels (robustesse, marge de phase, bande passante). Le PID dans le domaine fréquentiel reste apprécié pour sa simplicité et sa facilité de mise en œuvre.

- (Savaresi et al., 2010) : montrent que le réglage fréquentiel d'un PID appliqué à une suspension semi-active permet d'améliorer la transmissibilité tout en garantissant des marges de stabilité suffisantes.
- (Ahmadian et al., 2004) **:** compare des réglages Ziegler-Nichols (temporel) et des réglages basés sur des objectifs fréquentiels, et souligne l'avantage du réglage fréquentiel pour le système vibratoire.

1.3.1.2 – La commande H_∞

La commande H_∞ constitue une approche de commande robuste multivariable fondée sur la minimisation, ou plus précisément sur la majoration de la norme H_∞ d'une matrice de transfert pondérée, et ce afin de garantir des performances satisfaisantes en présence de perturbations et d'incertitudes de modélisation. Elle est largement utilisée dans le domaine des suspensions de véhicule en raison de sa capacité à prendre en compte simultanément plusieurs objectifs, tels que l'amélioration de l'isolation vibratoire, la limitation des variations de la force de contact pneu–route et la réduction des efforts d'actionnement. À ce titre, la commande H_∞ demeure une référence pour la synthèse robuste appliquée aux systèmes de suspension, notamment dans des contextes multi contraintes.

- (Fialho & Balas, 2000) : développent un contrôleur H_∞ pour suspensions actives incluant incertitudes et retards.
- (Sharp & Hassan, 1987) **:** montrent l'efficacité de la commande H_∞ pour contrôler un modèle complet MIMO du véhicule dans des conditions d'incertitudes sur les amortisseurs.

1.3.1.3 – La commande CRONE

La commande CRONE (Commande Robuste d'Ordre Non Entier), développée au sein de l'équipe CRONE du laboratoire IMS de Bordeaux, est fondée sur l'opérateur de dérivation non entière. L'objectif de cette commande est de garantir la robustesse du degré de stabilité de la boucle de commande (pour la 1ère et la 2ème génération) ou à défaut de minimiser la sensibilité du degré de stabilité de la commande (pour la 3ème génération) vis-à-vis des incertitudes paramétriques du procédé

- (Oustaloup, 1991) : introduit l'intérêt des dérivateurs fractionnaires dans le cadre de la commande CRONE.

- (Moreau et al., 1996) : applique l'approche CRONE aux suspensions actives et démontrent une robustesse accrue aux variations de masse et de raideur, notamment dans le cas de la suspension CRONE Hydractive.

- (Lanusse et al., 2013) : met en évidence l'intérêt de la commande CRONE dans le cadre d'une étude comparative avec des approches PID et H_∞.

1.3.1.4 – La commande par loop-shaping

La méthode de synthèse par loop-shaping repose sur la mise en forme de la fonction de transfert en boucle ouverte, de manière à obtenir un compromis satisfaisant entre performances dynamiques et robustesse. Cette approche est particulièrement adaptée aux applications dans lesquelles il est nécessaire de maîtriser la sensibilité du système sur des bandes fréquentielles spécifiques, notamment en présence d'excitations routières aléatoires ou de profils de route caractérisés selon la norme ISO 8608.

- (McFarlane & Glover, 1992) : proposent une procédure de synthèse robuste fondée sur l'approche par loop-shaping et sur la norme H_∞, visant à mettre en forme la boucle ouverte afin d'obtenir un compromis satisfaisant entre performances et robustesse.

- (S.-B. Choi et al., 2002) : appliquent une approche fréquentielle de type H_∞ à une suspension complète équipée d'amortisseurs magnétorhéologiques, en montrant l'intérêt d'une mise en forme fréquentielle pour améliorer simultanément le confort et la tenue de route.

1.3.2 – Méthodes de synthèse temporelle

La deuxième catégorie correspond aux méthodes de synthèse temporelle, robustes ou non, dont la mise en œuvre repose sur un modèle d'état, linéaire ou non linéaire. Parmi celles-ci figurent notamment la commande par retour d'état, le placement de pôles, la commande par modes glissants, ainsi que les approches fondées sur le formalisme de Lyapunov avec inégalités matricielles linéaires (LMI), ou sur le formalisme de Takagi-Sugeno dans le cadre de structures multi-contrôleurs.

1.3.2.1 – La commande LQG optimale

- (Thompson & Chaplin, 1996) : présentent la synthèse d'un régulateur LQR pour la commande d'une suspension active d'un modèle quart de véhicule. Les performances de la loi de commande sont ensuite analysées en présence du comportement non linéaire de l'actionneur de suspension.

- (Elbeheiry et al., 1996) : proposent une commande LQG pour le pilotage des suspensions d'un modèle complet de véhicule à 7 ddl. Les auteurs comparent les performances de suspensions passives, semi-actives et actives, en distinguant une stratégie à retour d'état global d'une stratégie de commande locale appliquée séparément à chaque suspension.

1.3.2.2 – La commande par logique floue

- (Cherry & Jones, 1995) **:** mettent en œuvre une commande par logique floue pour le contrôle d'un amortisseur continument variable au sein d'un système de suspension. Le modèle quart de véhicule utilisé dépasse la représentation classique fondée uniquement sur des éléments masse–ressort, en intégrant également certains composants mécaniques de la suspension, tels que le triangle de suspension.

- (Titli & Boverie, 1995) **:** développent une architecture de commande floue constituée de deux sous-régulateurs et d'un superviseur, appliquée à un modèle quart de véhicule. Après une phase d'optimisation par une méthode de gradient, les auteurs étudient la robustesse et les capacités d'adaptation d'un réseau de neurones reproduisant le comportement du régulateur floue.

1.3.2.3 – La commande par réseaux de neurones

- (Shih-Lang Chang & Chi-Haur Wu, 1997) **:** proposent la commande d'un modèle quart de véhicule à 2 degrés de liberté au moyen d'un régulateur inspiré d'un modèle biologique du membre humain, tel qu'une jambe ou un bras.

- (Watanabe & Sharp, 1999) : développent la conception mécanique et la loi de commande d'un système de suspension active à géométrie variable, appliqué à un modèle de véhicule de type essieu, afin d'améliorer simultanément le comportement vertical et la dynamique latérale.

1.3.2.4 – La commande à horizon glissant

- (Canale et al., 2006) **:** développent une stratégie de commande prédictive appliquée à une suspension semi-active de véhicule, en tenant compte des contraintes physiques de l'amortissement et des non-linéarités du système.

- (Pedro et al., 2020) **:** proposent une commande prédictive appliquée à un modèle demi-véhicule non linéaire à suspension active électrohydraulique, afin d'améliorer le compromis entre confort, tenue de route et effort d'actionnement.

1.3.2.5 – La commande Sky-Hook

L'approche Sky-Hook consiste à ajuster la force d'amortissement en fonction de la vitesse de la masse suspendue, afin de réduire les vibrations transmises à la caisse.

Cette stratégie est particulièrement adaptée lorsque l'objectif principal est l'amélioration du confort vertical. Plusieurs travaux de la littérature en ont montré l'intérêt.

- (Hamrouni et al., 2019a) : montrent que l'approche Sky-Hook, intégrée dans une approche robuste pour suspensions semi-actives, permet une amélioration notable du confort tout en respectant les contraintes de stabilité.

- (S. B. Choi et al., 2001) **:** présentent des résultats expérimentaux sur un système de suspension semi-active électrorhéologique piloté par une loi Sky-Hook en mettant en évidence une réduction des vibrations verticales du véhicule.

- (Savaresi et al., 2010) : montrent que la stratégie Sky-Hook demeure l'une des approches les plus simples et les plus efficaces à mettre en œuvre dans le domaine des suspensions semi-actives.
- (Poussot-Vassal et al., 2006) : développent une stratégie de commande Sky-Hook optimale pour une suspension semi-active associée à un observateur d'ordre réduit, et montrent son efficacité sur un modèle non linéaire équipé d'un amortisseur magnétorhéologique.

1.3.2.6 – La commande Ground-Hook

L'approche Ground-Hook consiste à ajuster la force d'amortissement à partir du mouvement de la masse non suspendue afin de limiter le rebond de la roue et de réduire les variations de la force de contact pneu–route. Elle est particulièrement adaptée lorsque l'objectif principal est l'amélioration de la tenue de route et du suivi du profil de la chaussée, notamment dans la bande fréquentielle où se situent les modes de la masse non suspendue.

- (Valášek et al., 1997) : introduisent le concept d'Extended Ground-Hook pour la suspension semi-active de poids lourds et montrent l'intérêt de cette stratégie pour l'amélioration de la tenue de route

- (Savaresi et al., 2010) : montrent que l'approche Ground-Hook appliquée à un modèle demi-véhicule semi-actif améliore la stabilité directionnelle et la tenue de route.

- (Díaz-Choque et al., 2021) : proposent une méthodologie d'optimisation des lois Sky-Hook et Ground-Hook pour les suspensions semi-actives, en mettant en évidence les compromis entre confort et tenue de route associés à ces deux approches.

- (Žáček et al., 2022) : valident expérimentalement une loi Ground-Hook modifiée appliquée à une suspension équipée d'un amortisseur magnétorhéologique rapide, et montrent une amélioration mesurable de l'adhérence par rapport au mode passif.

1.4 – Conclusion

Ce chapitre permet d'établir le cadre général de la thèse en présentant les éléments essentiels de modélisation, de sollicitation et de commande du véhicule. L'analyse met en évidence l'intérêt d'une approche hiérarchisée fondée sur plusieurs niveaux de complexité, allant du modèle complet du véhicule aux modèles simplifiés adaptés à la conception des lois de commande.

Les différents profils de route, les plateformes de simulation et le modèle de bruit de mesure introduits dans ce chapitre constituent ainsi un environnement cohérent pour l'évaluation des performances. Ils fournissent une base méthodologique permettant d'analyser le comportement dynamique du véhicule dans des conditions représentatives.

Enfin, la synthèse bibliographique des principales stratégies de commande permet de situer les approches retenues dans ce travail, en particulier les lois Sky-Hook et Ground-Hook qui servent de fondement aux développements dans les chapitres suivants.

Chapitre 2

Stratégies Orientées 100% Confort Vibratoire

2.1 – Introduction 24
2.2 – Indicateurs de performance 24
2.3 – Stratégies orientées 100% confort vibratoire.....29
2.3.1 - Stratégie visant à annuler l'accélération verticale $a_2(t)$.....29
2.3.2 - Stratégie Sky-Hook Optimale 31
2.3.3 – Stratégie Crone Sky-Hook Nominale 35
2.4 – Analyse de la stratégie Sky-Hook d'un point de vue théorie du contrôle 39
2.5 – Conclusion 47

2.1 – Introduction

La conception et l'évaluation des suspensions automobiles nécessitent un cadre d'analyse capable de mesurer de façon cohérente les performances d'une suspension, et ce en tenant compte des compromis classiques entre confort vibratoire, fonctionnement (débattement) et tenue de route (tenue de roue et variations des appuis).

Dans une première partie, ce chapitre présente les indicateurs de performance utilisés pour l'étude vibratoire dans le domaine fréquentiel (diagrammes de gain des transferts caractéristiques liés au confort, au débattement et à la tenue de roue) et dans le domaine temporel.

Dans une deuxième partie, trois stratégies orientées 100% confort vibratoire sont étudiées et comparées à la référence :

- une stratégie visant à annuler l'accélération verticale $a_2(t)$;
- la stratégie Sky-Hook Optimale (SHO) ;
- la stratégie Crone Sky-Hook Nominale (CSHN).

Enfin, la troisième partie est consacrée à l'analyse de la stratégie Sky-Hook du point de vue de la théorie du contrôle. La loi Sky-Hook est interprétée comme une boucle de régulation (mise en œuvre ici via l'accélération $a_2(t)$), ce qui permet d'établir les fonctions de sensibilité et d'étudier les performances, la stabilité et la robustesse de la commande.

2.2 – Indicateurs de performance

En matière de confort vibratoire, les indicateurs de performance retenus pour analyser l'influence d'une suspension sont les suivants.

Dans le ***domaine fréquentiel***, les performances sont analysées de manière ***qualitative*** à l'aide des diagrammes de gain (tracés en échelle lin-lin : échelle linéaire pour le gain et la fréquence) des transferts :

- pour le ***confort*** : $H_{a2}(s) = A_2(s)/V_0(s)$ sur l'intervalle [0 ; 20] Hz ; $H_{z2}(s) = Z_2(s)/Z_0(s) = V_2(s)/V_0(s)$, sur l'intervalle [0 ; 5.5] Hz ;

Plus précisément, deux aspects sont analysés :
- la tenue de caisse évaluée à partir du facteur de résonance Q_{Hz2} associé au mode de caisse ;
- l'isolation vibratoire dans la zone de filtrage où le gain est inférieur à 1 ;

- pour le ***fonctionnement*** : $H_{z12}(s) = Z_{12}(s)/Z_0(s)$ sur l'intervalle [0 ; 20] Hz ;

- pour la ***tenue de roue*** : $H_{a1}(s) = A_1(s)/V_0(s)$, $H_{z1}(s) = Z_1(s)/Z_0(s) = V_1(s)/V_0(s)$ et $H_{f_z}(s) = F_z(s)/V_0(s)$ (F_z : variation de la charge verticale) sur l'intervalle [0 ; 20] Hz.

Dans le ***domaine temporel***, les performances sont analysées aussi de manière qualitative à l'aide du maximum de trois grandeurs physiques, à savoir :

- pour le ***confort***, l'accélération verticale $a_2(t)$ et le déplacement vertical $z_2(t)$ de la masse suspendue M (châssis) ;
- pour le ***fonctionnement***, le débattement $z_{12}(t)$ de la suspension (limité par la course) ;
- pour la ***tenue de roue***, l'accélération verticale $a_1(t)$ et le déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m (roue), ainsi que la composante dynamique $f_z(t)$ de la charge sur le pneumatique.

Pour des TRL (Technology Readiness Level) compris entre 1 et 3, l'étude d'une nouvelle suspension se fait comparative à une suspension passive linéaire dont les performances sont considérées comme satisfaisantes (figure 1.5).

La caractéristique *force = f(vitesse)* d'un amortisseur hydraulique passif étant non linéaire et non symétrique, il est nécessaire dans un premier temps de déterminer le coefficient de frottement visqueux équivalent b_2 qui caractérise l'amortisseur linéaire. Dans cette étude, b_2 est déterminée pour que le facteur de résonance Q_{Hz2} soit inférieur ou, à la limite, égale à 2 en échelle linéaire, soit $Q_{Hz2} \leq 2$.

En ce qui concerne le coefficient de frottement visqueux équivalent b_{20} de l'amortisseur de la suspension active, il est déterminé pour qu'en l'absence de commande ($u_a(t) = 0$) le facteur de résonance Q_{Hz1} associé au mode de roue de la réponse fréquentielle du transfert en transmission absolue $H_{z1}(s)$ défini par $H_{z1}(s) = Z_1(s)/Z_0(s)$, où $Z_1(s)$ désigne la transformée de Laplace de $z_1(t)$, soit inférieur ou, à la limite, égal à 3.5 en échelle linéaire, soit $Q_{Hz1} \leq 3.5$.

Cette valeur est le résultat de l'expertise acquise lors de travaux antérieurs concernant la tenue de roue en mode confort d'un véhicule Citroën équipé d'une suspension Hydractive (Rizzo et al., 2011). C'est la raison pour laquelle, dans la suite de ce mémoire, nous désignons par ***suspension active en mode Confort Hydractive*** (CoHyd) le cas où b_{20} est dimensionné pour respecter la contrainte $Q_{Hz1} \leq 3.5$ avec $u_a(t) = 0$.

Pour cette étude, les valeurs numériques des paramètres correspondent à ceux d'un quart de véhicule avant droit d'une Peugeot E208 à vide, soit (Automobile Propre, 2026) :

- pour l'étage primaire

$$\begin{cases} m = 40 \text{ kg} \\ k_1 = 163\,840 \text{ N/m} \\ b_1 = 50 \text{ Ns/m} \end{cases},$$

- pour l'étage secondaire

$$\begin{cases} M = 379 \text{ kg} \\ k_2 = 20376 \text{ N/m} \\ b_2 = 2084 \text{ Ns/m} \\ b_{20} = 764 \text{ Ns/m} \end{cases}. \qquad (2.1)$$

A noter que $b_2/b_{20} = 2.72$.

Les pulsations naturelles ω_{n1} et ω_{n2} associées au mode de roue (battement) et au mode de caisse (pompage) sont données par :

$$\begin{cases} \omega_{n_1} = \sqrt{\dfrac{k_1 + k_2}{m}} = 67.86 \text{ rad/s} \left(10.8 \text{ Hz}\right) \\ \omega_{n_2} = \sqrt{\dfrac{k_2}{M}} = 7.32 \text{ rad/s} \left(1.16 \text{ Hz}\right) \end{cases} . \tag{2.2}$$

Ces valeurs illustrent bien le découplage dynamique entre le mode de roue (le plus rapide) et le mode de caisse (le plus lent) avec $\omega_{n1}/\ \omega_{n2} = 9.2$. Ce découplage est une des caractéristiques des véhicules de tourisme.

Quant aux facteurs d'amortissement ζ_1 et ζ_2 associés au mode de roue et au mode de caisse, respectivement, ils sont donnés par :

- pour la suspension passive linéaire :

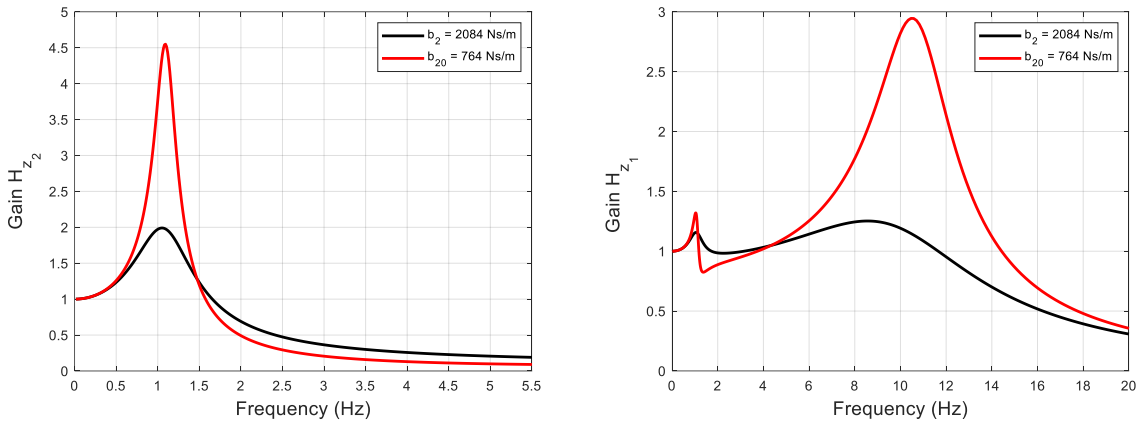
$$\begin{cases} \zeta_1 = \dfrac{b_2}{2\sqrt{\left(k_1 + k_2\right) m}} = 0.38 \\ \zeta_2 = \dfrac{b_2}{2\sqrt{k_2\ M}} = 0.374 \end{cases} , \tag{2.3}$$

- pour la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) :

$$\begin{cases} \zeta_1 = \dfrac{b_{20}}{2\sqrt{\left(k_1 + k_2\right) m}} = 0.14 \\ \zeta_2 = \dfrac{b_{20}}{2\sqrt{k_2\ M}} = 0.137 \end{cases} . \tag{2.4}$$

La figure 2.1 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz *(a)* et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz *(b)*, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge).

Les figures 2.1.a et 2.1.b illustrent dans le domaine fréquentiel deux dilemmes incontournables dans le cas d'une suspension passive, à savoir le dilemme ***isolation vibratoire-tenue de caisse*** et le dilemme ***isolation vibratoire-tenue de roue***. En effet, ces deux dilemmes traduisent qu'une amélioration de l'isolation vibratoire (illustrée sur la figure 2.1.a dans la zone où le gain est inférieur à 1) obtenue par une diminution du coefficient de frottement visqueux (ici de 2084 à 764 Ns/m) s'accompagne d'une dégradation simultanée de la tenue de caisse et de la roue. Cette dégradation se traduit, d'une part, par une augmentation du facteur de résonance Q_{Hz2} de 1.9 à 4.5 (figure 2.1.a) et, d'autre part, par une augmentation du facteur de résonance Q_{Hz1} de 1.2 à 2.9 sur la (figure 2.1.b).



(a) *(b)*

Figure 2.1 *– Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans le cas de la suspension passive linéaire (en noir) et dans le cas de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge)*

La figure 2.2 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue *M (a)*, du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ *(b)*, du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue *M (c)* et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue *m (d)* lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge).

La figure 2.2.a met en évidence qu'une diminution du coefficient de frottement visqueux (de 2084 à 764 Ns/m) conduit à une diminution du maximum de l'accélération $a_2(t)$ (max[$a_2(t)$] = 0.276g) situé au début de la montée et de la descente du ralentisseur.

La figure 2.2.b illustre le fait qu'une diminution du coefficient de frottement visqueux (de 2084 à 764 Ns/m) conduit à une augmentation du maximum du débattement $z_{12}(t)$ (max[$z_{12}(t)$] = 3.47 cm) situé lui aussi au début de la montée et de la descente du ralentisseur. Cela étant, cette augmentation n'est pas dramatique tant qu'elle reste inférieure à la course de la suspension dont la valeur ici est de ±7 cm par rapport à la position d'équilibre statique.

La figure 2.2.c illustre bien dans le domaine temporel le fait que la tenue de caisse, caractérisée par le caractère oscillatoire des réponses de $z_2(t)$ directement lié au facteur d'amortissement ζ_2, diminue quand le coefficient de frottement visqueux diminue (de 2084 à 764 Ns/m).

Enfin, la figure 2.2.d permet d'affirmer que la tenue de roue, caractérisée dans le domaine temporel par le caractère oscillatoire des réponses de $z_1(t)$, est acceptable en mode Confort Hydractive (CoHyd) lors du franchissement du ralentisseur, et ceci par rapport à la suspension passive.

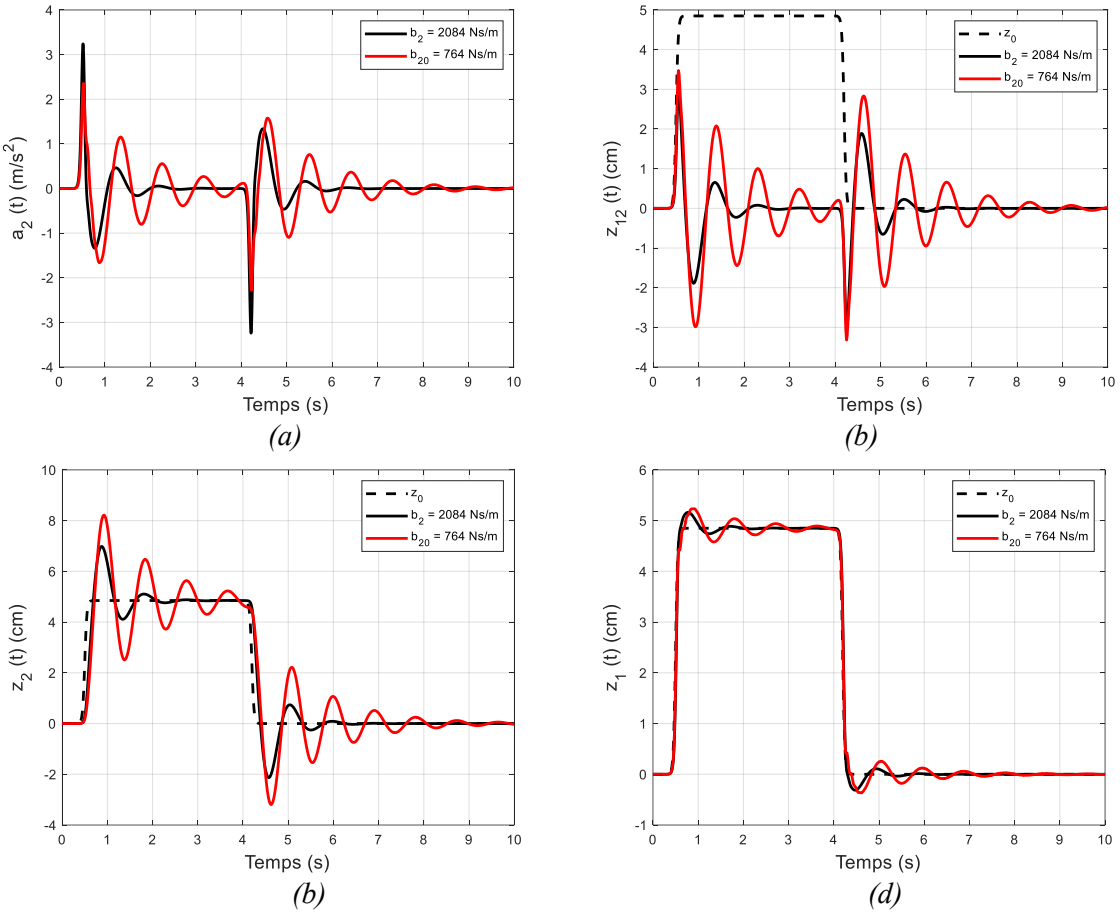


Figure 2.2 *– Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m (d) lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge)*

Pour rappel dans le cas de la dynamique des systèmes linéaires, les réponses temporelles de toutes les grandeurs physiques (forces, accélérations, vitesses et déplacements) du modèle quart de véhicule sont des combinaisons linéaires des contributions :

- du mode de roue (le plus rapide) dans les premiers instants ;

- du mode de caisse (le plus lent) qui en raison du découplage dynamique entre ces deux modes fixe la forme dominante du régime transitoire (mode dominant).

2.3 – Stratégies orientées 100% confort vibratoire

Dans cette étude, trois stratégies orientées 100% confort vibratoire sont proposées, à savoir :

- une stratégie visant à annuler l'accélération verticale $a_2(t)$ de la masse suspendue M ;
- une stratégie Sky-Hook Optimale ;
- une stratégie Crone Sky-Hook Nominale

2.3.1 - Stratégie visant à annuler l'accélération verticale $a_2(t)$

Pour rappel, l'expression de l'accélération verticale $a_2(t)$ de la masse suspendue M est donnée par :

$$a_2(t) = \frac{1}{M} f_{\Sigma 2}(t) \ , \tag{2.5}$$

où

$$f_{\Sigma 2}(t) = f_{r/M}(t) + f_{a/M}(t) + u_{a/M}(t) \ . \tag{2.6}$$

Une façon d'annuler l'accélération $a_2(t)$ est d'annuler $f_{\Sigma 2}(t)$, la somme algébrique des forces extérieures appliquées à M, en compensant les forces $f_r(t)$ du ressort (équation (1.9)) et $f_a(t)$ de l'amortisseur (équation (1.10)) à l'aide de l'actionneur de la suspension active et dans un premier temps $f_0(t)$ est considérée comme nulle car elle est filtrée par la dynamique de la masse suspendue, donc :

$$f_{\Sigma 2}(t) = 0 \ \Rightarrow u_{a/M}(t) = -\left(f_{r/M}(t) + f_{a/M}(t)\right) \ . \tag{2.7}$$

En pratique, cette solution nécessite une estimation à chaque instant des forces $f_r(t)$ et $f_a(t)$ à partir des estimations des quatre variables d'états (équation (1.13)).

La figure 2.3 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M *(a)*, du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ *(b)*, du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M *(c)* et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m *(d)* lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension active visant à annuler l'accélération $a_2(t)$ (Suspension Active 0_accel en rouge).

Ces simulations correspondent au cas idéal où il n'y a pas d'incertitude paramétrique et où les estimations sont parfaites (pas de bruit de mesure).

La figure 2.3.a illustre bien que l'accélération $a_2(t)$ est nulle avec la suspension active visant à annuler l'accélération verticale (l'objectif est bien atteint).

La figure 2.3.c met en évidence que l'isolation vibratoire de la caisse est parfaite dans la mesure où le déplacement $z_2(t)$ est insensible aux variations du profil routier.

Dans ce cas idéal (pas d'incertitude paramétrique et pas de bruit de mesure), les deux réponses $a_2(t)$ et $z_2(t)$ confirment que cette stratégie est parfaitement orientée à 100% vers le confort vibratoire.

Cependant, la figure 2.3.b met en évidence l'augmentation du maximum du débattement $z_{12}(t)$ (qui reste toujours inférieur à la course de la suspension) et la figure 2.3.d permet

d'affirmer que la tenue de roue n'est pas acceptable. En effet, ces vibrations de la roue (à la pulsation ω_{n1}) sont une source d'inconfort acoustique au niveau de l'habitacle du véhicule. Dans le cas particulier du franchissement d'un ralentisseur en ligne droite à basse vitesse constante $V_x \leq 30\ \text{km/h}$, les vibrations de la roue n'ont pas de conséquence notable sur la tenue de route. Cependant, dans le cas général, ces vibrations sont préjudiciables pour la tenue de route et donc pour la sécurité.

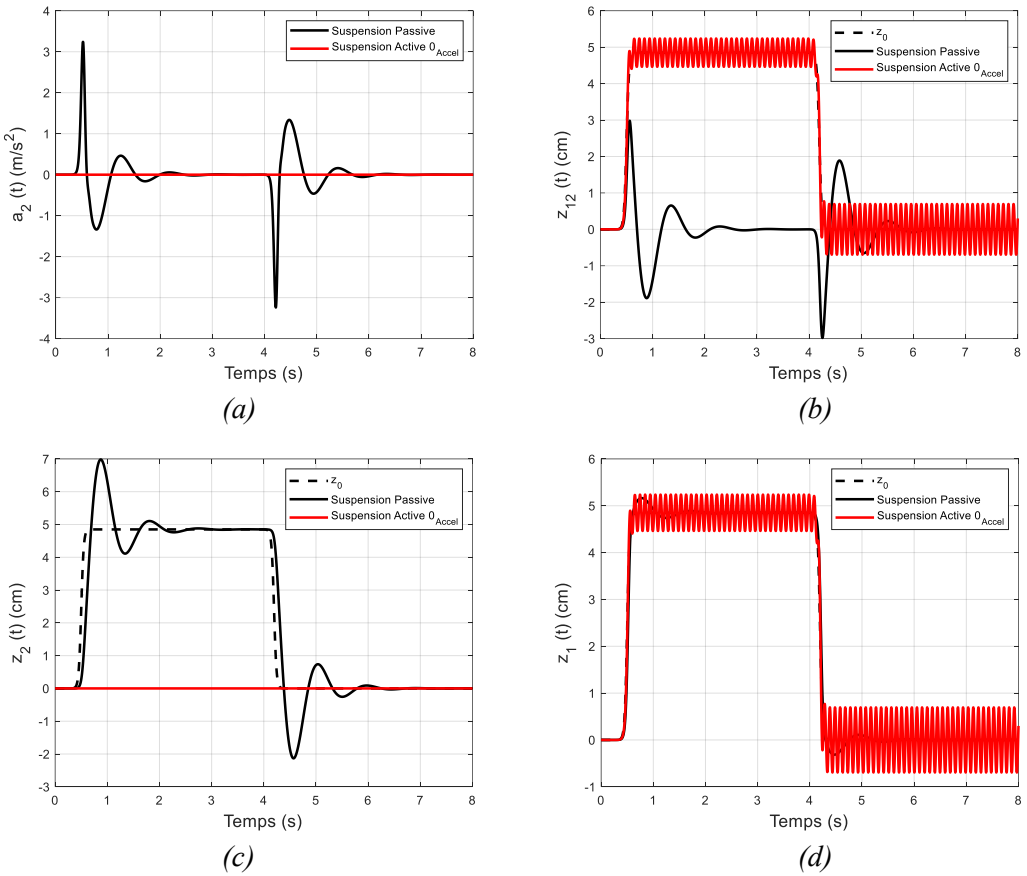


Figure 2.3 *– Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension active visant à annuler l'accélération verticale (en rouge) (Suspension Active 0_accel)*

En résumé, cette stratégie visant à annuler l'accélération verticale $a_2(t)$ de la masse suspendue M permet, lors du franchissement d'un ralentisseur, d'améliorer le confort grâce à une isolation vibratoire parfaite, avec ($z_2(t) = 0$ et $a_2(t) = 0$). Cependant, elle engendre un débattement $z_{12}(t)$ de la suspension, identique ici au déplacement z_1(t) de la roue puisque $z_2(t) = 0$) dont la valeur maximale est du même ordre que la hauteur du ralentisseur, ce qui interdit le franchissement d'un dos d'âne dont la hauteur est supérieure à la course de la suspension. En outre, cette stratégie s'accompagne d'un caractère oscillatoire inacceptable de la roue, ce qui pénalise fortement la tenue de route.

2.3.2 - Stratégie Sky-Hook Optimale

Pour rappel, à l'échelle fonctionnelle, l'approche Sky-Hook est définie par une loi de retour d'effort de la forme :

$$u_{a/M}(t) = -b_{sh}\, v_2(t)\ . \tag{2.8}$$

Dans de nombreux travaux (Hamrouni et al., 2019), le gain b_{sh} est déterminé de manière optimale à l'aide de trois critères J_{a2}, J_{z12} et J_{z01} définis par :

$$\begin{cases} J_{a_2} = \dfrac{1}{T_2 - T_1} E\left[\displaystyle\int_{T_1}^{T_2} \left|a_2(t)\right|^2 dt\right] \\ J_{z_{12}} = \dfrac{1}{T_2 - T_1} E\left[\displaystyle\int_{T_1}^{T_2} \left|z_{12}(t)\right|^2 dt\right] \\ J_{z_{01}} = \dfrac{1}{T_2 - T_1} E\left[\displaystyle\int_{T_1}^{T_2} \left|z_{01}(t)\right|^2 dt\right] \end{cases}, \tag{2.9}$$

où $E[.]$ représente l'espérance mathématique (moyenne au sens statistique) et $z_{01}(t) = z_0(t) - z_1(t)$ la déformation du pneumatique image de la variation des appuis au sol (tenue de route). De plus, J_{a2} représente la composante confort vibratoire, J_{z12} la composante fonctionnement et J_{z01} la composante tenue de route.

Dans de nombreux cas, le profil routier $v_0(t)$ est modélisé par un bruit blanc sur un intervalle fréquentiel $[\omega_{min}\ ;\ \omega_{max}]$. Ainsi, dans le cas linéaire, l'égalité de Parseval permet de réécrire les trois critères sous la forme (Hamrouni et al., 2019b) :

$$\begin{cases} J_{a_2}(b_{sh}) = \dfrac{1}{\lambda_1} \displaystyle\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \left|H_{a_2}(j\omega)\right|^2 d\omega \\ J_{z_{12}}(b_{sh}) = \dfrac{1}{\lambda_2} \displaystyle\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \left|H_{z_{12}}(j\omega)\right|^2 d\omega \\ J_{z_{01}}(b_{sh}) = \dfrac{1}{\lambda_3} \displaystyle\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \left|H_{z_{01}}(j\omega)\right|^2 d\omega \end{cases}, \tag{2.10}$$

où $H_{a2}(s)$, $H_{z12}(s)$ et $H_{z01}(s)$ sont des fonctions de transfert associées au modèle quart de véhicule équipé d'une suspension active Sky-Hook (figure 1.11b) et définies par :

$H_{a_2}(s) = A_2(s)/V_0(s)$, $H_{z_{12}}(s) = Z_{12}(s)/Z_0(s)$, et $H_{z_{01}}(s) = (Z_0(s) - Z_1(s))/V_0(s)$

De plus, en se référant à l'équation (2.10), λ_1, λ_2 et λ_3 représentent les valeurs numériques de chaque critère calculé dans le cas de la suspension passive linéaire (b_{sh} = 0 et b_2 = 2084 Ns/m) utilisée pour la comparaison. A noter que la normalisation de chaque critère par la valeur numérique λ_i facilite l'analyse comparative. En effet, toute valeur inférieure à l'unité traduit une amélioration en faveur de la suspension active par rapport à la suspension passive linéaire.

Finalement, un critère global $J(b_{sh})$ est défini par :

$$J\left(b_{sh}\right) = \frac{\rho_{a_2} J_{a_2} + \rho_{z_{12}} J_{z_{12}} + \rho_{z_{01}} J_{z_{01}}}{\rho_{a_2} + \rho_{z_{12}} + \rho_{z_{01}}} \ , \qquad (2.11)$$

où ρ_{a2}, ρ_{z12} et ρ_{z01} sont des pondérations utilisées pour le typage de la suspension.

Dans le cadre de l'étude présentée et pour un gain b_{sh} appartenant à l'intervalle [0 ; 6000] Ns/m, la figure 2.4 présente les variations de chaque critère (J_{a2}, J_{z12}, J_{z01}) *(a)* et du critère global J dans le cas où $\rho_{a2} = \rho_{z12} = \rho_{z01} = 1$ *(b)*. Ainsi, la figure 2.4.a met en évidence :

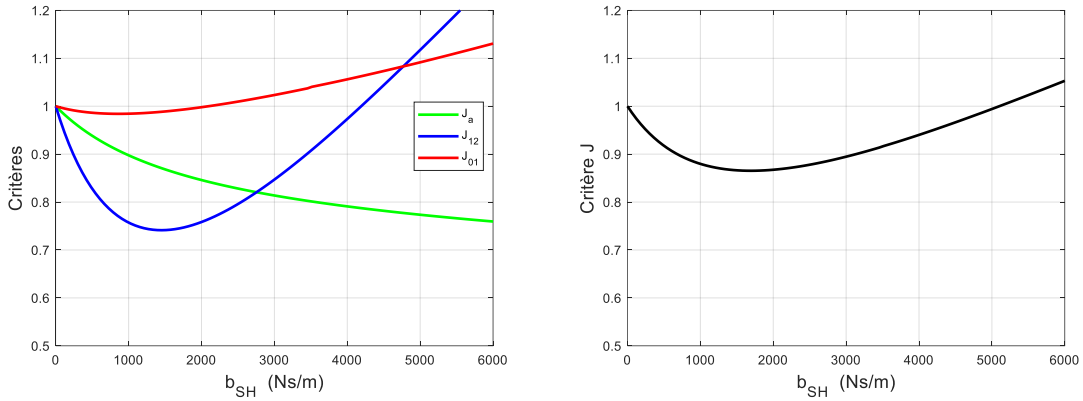
- pour l'accélération $a_2(t)$ (confort vibratoire) : une diminution du critère J_{a2} sur tout l'intervalle de variation de b_{sh} avec des valeurs inférieures à 1, traduisant ainsi une amélioration du confort par rapport à la suspension passive linéaire ;

- pour le débattement $z_{12}(t)$ de la suspension (fonctionnement) : un critère J_{12} inférieur 1 sur l'intervalle [0 ; 4000] Ns/m, traduisant ainsi une amélioration du fonctionnement par rapport à la suspension passive linéaire, avec un minimum de 0.74 pour b_{sh} = 1 454 Ns/m ;

- pour la déformation $z_{01}(t)$ du pneumatique (tenue de route) : une augmentation du critère J_{z01} sur tout l'intervalle de variation de b_{sh} avec des valeurs supérieures à 1, traduisant ainsi une dégradation de la tenue de route par rapport à la suspension passive linéaire.

Finalement, en donnant arbitrairement le même poids aux trois critères (J_{a2}, J_{z12} et J_{z01}), tous évalués relativement au mode Confort Hydractive pris comme référence, le critère global J possède un minimum pour b_{sh} = 1 696 Ns/m (figure 3.4.b), valeur optimale pour laquelle :

- J_{a2} (1696) = 0.85, soit une augmentation en moyenne du confort de +15% ;
- J_{z12} (1696) = 0.74, soit une amélioration en moyenne du débattement de +26% ;
- J_{z01} (1696) = 0.99, soit une augmentation en moyenne de la tenue de route de +1%.



(a) *(b)*

Figure 2.4 – *Variations en fonction du gain b_{sh} de chaque critère (a) et du critère global pour $\rho_{a2} = \rho_{z12} = \rho_{z01} = 1$ (b)*

Ainsi, pour la suite de l'étude, cette valeur optimale b_{sh} = 1696 Ns/m est retenue pour la suspension Sky-Hook Optimale (SHO). A noter que cette valeur est optimale vis-à-vis d'une variation du profil routier $v_0(t)$ modélisé par un bruit blanc et des pondérations choisies pour le critère global *J*. Toutefois, rien ne prouve que cette même valeur soit toujours optimale pour une variation du profil routier tel que le ralentisseur défini pour cette étude comparative, ou lorsque la pondération est modifiée.

Par ailleurs, cette stratégie Sky-Hook ne modifie pas :

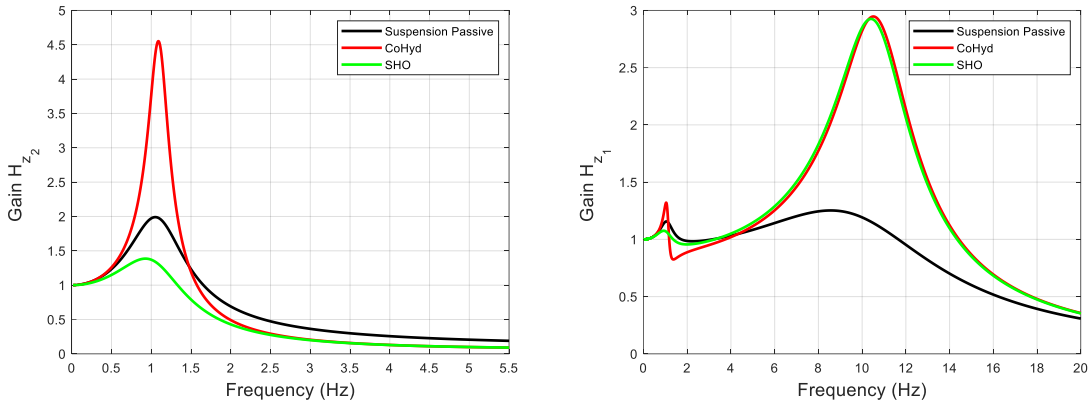
- les valeurs des pulsations naturelles ω_{n1} et ω_{n2} associées au mode de roue (battement) et au mode de caisse (pompage) ;
- la valeur du facteur d'amortissement $\zeta_{1sh} = \zeta_1$ associés au mode de roue.

Par contre, le facteur d'amortissement ζ_{2sh} associé au mode de caisse est modifié, soit :

$$\zeta_{2sh} = \frac{b_{20} + b_{sh}}{2\sqrt{k_2\, M}} = 0.442 \ . \tag{2.12}$$

La figure 2.5 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz *(a)* et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz *(b)*, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge) et de la suspension SHO (en vert).

Les figures 2.5.a et 2.5.b illustrent l'amélioration par rapport à la suspension passive, non seulement de la tenue de caisse (H_{z2sh} = 1.35 en comparaison à H_{z2}= 2), mais aussi de l'isolation vibratoire, et ce avec une tenue de roue identique à celle du mode CoHyd ($H_{z1sh} = H_{z1}$ =2.9). Cette stratégie Sky-Hook permet de mettre en défaut les deux dilemmes incontournables dans le cas d'une suspension passive, à savoir le dilemme ***isolation vibratoire-tenue de caisse*** et le dilemme ***isolation vibratoire-tenue de roue***.



(a) *(b)*

***Figure 2.5** – Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{Z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{Z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode confort hydractive (en rouge) et de la suspension SHO (en vert)*

La figure 2.6 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue *M (a)*, du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ *(b)*, du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue *M (c)* et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue *m (d)* lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension SHO (en vert).

Par rapport à la suspension passive où max[$a_2(t)$] = 0.365 g et max[$z_{12}(t)$] = 2.94 cm, on observe :

- une diminution du max[$a_2(t)$] = 0.236 g (figure 2.6.a : amélioration du confort) ;
- une augmentation du max[$z_{12}(t)$] = 3.63 cm (figure 2.6.b : ce maximum reste toujours inférieur à la course de la suspension) ;
- une diminution du caractère oscillatoire de $z_2(t)$ (figure 2.6.c : amélioration de la tenue de caisse en raison de la valeur de ζ_{2sh} = 0.441 supérieure à celle de ζ_2 = 0.377) ;
- un caractère oscillatoire de $z_1(t)$ sensiblement identique (figure 2.6.d : la tenue de roue n'est pas dégradée).

En résumé, la stratégie Sky-Hook Optimale permet donc d'améliorer le confort vibratoire à travers l'isolation vibratoire, la tenue de caisse et l'accélération $a_2(t)$, avec une faible augmentation du maximum du débattement $z_{12}(t)$ de la suspension qui reste inférieur à la course disponible, et ce sans dégrader la tenue de roue.

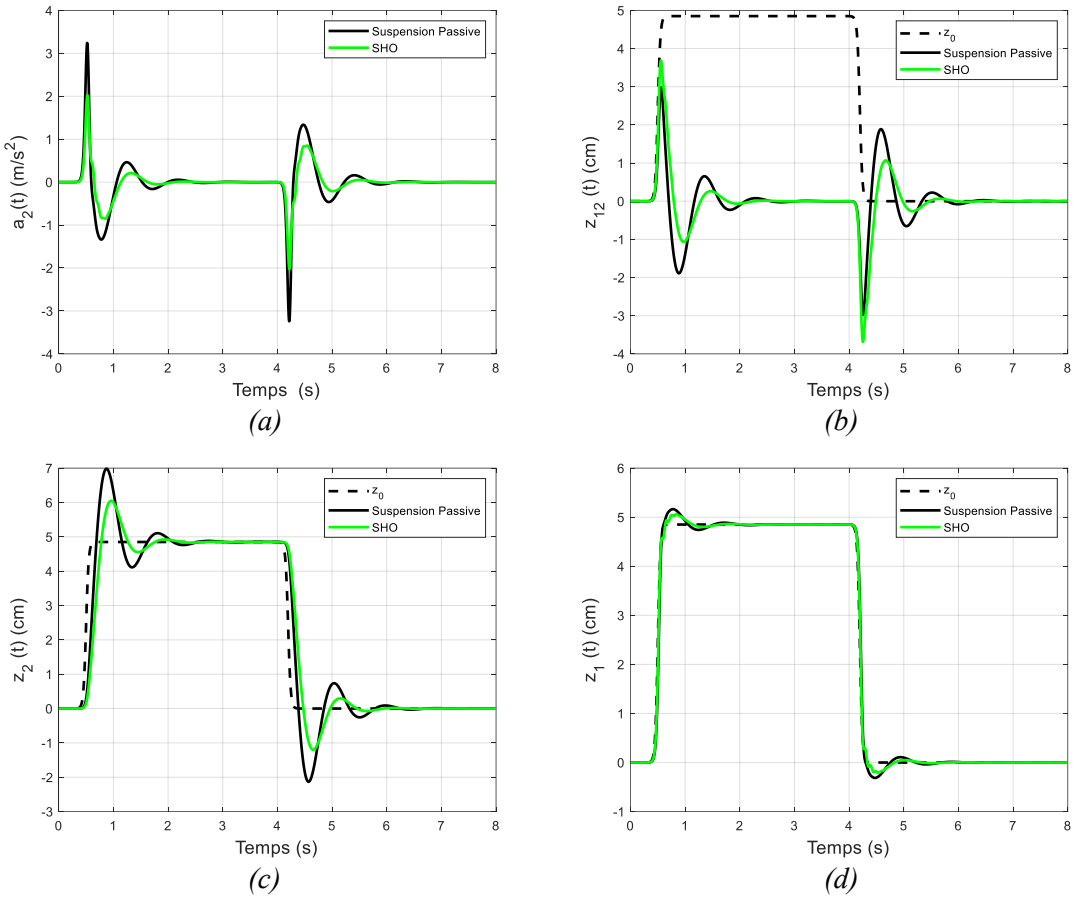


Figure 2.6 *– Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et (d) du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension SHO (en vert)*

2.3.3 – Stratégie Crone Sky-Hook Nominale

La stratégie Crone Sky-Hook Nominale (CSHN) s'inspire des atouts des deux approches précédentes, à savoir : d'une part, la stratégie qui vise à annuler l'accélération $a_2(t)$ et d'autre part, la stratégie Sky-Hook Optimale (SHO), qui permet de mettre en défaut les deux principaux dilemmes liés à la suspension.

Ainsi, à l'échelle fonctionnelle, la stratégie Crone Sky-Hook est définie par une loi de retour d'effort de la forme :

$$u_{a/M}(t) = -\,b_{csh}\; v_2(t)\;, \tag{2.13}$$

dont le gain b_{csh} est déterminé pour que la force $u_a(t)$ de l'actionneur de la suspension active compense seulement la force $f_r(t)$ du ressort (relation (1.9)), soit :

$$f_{r/M}(t) + u_{a/M}(t) = 0 \quad \Rightarrow \quad M\,\frac{d}{dt}v_2(t) = f_{a/M}(t)\;, \tag{2.14}$$

et ceci afin de :

- diminuer le maximum de l'accélération $a_2(t)$ sans l'annuler,
- garantir une tenue de roue minimale assurée par la force $f_a(t)$ de l'amortisseur dont le coefficient de frottement visqueux est b_{20}.

Pour rappel, l'application du Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) à la masse M permet d'écrire :

$$M \frac{d}{dt} v_2(t) = f_{r/M}(t) + f_{a/M}(t) + u_{a/M}(t) \ , \tag{2.15}$$

ou encore, en remplaçant chaque force par son expression,

$$M \frac{d}{dt} v_2(t) = -k_2 \int_0^t \left(v_2(\tau) - v_1(\tau) \right) d\tau - b_{20} \left(v_2(t) - v_1(t) \right) - b_{csh}\, v_2(t) \, . \tag{2.16}$$

La transformée de Laplace de l'équation (2.16) sous l'hypothèse de Conditions Initiales nulles (CI = 0), conduit à :

$$M\, s\, V_2(s) = -\left(\frac{k_2}{s} + b_{20} \right) \left(V_2(s) - V_1(s) \right) - b_{csh}\, V_2(s) \, , \tag{2.17}$$

ou encore, en rassemblant à gauche du signe de l'égalité les deux termes relatifs à $V_2(s)$,

$$\left(M\, s + b_{csh} \right) V_2(s) = -\left(\frac{k_2}{s} + b_{20} \right) \left(V_2(s) - V_1(s) \right) , \tag{2.18}$$

expression qui peut se mettre sous la forme suivante :

$$\left(1 + \frac{b_{csh}}{M\, s} \right) M\, s\, V_2(s) = -\left(\frac{k_2}{b_{20}\, s} + 1 \right) b_{20} \left(V_2(s) - V_1(s) \right) . \tag{2.19}$$

Afin d'atteindre l'objectif de la stratégie Crone Sky-Hook Nominale, qui se traduit dans l'espace opérationnel par :

$$M\, s\, V_2(s) = -\ b_{20} \left(V_2(s) - V_1(s) \right) , \tag{2.20}$$

il est nécessaire d'imposer la condition

$$\left(1 + \frac{b_{csh}}{M\, s} \right) = \left(\frac{k_2}{b_{20}\, s} + 1 \right) \ . \tag{2.21}$$

Ainsi, on obtient l'expression du gain b_{csh} en fonction de la raideur k_2, de la masse M et du coefficient de frottement visqueux b_{20}, soit :

$$b_{csh} = \frac{k_2\, M}{b_{20}} \ . \tag{2.22}$$

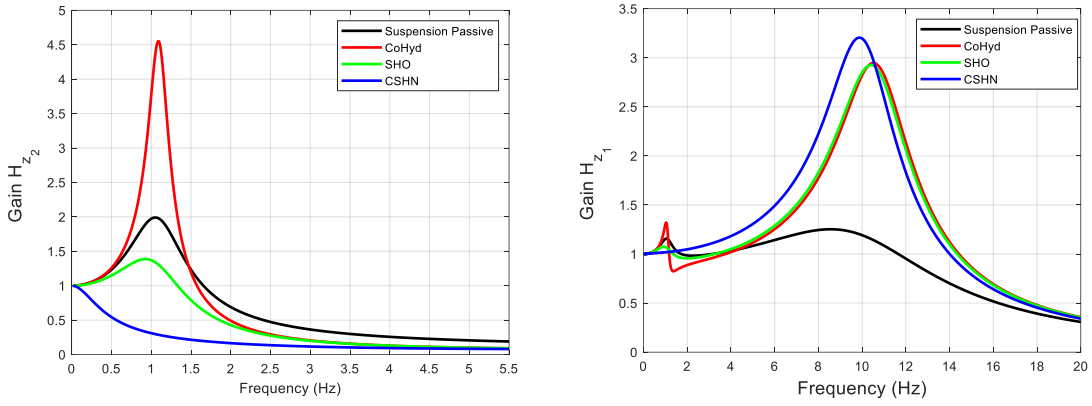
Compte tenu des valeurs des paramètres du modèle quart de véhicule, la valeur de b_{csh} est égale à 10 121 Ns/m, d'où la valeur du facteur d'amortissement ζ_{2csh} associé au mode de caisse :

$$\zeta_{2csh} = \frac{b_{20} + b_{csh}}{2\sqrt{k_2\ M}} = 1.95\ . \tag{2.23}$$

La figure 2.7 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz *(a)* et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz *(b)*, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge), de la suspension SHO (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (CSHN) (en bleu).

La figure 2.7.a met en évidence l'amélioration du système, non seulement par rapport à la suspension passive, mais aussi par rapport à la suspension Sky-Hook Optimale en ce qui concerne la tenue de caisse (pas de résonance : $Q_{Hz2csh} = 1$) et l'isolation vibratoire.

A noter que, compte tenu de la figure 2.7.b, le facteur de résonance du mode de roue ($Q_{Hz1csh} = 3.2$) a légèrement augmenté par rapport à la suspension Sky-Hook optimale ($Q_{Hz1csh} = 2.9$).



(a) *(b)*

***Figure 2.7** – Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge), de la suspension SHO (en vert) et de la suspension CSHN (en bleu)*

La figure 2.8 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue *M (a)*, du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ *(b)*, du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue *M (c)* et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue *m (d)* lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension CSHN (en bleu).

Par rapport à la suspension passive où max[$a_2(t)$] = 0.365 g et max[$z_{12}(t)$] = 2.94 cm, on observe, à partir de la figure 2.8 :

- une diminution du max[$a_2(t)$] = 1.15 m/s^2 (figure 2.8.a : amélioration du confort) ;
- une augmentation du max[$z_{12}(t)$] = 4.39 cm (figure 2.8.b : ce maximum reste toujours inférieur à la course de la suspension) ;
- l'absence de caractère oscillatoire de $z_2(t)$ (figure 2.8.c : amélioration de la tenue de caisse en raison de la valeur de ζ_{2csh} = 1.95 bien supérieure à celle de ζ_2 = 0.374) ;
- un caractère oscillatoire de $z_1(t)$ plus faible (figure 2.8.d : la tenue de roue est légèrement améliorée).

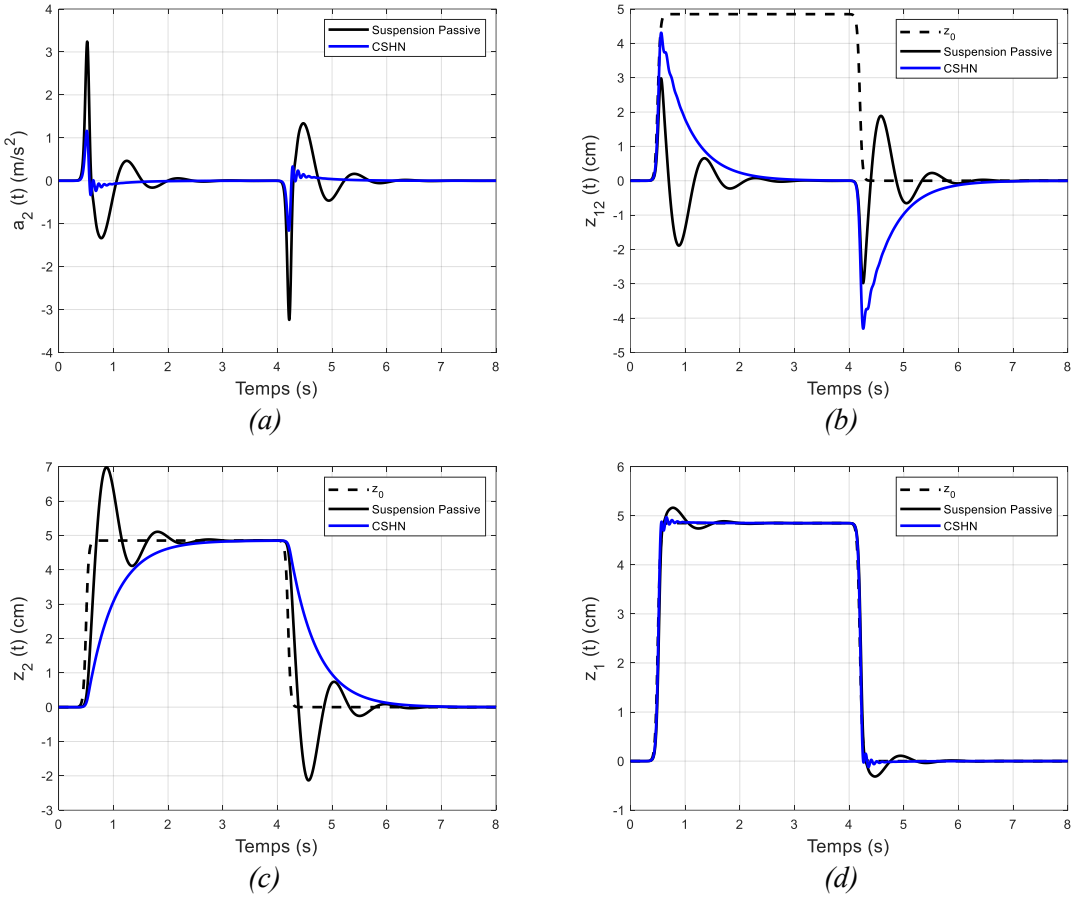


Figure 2.8 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir) et de la suspension CSHN (en bleu)*

Le tableau 3.1 résume les principaux indicateurs de performance en matière de confort vibratoire pour les différentes suspensions de l'étude comparative.

Tableau 2.1 *– Rappel des principaux indicateurs de performance en matière de confort vibratoire pour les différentes suspensions de l'étude comparative*

	Q_1	Q_2	ζ_1	ζ_2	max[$a_2(t)$]	max[$z_{12}(t)$]
Suspension passive	1,3	1.9	0,38	0,37	0.32 g	2.97 cm
Suspension active en mode CoHyd	2,9	4	0,14	0,13	0.23 g	3.47 cm
Suspension Active 0_accel			0		0	5.24 cm
Suspension SHO	2,9	1.35	0,14	0,44	0.2 g	3.68 cm
Suspension active CSHN	3.6		0,14	1,95	0.16 g	4.3 cm

Parmi les stratégies orientées 100% confort présentées, la stratégie Crone Sky-Hook Nominale possède les meilleurs indicateurs de performance en ce qui concerne la tenue de caisse, l'isolation vibratoire et le maximum de l'accélération $a_2(t)$.

Quelle que soit la stratégie orientée confort, l'augmentation du maximum du débattement, max[$z_{12}(t)$], est systématique. La supervision de la mesure du débattement de la suspension associée à une stratégie « fin de course » (non présentée dans cette étude) permet de limiter les risques d'atteindre les limites de fonctionnement lors du franchissement d'un ralentisseur dont la hauteur est critique par rapport à la course de la suspension. A noter que dans le contexte du véhicule autonome, la présence de capteurs extéroceptifs permet d'anticiper la présence d'un ralentisseur et de diminuer la vitesse V_x du véhicule à une valeur inférieure à 30 km/h.

2.4 – Analyse de la stratégie Sky-Hook d'un point de vue théorie du contrôle

D'un point de vue théorie du contrôle, la stratégie Sky-Hook, qui dans l'espace opérationnel s'écrit :

$$U_{sh}(s) = -b_{sh}\ V_2(s)\ , \tag{2.24}$$

peut être interprétée comme une régulation de la vitesse $V_2(s)$ autour de zéro.

La figure 2.9 présente un schéma fonctionnel résultant de cette interprétation où $C_{v2}(s)$ représente la fonction de transfert du régulateur qui se résume à une action proportionnelle de gain b_{sh}, $G_{v2}(s)$ la fonction de transfert vue par la commande en force $U_{sh}(s)$ et $H_{v2}(s)$ la fonction de transfert qui modélise l'effet des variations de vitesse $V_0(s)$ du profil routier (perturbation) sur la vitesse $V_2(s)$ régulée. De plus, $D_{v2}(s)$ représente la perturbation de sortie en vitesse qui est égale à la vitesse $V_2(s)$ en mode CoHyd ($U_{sh}(s) = 0$).

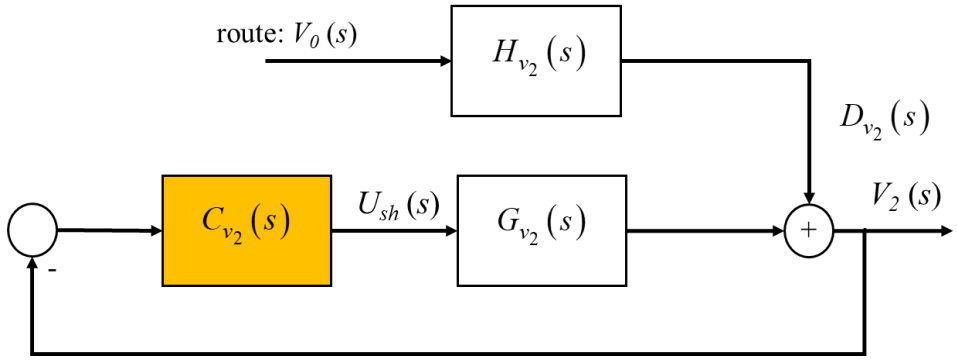


Figure 2.9 *– Schéma fonctionnel résultant de l'interprétation de la stratégie Sky-Hook comme étant une régulation de la vitesse $V_2(s)$ autour de zéro*

En pratique, les capteurs proprioceptifs utilisés pour le contrôle de la suspension (accéléromètres pour $a_1(t)$ et $a_2(t)$, et capteurs de débattement pour $z_{12}(t)$) ne permettent pas de disposer directement de la vitesse $v_2(t)$ de la masse suspendue M. Deux solutions sont alors envisageables. La première consiste à utiliser un observateur alimenté, notamment, par les mesures des capteurs proprioceptifs de la suspension (Bel Haj Frej et al., 2023). Quant à la deuxième, elle consiste à utiliser directement la mesure de l'accélération $a_2(t)$. Dans ce cas, le schéma fonctionnel de la figure 2.9 est modifié conformément à celui de la figure 2.10 où $N_2(s)$ représente le bruit de mesure de l'accélération $A_2(s)$, $\tilde{A}_2(s) = A_2(s) + N_2(s)$, où la mesure de l'accélération $A_2(s)$ et la perturbation de sortie en accélération $D_{a2}(s)$ (égale à l'accélération $A_2(s)$ en mode CoHyd) apparaissent de manière explicite.

Ainsi, dans la suite de cette étude, la stratégie Sky-Hook est mise en œuvre à l'aide d'une régulation de l'accélération $a_2(t)$ autour de zéro.

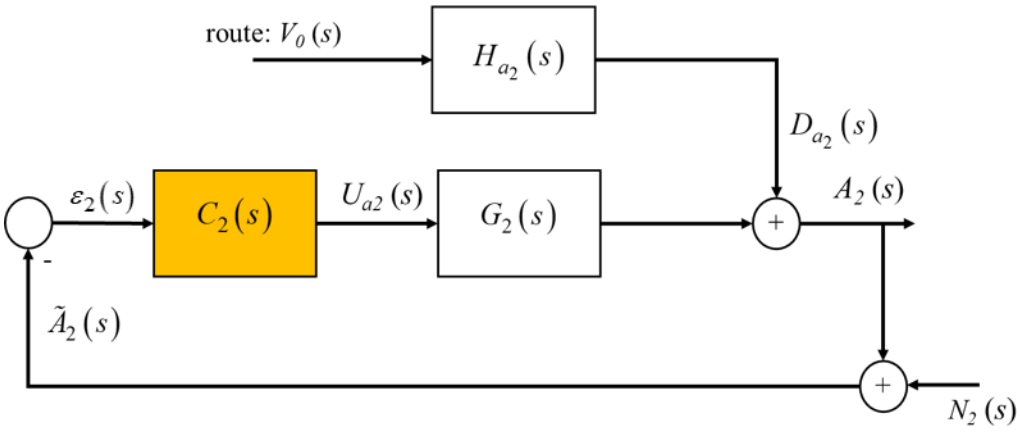


Figure 2.10 *– Schéma fonctionnel résultant de la mise en œuvre de la stratégie Sky-Hook à partir de la mesure de l'accélération $a_2(t)$*

Dans ce cas, le transfert $C_2(s)$ du régulateur est une action intégrale de gain b_{sh}, soit :

$$C_2(s) = \frac{b_{sh}}{s} \ . \tag{2.25}$$

Quant aux expressions des transferts $G_2(s)$ et $H_{a2}(s)$, elles sont données par :

$$G_2(s) = \frac{A_2(s)}{U_{a2}(s)} = \frac{s^2\left(m\,s^2 + b_1\,s + k_1\right)}{Den(s)} \ , \tag{2.26}$$

et

$$H_{a2}(s) = \frac{A_2(s)}{V_0(s)} = \frac{s\left(b_1\,s + k_1\right)\left(b_{20}\,s + k_2\right)}{Den(s)} \ , \tag{2.27}$$

avec

$$\begin{aligned} Den(s) = {} & M\,m\,s^4 + \left(\left(M+m\right)b_{20} + M\,b_1\right)s^3 + \left(M\left(k_1+k_2\right) + m\,k_2 + b_1\,b_{20}\right)s^2 \\ & + \left(k_1\,b_{20} + k_2\,b_1\right)s + k_1\,k_2 \end{aligned} \ . \tag{2.28}$$

La figure 2.11 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{a2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz. La réponse fréquentielle $H_{a2}(j\omega)$ fait bien apparaitre deux résonances associées aux deux modes propres du modèle quart de véhicule à 2 ddl, à savoir :

- une résonance au voisinage du mode de roue, le plus rapide (10.8 Hz),
- une résonance au voisinage du mode de caisse, le plus lent (1.16 Hz).

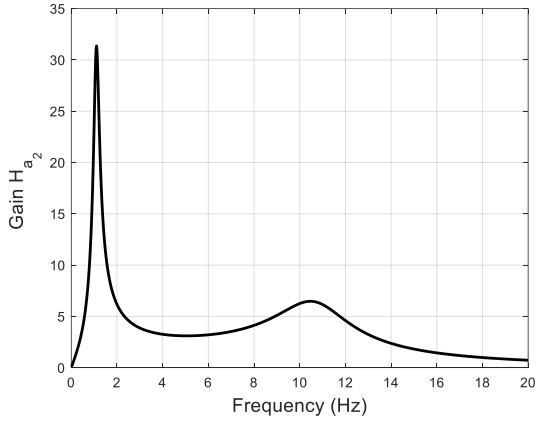


Figure 2.11 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{a2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz*

Afin d'étudier les performances de la boucle de régulation résultant d'une telle configuration, les équations fonctionnelles de la sortie $A_2(s)$, de l'erreur $\varepsilon(s)$ et de la commande $U_{a2}(s)$ sont établies à partir du schéma de la figure 2.10, soit :

- pour la sortie :

$$A_2(s) = S_2(s)\,D_{a2}(s) - \ T_2(s)\,N_2(s) \ ; \tag{2.30}$$

- pour l'erreur :

$$\varepsilon_2(s) = -S_2(s)\,D_{a2}(s) - S_2(s)\,N_2(s)\ ; \tag{2.31}$$

- pour la commande :

$$U_{a2}(s) = -R_2(s)\,D_{a2}(s) - R_2(s)\,N_2(s)\ , \tag{2.32}$$

avec

$$D_{a2}(s) = H_{a2}(s)\ V_0(s)\ . \tag{2.33}$$

En outre, les fonctions de sensibilité S_2, T_2 et R_2 sont données par :

$$\begin{cases} S_2(s) = \dfrac{1}{1+\beta_2(s)} \\ T_2(s) = \dfrac{\beta_2(s)}{1+\beta_2(s)} = 1 - S_2(s) \\ R_2(s) = \dfrac{C_2(s)}{1+\beta_2(s)} = C_2(s)\,S_2(s) \end{cases}, \tag{2.34}$$

où $\beta_2(s)$ représente la fonction de transfert en boucle ouverte définie par :

$$\beta_2(s) = C_2(s)\,G_2(s)\ , \tag{2.35}$$

avec

$$\lim_{s\to 0}\beta_2(s) \to \frac{b_{sh}}{k_2}s \quad \text{et} \quad \lim_{s\to\infty}\beta_2(s) \to \frac{b_{sh}}{M}\frac{1}{s}\ ,$$

soit un comportement asymptotique dérivateur d'ordre 1 aux basses fréquences et un comportement asymptotique intégrateur d'ordre 1 aux hautes fréquences.

La fonction S_2 permet d'analyser dans le domaine fréquentiel la sensibilité de la sortie $A_2(s)$ à la perturbation $D_{a2}(s)$. En mode CoHyd (pas de régulation, $U_{a2}(s) = 0$), la fonction $S_2 = 1$ traduit ainsi une sensibilité de 100% de la sortie à la perturbation $D_{a2}(s)$ (et donc au profil routier) sur tout l'espace des fréquences.

La fonction T_2 permet d'analyser dans le domaine fréquentiel la sensibilité de la sortie $A_2(s)$ au bruit de mesure $N_2(s)$. En mode CoHyd, la fonction $T_2 = 0$ traduit ainsi une insensibilité de la sortie au bruit de mesure sur tout l'espace des fréquences.

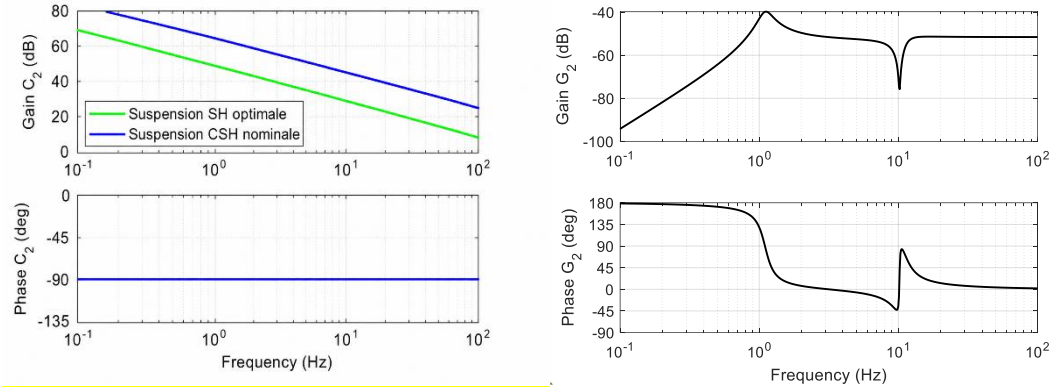
Enfin, la fonction R_2 permet d'analyser dans le domaine fréquentiel la sensibilité de la commande $U_{a2}(s)$ au bruit de mesure $N_2(s)$. En mode CoHyd, la fonction $R_2 = 0$.

A noter que le transfert en transmission absolue $H_{z2}(s)$ (permettant d'analyser dans le domaine fréquentiel la tenue de caisse et l'isolation vibratoire) est lié à la fonction S_2 par une expression de la forme :

$$H_{z2}(s) = S_2(s)\,H_{a2}(s)\frac{1}{s}\,. \tag{2.36}$$

L'équation (2.36) fait le lien entre un des indicateurs de performance en matière de confort vibratoire (H_{z2}) et une des fonctions (S_2) qui caractérisent le comportement de la boucle de commande. Ainsi, en mode dégradé où $S_2 = 1$, on vérifie facilement que $H_{z2}(s) = H_{a2}(s)/s$.

La figure 2.12 présente les diagrammes de Bode du régulateur $C_2(s)$ *(a)* et du transfert $G_2(s)$ *(b)* dans les cas de la suspension Sky-Hook optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu). A noter que $G_2(j\omega)$ (figure 2.12.b) présente bien un comportement dérivateur d'ordre 2 aux basses fréquences, une résonance au voisinage du mode de caisse (1.26 Hz) et une antirésonance au voisinage du mode de roue (10.72 Hz).

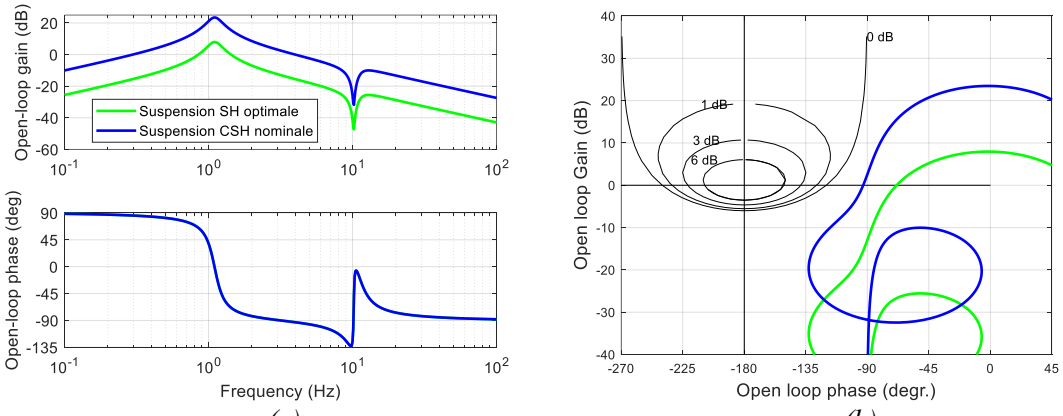


(a) *(b)*

***Figure 2.12** – Diagrammes de Bode du régulateur $C_2(s)$ (a) et du transfert $G_2(s)$ (b) dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)*

La figure 2.13 présente les diagrammes de Bode *(a)* et les lieux de Black-Nichols *(b)* de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu). Ces deux tracés illustrent bien l'excellent degré de stabilité des deux boucles de commande avec une marge de phase $M\Phi$ supérieure à 90°.

A noter qu'aux basses fréquences ($\omega \to 0$) et aux hautes fréquences ($\omega \to \infty$) le gain de la boucle ouverte est négligeable devant 1 ($\beta_2(j\omega)$ <<1).



(a) *(b)*

***Figure 2.13** – Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)*

La figure 2.14 présente les diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ *(a),* $T_2(j\omega)$ *(b)* et $R_2(j\omega)$ *(c)* dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu).

Aux basses et hautes fréquences où $\left|\beta_2(j\omega)\right| << 1$, on constate (figure 2.14.a et b) que :

$$\lim_{\substack{\omega\to 0\\ \omega\to\infty}} S_2(\omega) \to 1 \quad \text{et} \quad \lim_{\substack{\omega\to 0\\ \omega\to\infty}} T_2(\omega) \to 0\,, \tag{2.37}$$

ayant des comportements identiques à ceux du mode CoHyd, c'est-à-dire sans régulation.

L'effet de la régulation apparait seulement au voisinage de la fréquence propre ω_{n2} de la masse suspendue M (1.26 Hz) avec :

- un comportement filtre coupe-bande (appelé aussi filtre réjecteur de bande) pour S_2, traduisant ainsi une diminution de la sensibilité de l'accélération A_2 à la perturbation D_{a2} dans cette bande fréquentielle ;

- un comportement filtre passe-bande pour T_2 (pour rappel $S_2 + T_2 = 1$), traduisant une augmentation de la sensibilité de A_2 au bruit de mesure N_2 toujours dans cette bande fréquentielle.

Comparativement à la suspension Sky-Hook Optimale, l'effet réjecteur de bande de S_2 est plus important dans le cas de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (figure 2.14.a)).

Concernant la fonction de sensibilité $R_2(j\omega)$ (figure 2.14.c) aux basses et hautes fréquences où $\left|\beta_2(j\omega)\right| << 1$, elle présente le même comportement que le régulateur $C_2(j\omega)$, à savoir un comportement intégrateur d'ordre 1. En effet :

$$\lim_{\substack{\omega\to 0\\ \omega\to\infty}} R_2(\omega) = \lim_{\substack{\omega\to 0\\ \omega\to\infty}} C_2(\omega) \to \frac{b_{sh}}{s}\,. \tag{2.38}$$

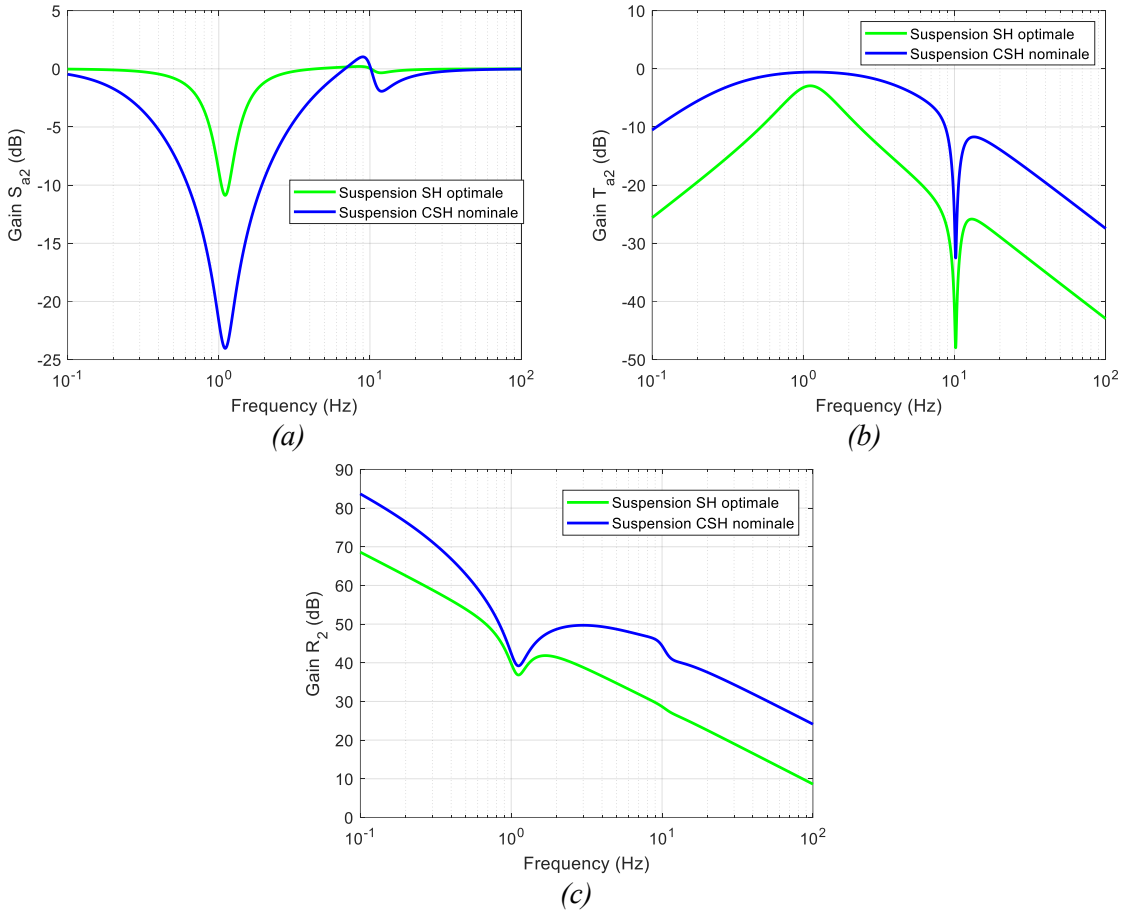


***Figure 2.14** – Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ (a), $T_2(j\omega)$ (b) et $R_2(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)*

La figure 2.15 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie : non bruitée *(a)* et bruitée *(c)*) et de la commande $u_{a2}(t)$ (non bruitée *(b)* et bruitée *(d)*) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge), de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu). Les transitoires à la montée et à la descente étant identiques, les tracés se focalisent uniquement sur la montée du ralentisseur sur l'intervalle de temps [1 ; 4] s. A noter que, l'étude présentée étant faite dans un contexte linéaire, la dualité temps-fréquence est exploitable.

Ainsi, conformément aux tracés fréquentiels de S_2 présentés dans la figure 2.14.a, la figure 2.15.a permet d'apprécier l'atténuation de la perturbation $d_{a2}(t)$ (tracé en rouge), atténuation qui est plus importante dans le cas de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (tracé en bleu) que dans le cas de la suspension Sky-Hook Optimale (tracé en vert).

De la même manière, conformément aux tracés fréquentiels de T_2 présentés figure 2.14.b, la figure 2.15.b permet d'apprécier la sensibilité de $a_2(t)$ au bruit de mesure $n_2(t)$.

Enfin, pour les deux suspensions, on peut constater une très faible sensibilité au bruit de mesure $n_2(t)$ du signal de commande $u_{a2}(t)$ (figure 2.15.b et d), bruit qui est bien présent comme

le montre la figure 2.16 avec un zoom sur l'intervalle [0 ;0.4] s des réponses de la commande $u_{a2}(t)$.

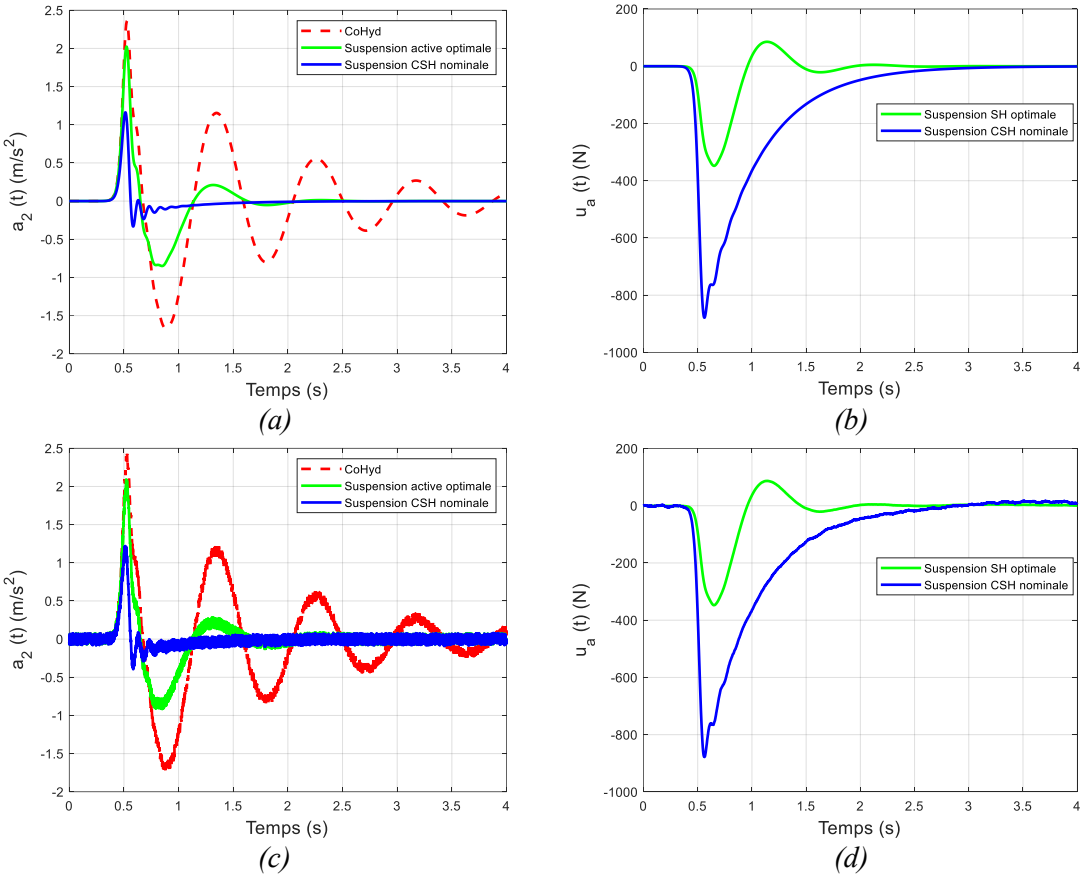


Figure 2.15 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie) non bruitée (a) et bruitée (c), de la commande $u_{a2}(t)$ non bruitée (b) et bruitée (d) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge), de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)*

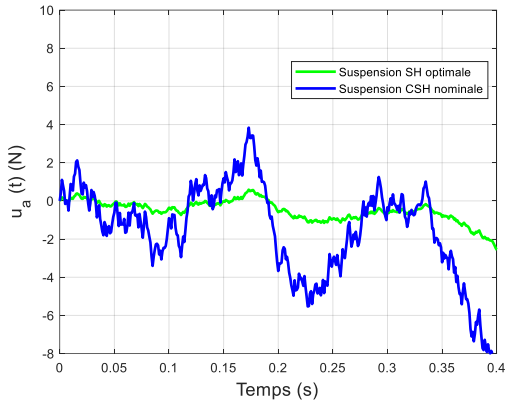


Figure 2.16 – *Zoom sur l'intervalle [0 ;0.4]s des réponses temporelles de la commande $u_{a2}(t)$ bruitée obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension Sky-Hook Optimale (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en bleu)*

La mise en œuvre de la stratégie Sky-Hook à l'aide d'une régulation de l'accélération $a_2(t)$ autour de zéro permet de poursuivre l'analyse de l'influence du gain b_{sh} (calculée de deux manières différentes : suspension Sky-Hook Optimale et suspension Crone Sky-Hook Nominale), et ce d'un point de vue théorie du contrôle. Cette analyse permet de mieux comprendre les spécificités de la commande Sky-Hook, notamment dans la perspective d'une synthèse fréquentielle de la commande par une approche loop shaping.

2.5 – Conclusion

Dans ce chapitre, les principaux indicateurs de performance utilisés pour l'étude vibratoire des suspensions automobiles, aussi bien dans le domaine fréquentiel que dans le domaine temporel sont présentés. Ces indicateurs permettent d'évaluer de manière cohérente les performances d'une suspension vis-à-vis des trois critères classiques que sont le confort vibratoire, le débattement de suspension et la tenue de roue.

Sur cette base, trois stratégies orientées 100 % confort vibratoire sont ensuite définies, étudiées et comparées à la suspension de référence, à savoir : la stratégie visant à annuler l'accélération verticale $a_2(t)$, la stratégie Sky-Hook Optimale et la stratégie Crone Sky-Hook Nominale. Cette analyse met en évidence le dilemme entre le confort et le débattement. Enfin, l'analyse de la stratégie Sky-Hook du point de vue de la théorie du contrôle permet d'interpréter cette loi comme une boucle de régulation fondée ici sur l'accélération verticale de la caisse, et d'en étudier les propriétés en termes de performances, de stabilité et de robustesse.

Le chapitre suivant s'inscrit dans la continuité de cette étude en élargissant l'approche Crone Sky-Hook. Il est d'abord consacré à la généralisation de la suspension Crone Sky-Hook Nominale à travers l'introduction d'un ordre non entier, afin d'analyser l'influence de cet ordre sur les performances. Il présente ensuite la stratégie Crone Sky-Hook 1G.

Chapitre 3

L'approche Crone Sky-Hook orientée 100% confort

3.1 – Introduction 49

3.2 – De la suspension Crone Sky-Hook nominale à la suspension Crone Sky-Hook Généralisée 50

3.2.1 – Suspension inertielle ($v_2 = 0$) et suspension élastique ($v_2 = 2$) 51

3.2.2 – Suspension visco-inertielle 56

3.2.3 – Suspension visco-élastique 61

3.3 – Crone Sky-Hook 1G 67

3.3.1 – Définition de la structure du régulateur Crone Sky-Hook 1G 67

3.3.2 – Données pour la synthèse 68

3.3.3 – Modèles pour la synthèse 68

3.3.4 – Définition du gabarit vertical de la commande CRONE 71

3.3.5 – Méthode pour la détermination des paramètres de synthèse de haut niveau 75

3.3.6 – Performances 78

3.4 – Conclusion 87

3.1 – Introduction

Ce chapitre est consacré à l'ODD_1, c'est-à-dire aux scénarios où le confort vibratoire constitue l'objectif principal.

L'ODD_1 regroupe des scénarios caractérisés par de faibles sollicitations longitudinales et latérales, tels que le franchissement de ralentisseurs, la conduite en ligne droite à vitesse constante ou encore la circulation sur des chaussées dégradées. Dans un tel contexte, les exigences de tenue de route et de sécurité deviennent secondaires, tandis que la priorité est donnée à la réduction des vibrations verticales transmises à la caisse. Cet objectif est généralement évalué à partir de l'accélération de la masse suspendue, grandeur directement liée au confort ressenti par les occupants.

L'objectif de ce chapitre est d'étudier plusieurs stratégies de commande orientées 100 % confort. Dans un premier temps, la stratégie Crone Sky-Hook Nominale est généralisée par l'introduction d'un ordre ν_2 appartenant à l'intervalle $[0\,;2]$. Cette généralisation permet d'analyser l'influence de cet ordre sur les performances, en comparaison avec celles de la suspension Crone Sky-Hook Nominale correspondant au cas où $\nu_2 = 1$. L'étude est menée en trois étapes. La première consiste à comparer, à iso-rapidité, les performances obtenues pour $\nu_2 = 0$ (comportement inertiel), $\nu_2 = 1$ (comportement visqueux ou Sky-Hook) et $\nu_2 = 2$ (comportement élastique) (Farah et al.,2024.b), tandis que la deuxième étape compare, toujours à iso-rapidité, les performances dans les cas où $\nu_2 \in]0\,;1]$ (comportement visco-inertiel) et, enfin, la troisième s'inscrit dans le cas où $\nu_2 \in [1\,;2[$ (comportement visco-élastique).

Dans un second temps, une nouvelle stratégie, désignée dans la suite sous le nom de Crone Sky-Hook 1G, est introduite. Afin de répondre à l'objectif de confort précédemment défini, le régulateur retenu s'appuie sur l'architecture de la commande CRONE de première génération (Oustaloup, 2014). Cette approche constitue le fondement de la stratégie proposée dans ce travail (Farah et al., 2025b). Enfin, la dernière partie conclut ce chapitre en synthétisant les principaux résultats obtenus et en identifiant les stratégies les plus pertinentes dans le cadre de l'ODD_1.

3.2 – De la suspension Crone Sky-Hook Nominale à la suspension Crone Sky-Hook Généralisée

A ce stade de l'étude, l'expression (2.25) de la fonction de transfert du régulateur $C_2(s)$ est généralisée sous la forme d'un intégrateur d'ordre ν_2 et de gain b_{sh}, soit :

$$C_2(s) = \frac{b_{sh}}{s^{\nu_2}} \ , \tag{3.1}$$

où l'ordre $\nu_2 \in [0\,;\,2]$ et $b_{sh} > 0$ (en N $s^{\nu 2}$/m).

La suspension dont la loi de retour d'effort est caractérisée par l'expression (3.1) est appelée suspension Crone Sky-Hook Généralisée dont l'état paramétrique nominal est définie par $b_{sh} = b_{csh}$ et $\nu_2 = 1$ (suspension Crone Sky-Hook Nominale).

Plus généralement, selon la valeur de ν_2, les terminologies suivantes sont adoptées :

- si $\nu_2 = 0$, alors la loi de retour d'effort $u_{a2}(t)$ est dite ***inertielle*** et b_{sh} est homogène à une masse (kg);
- si $\nu_2 = 1$, alors la loi de retour d'effort $u_{a2}(t)$ est dite ***Sky-Hook*** et b_{sh} est homogène à un coefficient de frottement visqueux (en Ns/m) ;
- si $\nu_2 = 2$, alors la loi de retour d'effort $u_{a2}(t)$ est dite ***élastique*** et b_{sh} est homogène à une raideur (en N/m) ;
- si $\nu_2 \in]0\,;1[$, alors la loi de retour d'effort $u_{a2}(t)$ est dite ***visco-inertielle*** ;
- si $\nu_2 \in]1\,;2[$, alors la loi de retour d'effort $u_{a2}(t)$ est dite ***visco-élastique***.

Pour les deux deniers cas où ν_2 est non entier, la suspension Crone Sky-Hook Généralisée s'inscrit dans le cadre des Systèmes à Dérivées Non Entières (SDNE), appelés aussi systèmes fractionnaires (Oustaloup, 2014).

La suite est consacrée à l'exploration des performances de la suspension Crone Sky-Hook Généralisée pour des ordres ν_2 d'intégration compris entre 0 et 2, et ce comparativement à la suspension Crone Sky-Hook Nominale pour laquelle $\nu_2 = 1$ et $b_a = b_{csh}$.

Pour que l'étude comparative soit significative, celle-ci est faite à iso-rapidité de la commande. La rapidité de la commande (en boucle fermée) est liée à la borne supérieure ω_H de la bande passante de la fonction T_2.

D'une manière générale, l'ordre de grandeur de cette borne supérieure ω_H est fixé par la plus grande pulsation au gain unité en boucle ouverte, notée ω_u. Ainsi, la rapidité (de la dynamique en boucle fermée) est d'autant plus grande que ω_u est grande (et inversement).

Dans le cas particulier de la suspension Crone Sky-Hook Nominale, ω_u est située entre la pulsation ω_{n2} du mode de caisse et la pulsation ω_{n1} du mode de roue (voir le tracé en bleu du diagramme de gain de la figure 2.13.a), soit ω_{unom} = 25.13 rad/s (environ 4 Hz). Ainsi, pour chaque valeur de ν_2 comprise entre 0 et 2, le gain b_{sh} est déterminé de manière telle que :

$$\left|\beta_2\left(j\omega_u, \nu_2, b_{sh}\right)\right| = 1 \ , \tag{3.2}$$

ou encore, compte tenu de l'expressions (2.35) de $\beta_2(s)$,

$$\frac{b_{sh}}{\omega_u^{\nu_2}}\left|G_2\left(j\omega_u\right)\right| = 1 \ , \tag{3.3}$$

on obtient l'expression de b_{sh} en fonction de ν_2, soit :

$$b_{sh}\left(\nu_2\right) = \lambda_0 \ \omega_u^{\nu_2} \ , \tag{3.4}$$

avec

$$\lambda_0 = \left|G_2\left(j\omega_u\right)\right|^{-1} = \text{cste} > 0 \ . \tag{3.5}$$

Pout le modèle quart de véhicule étudié, on a λ_0 = 403 Ns^2/m pour ω_u = 25.13 rad/s.

3.2.1 – Suspension inertielle ($\nu_2 = 0$) et suspension élastique ($\nu_2 = 2$)

Ce paragraphe analyse les performances des suspensions inertielle ($\nu_2 = 0$) et élastique ($\nu_2 = 2$) comparativement à celles de la suspension Crone Sky-Hook Nominale ($\nu_2 = 1$), comparaison faite à iso-rapidité de la commande (ω_u = 25.13 rad/s). Compte tenu de l'expression (3.4), les valeurs numériques des gains $b_{sh}(0)$ et $b_{sh}(2)$ sont:

$$b_{sh}\left(0\right) = 403 \ \text{Ns}^2/\text{m}\left(\equiv \text{kg}\right) \tag{3.6}$$

et

$$b_{sh}\left(2\right) = 254\ 500 \ \text{N/m} \ . \tag{3.7}$$

La figure 3.1 présente les diagrammes de Bode *(a)* et les lieux de Black-Nichols *(b)* de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension inertielle (en vert), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir) et la suspension élastique (en rouge).

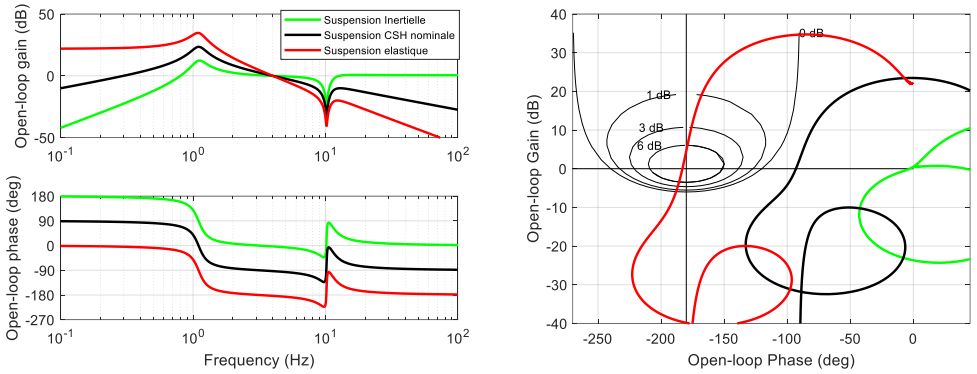
Conformément à l'objectif (iso-rapidité), les diagrammes de gain de $\beta_2(j\omega)$ présentés à la figure 3.1.a mettent bien en évidence que le dimensionnement des trois suspensions conduit bien à la même pulsation au gain unité en boucle ouverte, à savoir ω_u = 25.13 rad/s (4 Hz).

Par ailleurs, toujours en observant la figure 3.1.a, on constate l'influence de la valeur de ν_2 sur les comportements aux basses et hautes fréquences, soit :

- aux ***basses fréquences*** :
  - pour $\nu_2 = 0$ (suspension inertielle), comportement dérivateur d'ordre 2 ;
  - pour $\nu_2 = 1$ (suspension Sky-Hook), comportement dérivateur d'ordre 1 ;
  - pour $\nu_2 = 2$ (suspension élastique), comportement dérivateur d'ordre 0 (proportionnel) ;

- aux ***hautes fréquences*** :
  - pour $\nu_2 = 0$, comportement intégrateur d'ordre 0 ;
  - pour $\nu_2 = 1$, comportement intégrateur d'ordre 1 ;
  - pour $\nu_2 = 2$, comportement intégrateur d'ordre 2.

Enfin, la figure 3.1.b met en évidence l'instabilité de la boucle de commande dans le cas de la suspension élastique dimensionnée avec le critère d'iso-rapidité tel que défini par les équations (3.4) et (3.5).



(a) *(b)*

Figure 3.1 *– Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension inertielle (en vert), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir) et la suspension élastique (en rouge)*

La figure 3.2 présente les diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ *(a),* $T_2(j\omega)$ *(b)* et $R_2(j\omega)$ *(c)* dans les cas de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir) et de la suspension inertielle (en vert). A noter que les tracés correspondant à la suspension élastique ne sont pas présents en raison de l'instabilité résultant d'un tel état paramétrique.

A iso-rapidité et comparativement à la suspension Crone Sky-Hook Nominale ($\nu_2 = 1$), la suspension inertielle ($\nu_2 = 0$) ne présente plus un comportement :

- filtre réjecteur de bande pour S_2 (figure 3.2.a) ;

- filtre passe-bande pour T_2 (figure 3.2.b).

Plus précisément, trois comportements apparaissent :

- aux basses fréquences où $S_2 \to 1$ (0 dB) et $T_2 \to 0$ (comme la suspension Crone Sky-Hook Nominale) ;
- au voisinage de 0.82 Hz où $S_2 > 1$ et $T_2 > 1$;
- aux hautes fréquences où $S_2 = 0.5$ (-6 dB) et $T_2 = 0.5$ (-6 dB).

En ce qui concerne la fonction de sensibilité $R_2(j\omega)$ (figure 3.2.c) aux basses et hautes fréquences où $\left|\beta_2(j\omega)\right| << 1$, le même comportement que le régulateur $C_2(j\omega)$ apparait, à savoir

un comportement proportionnel (gain constant) pour la suspension inertielle (en vert) et un comportement intégrateur d'ordre 1 pour la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir).

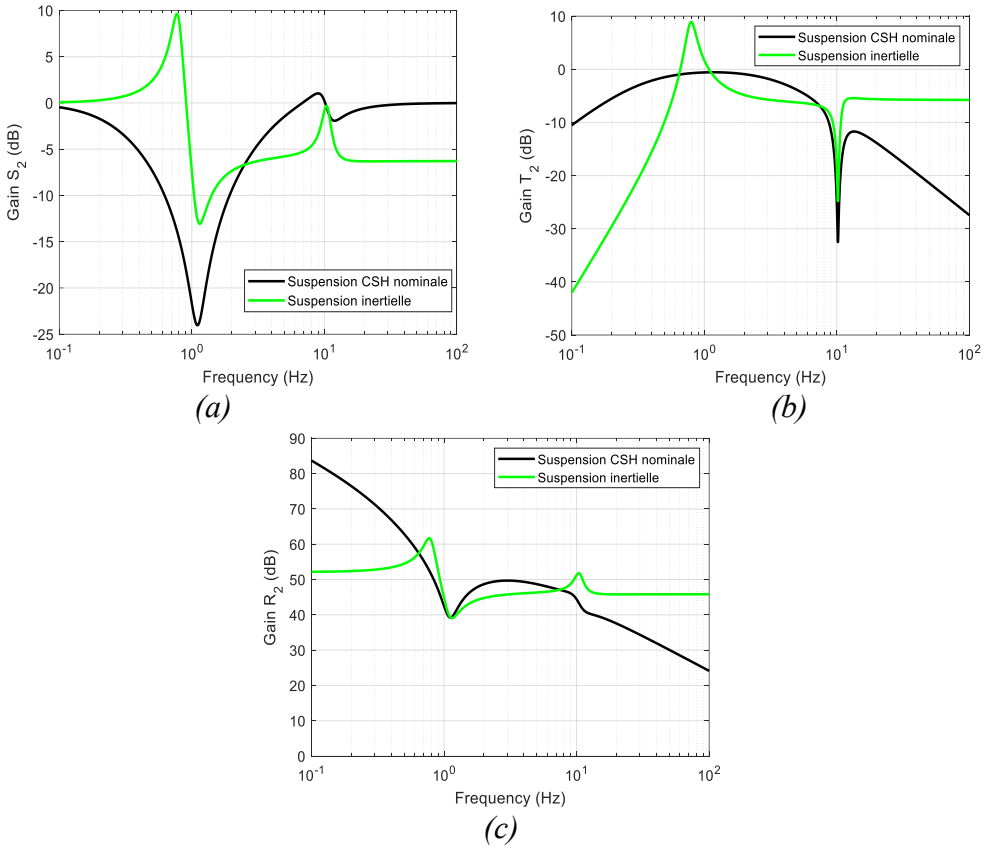


Figure 3.2 – *Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ (a), $T_2(j\omega)$ (b) et $R_2(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir) et de la suspension inertielle (en vert)*

La figure 3.3 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie non bruitée *(a)* et sortie bruitée *(c)*) et de la commande $u_{a2}(t)$ (non bruitée *(b)* et bruitée *(d)*) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge), de la suspension inertielle (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir). Les tracés se focalisent uniquement sur la montée du ralentisseur sur l'intervalle de temps [1 ; 4] s.

Comparativement au cas de la suspension Crone Sky-Hook Nominale, l'atténuation (ou le rejet) de la perturbation $d_{a2}(t)$ est moins importante dans le cas de la suspension inertielle (figure 3.3.a).

Comparativement à la figure 3.3.a (absence de bruit), la figure 3.3.b permet d'apprécier l'influence du bruit de mesure $n_2(t)$ sur l'accélération $a_2(t)$. Enfin, pour les deux suspensions, on peut constater une très faible sensibilité du signal de commande $u_{a2}(t)$ au bruit de mesure $n_2(t)$ (figure 3.3.d).

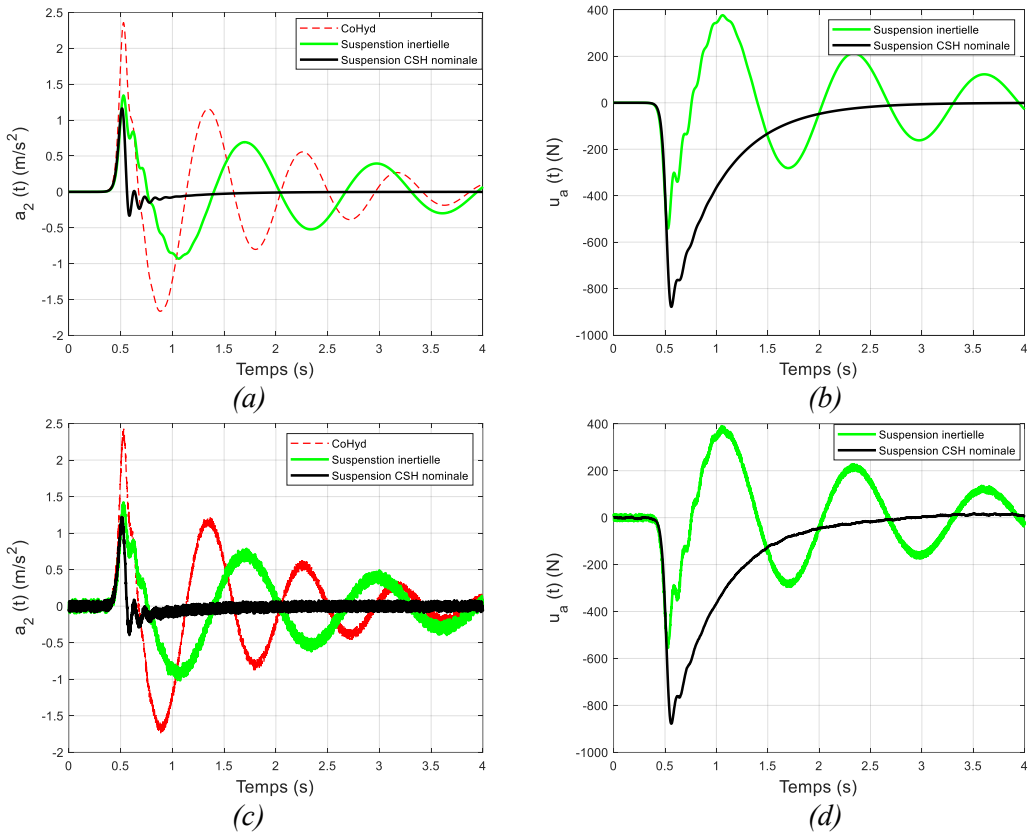


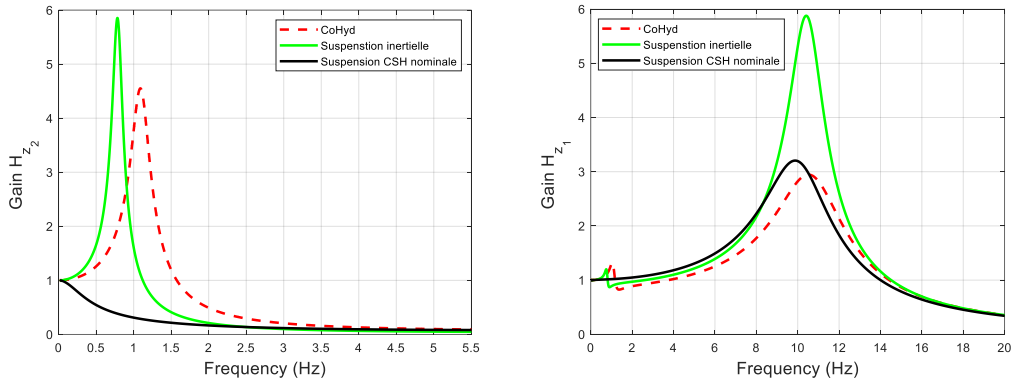
Figure 3.3 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie) non bruitée (a) et bruitée (c), de la commande $u_a(t)$ non bruitée (b) et bruitée (d) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge), de la suspension inertielle (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir)*

La figure 3.4 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz *(a)* et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz *(b)*, dans les cas de la suspension inertielle (en vert), de la suspension active en mode CoHyd (en rouge pointillé) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir).

Les indicateurs de performance en matière de confort vibratoire mettent en évidence une augmentation de la résonance associée au mode de caisse (figure 3.4.a) et de la résonance associée au mode de roue (figure 3.4.b) dans le cas de la suspension inertielle (en vert). Ces résultats sont plus mauvais, non seulement en comparaison à ceux obtenus avec la suspension Crone Sky-Hook Nominale, mais aussi en comparaison aux résultats de la suspension en mode CoHyd ($u_{a2} = 0$).

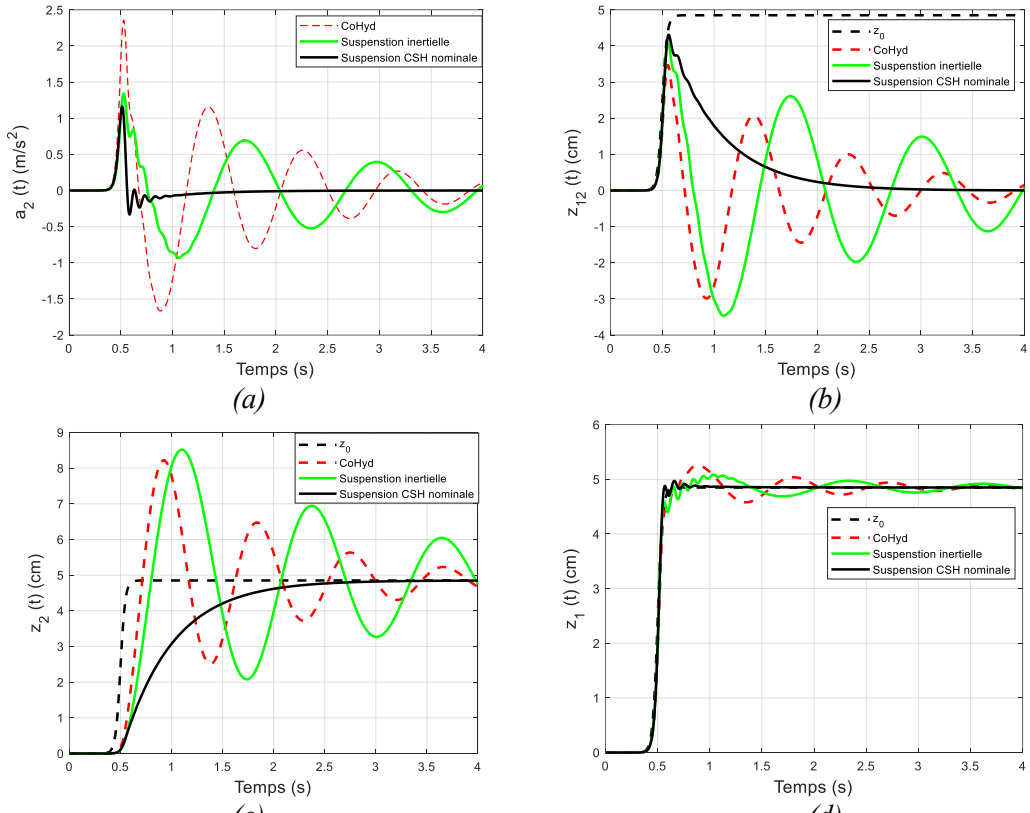
La figure 3.5 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M *(a)*, du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ *(b)*, du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M *(c)* et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m *(d)* lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension inertielle (en vert), de la suspension en mode CoHyd (rouge pointillé) et de la suspension CSH Nominale (en noir).

Ces réponses ne font que confirmer les observations déjà faites dans le domaine fréquentiel, notamment la diminution de la tenue de caisse résultant d'une augmentation du caractère oscillatoire du régime transitoire.



(a) *(b)*

***Figure 3.4** – Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension active en mode CoHyd (en rouge pointillé), de la suspension inertielle (en vert) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir)*



(a) *(b)* *(c)* *(d)*

***Figure 3.5** – Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension inertielle (en vert), de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir)*

L'étude comparative faite à iso-rapidité, met en évidence :

- une instabilité de la boucle de commande dans le cas de la suspension élastique (ν_2=2) ;
- une tenue de caisse dans le cas de la suspension inertielle ($\nu_2 = 0$) plus faible, non seulement que celle obtenue avec la suspension Crone Sky-Hook Nominale ($\nu_2 = 1$), mais aussi plus faible que celle obtenue avec la suspension en mode passif.

3.2.2 – Suspension visco-inertielle $\nu_2 \in]0\,;1]$

Ce paragraphe analyse les performances de la suspension visco-inertielle, c'est-à-dire les performances de la suspension Crone Sky-Hook Généralisée pour $\nu_2 \in]0\,;1]$ toujours à iso-rapidité.

Conformément à l'expression (3.1), la figure 3.6 présente la variation de b_{sh} en fonction de $\nu_2 \in]0\,;1]$ toujours pour ω_u = 25.13 rad/s (iso-rapidité) et λ_0 = 403 Ns^2/m.

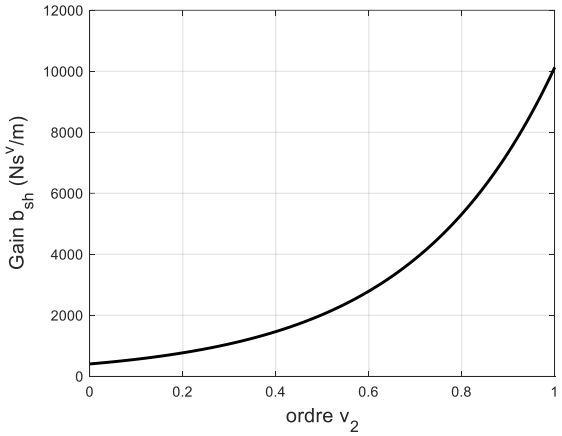
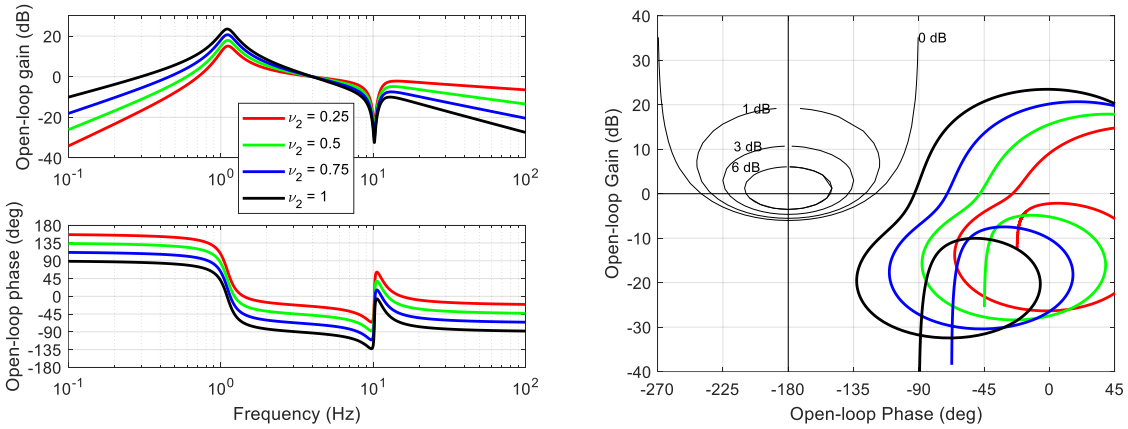


Figure 3.6 – *Variation de b_{sh} en fonction de $\nu_2 \in]0\,;1]$ pour ω_u = 25.13 rad/s (iso-rapidité) et λ_0 = 403 Ns^2/m*

La figure 3.7 présente les diagrammes de Bode *(a)* et les lieux de Black-Nichols *(b)* de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension visco-inertielle pour ν_2 = 0.25 (en rouge), ν_2 = 0.5 (en vert), ν_2 = 0.75 (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, ν_2 = 1). Conformément à l'objectif (iso-rapidité), les diagrammes de gain de $\beta_2(j\omega)$ présentés figure 3.7.a mettent bien en évidence que le dimensionnement des quatre suspensions conduit bien à la même pulsation au gain unité en boucle ouverte, à savoir ω_u = 25.13 rad/s (4 Hz).

Par ailleurs, toujours en observant la figure 3.7.a, on constate l'influence de la valeur de ν_2 sur les comportements aux basses et hautes fréquences, soit :

- aux ***basses fréquences***, un comportement ***dérivateur*** d'ordre $\nu_2 \in]0\,;1]$;
- aux ***hautes fréquences***, un comportement ***intégrateur*** d'ordre $\nu_2 \in]0\,;1]$.



(a) *(b)*

Figure 3.7 – *Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$)*

La figure 3.8 présente les diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ *(a),* $T_2(j\omega)$ *(b)* et $R_2(j\omega)$ *(c)* dans les cas de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$).

A iso-rapidité et comparativement à la suspension Crone Sky-Hook Nominale ($\nu_2 = 1$), trois comportements apparaissent :

- ***aux basses fréquences*** où $\left|\beta_2(j\omega)\right| << 1$, $S_2 \to 1$ (0 dB) et $T_2 \to \beta_2$ (comportement ***dérivateur d'ordre ν_2***) ;

- ***aux moyennes fréquences*** (au voisinage de la fréquence propre de caisse, 1.26 Hz) où $\left|\beta_2(j\omega)\right| >> 1$, $S_2 \to 0$ et $T_2 \to 1$;

- ***aux hautes fréquences*** où $\left|\beta_2(j\omega)\right| << 1$, $S_2 \to 1$ (0 dB) et $T_2 \to \beta_2$ (comportement ***intégrateur d'ordre ν_2***).

En ce qui concerne la fonction de sensibilité $R_2(\omega)$ (figure 3.8.c) aux basses et hautes fréquences où $\left|\beta_2(j\omega)\right| << 1$, elle présente le même comportement que le régulateur $C_2(j\omega)$, à savoir un comportement intégrateur d'ordre ν_2.

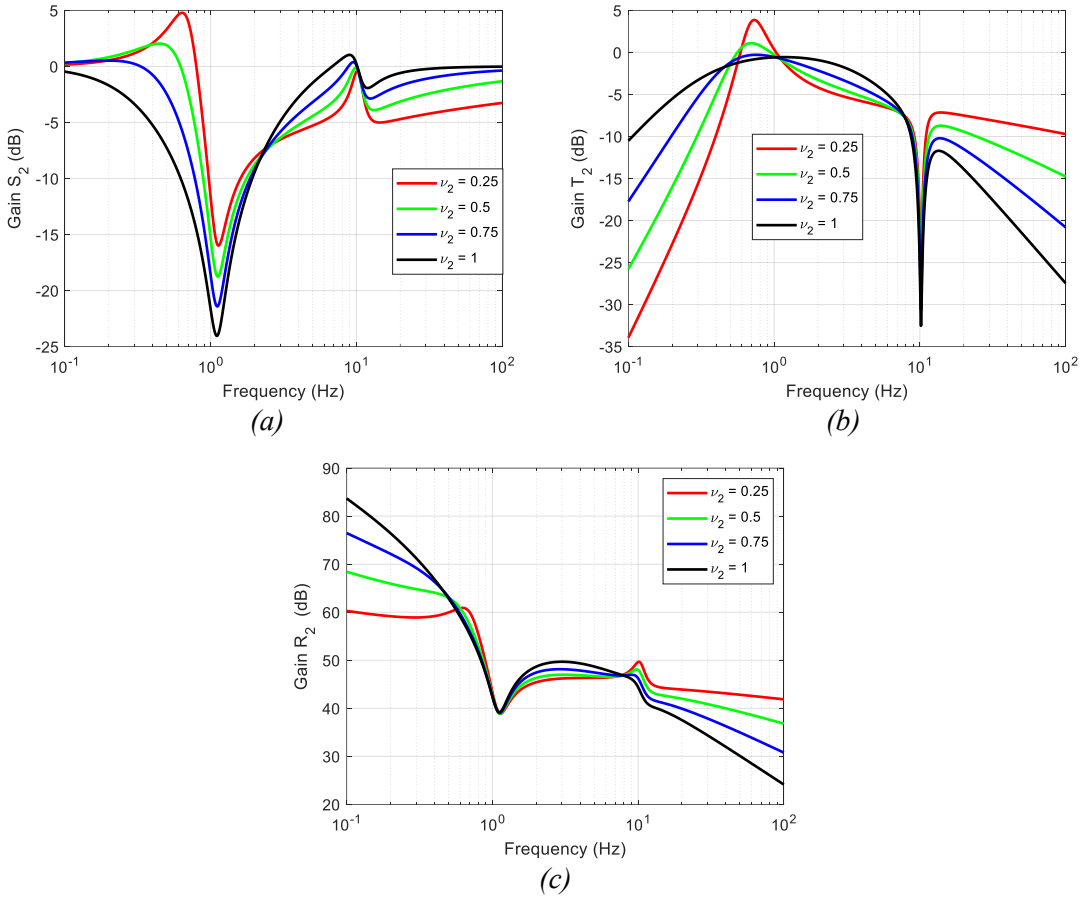


Figure 3.8 *– Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ (a), $T_2(j\omega)$ (b) et $R_2(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$)*

La figure 3.9 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie non bruitée *(a)* et bruitée *(c)*) et de la commande $u_{a2}(t)$ (non bruitée *(b)* et bruitée *(d)*) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé), de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$). Là encore, les tracés se focalisent uniquement sur la montée du ralentisseur sur l'intervalle de temps [1 ; 5] s. A iso-rapidité et pour $\nu_2 \in]0\,;1]$:

- la sensibilité de $a_2(t)$ à la perturbation $d_{a2}(t)$ (en rouge pointillé) diminue quand ν_2 augmente (figure 3.9.a), résultat lié à la fonction S_2 (dualité temps-fréquence) ;
- le signal de commande $u_{a2}(t)$ est faiblement sensible au bruit de mesure $n_2(t)$ (figures 3.9.b et 3.9.d).

La figure 3.10 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz *(a)* et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz *(b)*, dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé, $u_{a2} = 0$), de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension CSHN (en noir, $\nu_2 = 1$).

A iso-rapidité et pour ν_2 variant de 0.25 à 1, les indicateurs de performance en matière de confort vibratoire mettent en évidence une augmentation de l'isolation vibratoire (figure 3.10.a), une diminution de la résonance associée au mode de caisse (figure 3.10.a) et de la résonance associée au mode de roue (figure 3.10.b).

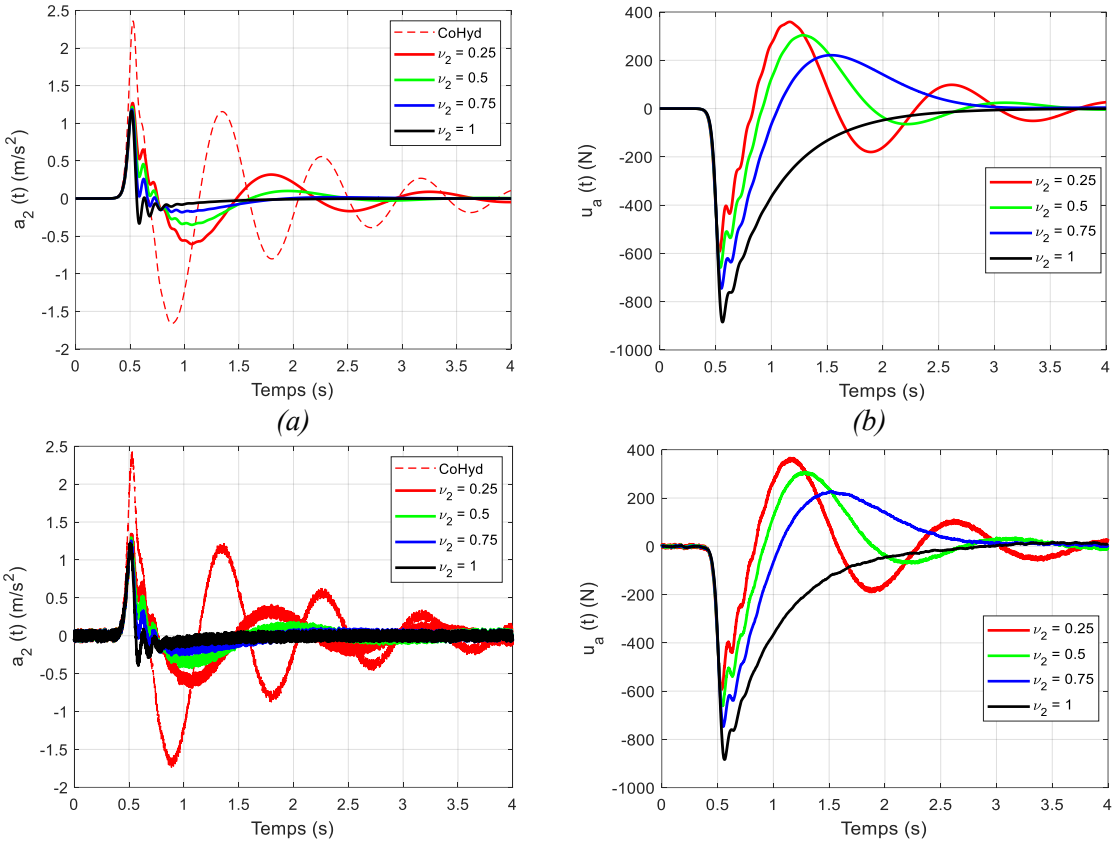
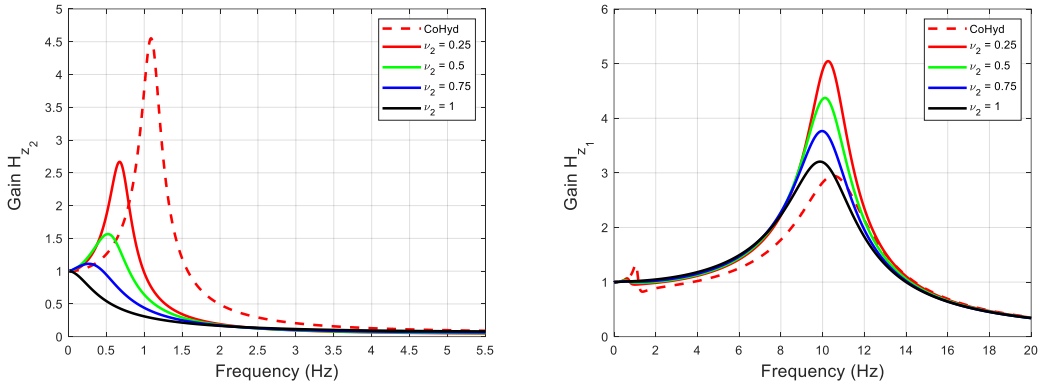


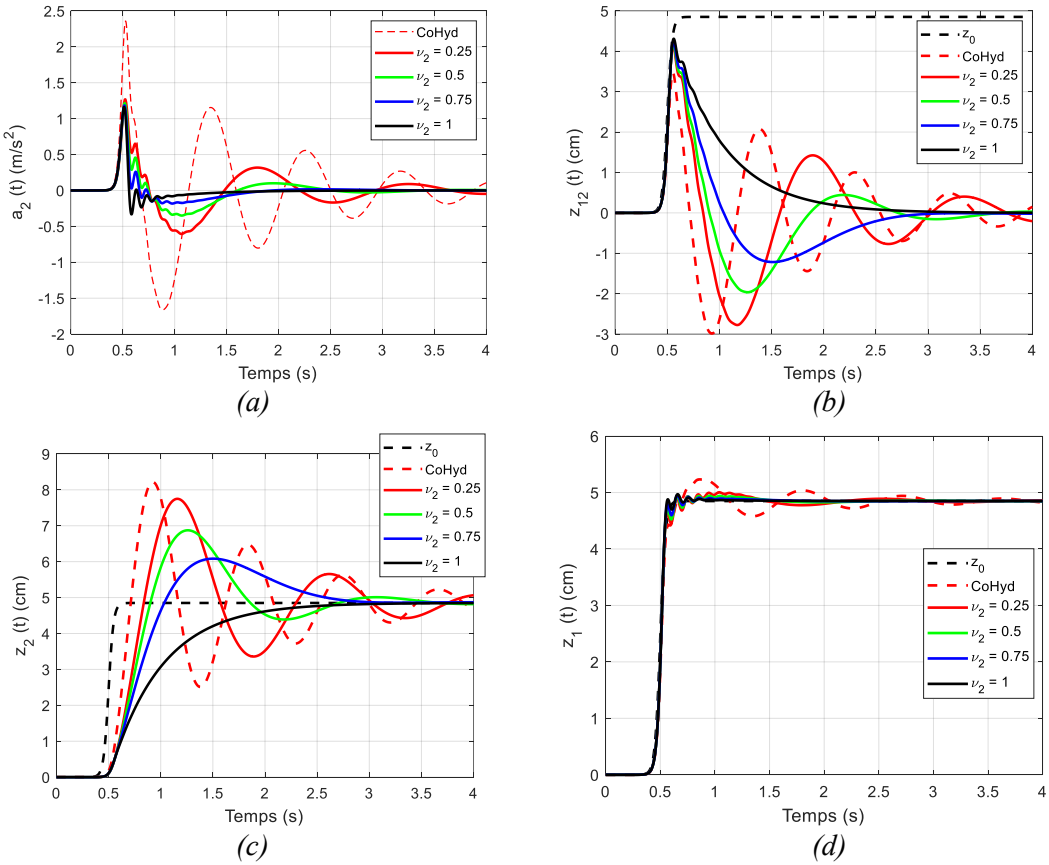
Figure 3.9 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie) non bruitée (a) et bruitée (c), de la commande $u_{a2}(t)$ non bruitée (b) et bruitée (d) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé), de la suspension visco-inertielle pour ν_2 = 0.25 (en rouge), ν_2 = 0.5 (en vert), ν_2 = 0.75 (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, ν_2 = 1)*

La figure 3.11 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue *M (a)*, du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ *(b)*, du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue *M (c)* et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue *m (d)* lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode confort hydractive (en rouge pointillé), de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$). Les réponses temporelles ne font que confirmer les observations déjà faites dans le domaine fréquentiel, notamment l'augmentation de la tenue de caisse (diminution du caractère oscillatoire figure 3.11.c) quand ν_2 augmente de 0.25 à 1. A noter que max[$a_2(t)$] (figure 3.11.a) et max[$z_{12}(t)$] (figure 3.11.b) sont sensiblement constants quelle que soit la valeur de $\nu_2 \in]0\,;1]$.



(a) *(b)*

Figure 3.10 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé), de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$)*



(a) *(b)*

(c) *(d)*

Figure 3.11 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé), de la suspension visco-inertielle pour $\nu_2 = 0.25$ (en rouge), $\nu_2 = 0.5$ (en vert), $\nu_2 = 0.75$ (en bleu) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$)*

L'étude de la suspension visco-inertielle $\left(\nu_2 \in]0\,;1]\right)$, faite à iso-rapidité, met en évidence ; lorsque ν_2 augmente de 0.25 à 1, les conclusions suivantes :

- une diminution de la sensibilité de $a_2(t)$ à la perturbation $d_{a2}(t)$;
- une augmentation de la tenue de caisse.

3.2.3 – Suspension visco-élastique $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[$

Ce paragraphe analyse les performances de la suspension visco-élastique, c'est-à-dire les performances de la suspension Crone Sky-Hook Généralisée pour $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[$ toujours à iso-rapidité.

Conformément à l'expression (3.1), la figure 3.12 présente la variation de b_{sh} en fonction de $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[$ toujours pour ω_u = 25.13 rad/s (iso-rapidité) et λ_0 = 403 Ns^2/m.

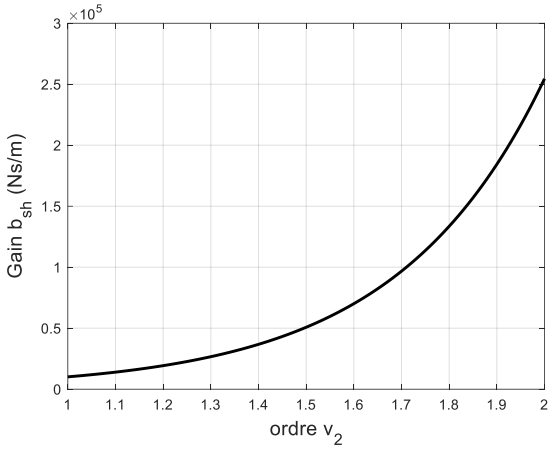


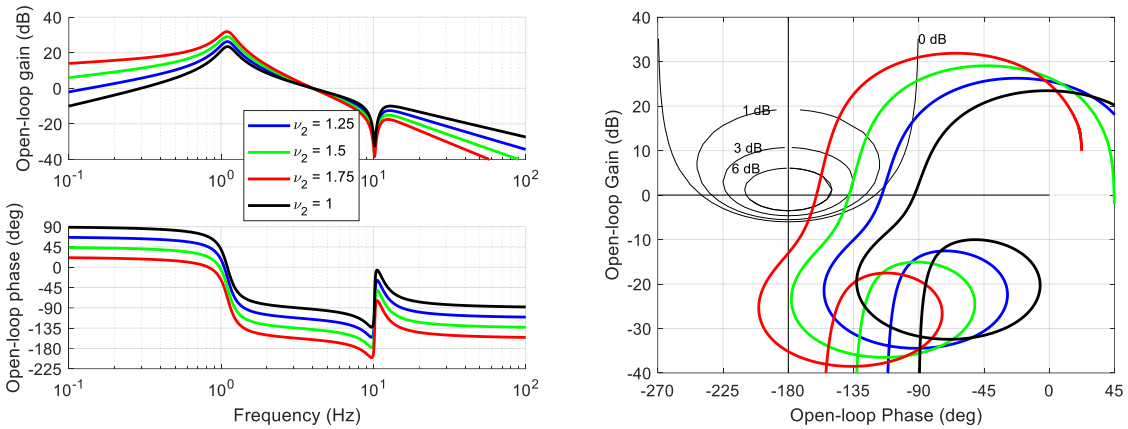
***Figure 3.12** – Variation de b_{sh} en fonction de $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[$ pour ω_u = 25.13 rad/s (iso-rapidité) et λ_0 = 403 Ns^2/m*

La figure 3.13 présente les diagrammes de Bode *(a)* et les lieux de Black-Nichols *(b)* de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension visco-élastique pour ν_2 = 1.25 (en bleu), ν_2 = 1.5 (en vert), ν_2 = 1.75 (en rouge) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, ν_2 = 1).

Conformément à l'objectif (iso-rapidité), les diagrammes de gain de $\beta_2(j\omega)$ présentés figure 3.13.a ont tous la même pulsation au gain unité en boucle ouverte, à savoir ω_u = 25.13 rad/s (4 Hz). Toujours en observant la figure 3.13.a, on constate l'influence de la valeur de ν_2 sur les comportements aux basses et hautes fréquences, soit :

- aux ***basses fréquences***, un comportement ***dérivateur*** d'ordre $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[$;
- aux ***hautes fréquences***, un comportement ***intégrateur*** d'ordre $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[$.

Enfin, le degré de stabilité (en boucle fermée) diminue quand ν_2 augmente de 1 à 1.75 (figure 3.13.b).



(a) *(b)*

Figure 3.13 – *Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$)*

La figure 3.14 présente les diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(\omega)$ *(a)*, $T_2(\omega)$ *(b)* et $R_2(\omega)$ *(c)* dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$).

La figure 3.15 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie : non bruitée *(a)* et bruitée *(c)*) et de la commande $u_{a2}(t)$ (non bruitée *(b)* et bruitée *(d)*) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) et de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé). Les tracés se focalisent uniquement sur la montée du ralentisseur sur l'intervalle de temps [1 ; 4] s.

A iso-rapidité, trois comportements apparaissent :

- ***aux basses fréquences*** où $|\beta_2(j\omega)| << 1$, $S_2 \to 1$ (0 dB) et $T_2 \to \beta_2$ (comportement ***dérivateur*** d'ordre $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[\,$) ;
- ***aux moyennes fréquences*** (au voisinage de la fréquence propre de caisse, 1.26 Hz) où $|\beta_2(j\omega)| >> 1$, min[S_2] diminue, max[S_2] et max[T_2] augmentent quand ν_2 augmente de 1 à 1.75;
- ***aux hautes fréquences*** où $|\beta_2(j\omega)| << 1$, $S_2 \to 1$ (0 dB) et $T_2 \to \beta_2$ (comportement ***intégrateur*** d'ordre $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[\,$).

En ce qui concerne la fonction de sensibilité $R_2(\omega)$ (figure 3.14.c) aux basses et hautes fréquences où $\left|\beta_2(j\omega)\right| << 1$, elle présente le même comportement que le régulateur $C_2(j\omega)$, à savoir un comportement intégrateur d'ordre $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[$.

A iso-rapidité et pour $\nu_2 \in [\,1\,;2\,[$:

- la sensibilité de $a_2(t)$ à la perturbation $d_{a2}(t)$ (en rouge pointillé) augmente quand ν_2 augmente (figure 3.15.a), résultat lié à la fonction S_2 (dualité temps-fréquence) ;
- la sensibilité de $a_2(t)$ au bruit de mesure $n_2(t)$ reste globalement la même quand ν_2 augmente (figure 3.15.c), résultat lié à la fonction T_2 (dualité temps-fréquence) ;
- le signal de commande $u_{a2}(t)$ reste faiblement sensible au bruit de mesure $n_2(t)$, mais $\max[u_{a2}(t)]$ augmente quant ν_2 augmente de 1 à 1.75 (figures 3.15.b et 3.15.d).

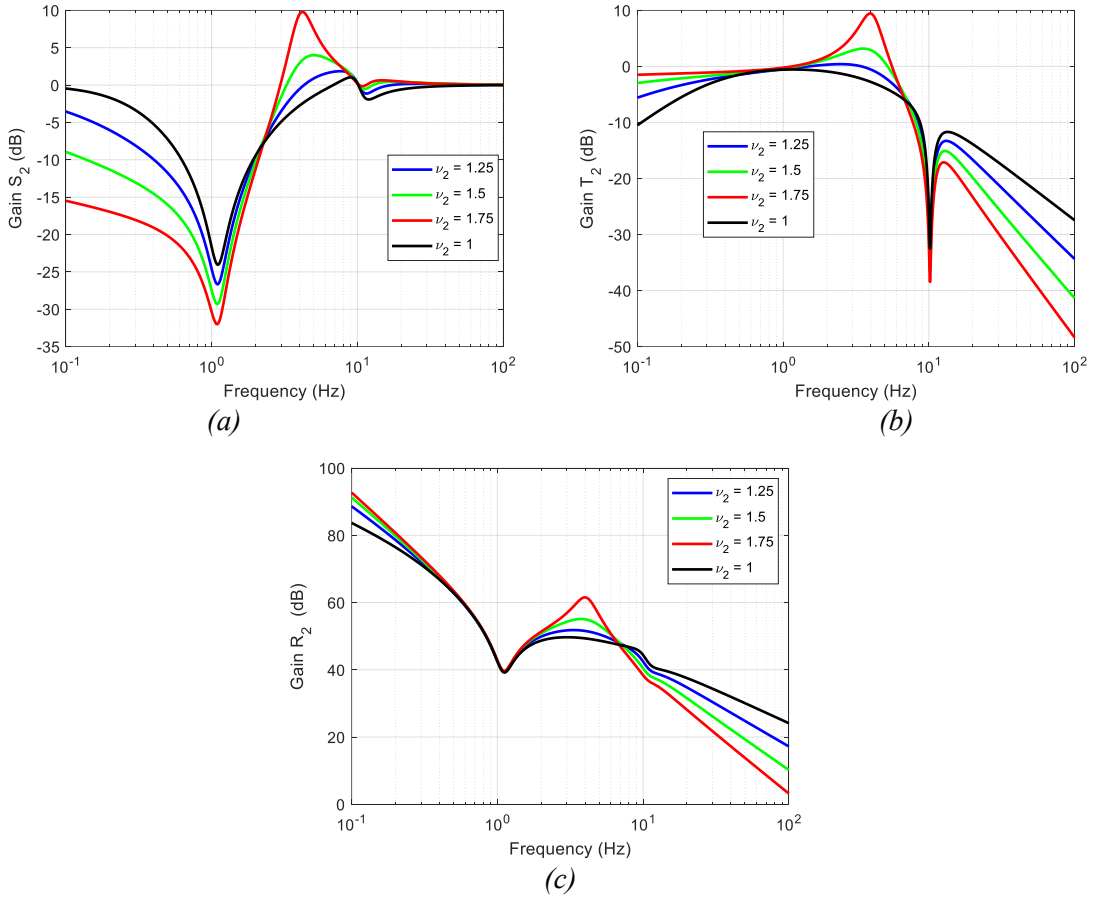


***Figure 3.14** – Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ (a), $T_2(j\omega)$ (b) et $R_2(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge) et de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$)*

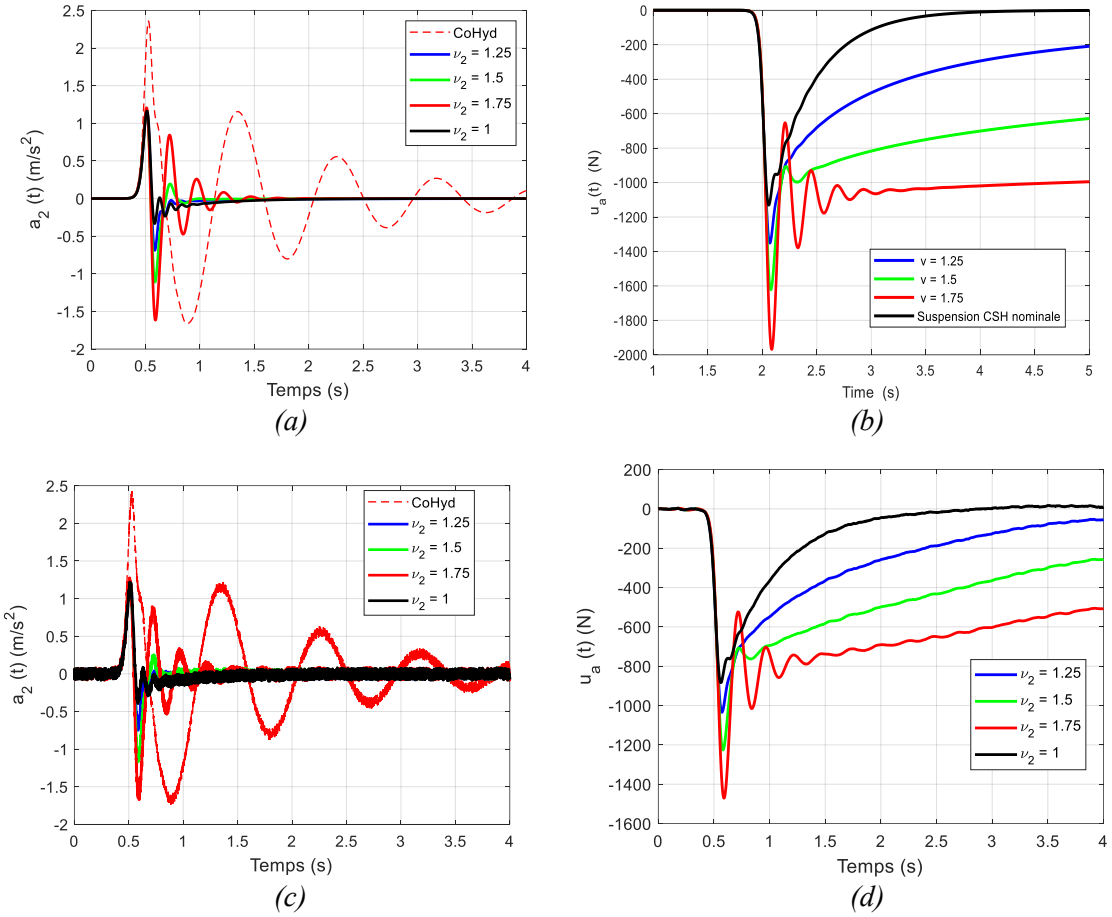
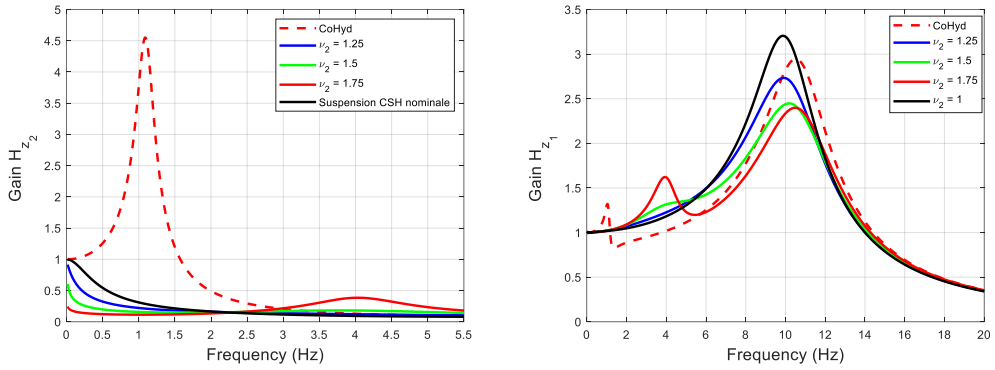


Figure 3.15 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ (sortie) non bruitée (a) et bruitée (c), de la commande $u_{a2}(t)$ non bruitée (b) et bruitée (d) obtenues lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension visco-élastique pour ν_2 = 1.25 (en bleu), ν_2 = 1.5 (en vert), ν_2 = 1.75 (en rouge), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, ν_2 = 1) et de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé)*

La figure 3.16 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz *(a)* et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz *(b)*, dans les cas de la suspension visco-élastique pour ν_2 = 1.25 (en bleu), ν_2 = 1.5 (en vert), ν_2 = 1.75 (en rouge), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, ν_2 = 1) et de la suspension en mode (CoHyd) (en rouge pointillé).

A iso-rapidité et pour ν_2 variant de 1 à 1.75, les indicateurs de performance en matière de confort vibratoire mettent en évidence :

- une augmentation de l'isolation vibratoire pour la plage fréquentielle [0 ; 2.5] Hz (figure 3.16.a) ;
- une diminution de l'isolation vibratoire pour la plage fréquentielle [2.5 ; 5.5] Hz, notamment avec une augmentation du gain au voisinage de la fréquence ω_u (4 Hz) (figure 3.16.a),
- une diminution de la résonance associée au mode de roue (figure 3.16.b).



(a) *(b)*

***Figure 3.16** – Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) et de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé)*

La figure 3.17 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M *(a)*, du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ *(b)*, du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M *(c)* et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m *(d)* lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) et de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé).

La figure 3.17.a met en évidence que le premier pic de $a_2(t)$ (positive en phase de montée = 0.12g) est insensible à la variation de ν_2 entre 1 et 1.75. En revanche, le deuxième pic (négatif) est sensible à l'ordre ν_2 avec une valeur absolue qui devient supérieure à celle du premier pic à partir de $\nu_2 > 1.5$.

Par ailleurs, en assimilant la montée du ralentisseur (figure 3.17.c) à un saut échelon d'amplitude h ($Z_0(s) = h/s$), l'application à $z_2(t)$ du théorème de la valeur finale, soit :

$$\lim_{t\to\infty} z_2(t) = \lim_{s\to 0} s\, Z_2(s) = \lim_{s\to 0} s\, H_{z2}(s)\, Z_0(s) = \lim_{s\to 0} s\, H_{z2}(s)\, \frac{h}{s}, \tag{3.8}$$

où encore, sachant que $\lim_{s\to 0} H_{z2}(s) = 1$ avec $H_{z2}(s) = Z_2(s)/Z_0(s)$,

$$\lim_{t\to\infty} z_2(t) = h, \tag{3.9}$$

montre que la valeur finale de $z_2(t)$ est égale à la hauteur h du ralentisseur, valeur finale indépendante de l'ordre ν_2. Cependant, la durée D_{fin} nécessaire pour atteindre la valeur finale h augmente quand ν_2 augmente de 1 à 1.75. Ainsi, pour des ralentisseurs dont la durée de franchissement $D_{fr} = L/V_x$ est petite devant la durée D_{fin}, la valeur finale h n'est jamais atteinte. $z_2(t)$ est donc d'autant moins sensible à $z_0(t)$ que l'ordre ν_2 est proche de 2 par valeur inférieure et que l'obstacle est court ($D_{fr} << D_{fin}$).

Enfin, la figure 3.17.d illustre la très faible sensibilité de la tenue de roue à la variation de ν_2 entre 1 et 1.75.

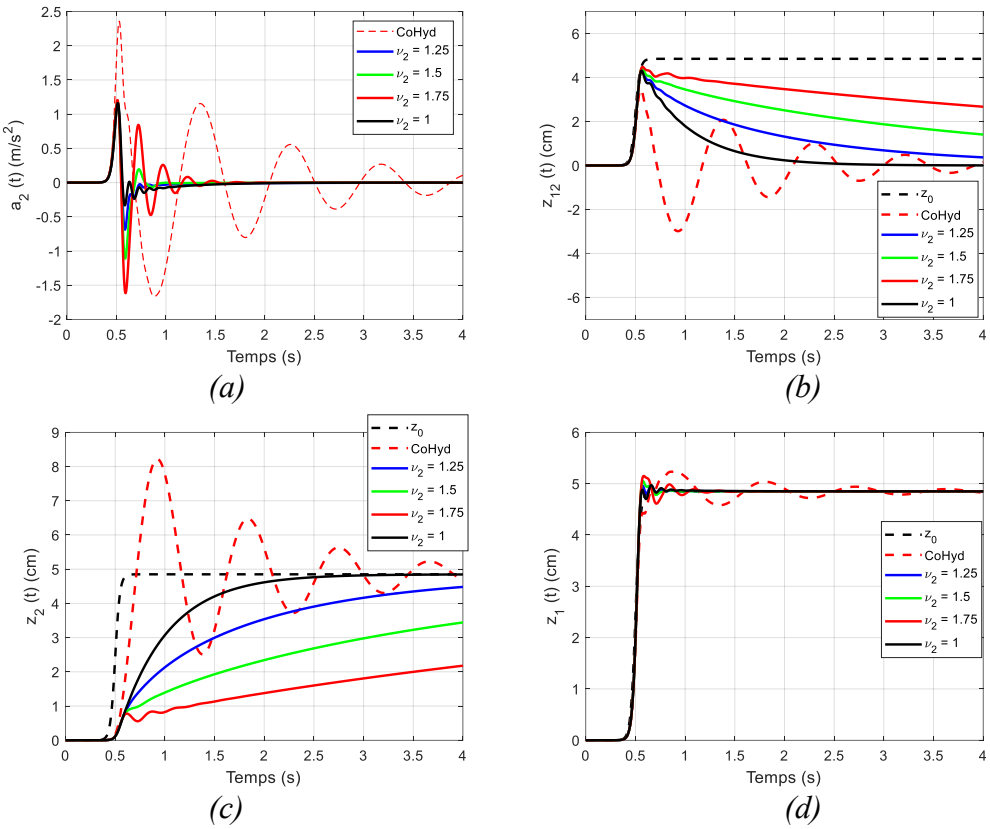


Figure 3.17 – *Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans les cas de la suspension visco-élastique pour $\nu_2 = 1.25$ (en bleu), $\nu_2 = 1.5$ (en vert), $\nu_2 = 1.75$ (en rouge), de la suspension Crone Sky-Hook Nominale (en noir, $\nu_2 = 1$) et de la suspension en mode CoHyd (en rouge pointillé)*

En résumé, à iso-rapidité, quand ν augmente de 1 à 1.75 :

- le degré de stabilité de la boucle de commande diminue ;
- aux ***basses fréquences*** (pour $\omega < \omega_{n2}$) :
  - la fonction S_2 (sensibilité de l'accélération a_2 à la perturbation d_a) diminue ;
  - la fonction T_2 (sensibilité de l'accélération a_2 au bruit de mesure n) augmente systématiquement en raison du caractère complémentaire entre T_2 et S_2 ($T_2 + S_2 = 1$) ;
- aux ***moyennes fréquences*** (pour $\omega_{n2} < \omega < \omega_{n1}$) au voisinage de ω_u, max[S_2] et max[T_2] augmentent (résonance) en lien direct avec la diminution du degré de stabilité ;
- aux ***hautes fréquences*** (pour $\omega_{n1} < \omega$) :
  - la fonction S_2 tend vers 1 ;
  - la fonction T_2 tend vers 0.

3.3 – Crone Sky-Hook 1G

3.3.1 – Définition de la structure du régulateur Crone Sky-Hook 1G

Les travaux présentés dans ce paragraphe sont motivés par la recherche à la fois de la robustesse du degré de stabilité de la boucle de commande vis-à-vis des incertitudes paramétriques, notamment celles de la masse suspendue, et par la nécessité d'obtenir un comportement intégrateur d'ordre différent aux basses, moyennes et hautes fréquences (Farah et al , 2024.a) (Farah et al, 2024.b). En effet, avec la stratégie Crone Sky-Hook Généralisée, le transfert $C_2(s)$ se résume à un intégrateur d'ordre ν_2 sur tout l'espace des fréquences. Pour répondre à l'objectif ainsi précisé, la structure de la fonction de transfert $C_2(s)$ du régulateur proposé dans cette étude est fondée sur celle du régulateur de la commande CRONE de 1ère génération (Oustaloup, 2014). C'est la raison pour laquelle cette nouvelle architecture est appelée suspension Crone Sky-Hook 1G (CSH1G).

La structure générique de $C_2(s)$ retenue pour atteindre l'objectif est définie par :

$$C_2(s) = C_0 \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_l}}{\frac{s}{\omega_l}} \right)^{\nu_l} \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_h}}{1+\frac{s}{\omega_l}} \right)^{\nu_2} \frac{1}{\left(1+\frac{s}{\omega_h}\right)^{\nu_h}}, \tag{3.10}$$

où C_0 est une constante positive, ω_l et ω_h des fréquences transitionnelles basse et haute, ν_l, ν_2 et ν_h les ordres d'intégration aux basses, moyennes et hautes fréquences, soit 6 paramètres de synthèse de haut niveau. Plus précisément :

- l'ordre ν_l est entier et caractérise le comportement intégrateur aux basses fréquences. Une étude préliminaire (Farah et al, 2024.b) considérant successivement ν_l égal à 0 (comportement inertiel), à 1 (comportement visqueux) et à 2 (comportement élastique) a montré l'intérêt de retenir $\nu_l = 2$;
- l'ordre ν_2 est non entier et caractérise le comportement intégrateur aux moyennes fréquences, $\nu_2 \in]0\,;2[$ (comportement visco-inertiel pour $\nu_2 \in]0\,;1[$ ou visco-élastique pour $\nu_2 \in]1\,;2[$) ;
- l'ordre ν_h est entier et caractérise le comportement intégrateur aux hautes fréquences. Là encore, une étude préliminaire considérant successivement ν_h égal à 0 (comportement inertiel), à 1 (comportement visqueux) ou à 2 (comportement élastique) a montré l'intérêt de retenir $\nu_h = 0$.

A ce stade, dans la mesure où $\nu_l = 2$ et $\nu_h = 0$, il reste quatre paramètres de synthèse de haut niveau (ω_l, ω_h, ν_2 et C_0) à déterminer.

3.3.2 – Données pour la synthèse

Les données nécessaires pour la détermination des quatre paramètres de synthèse de haut niveau sont :

- les spécifications du cahier des charges concernant les performances de la boucle de régulation ;
- les différents modèles du procédé, du bruit de mesure et du profil routier (perturbations).

Un travail préliminaire (Farah et al, 2024.b) de traduction des spécifications temporelles du cahier des charges en spécifications fréquentielles pour la synthèse du régulateur a permis de choisir en matière de :

- ***rapidité***, une pulsation nominale au gain unité en boucle ouverte $\omega_{u_{nom}}$;
- ***degré de stabilité***, un facteur de résonance $Q_T < Q_{Tmax}$;
- ***précision en régime permanent***, une erreur statique nulle ;
- ***risque de saturation***, $\forall\, t \geq 0,\ \ \left| u_a(t) \right| < U_{max}$;
- ***sensibilité de la commande au bruit de mesure*** : celle-ci ne doit pas dépasser 10%, ce qui signifie que l'on tolère la part du signal de commande $u_a(t)$ induit par le bruit $n_2(t)$ du capteur de sortie égale au plus à 1/10 de la pleine échelle de $u(t)$, soit 10% U_{max}.

Dans le cas de la Peugeot E208, ω_{unom}=25.13 rad/s (4 Hz), Q_{Tmax} = 1.41 (3 dB) et U_{max} = 4000 N.

3.3.3 – Modèles pour la synthèse

Le modèle du procédé utilisé pour la synthèse fréquentielle du régulateur (figure 2.10) est défini par la fonction de transfert $G_2(s)$ (expression (2.26)). Dans la mesure où $k_2 << k_1$ et $b_1 << b_{20}$, $G_2(s)$ peut se réécrire sous la forme :

$$G_2(s) \approx \frac{s^2}{\left(M\, s^2 + b_{20}\, s + k_2\right)} \left(\frac{m\, s^2 + b_1\, s + k_1}{m\, s^2 + b_{20}\, s + k_1} \right), \tag{3.11}$$

ou encore, après mise sous forme canonique,

$$G_2(s) \approx \frac{1}{M}\ \frac{\left(\dfrac{s}{\omega_{n_2}}\right)^2}{\left(1 + \dfrac{2\,\zeta_2}{\omega_{n_2}} s + \left(\dfrac{s}{\omega_{n_2}}\right)^2\right)} \left(\frac{1 + \dfrac{2\,\zeta_1'}{\omega_{n_1}} s + \left(\dfrac{s}{\omega_{n_1}}\right)^2}{1 + \dfrac{2\,\zeta_1}{\omega_{n_1}} s + \left(\dfrac{s}{\omega_{n_1}}\right)^2} \right), \tag{3.12}$$

avec
$$\begin{cases} \omega_{n_1} = \sqrt{\dfrac{k_1}{m}}, \quad \zeta_1 = \dfrac{b_{20}}{2\sqrt{k_1\, m}}, \quad \zeta_1' = \dfrac{b_1}{2\sqrt{k_1\, m}} \\ \omega_{n_2} = \sqrt{\dfrac{k_2}{M}}, \quad \zeta_2 = \dfrac{b_{20}}{2\sqrt{k_2\, M}} \end{cases}, \tag{3.13}$$

dont les valeurs numériques dans le cas de la Peugeot E208 sont :

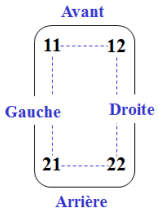
$$\begin{cases} \omega_{n_1} = 64 \text{ rad/s}, \quad \zeta_1 = 0.1492, \quad \zeta_1' = 0.0098 \\ \omega_{n_2} = 7.32 \text{ rad/s}, \quad \zeta_2 = 0.1374 \end{cases}. \tag{3.14}$$

Pour rappel, le découplage dynamique entre le mode associé à la masse suspendue (le plus lent : ω_{n2}) et celui associé à la masse non suspendue (le plus rapide : ω_{n1}) est caractéristique des véhicules de tourisme.

Par ailleurs, le principal paramètre considéré comme incertain dans l'approche robuste est la masse suspendue $M \in \left[\underline{M}\,;\overline{M}\right]$. Cette incertitude est liée aux variations de la masse M entre à vide et pleine charge.

La figure 3.18 présente le repérage des quatre coins ij du véhicule (avant $i = 1$; arrière $i = 2$; gauche $j = 1$; droite $j = 2$), ainsi qu'un tableau qui donne les valeurs de la masse suspendue M de chacun des quatre quarts d'une Peugeot E208 à vide, avec 2 personnes (2P) et avec 4 personnes (4P).

L'objectif de l'approche robuste est de synthétiser un seul régulateur pour les quatre suspensions quelle que soit la masse $M \in \left[\underline{M}\,;\overline{M}\right]$. Ainsi la valeur nominale de M, M_{nom}, est celle de la masse suspendue du quart de véhicule avant droit (12) à vide ($M_{nom} = 379.25$ kg), la valeur minimale de M, $M_{min} = \underline{M}$, est celle du quart de véhicule arrière gauche (21) à vide ($\underline{M}$ = 276.25 kg) et la valeur maximale de M, $M_{max} = \overline{M}$, est celle du quart de véhicule avant droit (11) avec une Masse Totale Autorisée en Charge (MTAC) ($\overline{M}$ = 447.75 kg).



Masse [kg]	M_s			
	11	12	21	22
0P : à vide	379,25	379,25	276,25	276,25
2P : 2 Personnes	414,25	414,25	318,25	318,25
4P : 4 Personnes	428,25	428,25	381,25	381,25
5P : 5 Personnes	435,25	435,25	412,75	412,75
MTAC	447,75	447,75	435,25	435,25

Figure 3.18 – *Repérage des quatre coins du véhicule et valeurs de la masse M en fonction des 5 chargements associés à chaque quart du véhicule*

La figure 3.19 présente les diagrammes de Bode de $G_2(j\omega)$ pour $M = M_{nom} = 379.25$ kg (en bleu), $M = \underline{M} = 276.25$ kg (en vert) et $M = \overline{M} = 447.75$ kg (en rouge).

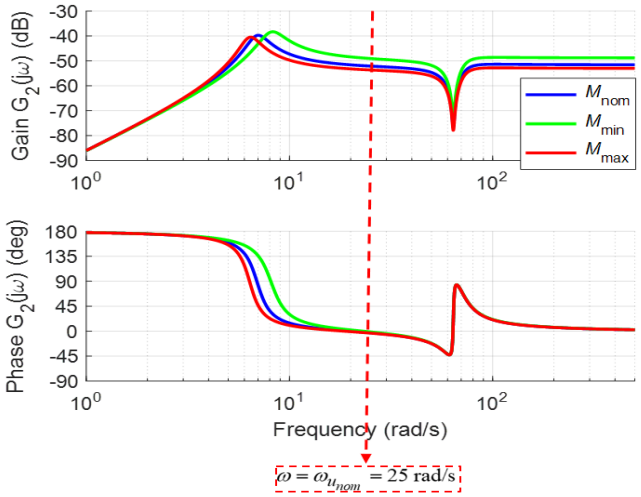


Figure 3.19 – *Diagrammes de Bode de $G(j\omega)$ pour : $M = M_{nom} = 379.25$ kg (en bleu), $M = \underline{M} = 276.25$ kg (en vert) et $M = \overline{M} = 447.75$ kg (en rouge)*

Pour $M = M_{nom} = 379.25$ kg à $\omega = \omega_{u_{nom}} = 25.13$ rad/s (figure 3.19), et dans la mesure où $\omega_{n_2} < \omega_{u_{nom}} < \omega_{n_1}$, la réponse fréquentielle $G_2(j\omega)$ se réduit à :

$$\begin{cases} \left| G_2\left(j\omega_{u_{nom}}, M_{nom}\right)\right| \approx \dfrac{1}{M_{nom}} \\ \arg G_2\left(j\omega_{u_{nom}}, M_{nom}\right) \approx 0 \end{cases} . \tag{3.15}$$

Ainsi au voisinage de ω_{unom}, les incertitudes de M se traduisent essentiellement par des variations de gain ΔG_2 de la réponse fréquentielle $G_2(j\omega)$ du modèle de synthèse, soit :

$$\Delta G_2 = \frac{\left| G_2\left(j\omega_{u_{nom}}, \underline{M}\right)\right|}{\left| G_2\left(j\omega_{u_{nom}}, \overline{M}\right)\right|} \approx \overline{M}/\underline{M} . \tag{3.16}$$

Compte tenu des valeurs numériques de M dans le cas de la Peugeot E208, on obtient :

$$\Delta G_2 = \frac{447.75}{276.25} = 1.62 . \tag{3.17}$$

Remarque

Il est important de remarquer, dans la mesure où au voisinage de ω_{unom} la réponse fréquentielle $G_2(j\omega)$ du modèle de synthèse est un réel pur (équation (3.15)), que l'ordre non entier n de la réponse fréquentielle $\beta_2(j\omega)$ de la boucle ouverte toujours au voisinage de ω_{unom}

est fixé par l'ordre non entier ν_2 de la réponse fréquentielle du transfert $C_2(s)$ du régulateur (expression (3.10)), soit $n = \nu_2$.

3.3.4 – Définition du gabarit vertical de la commande CRONE

La figure 3.20 présente le lieu de Black-Nichols de $\beta_2(j\omega)$ qui définit les commandes CRONE de première et deuxième génération (Oustaloup, 2014). Q_T représente la valeur du contour d'amplitude tangenté par $\beta_2(j\omega)$ et M_ϕ la marge de phase. Le gabarit vertical est le segment de droite du lieu de Black-Nichols de $\beta_2(j\omega)$ qui apparait sur l'intervalle fréquentiel $[\omega_A ; \omega_B]$.

Dans le cas de la suspension CRONE Sky-Hook 1G, ce gabarit vertical est caractérisé par un comportement intégrateur d'ordre $n = \nu_2$ non entier.

Dans ce contexte ainsi défini, si les incertitudes paramétriques du procédé se traduisent par des variations de gain en boucle ouverte, alors (dans le plan de Black-Nichols) le gabarit vertical translate verticalement sur lui-même en tangentant toujours le même contour d'amplitude Q_T avec toujours la même marge de phase M_ϕ. Un tel comportement garantit la ***robustesse du degré de stabilité*** de la commande CRONE vis-à-vis des incertitudes paramétriques (Oustaloup, 2014).

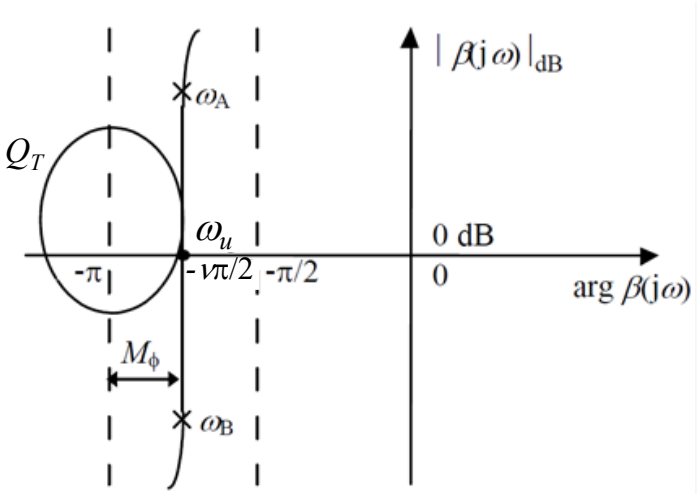


Figure 3.20 – *Lieu de Black-Nichols de $\beta(j\omega)$ qui définit les commandes CRONE de première et deuxième génération*

La figure 3.21 présente les diagrammes asymptotiques de Bode de $\beta_2(j\omega)$ associés aux commandes CRONE de première et deuxième génération (Oustaloup, 2014).

Ainsi, sur l'intervalle fréquentiel $[\omega_A ; \omega_B]$, les diagrammes asymptotiques de Bode de $\beta_2(j\omega)$ sont caractérisés par :

- une droite de pente $-\nu_2$ 20 dB/dec, pour le gain ;
- une droite horizontale à $-\nu_2\,\pi/2$, pour la phase.

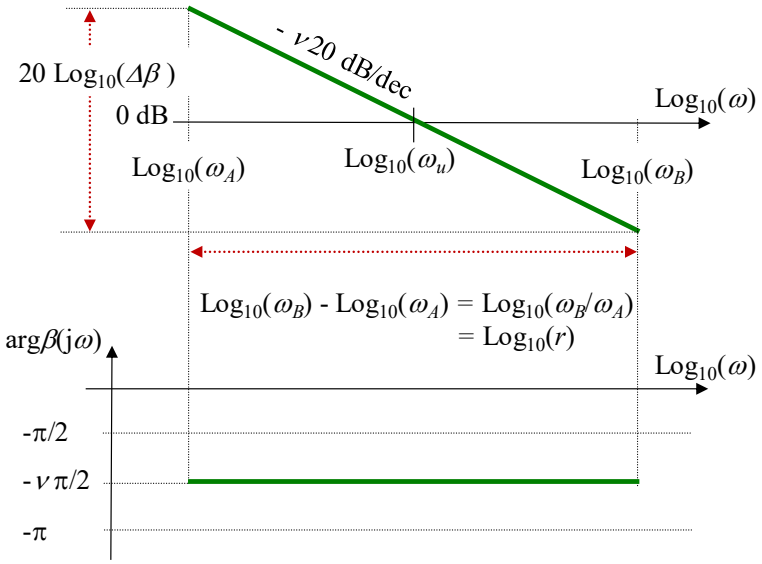


Figure 3.21 – *Diagrammes asymptotiques de Bode de $\beta_2(j\omega)$ associés aux commandes CRONE de première et deuxième génération au voisinage de ω_u*

En considérant une répartition symétrique en échelle logarithmique de ω_A et ω_B autour de $\omega_u = \omega_{u_{nom}}$, soit $\sqrt{\omega_B\ \omega_A} = \omega_u$, et en posant $\frac{\omega_B}{\omega_A} = r > 1$, on obtient :

$$\begin{cases} \omega_A = \omega_u / \sqrt{r} \\ \\ \omega_B = \omega_u \sqrt{r} \end{cases} . \tag{3.18}$$

Pour établir l'expression entre la variation de gain $\Delta\beta_2$ en boucle ouverte, le rapport r et l'ordre ν_2, il faut écrire en échelle dB/$\log_{10}$ l'expression de la pente du diagramme de gain de $\beta_2(j\omega)$ sur l'intervalle $[\omega_A\ ;\ \omega_B]$ (figure 3.21), soit :

$$-\nu_2\ 20\ \text{dB/dec} = -\frac{20\log_{10}(\Delta\beta_2)}{\log_{10}(\omega_B) - \log_{10}(\omega_A)} . \tag{3.19}$$

Finalement, après quelques lignes de développement, sachant que $\log_{10}(\omega_B) - \log_{10}(\omega_A) = \log_{10}(\omega_B/\omega_A)$ et que $\omega_B/\omega_A = r$, on trouve :

$$r = \Delta\beta_2^{\,1/\nu_2} . \tag{3.20}$$

La méthode proposée permet de dimensionner de manière optimale la longueur du gabarit vis-à-vis des variations de gain dues aux variations de la masse M.

Pour rappel, la réponse fréquentielle $C_2(j\omega)$ du régulateur ne dépend pas des variations de la masse M.

Ainsi, au voisinage de ω_{unom} = 25.13 rad/s, les variations de gain $\Delta\beta_2$ de la boucle ouverte dues aux variations de la masse M sont égales aux variations de gain ΔG_2 de la réponse fréquentielle de $G_2(j\omega)$, soit :

$$\Delta\beta_2 = \Delta\left|G_2\left(j\omega_{u_{nom}}\right)\right| \approx \overline{M}/\underline{M} \,. \tag{3.21}$$

De plus, les variations de gain $\Delta\beta_2$ de la boucle ouverte dues aux variations de la masse M entraînent des variations de ω_u. En effet, la valeur minimale de ω_u est fonction de la valeur maximale de M et la valeur maximale de ω_u est fonction de la valeur minimale de M, soit :

$$\omega_u \in \left[\underline{\omega_u\left(\overline{M}\right)} \,;\, \overline{\omega_u\left(\underline{M}\right)}\right] \quad . \tag{3.22}$$

Pour la suite, on impose :

$$\begin{cases} \omega_A \leq \underline{\omega_u\left(\overline{M}\right)} \\ \\ \omega_B \geq \overline{\omega_u\left(\underline{M}\right)} \end{cases} \quad , \quad \text{d'où} \qquad r \geq \overline{\omega_u\left(\underline{M}\right)} \Big/ \underline{\omega_u\left(\overline{M}\right)} \,. \tag{3.23}$$

Enfin, sachant que :

$$\begin{cases} r = \Delta\beta_2{}^{1/\nu_2} \\ \Delta\beta_2 \approx \overline{M}/\underline{M} \end{cases}, \tag{3.24}$$

on en déduit la contrainte :

$$r \geq \left(\overline{M}/\underline{M}\right)^{1/\nu_2} \,. \tag{3.25}$$

De plus, sur l'intervalle fréquentiel d'appartenance de ω_u, soit [ω_A ; ω_B], la phase du modèle de synthèse $G_2(j\omega)$ présente une variation de pente négative en fonction du $\log_{10}(j\omega)$ (figure 3.19).

C'est la raison pour laquelle, afin d'obtenir une phase de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(j\omega)$ constante au voisinage de ω_u, il faut que la variation de phase caractérisée par une pente logarithmique p_{G2} négative du modèle de synthèse $G_2(j\omega)$, dont l'expression est donnée par :

$$p_{G_2} = \frac{\arg G_2\left(j\omega_B\right) - \arg G_2\left(j\omega_A\right)}{\log_{10}\left(\omega_B\right) - \log_{10}\left(\omega_A\right)}, \tag{3.26}$$

soit compensée par la même variation de phase du régulateur mais caractérisée par une pente logarithmique p_{C2} positive, dont l'expression est donnée par :

$$p_{C_2} = \frac{\arg C_2\left(\mathrm{j}\omega_B\right) - \arg C_2\left(\mathrm{j}\omega_A\right)}{\log_{10}\left(\omega_B\right) - \log_{10}\left(\omega_A\right)}, \tag{3.27}$$

soit au final :

$$p_{C_2} = -p_{G_2}\,. \tag{3.28}$$

En posant :

$$\begin{cases} \Delta\arg C_2 = \arg C_2\left(\mathrm{j}\omega_B\right) - \arg C_2\left(\mathrm{j}\omega_A\right) \\ \\ \Delta\arg G_2 = \arg G_2\left(\mathrm{j}\omega_B\right) - \arg G_2\left(\mathrm{j}\omega_A\right) \end{cases}, \tag{3.29}$$

l'expression (3.28) se réécrit après simplification (même dénominateur pour p_{C2} et p_{G2}) sous la forme :

$$\Delta\arg C_2 = -\Delta\arg G_2\,. \tag{3.30}$$

Avec $\nu_h = 0$ (voir paragraphe 3.4.1), l'expression de $\Delta\arg C_2$ est donnée par :

$$\Delta\arg C_2 = \nu_l\left(\operatorname{atan}\left(\left(\frac{\sqrt{a}}{1+a}\right)\left(\frac{r-1}{\sqrt{r}}\right)\right)\right), \tag{3.31}$$

où $a = \omega_h/\omega_l > 1$ et, pour rappel, $r = \omega_B/\omega_A > 1$.

Compte tenu de l'expression (3.31) de $\Delta\arg C_2$, l'égalité (3.28) conduit à une équation de la forme :

$$f\left(a\right) = \lambda_a\,, \tag{3.32}$$

avec

$$f\left(a\right) = \left(\frac{\sqrt{a}}{1+a}\right) \tag{3.33}$$

et

$$\lambda_a = \left(\frac{\sqrt{r}}{r-1}\right)\tan\left(-\frac{\Delta\arg G_2}{\nu_l}\right). \tag{3.34}$$

Ainsi, à partir de la connaissance de r, ν_l et $\Delta\arg G_2$, la résolution de l'égalité (3.32) permet de déterminer le paramètre $a = \omega_h/\omega_l$.

Ensuite, en considérant une répartition symétrique en échelle logarithmique de ω_l et ω_h autour de $\omega_u = \omega_{u_{nom}}$, soit $\sqrt{\omega_l\ \omega_h} = \omega_u$, on obtient :

$$\begin{cases} \omega_l = \omega_u \,/\, \sqrt{a} \\ \\ \omega_h = \omega_u\ \sqrt{a} \end{cases}. \tag{3.35}$$

3.3.5 – Méthode pour la détermination des paramètres de synthèse de haut niveau

A ce stade, l'objectif de cette méthode, qui comporte cinq étapes, consiste à déterminer les quatre paramètres de synthèse de haut niveau, à savoir ν_2, ω_l, ω_h et C_0.

Etape 1 – Calcul de l'ordre ν_2

La détermination de l'ordre fractionnaire ν_2 est faite à partir de la spécification du cahier des charges concernant le ***degré de stabilité*** de la boucle de commande, à savoir $Q_{T2} < Q_{Tmax} = 1.41$ (3 dB).

Dans le cas particulier de la suspension Crone Sky-Hook 1G de la Peugeot E208, une étude préliminaire a permis d'analyser numériquement le lien entre l'ordre ν_2 et le facteur de résonance Q_{T2} de la fonction de sensibilité complémentaire T_2 défini par :

$$Q_{T_2} = \frac{sup\left|T_2(j\omega)\right|}{\left|T_2(j0)\right|} \ . \tag{3.36}$$

L'équation $Q_{T2} = f(\nu_2)$ obtenue a pour expression :

$$Q_{T_2}(\nu_2) = a_2\,\nu_2^2 + a_1\,\nu_2 + a_0 \ , \tag{3.37}$$

avec dans le cas de la Peugeot E208 $a_2 = 2.19$, $a_1 = -5.60$ et $a_0 = 4.97$.

La figure 3.22 présente la variation de Q_{T2} en fonction de l'ordre ν_2 dans ce cas.

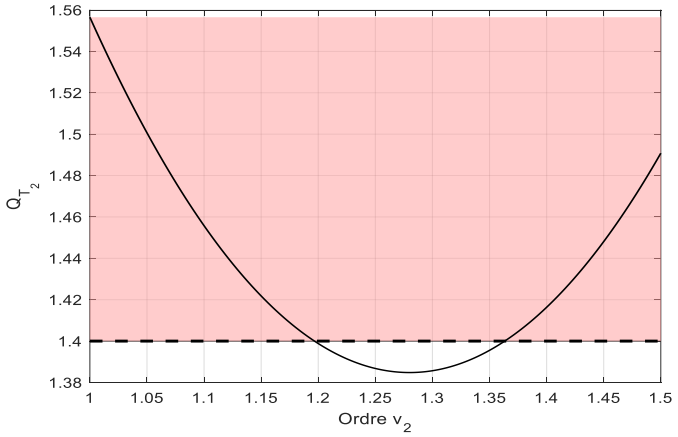


Figure 3.22 – *Variation de Q_{T2} en fonction de l'ordre ν_2 dans le cas de la Peugeot E208*

Ainsi, en matière de ***degré de stabilité*** et en raison de la forme parabolique de la courbe $Q_{T2} = f(\nu_2)$ (figure 3.22), imposer $Q_{T2} < Q_{Tmax}$ revient à imposer un choix de l'ordre ν_2 dans l'intervalle $]\nu_{2min}\ ;\ \nu_{2max}[$.

Dans le cas de la Peugeot E208 avec $Q_{Tmax} = 1.41$, l'ordre ν_2 doit être choisi dans l'intervalle]1.13 ; 1.36[.

Etape 2 – Calcul de ω_A et ω_B

Cette étape détermine la longueur optimale du gabarit vertical définie par ω_A et ω_B vis-à-vis des variations de la masse M, soit :

$$\begin{cases} \omega_A = \omega_{u_{nom}} / \sqrt{r_{nom}} \\ \\ \omega_B = \omega_{u_{nom}} \sqrt{r_{nom}} \end{cases}, \quad \text{avec} \quad r_{nom} = \left(\overline{M} \big/ \underline{M} \right)^{1/\nu_2} . \tag{3.38}$$

Etape 3 – Calcul de $a = \omega_h/\omega_l > 1$

La détermination du rapport a se fait par résolution de l'égalité (3.32), soit :

$$f(a) = \lambda_a , \tag{3.39}$$

avec

$$f(a) = \left(\frac{\sqrt{a}}{1+a} \right) \quad \text{et} \quad \lambda_a = \left(\frac{\sqrt{r}}{r-1} \right) \tan\left(-\frac{\Delta \arg G_2}{\nu_l} \right) . \tag{3.40}$$

Etape 4 – Calcul de ω_l et ω_h

Ainsi, la connaissance de la valeur du rapport a (étape 3) et de ω_{unom} (cahier des charges) permet de calculer ω_l et ω_h. Pour rappel :

$$\begin{cases} \omega_l = \omega_{u_{nom}} / \sqrt{a} \\ \omega_h = \omega_{u_{nom}} \sqrt{a} \end{cases} . \tag{3.41}$$

Etape 5 – Calcul de C_0

Cette dernière étape est consacrée au calcul de C_0 à partir de la définition de la pulsation au gain unité en boucle ouverte, soit

$$\left| \beta_2 \left(\mathrm{j}\omega_{u_{nom}} \right) \right| = 1 \;\; \Rightarrow \left| C_2 \left(\mathrm{j}\omega_{u_{nom}} \right) \right| \left| G_2 \left(\mathrm{j}\omega_{u_{nom}} \right) \right| = 1 . \tag{3.42}$$

Sachant que

$$\left| C_2 \left(\mathrm{j}\omega_{u_{nom}} \right) \right| = C_0 \, \rho_1 , \tag{3.43}$$

avec

$$\rho_1 = \left(\frac{\sqrt{1 + \left(\dfrac{\omega_{u_{nom}}}{\omega_l} \right)^2}}{\left(\dfrac{\omega_{u_{nom}}}{\omega_l} \right)} \right) \left(\sqrt{\frac{1 + \left(\dfrac{\omega_{u_{nom}}}{\omega_h} \right)^2}{1 + \left(\dfrac{\omega_{u_{nom}}}{\omega_l} \right)^2}} \right)^{\nu_2} , \tag{3.44}$$

et que

$$\left| G_2 \left(\mathrm{j}\omega_{u_{nom}} \right) \right| = \rho_0 \;\; , \tag{3.45}$$

on en déduit

$$C_0 = \frac{1}{\rho_1\ \rho_0}. \tag{3.46}$$

A titre d'illustration, cette méthode est appliquée au cas de la Peugeot E208 avec :

$$\Delta G_2 = \overline{M}/\underline{M} = 1.62 \quad \text{et} \quad \omega_{u_{nom}} = 25.13 \text{ rad/s}. \tag{3.47}$$

Etape 1 – Calcul de l'ordre ν_2

Conformément à la spécification du cahier des charges concernant le ***degré de stabilité*** de la boucle de commande, à savoir $Q_{T2} < Q_{Tmax} = 1.41$ (3 dB), la valeur retenue de ν_2 est celle qui minimise Q_{T2} (figure 3.22), soit :

$$\nu_2 = 1.28. \tag{3.48}$$

Etape 2 – Calcul de ω_A et ω_B

Sachant que $\Delta G_2 = 1.62$ et $\nu_2 = 1.28$, on trouve (équation (3.38)) :

$$r_{nom} = 1.45 \Rightarrow \begin{cases} \omega_A = 20.76 \text{ rad/s} \\ \\ \omega_B = 30.10 \text{ rad/s} \end{cases}. \tag{3.49}$$

Etape 3 – Calcul de $a = \omega_h/\omega_l > 1$

La résolution de l'expression (3.39) conduit à :

$$\lambda_a = 0.16 \quad \Rightarrow \quad a_{opt} = 37. \tag{3.50}$$

La figure 3.23 illustre graphiquement la résolution numérique de l'égalité (3.40).

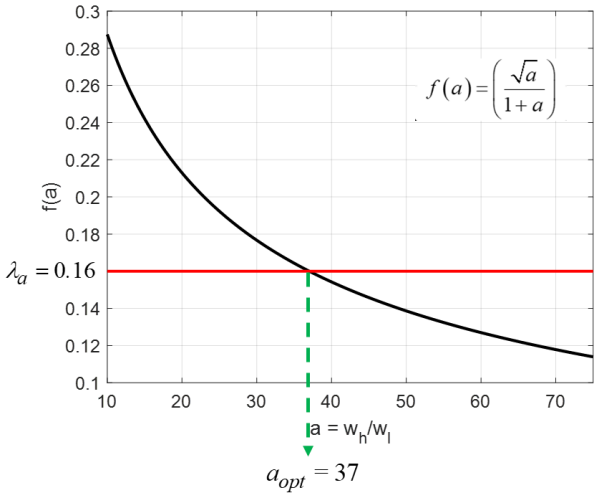


Figure 3.23 – *Illustration graphiquement de la résolution numérique de l'équation (3.39)*

Etape 4 – Calcul de ω_l et ω_h

Sachant que $a = 37$ et $\nu_2 = 1.28$, on trouve (l'équation (3.41)) :

$$\begin{cases} \omega_l = 4.13 \text{ rad/s} \\ \omega_h = 152 \text{ rad/s} \end{cases}. \tag{3.51}$$

Etape 5 – Calcul de C_0

Conformément à l'expression (3.46), sachant que $\rho_0 = 2.6\,10^{-3}$ USI et $\rho_1 = 10.05\,10^{-2}$ USI, la valeur de C_0 est alors de :

$$C_0 = 3971 \text{ USI}. \tag{3.52}$$

La figure 3.24 présente les diagrammes de Bode de la réponse fréquentielle $C_2(j\omega)$ du régulateur.

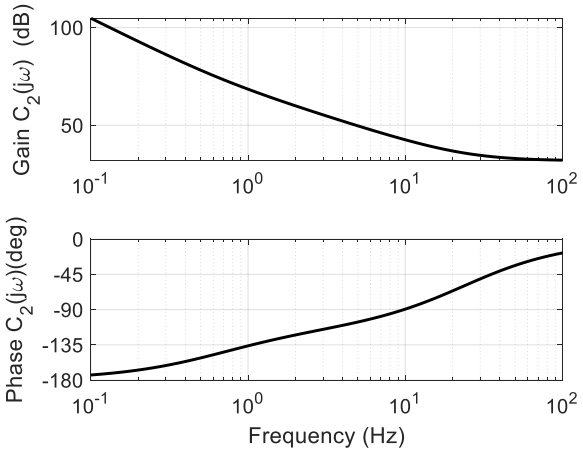


Figure 3.24 – *Diagrammes de Bode de la réponse fréquentielle $C_2(j\omega)$ du régulateur*

3.3.6 – Performances

3.3.6.1 – Performances d'un point de vue théorie du contrôle

D'un point de vue théorie du contrôle, les indicateurs de performance retenus pour l'analyse sont :

- dans le ***domaine fréquentiel*** :

  - les diagrammes de Bode de la réponse fréquentielle $\beta_2(j\omega)$ ainsi que ses lieux de Black-Nichols ;

  - les diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$, $T_2(j\omega)$ et $R_2(j\omega)$.

Pour rappel, la fonction S_2 permet d'analyser dans le domaine fréquentiel la sensibilité de la sortie $A_2(s)$ à la perturbation $D_{a2}(s)$. En mode Confort Hydractive (CoHyd), la fonction $S_2 = 1$ traduisant ainsi une sensibilité de 100% de la sortie à la perturbation $D_{a2}(s)$ (et donc au profil routier) sur tout l'espace des fréquences.

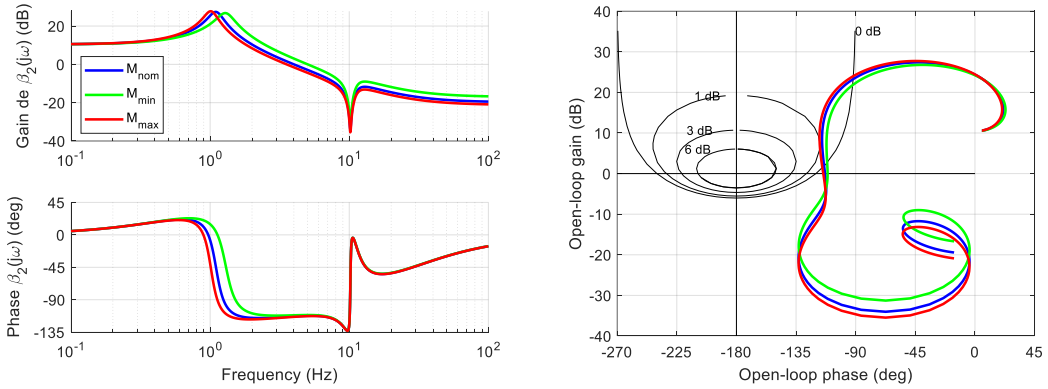
La fonction T_2 permet d'analyser dans le domaine fréquentiel la sensibilité de la sortie $A_2(s)$ au bruit de mesure $N_2(s)$. En mode Confort Hydractive (CoHyd), la fonction $T_2 = 0$ traduisant ainsi une insensibilité de la sortie au bruit de mesure sur tout l'espace des fréquences.

Enfin, la fonction R_2 permet d'analyser dans le domaine fréquentiel la sensibilité de la commande $U_{a2}(s)$ au bruit de mesure $N_2(s)$ et à la perturbation $D_{a2}(s)$. En mode Confort Hydractive (CoHyd), la fonction $R_2 = 0$.

- dans le ***domaine temporel*** :
  - l'accélération verticale $a_2(t)$ de la masse suspendue M en tant que grandeur régulée ;
  - la commande en force $u_{a2}(t)$ (vérification du risque de saturation et de la sensibilité au bruit de mesure).

La figure 3.25 présente les diagrammes de Bode *(a)* et les lieux de Black-Nichols *(b)* de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ pour les trois valeurs de la masse suspendue M (M = 379.25 kg en bleu, M = 276.25 *kg* en vert et M = 447.75 *kg* en rouge).

Ces tracés illustrent bien la ***robustesse du degré de stabilité*** de la boucle de commande vis-à-vis des variations de la masse M, et ce avec la présence du gabarit vertical (figure 3.25.b) et une marge de phase M_Φ moyenne égale à 68° (figure 3.26).



(a) *(b)*

Figure 3.25 – *Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_2(s)$ pour M = M_{nom} = 379.25 kg (en bleu), M= $\underline{M}$ = 276.25 kg (en vert) et M = $\overline{M}$ = 447.75 kg (en rouge)*

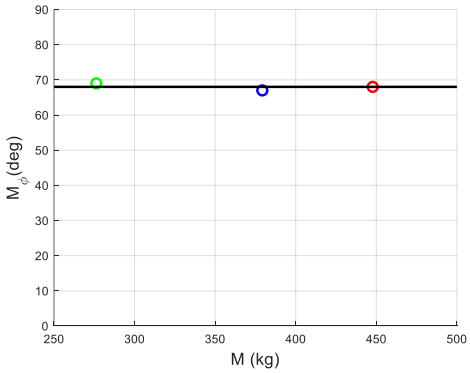


Figure 3.26 – *Tracé de la marge de phase M_Φ en fonction des valeurs de la masse suspendue M*

La figure 3.27 présente les diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ *(a),* $T_2(j\omega)$ *(b)* et $R_2(j\omega)$ *(c)* pour les trois valeurs de la masse suspendue M.

Comparativement au mode CoHyd (pas de régulation, $U_{a2}(s) = 0$) où la fonction $S_2 = 1$ (0 dB) (traduisant ainsi une sensibilité de 100% de la sortie à la perturbation $D_{a2}(s)$ sur tout l'espace des fréquences), la boucle de régulation conduit à une diminution de la sensibilité de la sortie $A_2(s)$ à la perturbation $D_{a2}(s)$ aux basses fréquences en dessous de 4 Hz.

De la même manière, comparativement au mode CoHyd où la fonction $T_2 = 0$ en échelle linéaire (traduisant ainsi une insensibilité de la sortie au bruit de mesure sur tout l'espace des fréquences), la boucle de régulation conduit à une sensibilité proche de 1 en échelle linéaire (0 dB) de la sortie $A_2(s)$ au bruit de mesure $N_2(s)$ aux basses fréquences en dessous de 4 Hz.

Enfin, toujours comparativement au mode CoHyd où la fonction $R_2 = 0$ en échelle linéaire, la boucle de régulation conduit inexorablement à une sensibilité de la commande $U_{a2}(s)$ au bruit de mesure $N_2(s)$ et à la perturbation $D_{a2}(s)$.

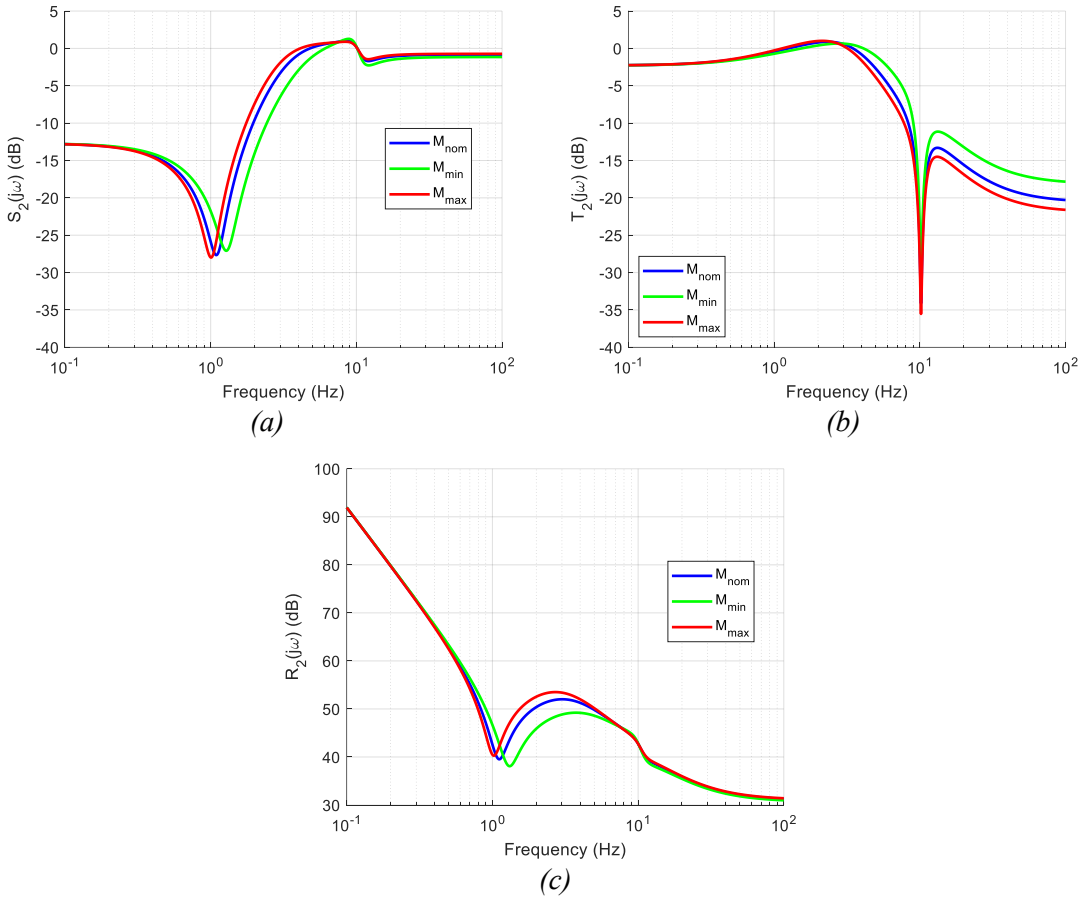


***Figure 3.27** – Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_2(j\omega)$ (a), $T_2(j\omega)$ (b) et $R_2(j\omega)$ (c) pour $M = M_{nom} = 379.25$ kg (en bleu), $M = \underline{M} = 276.25$ kg (en vert) et $M = \overline{M} = 447.75$ kg (en rouge)*

La figure 3.28 présente le tracé de Q_{T2} en fonction des valeurs de M. Ce tracé illustre bien la ***robustesse du degré de stabilité*** de la boucle de commande vis-à-vis des variations de M avec une valeur moyenne égale à 1.41 (3 dB).

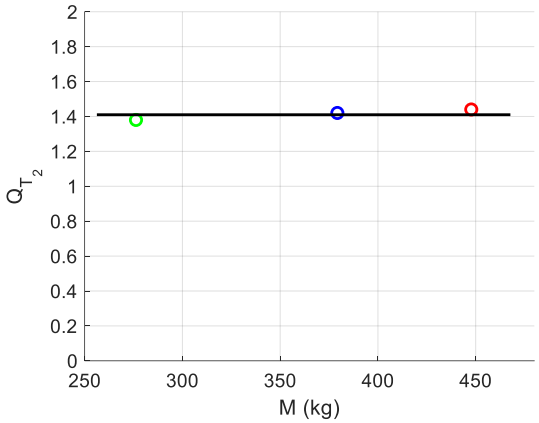


Figure 3.28 – *Tracé de Q_{T2} en fonction des valeurs de M*

3.3.6.2 – Performances d'un point de vue confort vibratoire

Pour rappel, d'un point de vue confort vibratoire, les indicateurs de performance retenus sont :

- dans le ***domaine fréquentiel*** :
  - sur l'intervalle [0 ; 5.5] Hz, le diagramme de gain (tracé en échelle linéaire pour le gain et la fréquence : échelle lin-lin) de la réponse fréquentielle du transfert en transmission absolue $H_{Z2}(s)$;
  - sur l'intervalle [0 ; 20] Hz, le diagramme de gain (tracé en échelle linéaire pour le gain et la fréquence : échelle lin-lin) de la réponse fréquentielle du transfert défini par $H_{a2}(s) = A_2(s)/V_0(s)$, où $A_2(s)$ et $V_0(s)$ désignent les transformées de Laplace de $a_2(t)$ et $v_0(t)$;

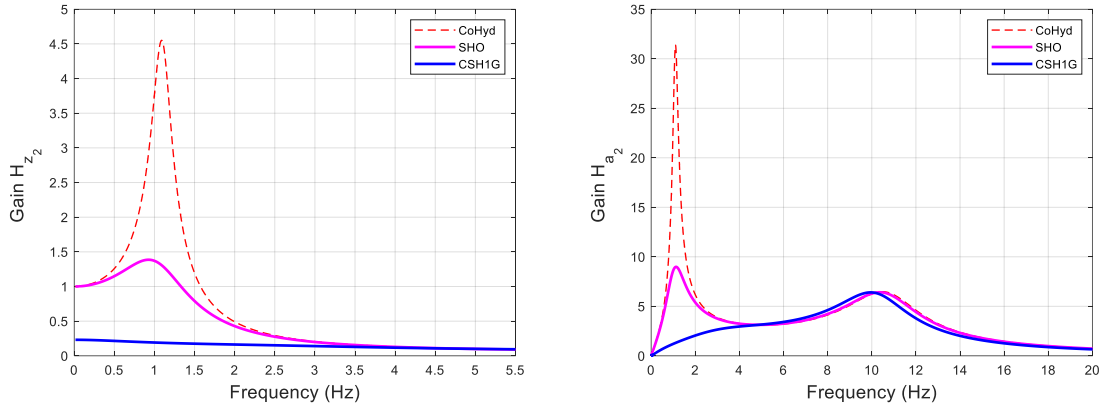
- dans le ***domaine temporel*** :
  - le maximum de l'accélération verticale, max[$a_2(t)$], de la masse suspendue M ;
  - le maximum du débattement de la suspension, max[$z_{12}(t) = z_1(t) - z_2(t)$], qui doit rester inférieur à la course de la suspension (+/- 7 cm pour l'exemple traité) ;
  - le déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M ;
  - le déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m.

La figure 3.29 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{Z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz *(a)* et de $H_{a2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz *(b)*, dans le cas nominal (M= 379.25 kg) en mode Confort Hydractive (CoHyd) en rouge, en mode Crone Sky-Hook 1G (CSH1G) en bleu et dans le cas de l'approche Sky-Hook Optimale (SHO*)* en magenta.

Aux basses fréquences en dessous de 4 Hz, comparativement au mode Confort Hydractive (CoHyd) et à l'approche Sky-Hook Optimale (SHO), la suspension CSH1G permet :

- d'améliorer de manière importante à la fois la tenue de caisse (pas de résonance) et l'isolation vibratoire (figure 3.29.a) ;
- de diminuer la sensibilité de l'accélération $A_2(s)$ au profil routier $V_0(s)$ (figure 3.29.b).

Ces deux points contribuent de manière significative à l'amélioration du confort vibratoire.



(a) *(b)*

Figure 3.29 – *Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{Z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{a2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz (b) dans le cas nominal (M = 379.25 kg) en mode CoHyd en rouge, avec la suspension CSH1G en bleu et avec la suspension SHO en magenta*

La figure 3.30 présente les réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M *(a)*, du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ *(b)*, du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M *(c)* et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m *(d)* lors du franchissement du ralentisseur dans le cas nominal (M = *379.25* kg) en mode CoHyd en rouge, avec la suspension CSH1G en bleu et avec la suspension SHO en magenta.

Ainsi, conformément à la dualité temps-fréquence exploitable dans ce contexte linéaire et comparativement au mode CoHyd et à la suspension SHO, la suspension CSH1G permet :

- d'améliorer de manière importante la tenue de caisse et l'isolation vibratoire (figure 3.30.c) ;
- de diminuer la sensibilité de l'accélération $a_2(t)$ au profil routier $v_0(t)$ (figure 3.30.a).

Ces résultats sont obtenus :

- sans une dégradation de la tenue de roue (figure 3.30.d) ;
- avec une augmentation du débattement de la suspension (figure 3.30.b) qui reste bien inférieur à la course disponible $\left(\forall t \geq 0, \quad -7\text{ cm} < z_{12}(t) < +7\text{ cm}\right)$.

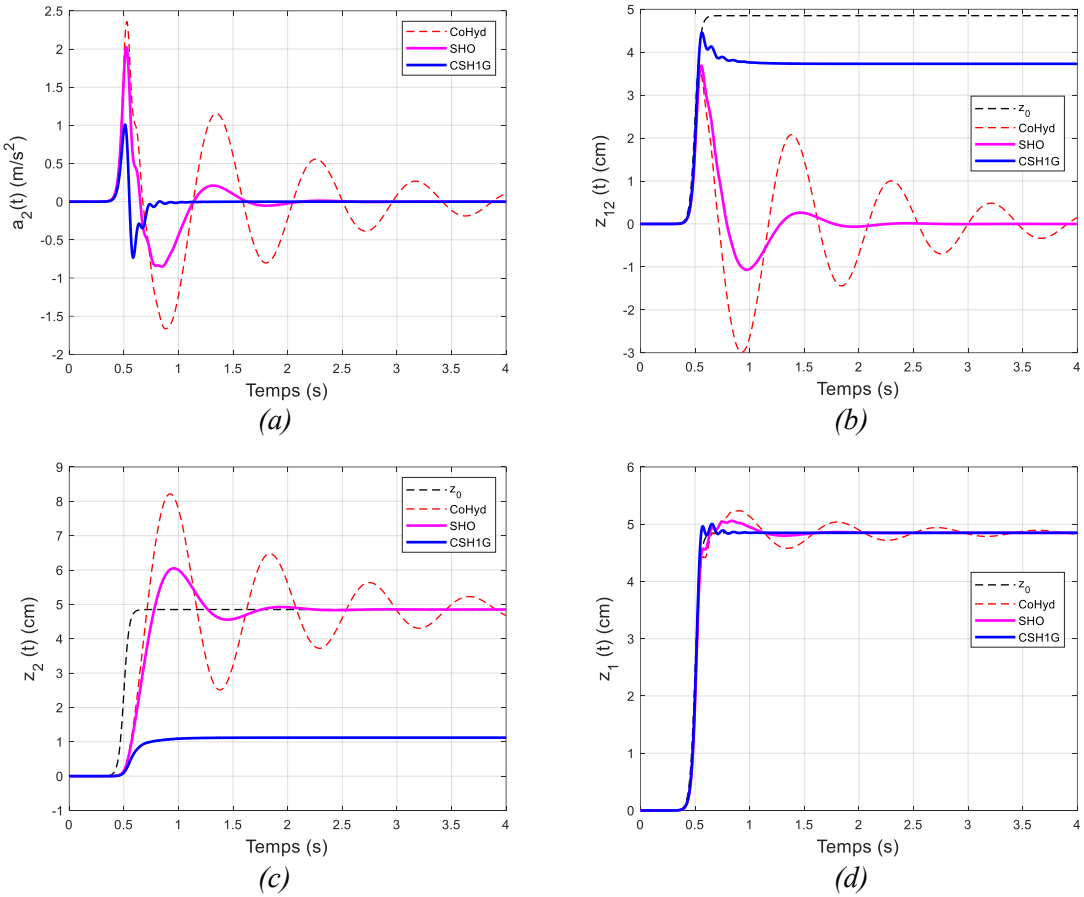


***Figure 3.30** – Réponses temporelles de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue M (a), du débattement de la suspension $z_{12}(t)$ (b), du déplacement $z_2(t)$ de la masse suspendue M (c) et du déplacement $z_1(t)$ de la masse non suspendue m lors du franchissement du ralentisseur dans le cas nominal (M = 379.25 kg) en mode CoHyd en rouge, avec la suspension CSH1G en bleu et avec la suspension SHO*

Toujours dans le ***domaine fréquentiel***, les performances sont analysées de manière ***quantitative*** à l'aide d'indicateurs de performance de la forme :

$$J_x\left(b_{sh},\nu_2\right) = \frac{\displaystyle\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \left|H_x\left(j\omega,b_{sh},\nu_2\right)\right|^2 d\omega}{\displaystyle\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \left|H_x\left(j\omega,0,0\right)\right|^2 d\omega}, \tag{3.53}$$

avec

- pour la stratégie SHO, b_{sh} = 1 696 Ns/m ;
- pour la stratégie CSHN, b_{sh} = 10 121 Ns/m et $\nu_2 = 1$;
- pour la stratégie CSHG, b_{sh} = 54110 $Ns^{1.52}/m$ et $\nu_2 = 1.52$;
- pour la stratégie CSH1G, C_0 = 3 971 USI, ω_l = 4.13 rad/s, ω_h = 152 rad/s et $\nu_2 = 1.28$.

Le tableau 3.1 présente un tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $J_x(b_{sh}\ ;\ \nu_2)$ pour l'ensemble des stratégies associées à l'ODD_1, à savoir: ***Sky-Hook Optimale*** (SHO), ***Crone Sky-Hook Nominale*** (CSHN), ***Crone Sky-Hook Généralisée*** (CSHG), et ***Crone Sky-Hook 1G*** (CSH1G) dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue.

Ces critères, relatifs au confort, au fonctionnement de la suspension et à la tenue de route, sont calculés pour un scénario de franchissement d'un ralentisseur. Les valeurs numériques figurant dans la colonne ***Moyenne*** sont égales à la somme des valeurs des six composantes J_x, divisée par 6.

Afin de faciliter l'analyse, ce tableau est accompagné par la figure 3.31 qui représente le diagramme radar des 4 stratégies.

Tableau 3.1 *– Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $J_x(b_{sh}\ ;\ \nu_2)$ pour les stratégies SHO, CSHN, CSHG, et CSH1G dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

	Domaines								
	Confort			Fonctionnement	Tenue de roue				
Critères	J_{a2}	J_{z2}	$(J_{a2}+J_{z2})/2$	J_{z12}	J_{a1}	J_{z1}	J_{fz}	$(J_{a1}+J_{z1}+J_{fz})/3$	**Moyenne**
SHO	0.52	0.28	0.4	0.91	0.98	0.99	0.89	0.95	0.75
CSHN	0.33	0.05	0.19	0.99	1.02	1.14	1.06	1.07	0.75
CSHG	0.45	0.03	0.24	0.79	0.84	0.93	0.88	0.88	0.64
CSH1G	0.36	0.02	0.19	0.97	1.02	1.13	1.21	1.12	0.76

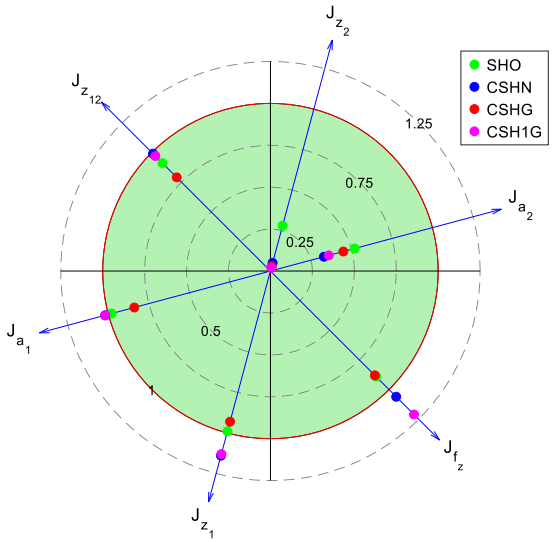


Figure 3.31 *– Diagramme radar résumant les valeurs des critères $J_x(b_{sh}\ ;\ \nu_2)$ pour les stratégies SHO, CSHN, CSHG et CSH1G dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

De manière globale et comparativement au mode Confort Hydractive (CoHyd), l'analyse des valeurs numériques des critères définis dans le ***domaine fréquentiel*** (tableau 3.1 et figure 3.31) met en évidence un résultat connu pour les stratégies SH, à savoir SHO, CSHN, CSHG et CSH1G, à savoir une amélioration du confort vibratoire, mais une dégradation de la tenue de roue (dilemme confort–tenue de roue).

La comparaison des scores globaux (moyenne des six critères fréquentiels) obtenus pour ces stratégies permet d'établir que la stratégie CSHG présente la performance globale la plus favorable. En effet, de manière plus détaillée :

- pour le ***fonctionnement***, CSHG présente le meilleur comportement en fonctionnement, avec le critère 0.79 le plus faible, tandis que SHO (0.91), CSHN (0.99) et CSH1G (0.97).

- en ce qui concerne le ***confort***, CSH1G obtient la performance la plus favorable avec un score de **0.19** tandis que les autres présentent des valeurs plus élevées pour SHO (**0.39**), CSHN (**0.19**), et CSHG (**0.24**) ;

- pour la ***tenue de route***, le CSHG présente la valeur la plus favorable **0.88** suivie de SHO (**0.95**), tandis que CSHN (**1.07**) et CSH1G (**1.12**).

Par contre, si on se focalise uniquement sur le critère du confort (qui représente l'objective principale de ces stratégies), alors c'est la stratégie CSH1G qui conduit au meilleur résultat en matière de moyenne de ce domaine avec une valeur égale à **0.19**.

Dans le ***domaine temporel***, la performance est analysée de manière *quantitative* à l'aide d'indices de performance définis par la valeur numérique de Max[ ] pour chaque variable, à savoir :

$$I_x\left(b_{sh},\nu_2\right)=\frac{\mathrm{Max}\left[x\left(t,b_{sh},\nu_2\right)\right]}{\mathrm{Max}\left[x\left(t,0,0\right)\right]}, \tag{3.54}$$

où, conformément aux critères retenus, la variable x représente :

- pour le ***confort***, l'accélération vertical a_2 et le déplacement vertical z_2 de la masse suspendue M ;

- pour le ***fonctionnement***, le débattement de suspension z_{12} ;

- pour la ***tenue de roue***, l'accélération vertical a_1 et le déplacement z_1 de la masse non suspendue m, ainsi que la composante dynamique f_z de la charge verticale appliquée au pneumatique.

Le tableau 3.2 présente une synthèse récapitulant les valeurs des critères $I_x(b_{sh}\ ;\ \nu_2)$ pour les stratégies SHO**,** CSHN**,** CSHG et CSH1G, dans les domaines du ***confort***, du ***fonctionnement*** et de la ***tenue de roue***. De la même manière, toutes les valeurs supérieures à l'unité (dégradation) sont affichées en rouge, tandis que celles inférieures à l'unité (amélioration) sont affichées en vert. Les valeurs numériques figurant dans la colonne Moyenne correspondent à la moyenne des six composantes de I_x calculée comme la somme de ces composantes divisée par 6. Afin de faciliter l'analyse, ce tableau est accompagné d'un diagramme radar figure 3.32.

Tableau 3.2 *– Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $I_x(b_{sh}\ ;\ v_2)$ pour les stratégies SHO, CSHN, CSHG, et CSH1G dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

	Domaines								
	Confort			Fonctionnement	Tenue de roue				
Critères	I_{a2}	I_{z2}	$(I_{a2}+I_{z2})/2$	I_{z12}	I_{a1}	I_{z1}	I_{fz}	$(I_{a1}+I_{z1}+I_{fz})/3$	Moyenne
SHO	0.79	0.66	0.73	1.1	1.05	0.95	0.9	0.97	0.93
CSHN	0.5	0.65	0.58	1.27	1.6	0.94	0.75	1.10	0.98
CSHG	0.51	0.5	0.51	0.4	0.44	0.98	0.78	0.73	0.55
CSH1G	0.44	0.13	0.29	1.1	1.36	0.96	0.72	1.01	0.80

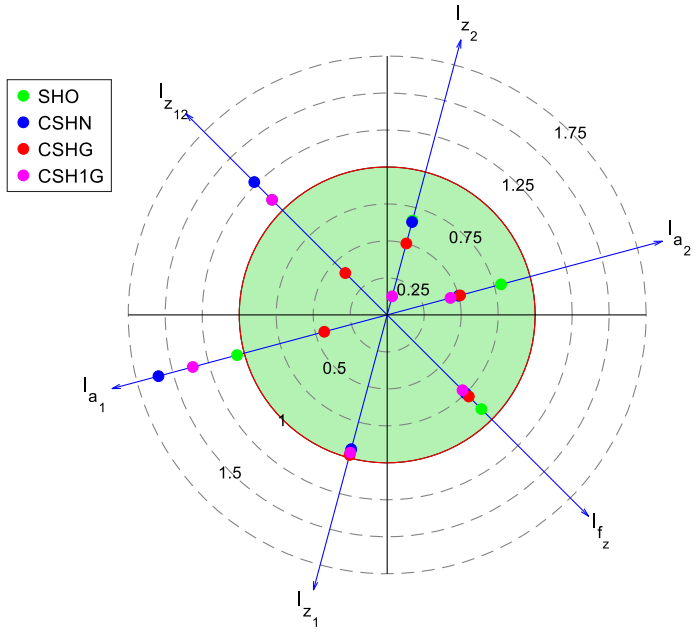


Figure 3.32 *– Diagramme radar résumant les valeurs des critères $I_x(b_{sh}\ ;\ v_2)$ pour les stratégies SHO, CSHN, CSHG et CSH1G dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

De manière globale et comparativement au mode CoHyd (u_{a2} = 0), l'analyse des valeurs numériques des critères définis dans le ***domaine temporel*** (tableau 3.2 et figure 3.32) met en évidence, là encore, un résultat connu pour les stratégies SH, SHO, CSHN, CSHG et CSH1G à savoir améliore une amélioration du confort vibratoire, mais une dégradation de tenue de roue (dilemme confort–tenue de roue)

La comparaison des scores globaux (moyenne des six critères temporels) obtenus pour les deux stratégies confirme que la stratégie CSHG est celle qui présente la performance la plus favorable. En effet, plus précisément, la stratégie CSHG est celle qui :

- pour le ***fonctionnement***, a le critère I_{z12} le plus faible (**0.40**), traduisant une bonne limitation du débattement de suspension ;
- pour le ***tenue de roue***, présente des valeurs faibles des critères I_{a1}, I_{z1} et I_{fz} (**0.44**, **0.98** et **0.78**, respectivement);
- pour le ***confort*** vibratoire, les valeurs sont globalement très satisfaisantes avec I_{a2} = **0.51**, et I_{z2} = **0.5**), valeurs légèrement supérieures à celles obtenues avec **CSH1G**, mais nettement meilleures par rapport à celles obtenues avec **SHO** et **CSHN**.

Ainsi, la stratégie **CSHG** apparaît comme la plus équilibrée entre confort, fonctionnement et tenue de roue, offrant le meilleur compromis parmi les quatre configurations étudiées.

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre, et dans le cadre de l'ODD$_1$, plusieurs extensions de l'approche Crone Sky-Hook orientées prioritairement vers l'amélioration du confort vibratoire sont étudiées de manière approfondie. L'analyse se focalise d'abord sur la généralisation de la suspension Crone Sky-Hook Nominale par l'introduction d'un ordre fractionnaire $\nu_2 \in [0\,;2]$. Cette étude, menée à iso-rapidité, met en évidence que la suspension élastique ($\boldsymbol{\nu_2}$ *=2),* conduit à une instabilité de la boucle de commande, tandis que la suspension inertielle ($\boldsymbol{\nu_2}$ *=0)* dégrade nettement la tenue de caisse. Dans le cas visco-inertiel, où $\nu_2 \in]0\,;1[$, l'augmentation de $\boldsymbol{\nu_2}$ améliore progressivement la tenue de caisse et diminue la sensibilité de l'accélération $\boldsymbol{a_2(t)}$. Dans le cas visco-élastique, où $\nu_2 \in]1\,;2[$ l'augmentation de $\boldsymbol{\nu_2}$ permet d'améliorer l'isolation vibratoire aux basses fréquences.

Dans un second temps, une nouvelle stratégie, notée Crone Sky-Hook 1G (CSH1G), est introduite à partir de l'architecture de la commande CRONE de première génération. Cette stratégie vise à assurer la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des incertitudes paramétriques, en particulier celles liées à la masse suspendue, tout en permettant un comportement intégrateur d'ordre différent aux basses, moyennes et hautes fréquences. Les résultats obtenus montrent que la suspension CSH1G améliore significativement le confort vibratoire par rapport au mode Confort Hydractive (CoHyd) et à la stratégie Sky-Hook Optimale (SHO), tout en conservant une bonne robustesse de stabilité.

Enfin, la comparaison globale entre les stratégies SHO, CSHN, CSHG et CSH1G montre que la stratégie CSHG offre le meilleur compromis global entre confort, fonctionnement et tenue de roue, tandis que la stratégie CSH1G apparaît comme la plus performante lorsque le confort vibratoire constitue le critère prioritaire.

Le chapitre suivant s'inscrit dans la continuité de cette démarche, mais dans le cadre de l'ODD$_3$, où la tenue de roue devient l'objectif principal. Il présente d'abord les stratégies orientées 100 % tenue de roue, à commencer par la stratégie Ground-Hook Optimale (GHO), puis introduit l'architecture de la suspension Crone Ground-Hook, dans ses versions nominale (CGHN) et généralisée (CGHG), avant d'en évaluer les performances d'un point de vue théorie du contrôle et étude vibratoire.

Chapitre 4

Suspension Crone Ground-Hook

4.1 – Introduction 89
4.2 –Stratégie Ground-Hook Optimale : GHO 89
4.3 –Stratégie Crone Ground-Hook Nominale : CGHN 93
4.4 – Stratégie Crone Ground-Hook Généralisée : CGHG 97
4.4.1 - Détermination des paramètres optimaux des stratégies CGHN et CGHG 98
4.4.2 - Performances 100
4.5 – Conclusion 109

4.1 – Introduction

L'objectif de ce chapitre est d'étudier des stratégies de commande orientées 100 % ***tenue de roue*** dans le cadre de l'ODD$_3$. Pour atteindre cet objectif, trois stratégies sont proposées, à savoir :

- la stratégie Ground-Hook Optimale : GHO (paragraphe 4.2) ;
- la stratégie Crone Ground-Hook Nominale : CGHN (paragraphe 4.3) ;
- la stratégie Crone Ground-Hook Généralisée CGHG (paragraphe 4.4).

Ce chapitre se termine par une conclusion synthétisant les principaux résultats obtenus et positionnant les stratégies les plus pertinentes pour l'ODD$_3$.

4.2 –Stratégie Ground-Hook Optimale : GHO

Pour rappel, à l'échelle fonctionnelle, la stratégie Ground-Hook est définie par une loi de retour d'effort de la forme :

$$u_{a/m}(t) = -\,b_{gh}\; v_1(t)\;, \tag{4.1}$$

où b_{gh} est une constante négative.

Dans la plupart des travaux mentionnés dans la littérature, le gain b_{gh} est déterminé de manière optimale. Le critère retenu pour l'optimisation est alors composé d'indicateurs de performance pondérés, liés aux trois ODD$_k$ (Hamrouni et al., 2019b). Le gain b_{gh} est déterminé de manière optimale à l'aide de trois critères J_{a1}, J_{z12} et J_{fz} définis par :

$$\begin{cases} J_{a_1} = \dfrac{1}{T_2 - T_1}\, E\left[\displaystyle\int_{T_1}^{T_2} \left|a_1(t)\right|^2 dt\right] \\ J_{z_{12}} = \dfrac{1}{T_2 - T_1}\, E\left[\displaystyle\int_{T_1}^{T_2} \left|z_{12}(t)\right|^2 dt\right] \\ J_{f_z} = \dfrac{1}{T_2 - T_1}\, E\left[\displaystyle\int_{T_1}^{T_2} \left|f_z(t)\right|^2 dt\right] \end{cases}. \tag{4.2}$$

Dans de nombreux cas, le profil routier $v_0(t)$ est modélisé par un bruit blanc sur un intervalle fréquentiel [ω_{min} ; ω_{max}]. Ainsi, dans le cas linéaire, l'égalité de Parseval permet de réécrire les trois critères sous la forme suivante :

$$\begin{cases} J_{a_1}\left(b_{gh}\right) = \dfrac{1}{\lambda_1} \displaystyle\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \left|H_{a_1}\left(j\omega\right)\right|^2 d\omega \\ J_{z_{12}}\left(b_{gh}\right) = \dfrac{1}{\lambda_2} \displaystyle\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \left|H_{z_{12}}\left(j\omega\right)\right|^2 d\omega \\ J_{f_z}\left(b_{gh}\right) = \dfrac{1}{\lambda_3} \displaystyle\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \left|H_{f_z}\left(j\omega\right)\right|^2 d\omega \end{cases} , \tag{4.3}$$

où $H_{a1}(s)$, $H_{z12}(s)$ et $H_{fz}(s)$ sont des fonctions de transfert associées au modèle quart de véhicule équipé d'une suspension active Ground-Hook (figure 1.11.b) et définies par :

$$H_{a_1}(s) = A_1(s)/V_0(s),\ H_{z_{12}}(s) = Z_{12}(s)/Z_0(s),\ \text{et}\ H_{f_z}(s) = F_z(s)/V_0(s)\ ,$$

et où $\lambda_{1,2,3}$ représentent les valeurs numériques de chaque critère calculé dans le cas de la suspension passive linéaire (b_{gh} = 0 et b_2 = 2 084 Ns/m) utilisée pour la comparaison. A noter pour rappel que la normalisation de chaque critère par la valeur numérique λ_i facilite l'analyse comparative. En effet, toute valeur inférieure à 1 traduit une amélioration en faveur de la suspension active par rapport à la suspension passive linéaire.

Finalement, un critère global $J(b_{gh})$ est défini par :

$$J\left(b_{gh}\right) = \frac{\rho_{a_1} J_{a_1} + \rho_{z_{12}} J_{z_{12}} + \rho_{f_z} J_{f_z}}{\rho_{a_1} + \rho_{z_{12}} + \rho_{f_z}}\ , \tag{4.4}$$

où ρ_{a1}, ρ_{z12} et ρ_{fz} sont des pondérations utilisées pour le typage de la suspension.

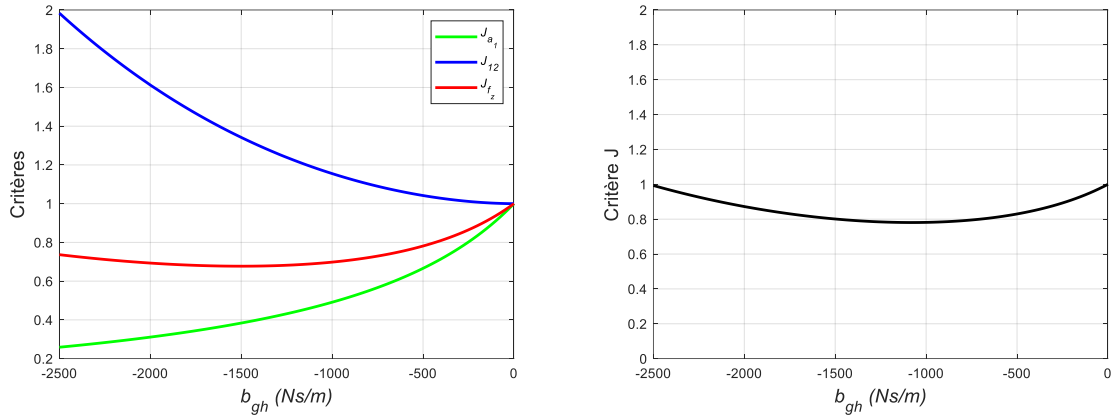
Dans le cadre de l'étude présentée et pour un gain b_{gh} appartenant à l'intervalle [-2500 ; 0] Ns/m, la figure 4.1 présente les variations de chaque critère (J_{a1}, J_{z12}, J_{fz}) *(a)* et du critère global J dans le cas où $\rho_{a1} = \rho_{z12} = \rho_{fz} = 1$ *(b)*.

La figure 4.1.a met en évidence :

- pour l'accélération $a_1(t)$ de la masse non suspendue m et pour la composante dynamique, notée f_z , de la charge verticale sur la roue: une diminution des critères J_{a1} et J_{fz} sur tout l'intervalle de variation de b_{gh} avec des valeurs inférieures à 1, traduisant ainsi une amélioration du confort par rapport à la suspension passive linéaire ;

- pour le débattement $z_{12}(t)$ de la suspension (fonctionnement) : un critère J_{12} supérieur à 1 sur l'intervalle [-2500 ; 0] Ns/m, traduisant ainsi une dégradation du fonctionnement par rapport à la suspension passive linéaire et donc la présence d'un dilemme qui justifie l'utilisation du critère global J.

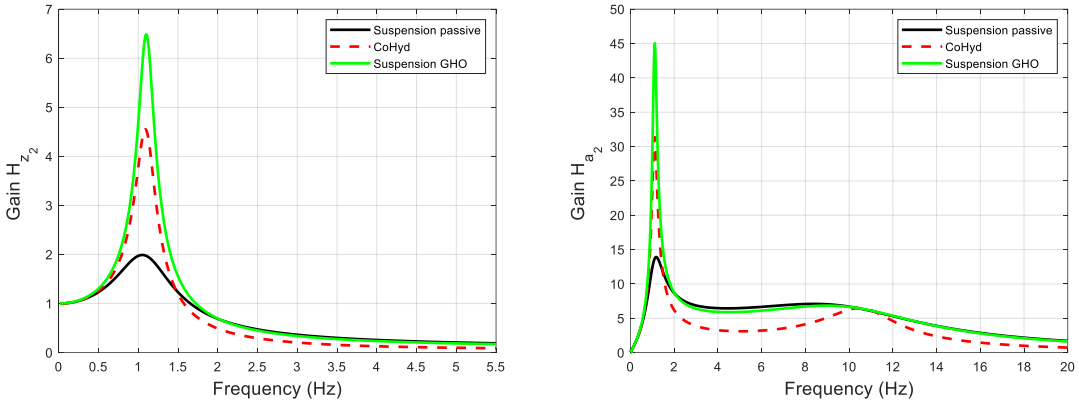
Finalement, en donnant arbitrairement le même poids aux trois critères (J_{a1}, J_{z12}, J_{fz}), le critère global J possède un minimum pour b_{gh} = - 1 161 Ns/m (Figure 4.1.b).



(a) *(b)*

***Figure 4.1** – Variations en fonction du gain b_{gh} de chaque critère (a) et du critère global pour $\rho_{a1} = \rho_{z12} = \rho_{fz} = 1$ (b)*

La figure 4.2 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin du domaine de confort représenté par les fonctions de transfert $H_{z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz *(a)* et de $H_{a2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz *(b)*, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge) et de la suspension Ground-Hook Optimal (en vert).



(a) *(b)*

***Figure 4.2** – Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{Z2}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 5.5] Hz (a) et de $H_{Z1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 30] Hz (b), dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode CoHyd (en rouge) et de la suspension Ground-Hook Optimal (en vert)*

La figure 4.3 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin du domaine de fonctionnement représenté par les fonctions de transfert $H_{Z12}(j\omega)$ sur la plage [0 ;20] Hz, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode CoHyd (Confort Hydractive en rouge) et de la suspension Ground-Hook Optimal (en vert).

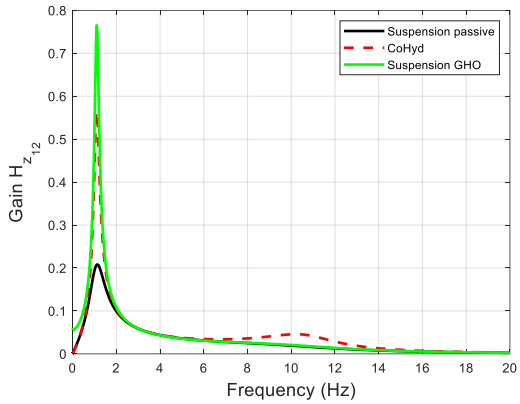


Figure 4.3 *– Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{Z12}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode CoHyd (en rouge) et de la suspension Ground-Hook Optimal (en vert)*

La figure 4.4 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin du domaine de tenue de roue représenté par les fonctions de transfert $H_{a1}(j\omega)$ *(a),* $H_{z1}(j\omega)$ *(b),* $H_{fz}(j\omega)$ *(c)* sur la plage [0 ;20] Hz, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode CoHyd (en rouge) et de la suspension Ground-Hook Optimal (en vert).

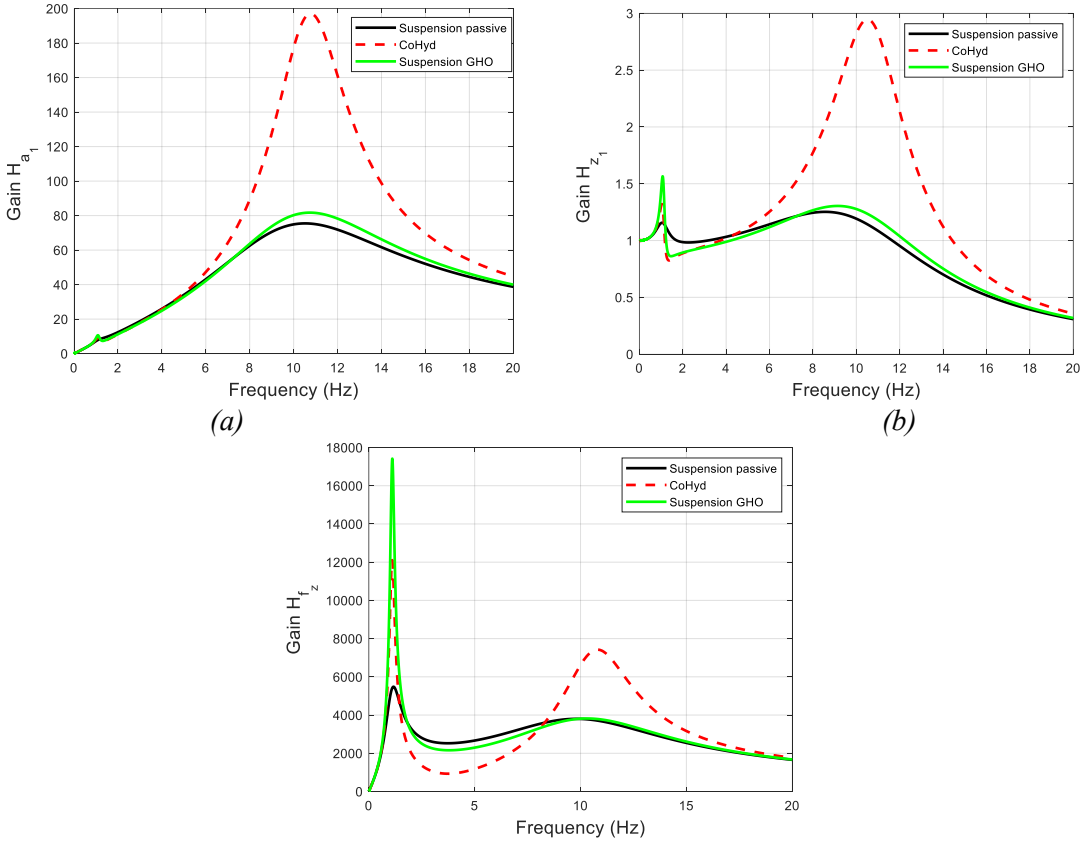


Figure 4.4 *– Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{a1}(j\omega)$ (a), $H_{z1}(j\omega)$ (b), $H_{fz}(j\omega)$ (c) sur la plage [0 ; 20] Hz, dans les cas de la suspension passive linéaire (en noir), de la suspension active en mode CoHyd (en rouge) et de la suspension Ground-Hook Optimal (en vert)*

4.3 –Stratégie Crone Ground-Hook Nominale : CGHN

D'un point de vue théorie du contrôle, la stratégie Ground-Hook, qui dans l'espace opérationnel s'écrit :

$$U_{gh}(s) = -b_{gh}\ V_1(s)\ , \tag{4.5}$$

peut être interprétée comme une régulation de la vitesse $V_1(s)$ autour de zéro.

La figure 4.5 présente un schéma fonctionnel résultant de cette interprétation où $C_{v1}(s)$ représente la fonction de transfert du régulateur qui se résume à une action proportionnelle de gain b_{gh}, $G_{v1}(s)$ la fonction de transfert vue par la commande en force $U_{gh}(s)$ et $H_{v1}(s)$ la fonction de transfert qui modélise l'effet des variations de vitesse $V_0(s)$ du profil routier (perturbation) sur la vitesse $V_1(s)$ régulée. Dans ce schéma, la fonction de transfert $C_{v1}(s)$ du régulateur se résume à une action proportionnelle de gain b_{gh}, soit $C_{v1}(s) = b_{gh}$ (constante négative) et $D_{v1}(s)$ représente la perturbation de sortie en vitesse qui est égale à la vitesse $V_1(s)$ en mode CoHyd ($U_{gh}(s) = 0$).

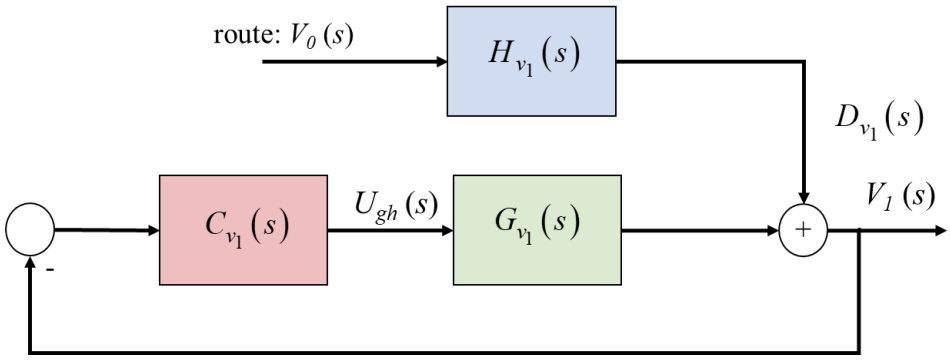


Figure 4.5 – *Schéma fonctionnel résultant de l'interprétation de la stratégie Ground-Hook comme étant une régulation de la vitesse $V_1(s)$ autour de zéro*

En pratique, dans la mesure où la vitesse verticale $v_1(t)$ de la masse non suspendue m n'est pas mesurée, deux solutions sont envisageables pour la mise en œuvre de la stratégie GH.

La première consiste à utiliser un observateur d'état à base de modèle alimenté, notamment, par les mesures des capteurs proprioceptifs de la suspension, permettant ainsi d'obtenir une estimation $\hat{v}_1(t)$ de la vitesse verticale (Bel Haj Frej et al., 2023).

La deuxième consiste à utiliser directement la mesure disponible de l'accélération $a_1(t)$ de la masse non suspendue m. Dans ce cas, le schéma fonctionnel associé met en évidence que la mise en œuvre de la stratégie GH à partir de la mesure de l'accélération verticale $a_1(t)$ consiste à réguler $a_1(t)$ autour de zéro. Au niveau de la figure 4.6, $N_1(s)$ représente le bruit de mesure de l'accélération $A_1(s)$, $\tilde{A}_1(s) = A_1(s) + N_1(s)$ représente la mesure de l'accélération $A_1(s)$ et $D_{a1}(s)$ la perturbation de sortie en accélération (égale à l'accélération $A_1(s)$ en mode CoHyd où $U_{gh}(s) = 0$).

Ainsi, dans la suite de cette étude, la stratégie Ground-Hook est mise en œuvre à l'aide d'une régulation de l'accélération $a_1(t)$ autour de zéro.

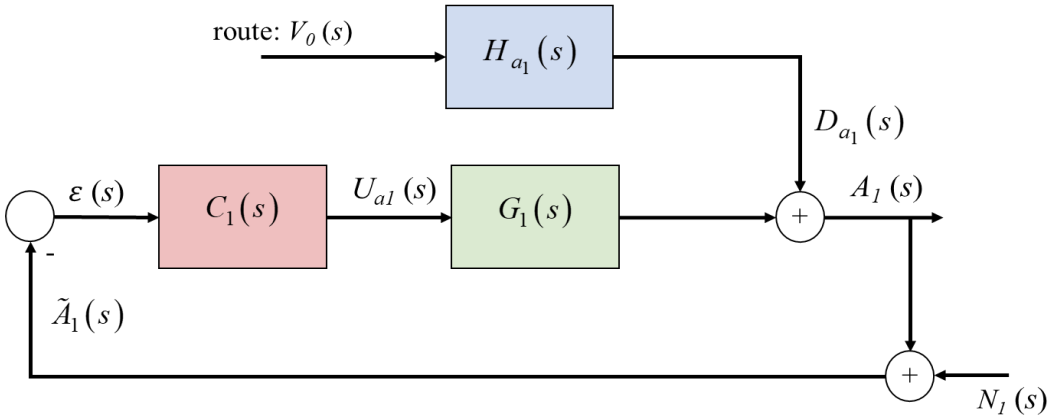


Figure 4.6 – *Schéma fonctionnel résultant de la mise en œuvre de la stratégie Ground-Hook à partir de la mesure de l'accélération $a_1(t)$*

La fonction de transfert $C_1(s)$ du régulateur (figure 4.6) se résume alors à une action intégrale avec une constante négative b_{gh}, soit :

$$C_1(s) = \frac{b_{gh}}{s} \quad . \tag{4.6}$$

Quant aux expressions des transferts $G_1(s)$ et $H_{a1}(s)$, elles sont données par :

$$G_1(s) = \frac{A_1(s)}{U_{a1}(s)} = -\frac{M\, s^4}{Den(s)} \tag{4.7}$$

avec

$$Den(s) = M\, m\, s^4 + \left((M+m)b_{20} + M\, b_1\right) s^3 + \left(M\left(k_1+k_2\right) + m\, k_2 + b_1\, b_{20}\right) s^2 + \left(k_1\, b_{20} + k_2\, b_1\right) s + k_1\, k_2 \quad . \tag{4.8}$$

et

$$H_{a_1}(s) = \frac{A_1(s)}{V_0(s)} = \frac{s\left(b_1\, s + k_1\right)\left(M\, s^2 + b_{20}\, s + k_2\right)}{Den(s)} \quad . \tag{4.9}$$

La figure 4.7 présente les diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{a1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz, dans le cas de la suspension confort hydractive.

La réponse fréquentielle $H_{a1}(j\omega)$ fait bien apparaitre deux résonances associées aux deux modes propres du modèle quart de véhicule à 2 ddl, à savoir :

- une résonance au voisinage du mode de roue, le plus rapide (10.8 Hz),
- et une résonance au voisinage du mode de caisse, le plus lent (1.16 Hz).

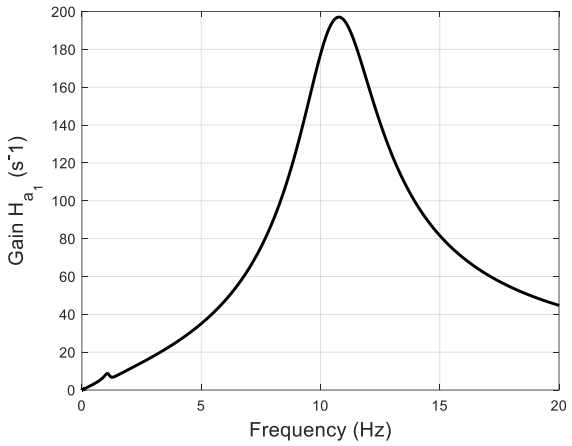


***Figure 4.7** – Diagrammes de gain en échelle lin-lin de $H_{a1}(j\omega)$ sur la plage [0 ; 20] Hz, dans le cas de la suspension en mode Confort Hydractive (CoHyd)*

La régulation de $v_1(t)$ ou de $a_1(t)$ autour de zéro n'est en fait qu'un objectif intermédiaire car l'objectif principal de la stratégie GH est de minimiser la variation $f_z(t)$ de la charge $F_z(t)$ sur la roue définie par :

$$F_z(t) = F_z^e + f_z(t), \tag{4.10}$$

où F_z^e représente la charge statique sur chaque roue (poids du véhicule réparti sur les quatre roues ; ici $F_z^e = (M+m)g$) et $f_z(t)$ la variation autour de F_z^e. $f_z(t)$ dépend, notamment, des variations $v_0(t)$ du profil routier, ainsi que des reports de charge $f_0(t)$ en virage et lors des phases d'accélération/freinage. Cette composante $F_z(t)$ fait le lien entre la dynamique verticale (7ddl) et la dynamique horizontale (7ddl) du véhicule à travers le pneumatique. En effet, les efforts longitudinaux $F_x(t) = F_x^e + f_x(t)$ et transversaux $F_y(t) = F_y^e + f_y(t)$ de l'interface pneumatique/sol sont fonction, notamment mais pas seulement, de $F_z(t)$ (Monot et al., 2021). Dans l'ODD$_2$ et l'ODD$_3$, les variations $f_z(t)$ sont suffisamment importantes pour entrainer des variations $f_x(t)$ et $f_y(t)$ significatives qui viennent perturber l'équilibre dynamique du véhicule et donc sa tenue de route. Il est donc essentiel de minimiser les variations $f_z(t)$. A noter pour rappel que ce n'est pas le cas dans l'ODD$_1$.

Par ailleurs, afin d'étudier les performances de la boucle de régulation résultant d'une telle configuration, les équations fonctionnelles de la sortie $A_1(s)$ et de la commande $U_{a1}(s)$ sont établies à partir du schéma fonctionnel de la figure 4.6 dans le cas où $U_{a1}(s) = 0$ (ODD$_3$), soit :

- pour la sortie $A_1(s)$:

$$A_1(s) = \left[S_1(s)\, H_{a1}(s)\right] V_0(s) - \left[T_1(s)\right] N_1(s)\ ; \tag{4.11}$$

- pour la commande $U_{a1}(s)$:

$$U_{a_1}(s) = -\left[R_1(s) H_{a1}(s)\right] V_0(s) - \left[R_1(s)\right] N_1(s) \ , \tag{4.12}$$

où les fonctions de sensibilité S_1, T_1 et R_1 sont données par :

$$\begin{cases} S_1(s) = \dfrac{1}{1+\beta_1(s)} \\ T_1(s) = \dfrac{\beta_1(s)}{1+\beta_1(s)} = 1 - S_1(s) \\ R_1(s) = \dfrac{C_1(s)}{1+\beta_1(s)} = C_1(s)\, S_1(s) \end{cases} , \tag{4.13}$$

et où $\beta_1(s)$ représente la fonction de transfert en boucle ouverte définie par :

$$\beta_1(s) = C_1(s)\, G_1(s) \ . \tag{4.14}$$

Ainsi, d'après l'équation (4.10), la fonction S_1 permet d'analyser dans le domaine fréquentiel l'influence de la boucle de régulation sur la sensibilité de la sortie $A_1(s)$ à la perturbation $V_0(s)$. En effet, en mode Confort Hydractive (CoHyd), la fonction $S_1 = 1$ et la sensibilité de $A_1(s)$ à $V_0(s)$ est directement liée à $H_{a1}(s)$.

De la même manière, d'après l'équation (4.11), la fonction T_1 permet d'analyser dans le domaine fréquentiel la sensibilité de la sortie $A_1(s)$ au bruit de mesure $N_1(s)$. En mode confort hydractive, la fonction $T_1 = 0$ traduisant ainsi une insensibilité de la sortie $A_1(s)$ au bruit de mesure sur tout l'espace des fréquences.

Enfin, la fonction R_1 permet d'analyser dans le domaine fréquentiel la sensibilité de la commande $U_{a1}(s)$ au bruit de mesure $N_1(s)$ et à la perturbation $V_0(s)$ (équation (4.13)). En mode confort hydractive, la fonction $R_1 = 0$.

La figure 4.8 présente les diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_1(j\omega)$ *(a),* $T_1(j\omega)$ *(b)* et $R_1(j\omega)$ *(c)* dans les cas de la suspension Ground-Hook Optimale (en vert).

L'effet de la régulation apparait seulement au voisinage de la fréquence propre ω_{n1} de la masse non suspendue m (10.8 Hz) avec un comportement filtre coupe-bande (appelé aussi filtre réjecteur de bande) pour S_1, traduisant ainsi une diminution de la sensibilité de l'accélération A_1 à la perturbation D_{a1} dans cette bande fréquentielle ;

De la même manière, comparativement au mode CoHyd où la fonction $T_1 = 0$ en échelle linéaire, la boucle de régulation conduit à une sensibilité maximale de 0.46 en échelle linéaire (-4.46 dB) de la sortie $A_1(s)$ au bruit de mesure $N_1(s)$ au voisinage de la pulsation naturelle ω_{n1} (figure 4.8.b).

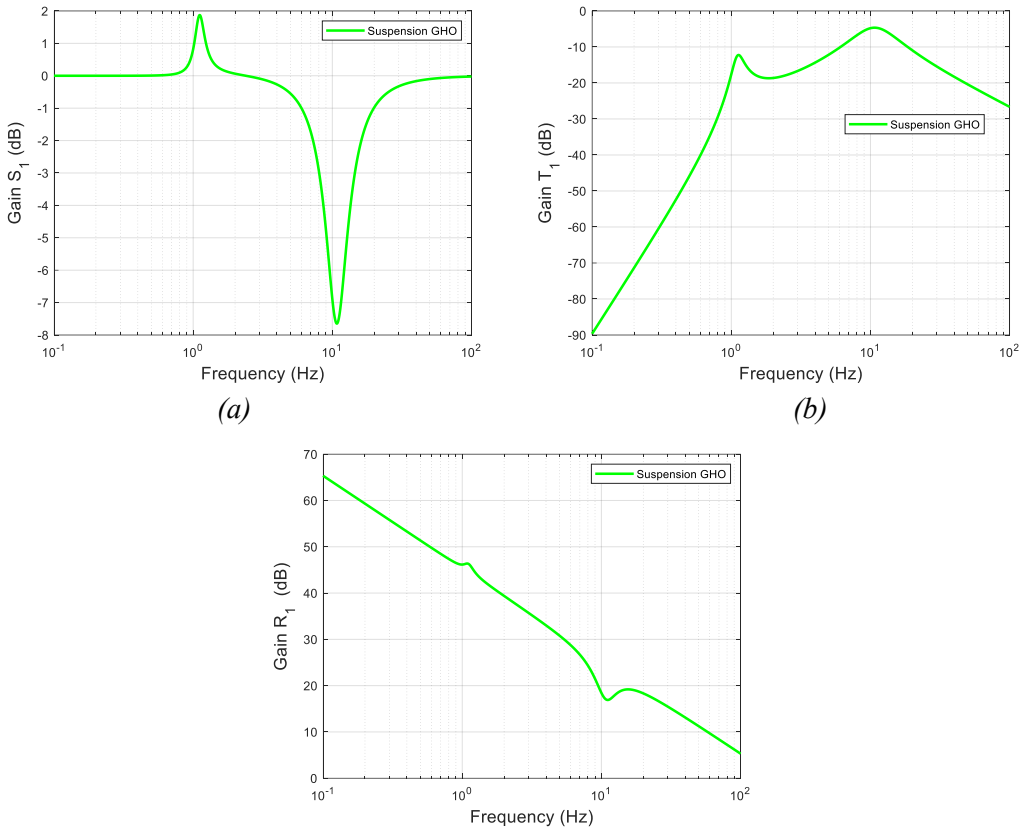


Figure 4.8 *– Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_1(j\omega)$ (a), $T_1(j\omega)$ (b) et $R_1(j\omega)$ (c) dans les cas de la suspension Ground-Hook Optimale (en vert)*

4.4 – Stratégie Crone Ground-Hook Généralisée : CGHG

Dans ce contexte, le régulateur associé à la stratégie Crone Ground-Hook Généralisée (CGHG) est défini par :

$$C_1(s) = \frac{b_{gh}}{s^{\nu_1}} \ , \tag{4.15}$$

avec $b_{gh} < 0$ et $\nu_1 \in [0\,;2]$.

La stratégie CGHG est donc définie par deux paramètres (équation (4.14)), la constante b_{gh} et l'ordre d'intégration fractionnaire ν_1, compris entre 0 et 2. Cette stratégie s'inscrit dans la théorie des systèmes fractionnaires, qui permet, avec un faible nombre de paramètres (ici 2 paramètres : b_{gh} et ν_1), de couvrir une large gamme de comportements :

- $\nu_1 = 0$ => comportement inertiel (Yang et al., 2025) ;
- $0 < \nu_1 < 1$ => comportement visco-inertiel ;
- $\nu_1 = 1$ => comportement visqueux ;
- $1 < \nu_1 < 2$ => comportement visco-élastique ;
- $\nu_1 = 2$ => comportement élastique.

4.4.1 - Détermination des paramètres optimaux des stratégies CGHN et CGHG

En raison de l'existence d'un dilemme accélération-débattement (Hamrouni et al., 2019b), les deux variables considérées pour la définition des critères utilisés pour l'optimisation sont :

- l'accélération $a_1(t)$ de la masse non suspendue m ;
- le débattement $z_{12}(t) = z_1(t) - z_2(t)$ de la suspension, où $z_i(t)$ représente le déplacement vertical de la masse non suspendue (i = 1) et de la masse non suspendue (i =2).

Compte tenu du processus générateur du profil routier (paragraphe 1.2.21), les deux critères J_{a1} et J_{z12} sont définis par :

$$J_{a_1}\left(b_{gh},\nu_1\right)=\frac{\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}}\left|H_{a_1}\left(j\omega,b_{gh},\nu_1\right)\right|^2 d\omega}{\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}}\left|H_{a_1}\left(j\omega,0,0\right)\right|^2 d\omega}, \tag{4.16}$$

et

$$J_{z_{12}}\left(b_{gh},\nu_1\right)=\frac{\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}}\left|H_{z_{12}}\left(j\omega,b_{gh},\nu_1\right)\right|^2 d\omega}{\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}}\left|H_{z_{12}}\left(j\omega,0,0\right)\right|^2 d\omega}, \tag{4.17}$$

avec ω_{min} = 2π 0.1 rad/s et ω_{max} = 2π 30 rad/s, et où chaque terme au dénominateur correspond à la valeur du critère en mode Confort Hydractive (CoHyd). Ainsi, l'interprétation des résultats est facilitée puisque toute valeur de J_{a1} et J_{z12} inférieure à l'unité traduit une amélioration par rapport au mode CoHyd et inversement toute valeur supérieure à l'unité traduit une dégradation par rapport au mode CoHyd.

La démarche de recherche des paramètres optimaux b_{gh} et ν_1 se fait en deux étapes.

La première étape consiste à fixer ν_1 = 1, définissant ainsi la stratégie Crone Ground-Hook Nominale (CGHN).

Pour l'exemple traitée, la figure 4.9 présente, en fonction du gain b_{gh}, les variations des critères J_{a1} (en bleu) et J_{z12} (en rouge), ainsi que la variation du critère global J_T (en noir) défini par :

$$J_T\left(b_{gh},1\right)=\frac{J_{a_1}\left(b_{gh},1\right)+J_{z_{12}}\left(b_{gh},1\right)}{2}. \tag{4.18}$$

Comparativement au mode CoHyd ($u_{a1}(t)$ = 0, soit b_{gh} = 0), l'observation de la figure 4.9 met en évidence qu'une augmentation de la valeur absolue de b_{gh}, soit $|b_{gh}|$, conduit à :

- une diminution de J_{a1} ;
- une augmentation de J_{z12},

traduisant ainsi la présence d'un dilemme qui justifie l'utilisation du critère global J_T. Ainsi la valeur minimale de J_T est obtenue pour b_{gh} = - 681 Ns/m.

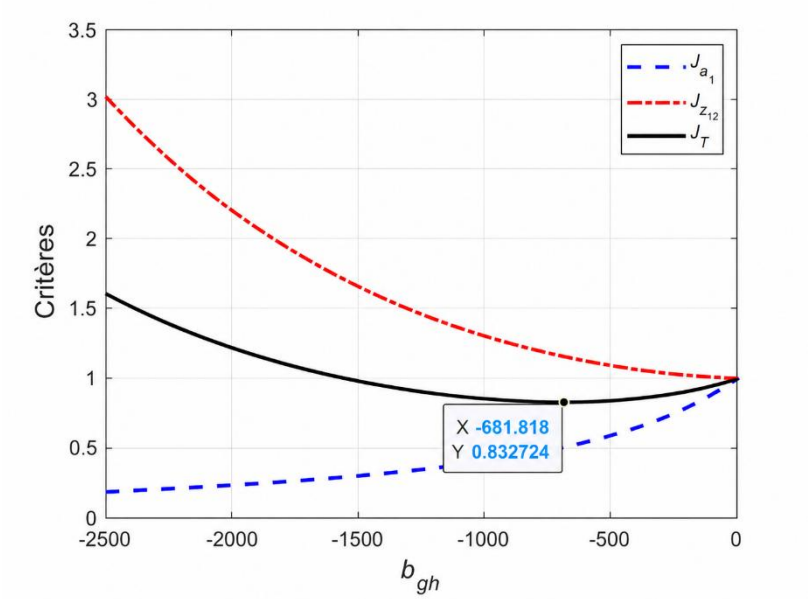


Figure 4.9 – *Variations des critères J_{a1} (en bleu) et J_{z12} (en rouge), ainsi que du critère global J_T (en noir) en fonction du gain b_{gh} (a)*

La deuxième étape consiste à déterminer ν_1 et b_{gh} avec une contrainte d'iso-rapidité fixée par ω_{-3dB}, où ω_{-3dB} représente la fréquence limite supérieure de la bande passante à -3dB de la boucle de commande CGHN. Ainsi le couple de valeurs (b_{gh} ; ν_1) est déterminé avec une contrainte assurant une rapidité de la dynamique de la boucle CGHG identique à celle de la boucle CGHN.

La figure 4.10 présente, en fonction de l'ordre ν_1, les variations des critères J_{a1} (en bleu) et J_{z12} (en rouge), ainsi que la variation du critère global J_T (en noir). La valeur minimale de J_T (min[J_T] = 0.734, ce qui correspond à une amélioration de 27.7% par rapport au mode CoHyd) est obtenue pour ν_1 = 0.66 et b_{gh} = - 153.5 $Ns^{0.6}/m$.

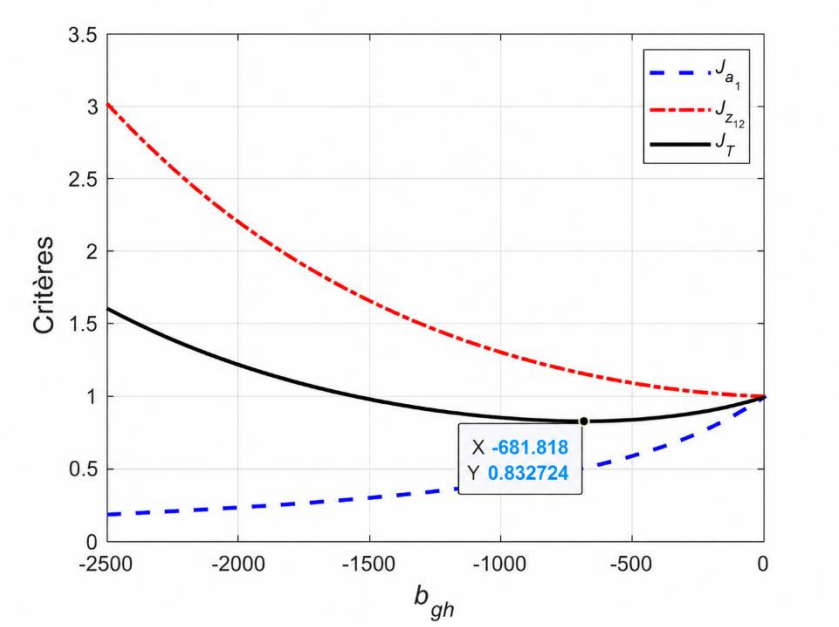


Figure 4.10 – *Variations des critères J_{a1} (en bleu) et J_{z12} (en rouge), ainsi que du critère global J_T (en noir) en fonction de l'ordre ν_1*

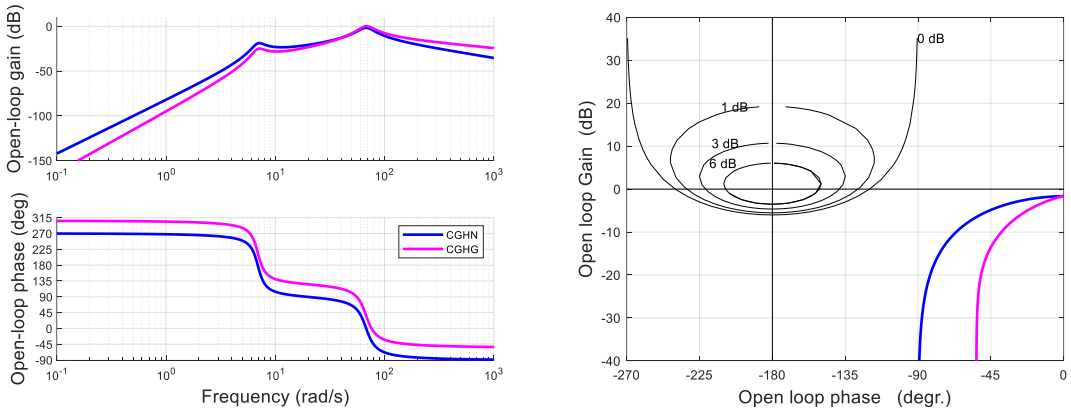
4.4.2 - Performances

4.4.2.1 – Performances d'un point de vue théorie du contrôle

D'un point de vue théorie du contrôle, les indicateurs de performance retenus pour l'analyse sont :

- dans le ***domaine fréquentiel*** :
  - les diagrammes de Bode de la réponse fréquentielle $\beta_1(j\omega)$ ainsi que ses lieux de Black-Nichols ;
  - les diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_1(j\omega)$, $T_1(j\omega)$ et $R_1(j\omega)$;
- dans le ***domaine temporel***, :
  - l'accélération verticale $a_1(t)$ de la masse non suspendue m en tant que grandeur régulée ;
  - la commande en force $u_{a1}(t)$ (vérification du risque de saturation et de la sensibilité au bruit de mesure).

La figure 4.11 présente les diagrammes de Bode *(a)* et les lieux de Black-Nichols *(b)* de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_1(s)$ obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta).



(a) *(b)*

***Figure 4.11** – Diagrammes de Bode (a) et lieux de Black-Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_1(s)$ obtenue avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta)*

La figure 4.12 présente les diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_1(j\omega)$ *(a),* $T_1(j\omega)$ *(b)* et $R_1(j\omega)$ *(c)* obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta).

Comparativement au mode Confort Hydractive (pas de régulation, $U_{a1}(s) = 0$) où la fonction $S_1 = 1$ (0 dB), la boucle de régulation conduit à (figure 4.12.a) :

- une augmentation locale au voisinage de la pulsation naturelle ω_{n2} de la masse suspendue,
- une diminution locale au voisinage de la pulsation naturelle ω_{n1} de la masse non suspendue de la sensibilité de la sortie $A_1(s)$ à la perturbation $V_0(s)$.

De la même manière, comparativement au mode CoHyd où la fonction $T_1 = 0$ en échelle linéaire, la boucle de régulation conduit à une sensibilité maximale de 0.55 en échelle linéaire (-5.26 dB) de la sortie $A_1(s)$ au bruit de mesure $N_1(s)$ au voisinage de la pulsation naturelle ω_{n1} (figure 4.12.b).

Enfin, toujours comparativement au mode CoHyd où la fonction $R_1 = 0$ en échelle linéaire, la boucle de régulation conduit inexorablement à une augmentation de la sensibilité de la commande $U_{a1}(s)$ au bruit de mesure $N_1(s)$ et à la perturbation $V_0(s)$.

Remarque

D'un point de vue général en théorie de contrôle, il est nécessaire de limiter le gain du contrôleur aux hautes fréquences afin de réduire la sensibilité du signal de commande au bruit de mesure. Cette sensibilité est quantifiée à l'aide de la fonction de sensibilité R_1 définie par la relation (4.11).

Dans le cas particulier des approches Sky-Hook (SH) et Ground-Hook (GH) mises en œuvre à partir de la mesure de l'accélération (de la masse suspendue M pour SH et de la masse non suspendue m pour GH), l'expression du contrôleur est celle d'un intégrateur (relation 4.14)).

Ainsi, le gain de la fonction de sensibilité R_1 tend vers zéro lorsque la fréquence tend vers l'infini (voir figure 4.12.c), ce qui minimise la sensibilité du signal de commande au bruit de

mesure. Il n'est donc pas nécessaire d'ajouter une contrainte spécifique lors de la conception du contrôleur vis-à-vis du bruit de mesure.

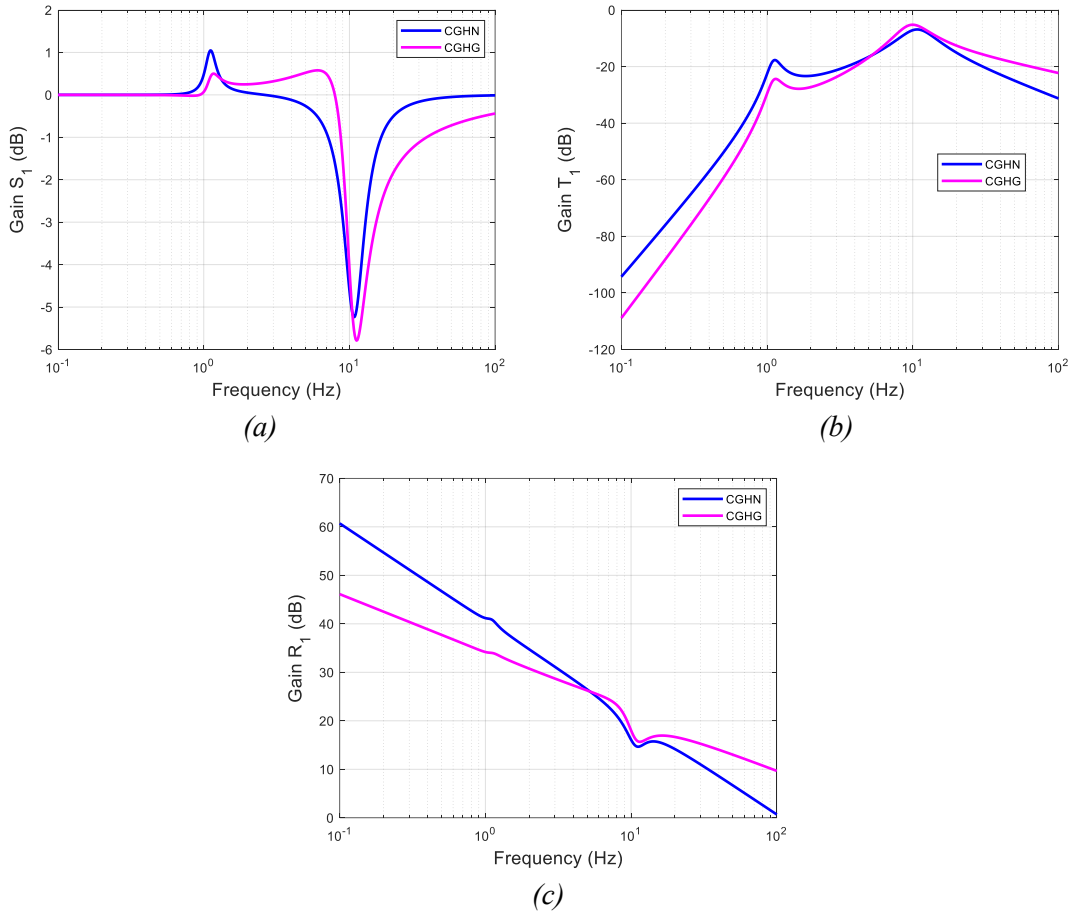


***Figure 4.12** – Diagrammes de gain des fonctions de sensibilité $S_1(j\omega)$ (a), $T_1(j\omega)$ (b) et $R_1(j\omega)$ (c) obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta)*

La figure 4.13 présente les réponses temporelles $a_1(t)$ ((a) et (b)) et $u_{a1}(t)$ ((c) et (d)) obtenues avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode Confort Hydractive (CoHyd) (en rouge), et ce lorsque le profil routier appliqué est celui d'une route ISO Class B avec V_x = 30 m/s (108 km/h).

Ces réponses temporelles confirment :

- une diminution de la sensibilité de l'accélération verticale $a_1(t)$ à la perturbation $v_0(t)$ du profil routier comparativement au mode CoHyd (en rouge), et ce pour les deux stratégies CGHN et CGHG (figure 4.13.a et 4.13.b) ;
- l'absence de saturation de la commande (figure 4.13.c et 4.13.d).

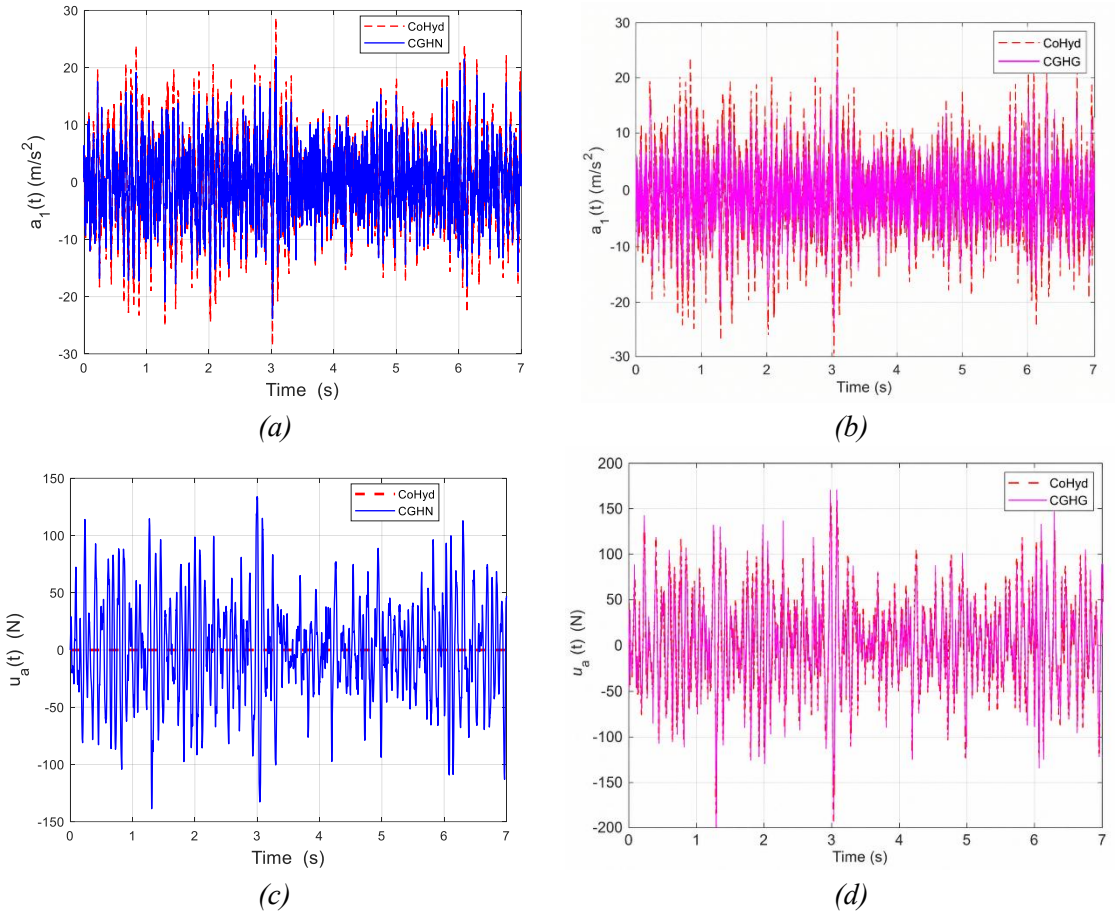


Figure 4.13– *Réponses temporelles $a_1(t)$ ((a) et (b)) et $u_a(t)$ ((c) et (d)) obtenues avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge)*

4.4.2.2 - Performances d'un point de vue étude vibratoire

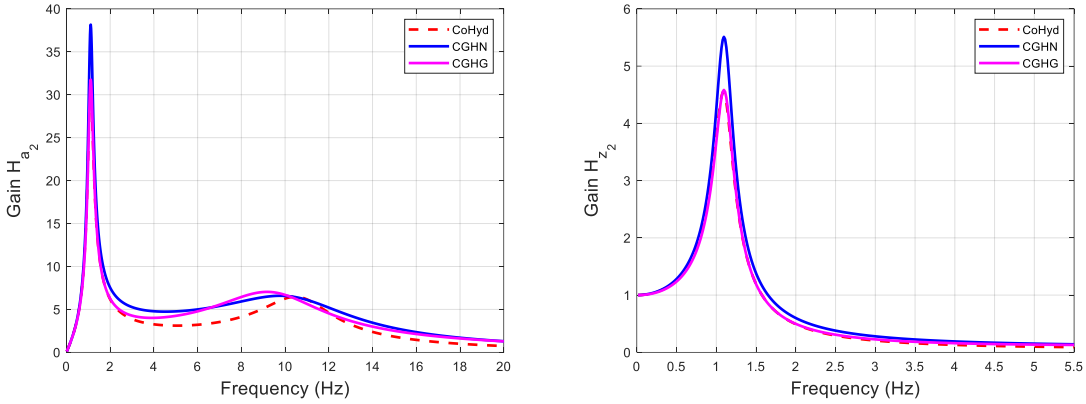
Pour rappel, dans le ***domaine fréquentiel***, les performances sont analysées de manière ***qualitative*** à l'aide des diagrammes de gain (tracés en échelle lin-lin : échelle linéaire pour le gain et la fréquence) des transferts :

- pour le ***confort*** : $H_{a_2}(s) = A_2(s)/V_0(s)$ sur l'intervalle [0 ; 20] Hz ; $H_{z_2}(s) = Z_2(s)/Z_0(s) = V_2(s)/V_0(s)$, sur l'intervalle [0 ; 5.5] Hz ;
- pour le ***fonctionnement*** : $H_{z_{12}}(s) = Z_{12}(s)/V_0(s)$ sur l'intervalle [0 ; 20] Hz ;
- pour la ***tenue de roue*** : $H_{a_1}(s) = A_1(s)/V_0(s)$, $H_{z_1}(s) = Z_1(s)/Z_0(s) = V_1(s)/V_0(s)$ et $H_{f_z}(s) = F_z(s)/V_0(s)$ sur l'intervalle [0 ; 20] Hz.

Toujours dans le ***domaine fréquentiel***, les performances sont analysées de manière ***quantitative*** à l'aide des indicateurs de performance définis par l'équation (3.53), avec :

- pour la stratégie GHO, b_{gh} = - 1 161 Ns/m ;
- pour la stratégie CGHN, b_{gh} = - 681 Ns/m et $\nu_l = 1$;
- pour la stratégie CGHG, b_{gh} = - 153 $Ns^{0.6}$/m et $\nu_l = 0.6$.

La figure 4.14 présente les diagrammes de gain des transferts $H_{a_2}(s)$ (a) et $H_{z_2}(s)$ (b) obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge).



(a) *(b)*

***Figure 4.14** – Diagrammes de gain des transferts $H_{a_2}(s)$ (a) et $H_{z_2}(s)$ (b) obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge)*

La figure 4.15 présente les diagrammes de gain du transfert $H_{z_{12}}(s)$ obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge).

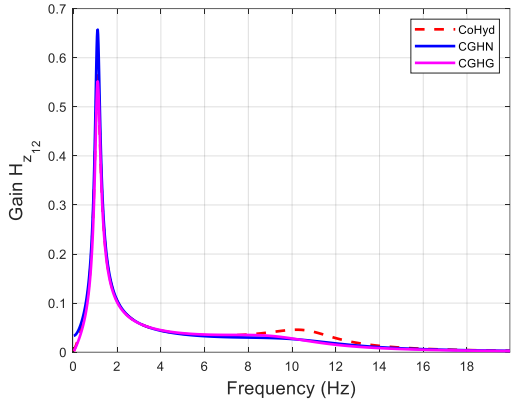


***Figure 4.15** – Diagrammes de gain du transfert $H_{z_{12}}(s)$ obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en vert), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge)*

La figure 4.16 présente les diagrammes de gain des transferts $H_{a_1}(s)$ (a), $H_{z_1}(s)$ (b) et $H_{f_z}(s)$ obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge).

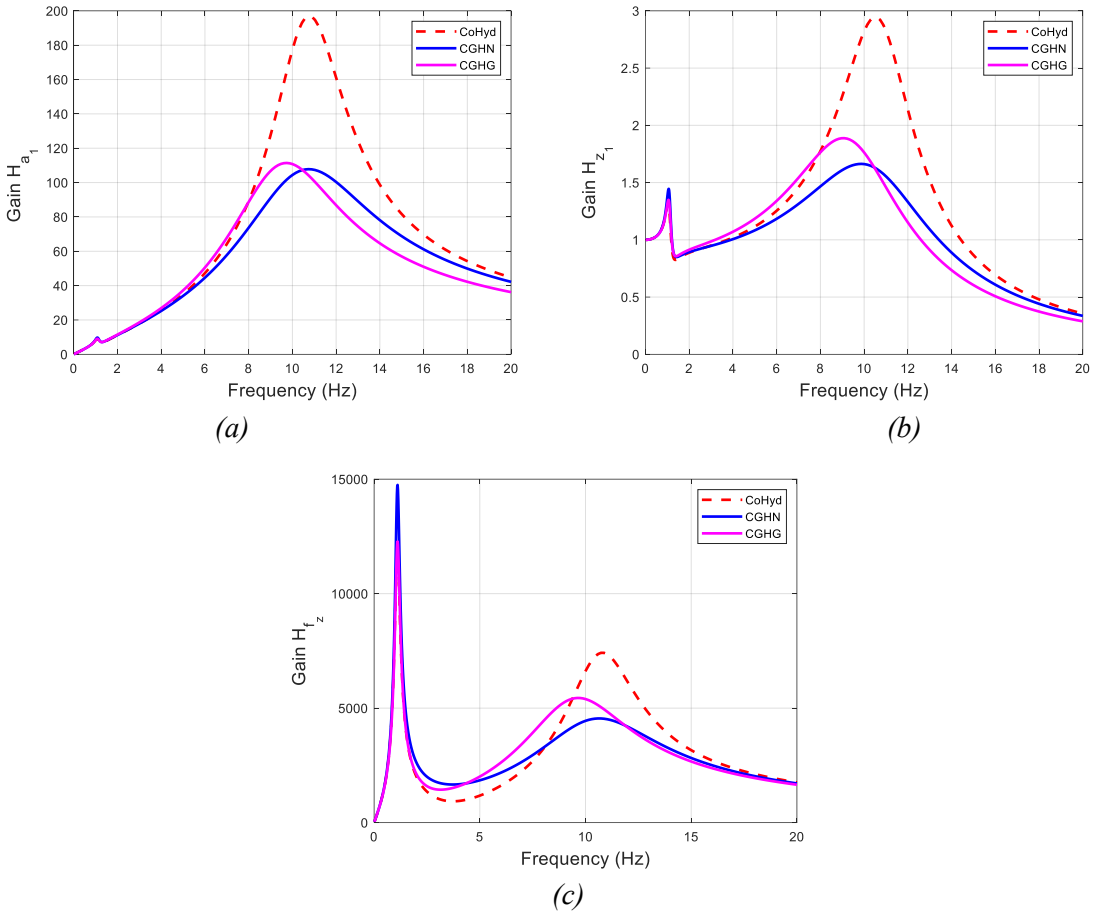


***Figure 4.16** – Diagrammes de gain des transferts $H_{a_1}(s)$ (a), $H_{z_1}(s)$ (b) et $H_{f_z}(s)$ obtenus avec les stratégies CGHN (en bleu) et CGHG (en vert), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge)*

Le tableau 4.1 présente une synthèse résumant les valeurs des critères $J_x(b_{gh}$; $v_1)$ pour les trois stratégies GHO, CGHN et CGHG associées à l'ODD$_3$, et ce dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue. Pour rappel, toutes les valeurs supérieures à l'unité (dégradation) sont en rouge et toutes les valeurs inférieures à l'unité (amélioration) sont en vert. Les valeurs numériques qui apparaissent dans la colonne ***Moyenne*** sont égales à la somme des valeurs des six composantes J_x divisée par 6. Afin de faciliter l'analyse, ce tableau est accompagné par la figure 4.17 qui représente le diagramme radar de ces 3 stratégies.

Tableau 4.1 *– Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $J_x(b_{gh}\ ;\ v_l)$ pour les stratégies GHO, CGHN, et CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

	Domaines								
	Confort			Fonctionnement	Tenue de roue				
Critères	J_{a2}	J_{z2}	$(J_{a2}+J_{z2})/2$	J_{z12}	J_{a1}	J_{z1}	J_{fz}	$(J_{a1}+J_{z1}+J_{fz})/3$	**Moyenne**
GHO	1.88	1.66	1.77	0.99	0.36	0.42	0.78	0.52	1.09
CGHN	1.46	1.31	1.385	0.99	0.51	0.55	0.77	0.61	1.00
CGHG	1.19	0.99	1.09	0.91	0.47	0.59	0.82	0.63	0.88

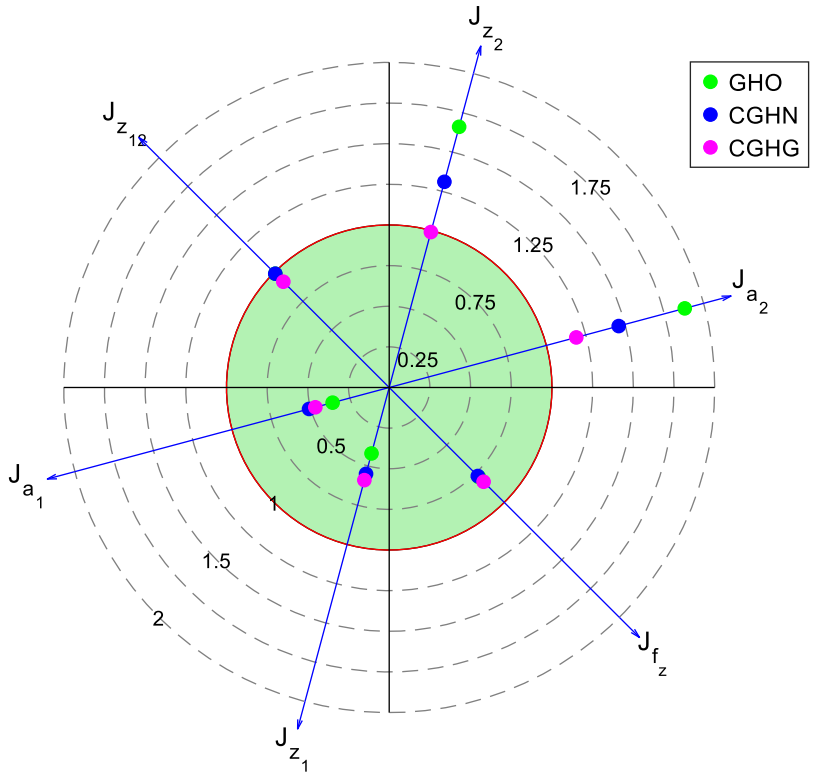


Figure 4.17 *– Diagramme radar résumant les valeurs des critères $J_x(b_{gh}\ ;\ v_l)$ pour les stratégies GHO, CGHN et CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

De manière globale et comparativement au mode CoHyd, l'analyse des valeurs numériques des critères définis dans le ***domaine fréquentiel*** (tableau de synthèse, 4.1 et le diagramme radar de la figure 4.17) met en évidence un résultat connu pour les stratégies GH, à savoir que les trois stratégies GHO, CGHN et CGHG conduisent à une amélioration de la tenue de roue, mais aussi à une dégradation du confort vibratoire (dilemme confort-tenue de roue).

La comparaison de chacun des scores (moyenne des six critères fréquentiels) obtenus pour les trois stratégies permet d'affirmer que la stratégie CGHG est celle qui obtient le meilleur résultat. En effet, de manière plus détaillée, la stratégie CGHG est celle qui :

- dégrade le moins le confort vibratoire (valeur moyenne du ***critère confort*** égale à **1.09** contre **1.38** pour la stratégie CGHN, et **1.77** pour la stratégie GHO),
- met en défaut le dilemme accélération-débattement puisque la diminution du critère concernant l'accélération a_1 ne s'accompagne pas d'une augmentation du critère concernant le débattement z_{12} de la suspension. En effet, la valeur du ***critère fonctionnement*** est égale à **0.919**.

Par contre, si on se focalise uniquement sur le critère relatif à f_z, alors c'est la stratégie CGHN qui conduit au meilleur résultat en matière de minimisation des variations de la charge verticale sur le pneumatique (voir paragraphe 4.3.2) avec une valeur du critère égale à **0.77**.

Dans le ***domaine temporel***, les performances sont analysées de manière ***quantitative*** à l'aide d'indicateurs de performance définis par la valeur numérique Root Mean Square (RMS), soit :

$$I_x\left(b_{gh},\nu_1\right)=\frac{\mathrm{RMS}\left[x\left(t,b_{gh},\nu_1\right)\right]}{\mathrm{RMS}\left[x\left(t,0,0\right)\right]}\ , \tag{4.19}$$

et où, selon les critères, la variable x représente :

- pour le ***confort***, l'accélération verticale a_2 et le déplacement vertical z_2 de la masse suspendue M (châssis) ;
- pour le ***fonctionnement***, le débattement z_{12} de la suspension (limité par la course) ;
- pour la ***tenue de roue***, l'accélération verticale a_1 et le déplacement z_1 de la masse non suspendue m (roue), ainsi que la composante dynamique f_z de la charge sur le pneumatique.

Le tableau 4.2 présente un tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $I_x(b_{gh}\ ;\ \nu_1)$ (équation (4.18)) pour les trois stratégies basées sur GHO, CGHN et CGHG, et ce dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue. De la même manière, toutes les valeurs supérieures à l'unité (dégradation) sont en rouge et toutes les valeurs inférieures à l'unité (amélioration) sont en vert. Les valeurs numériques qui apparaissent dans la colonne ***Moyenne*** sont égales à la somme des valeurs des six composantes I_x divisée par 6. Pour faciliter l'analyse, ce tableau est accompagné par la figure 4.17 qui représente le graphique radar des 3 stratégies.

Tableau 4.2 *– Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $I_x(b_{gh}\ ;\ v_l)$ pour les stratégies GHO, CGHN, et CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

	Domaines								
	Confort			Fonctionnement	Tenue de roue				
Critères	I_{a2}	I_{z2}	$(I_{a2}+I_{z2})/2$	I_{z12}	I_{a1}	I_{z1}	I_{fz}	$(I_{a1}+I_{z1}+I_{fz})/3$	**Moyenne**
GHO	1.37	1.33	1.35	0.75	0.71	0.64	0.79	0.71	0.94
CGHN	1.24	1.17	1.21	0.8	0.78	0.74	0.83	0.78	0.93
CGHG	1.19	1.01	1.10	0.78	0.71	0.77	0.85	0.78	0.89

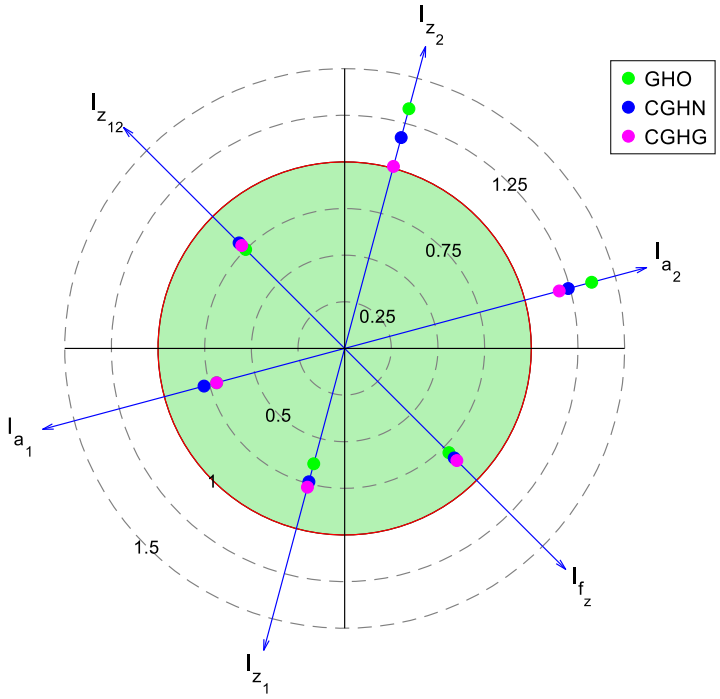


Figure 4.18 *– Diagramme radar résumant les valeurs des critères $I_x(b_{gh}\ ;\ v_l)$ pour les stratégies GHO, CGHN et CGHG, et ce dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

De manière globale et comparativement au mode CoHyd (u_{a1} = 0), l'analyse des valeurs numériques des critères définis dans le ***domaine temporel*** (tableau de synthèse tableaux 4.2 et graphique radar de la figure 4.18) confirme les résultats déjà constatés dans le ***domaine fréquentiel***. En effet, les trois stratégies GHO, CGHN et CGHG améliorent bien la tenue de roue mais dégradent le confort vibratoire (dilemme confort-tenue de roue).

La comparaison de chacun des scores (moyenne des 6 critères temporels) obtenus pour les trois stratégies confirme que la stratégie CGHG est celle qui obtient le meilleur résultat. En effet, de manière plus détaillée, la stratégie CGHG est bien celle qui :

- dégrade le moins le confort vibratoire (valeur moyenne du ***critère confort*** égale à **1.10** contre **1.21** pour la stratégie CGHN et **1.35** pour la stratégie GHO)

- met en défaut le dilemme accélération-débattement avec une valeur du ***critère fonctionnement*** égale à **0.78** contre **0.8** avec la stratégie CGHN et **0.75** avec la stratégie GHO.

Par contre, si on se focalise uniquement sur le critère relatif à f_z, alors c'est bien la stratégie GHO qui conduit au meilleur résultat en matière de minimisation des variations de la charge verticale sur le pneumatique avec une valeur du critère égale à **0.79** contre **0.83** avec la stratégie CGHN et **0.85** avec la stratégie CGHG.

4.5 – Conclusion

Dans le cadre de l'ODD_3, ce chapitre se focalise sur la stratégie Ground-Hook. Ainsi, après avoir rappelé le principe de cette stratégie tel que présenté dans la littérature, une étude comparative est proposée concernant deux versions de la stratégie Crone Ground-Hook (nominale CGHN et généralisée CGHG) orientées sécurité. Afin d'être significative, cette étude est menée, non seulement à iso-rapidité des boucles de régulation, mais aussi comparativement au mode CoHyd (Confort Hydractive, $u_{a1} = 0$). La conclusion de cette étude comparative est que la stratégie CGHG est celle qui obtient les meilleurs résultats, aussi bien dans le domaine fréquentiel que dans le domaine temporel, si on se focalise uniquement sur le critère relatif à l'accélération a_1 de la masse non suspendue. En effet, la stratégie CGHG est celle qui dégrade le moins le confort vibratoire et qui met en défaut le dilemme accélération-débattement, ce dernier traduisant habituellement le fait qu'une diminution de l'accélération a_1 entraîne une augmentation du débattement z_{12} de la suspension. Par contre, si on se focalise uniquement sur le critère relatif à la variation f_z des appuis au sol, alors c'est la stratégie CGHN qui conduit au meilleur résultat en matière de minimisation des variations de la charge verticale sur le pneumatique.

Le chapitre suivant constitue l'aboutissement de ces travaux de thèse avec l'agrégation des différentes stratégies de commande associées à chacun des trois ODD_k, et ce à l'aide d'une approche multi-contrôleurs.

Chapitre 5

Stratégie multi-contrôleurs appliquée à un système de suspension active d'un véhicule entièrement électrique

Table of contents

5.1 – Introduction 111
5.2 – Plateforme de simulation 111
5.3 – Conception de la loi de commande multi- contrôleurs 115
5.3.1 – Loi de commande optimale pour l'ODD_1 116
5.3.2 – Loi de commande optimale pour l'ODD_3 118
5.3.3 – Loi de commande optimale pour l'ODD_2 119
5.3.4 – Architecture multi-contrôleurs 127
5.4 – Analyse des performances dans le domaine temporel 129
5.5 – Conclusion 134

5.1 – Introduction

Les chapitres précédents ont permis de concevoir et de valider séparément les lois de commande locales associées à chacun des trois ODD_k. Plus précisément, une stratégie Crone Sky-Hook a été développée pour l'ODD_1, une stratégie Crone Ground-Hook a été définie pour l'ODD_3 et une stratégie mixte est proposée pour l'ODD_2. L'étape finale consiste alors à intégrer ces différentes lois de commande dans une architecture unifiée capable d'assurer leur coordination en fonction des conditions de conduite.

L'objectif de ce dernier chapitre est donc précisément de présenter la conception et la validation d'une telle architecture multi-contrôleurs appliquée au système de suspension. L'idée retenue consiste à définir, pour chacune des quatre suspensions indépendantes du véhicule, une commande ***globale*** obtenue comme combinaison pondérée de plusieurs lois ***locales***, les pondérations étant déterminées à partir de variables d'activation représentatives de l'état dynamique du véhicule. Cette approche permet ainsi d'assurer une transition continue entre les différentes stratégies de commande associées aux trois ODD_k, tout en tenant compte des sollicitations longitudinales et transversales réellement subies par le véhicule.

Ce chapitre est organisé de la manière suivante. Le paragraphe 5.2 présente la plateforme de simulation utilisée. Le paragraphe 5.3 rappelle les lois de commande locales associées aux trois ODD_k, puis introduit l'architecture multi-contrôleurs proposée pour le système de suspension. Le paragraphe 5.5 est consacrée à l'analyse des performances dans le domaine temporel à partir du scénario de validation défini sur circuit fermé. Enfin, le dernier paragraphe conclut ce chapitre en synthétisant les principaux résultats obtenus et en discutant l'intérêt de l'approche proposée pour le contrôle hiérarchisé de la suspension dans le cadre des véhicules connectés et automatisés.

5.2 – Plateforme de simulation

Plusieurs plateformes de simulation automobile basées sur des scénarios sont aujourd'hui utilisées pour l'évaluation des systèmes avancés d'aide à la conduite, telles que CarMaker, PreScan ou VTD (voir Chapitre 1). Dans cette thèse, le choix s'est porté sur SCANeR en raison de sa cohérence avec le cadre expérimental de l'OpenLab « *Electronics and Systems for Automotive* » (ESA) dans lequel s'inscrivent ces travaux. Cette plateforme permet de simuler au sein d'un même environnement le véhicule, la route, le trafic, le conducteur, les capteurs et les conditions de conduite. Elle offre en outre la possibilité d'intégrer des modèles développés sous Matlab/Simulink. Ce point est essentiel pour la présente étude puisque le modèle non linéaire du véhicule électrique à 16 degrés de liberté ainsi que les lois de commande de la suspension ont d'abord été développés dans l'environnement Matlab/Simulink avant d'être intégrés sous SCANeR. La plateforme de l'OpenLab ESA (figure 5.1) associe une partie matérielle et une partie logicielle. La partie matérielle comprend un poste de conduite équipé d'un volant à retour d'effort, de deux pédales, d'un siège réglable et d'un grand écran. Ces éléments interagissent avec l'environnement logiciel SCANeR, qui intègre une bibliothèque

complète et paramétrable de modèles de routes, de dynamique véhicule, de trafic, de capteurs et d'environnements.



Figure 5.1– *Plateforme de simulation de l'OpenLab ESA*

La plateforme de simulation permet de valider l'ensemble des stratégies (observateurs, contrôleurs, superviseurs, etc.) d'abord développées sous Matlab/Simulink, dans le cadre des systèmes d'aide à la conduite (ADAS) et des Véhicules Autonomes et Connectés (VAC).

Dans le cadre de cette thèse, un scénario d'abord développé sous Matlab/Simulink, puis intégré dans SCANeR, est utilisé pour évaluer les performances de l'architecture multi-contrôleurs du système de suspension.

Ce scénario est associé à un circuit fermé composé de deux lignes droites de 1000 m (en bleu et en vert sur figure 5.2) reliées par deux courbes de rayon constant R_c = 159 m et de longueur 500 m (en noir et en rouge sur figure 5.2), c'est-à-dire un circuit d'une longueur totale de 3 km. Dans le cadre de l'OpenLab ESA, ce circuit est utilisé pour mener des études comparatives entre différentes stratégies de commande des ADAS (systèmes steer-by-wire, brake-by-wire, groupes motopropulseurs électriques, suspensions actives électriques, etc).

Pour le scénario de validation de la loi de commande multi-contrôleurs, le conducteur (figure 5.1) se concentre uniquement sur la commande du volant. En effet, un système ACC est utilisé afin de garantir le passage (balayage) des trois ODD_k sur un tour de circuit et de manière reproductible à chaque nouvel essai. Ainsi, la vitesse longitudinale de référence $V_{x_ref}(t)$ imposée

au système ACC est définie à partir d'une loi d'accélération longitudinale trapézoïdale $V_x(t)$ prenant en compte des contraintes liées, non seulement, à la géométrie du circuit figure 5.2, mais aussi au scénario choisi par le concepteur.

Une procédure a été développée sous Matlab/Simulink pour générer automatiquement la loi temporelle trapézoïdale en accélération à partir de la géométrie du circuit et des choix du concepteur en termes de vitesse et de phases d'accélération/décélération. À noter que le circuit est parcouru dans le sens trigonométrique direct. À l'instant initial t_0, le véhicule est à l'arrêt et positionné aux coordonnées (0 ; 0), au départ de la première ligne droite figure 5.2. Le scénario retenu dans ce chapitre est défini par les courbes de la figure 5.3, qui représentent les lois temporelles désirées de l'accélération longitudinale et de la vitesse, ainsi que le déplacement le long du circuit (abscisse curviligne). Le code couleur utilisé en figure. 5.3 correspond à celui de la figure. 5.2.

À noter que, dans les deux virages à rayon constant, la vitesse longitudinale V_x du véhicule (exprimée dans le repère véhicule) est constante (50 km/h). Par conséquent, l'accélération longitudinale Γ_x (dans le repère véhicule) est nulle, tandis que l'accélération transversale Γ_y n'est pas nulle. Le rayon R_c étant constant, tout comme la vitesse longitudinale V_x, l'accélération transversale Γ_y est constante et égale à $\Gamma_y = V_x^2 / R_c$.

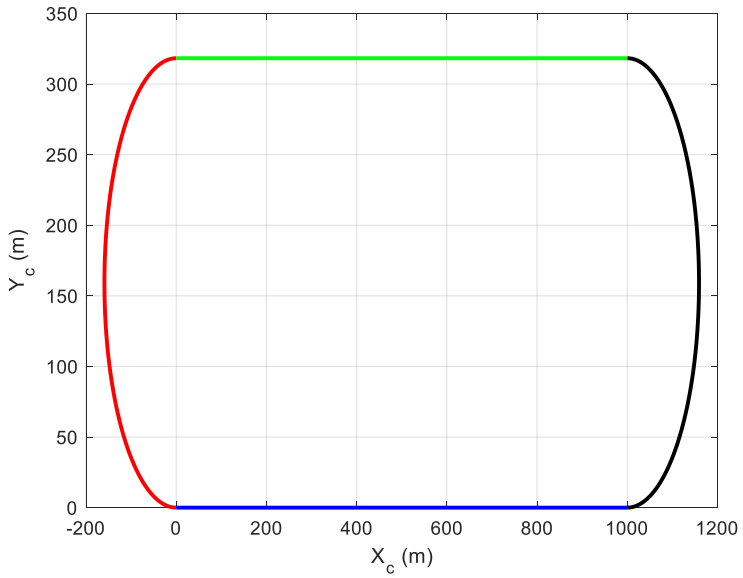


Figure 5.2 *– Définition géométrique du circuit utilisé pour le scénario*

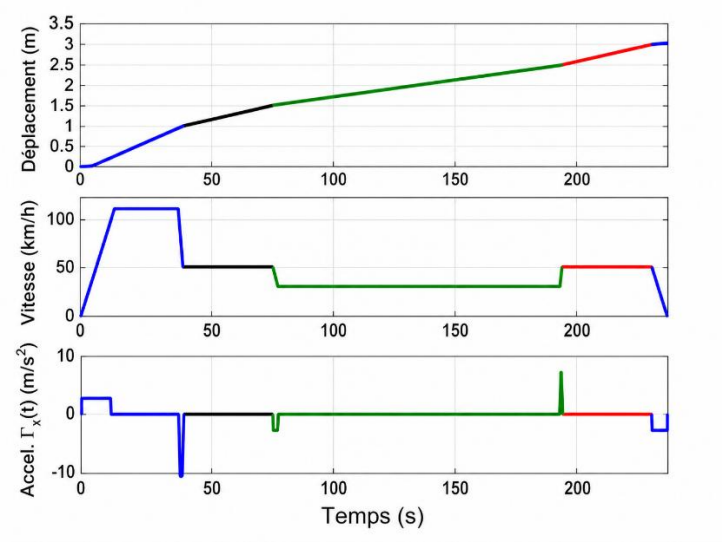


Figure 5.3 *– Accélération longitudinale souhaitée $\Gamma_x(t)$, vitesse longitudinale $V_x(t)$ et déplacement le long du circuit (abscisse curviligne) en fonction du temps.*

Dans la direction verticale, le profil de route Z_c du circuit est défini par une route de classe B, conformément à la norme ISO 8608 (ISO, 1995). Les détails complets concernant la définition et la simulation de ce profil de route aléatoire sont fournis dans (Lenkutis et al., 2020). De plus, au début et à la fin de la deuxième ligne droite (en vert, figure. 5.2), deux dos d'âne identiques sont placés afin de délimiter une zone piétonne où la vitesse du véhicule est limitée à 30 km/h. Il est à noter que la surface des ralentisseurs est lisse, contrairement au reste du profil de la route. Tous les détails concernant la définition de ces deux ralentisseurs sont fournis dans (Farah et al., 2024b).

La figure 5.4 présente la représentation 3D du circuit défini dans la figure 5.2, avec un zoom sur le profil aléatoire de la route sur les cinquante premiers mètres de la deuxième ligne droite, ainsi qu'un zoom sur le profil du premier ralentisseur.

Pour résumer le scénario, le véhicule est initialement à l'arrêt et positionné au point (0 ; 0) sur la ligne droite en bleu. À l'instant t_0, le système ACC est activé. Sur la première ligne droite (en bleu), le véhicule atteint une vitesse V_x = 110 km/h avant de ralentir (toujours en ligne droite) afin d'atteindre une vitesse V_x = 50 km/h à l'entrée du premier virage (en noir). Cette vitesse maintenue constante tout au long du virage. Au début de la deuxième ligne droite (en vert), le véhicule ralentit à nouveau pour atteindre une vitesse V_x = 30 km/h (zone piétonne) au niveau des deux ralentisseurs. Avant la fin de cette deuxième ligne droite, le véhicule accélère pour atteindre à nouveau une vitesse V_x = 50 km/h maintenue constante tout au long du deuxième virage (en rouge). Enfin, de retour sur la première ligne droite (en bleu), le véhicule ralentit jusqu'à l'arrêt complet.

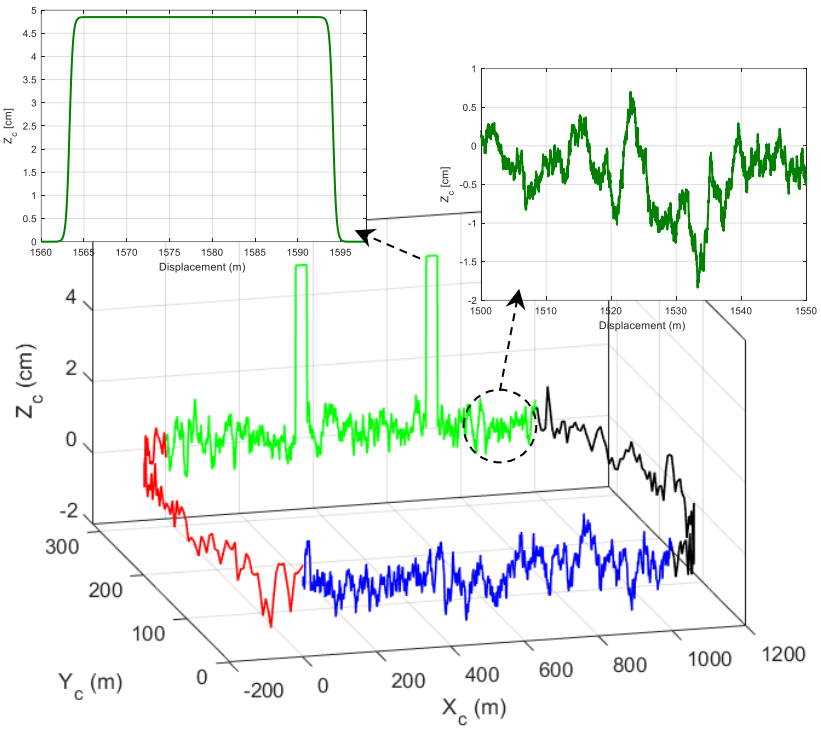


Figure 5.4 *– Représentation 3D du circuit défini en figure 5.2, avec un zoom sur le profil de route aléatoire des cinquante premiers mètres de la deuxième ligne droite, ainsi qu'un zoom sur le profil du premier ralentisseur*

5.3 – Conception de la loi de commande multi-contrôleurs

Le contrôle de la suspension s'inscrit dans un cadre plus large de la commande hiérarchisée à l'échelle du véhicule et du contrôle global du châssis (Termous, 2020), (Termous et al., 2022). Dans ce cadre, le superviseur joue un rôle essentiel en recevant les informations en provenance, non seulement des capteurs proprioceptifs et extéroceptifs du véhicule, mais aussi des Infrastructures (V2X) et des autres véhicules (V2V). Dans le cas du contrôle de la suspension, la figure 5.5 présente le superviseur dont le rôle est d'estimer le domaine de fonctionnement (ODD_1, ODD_2 ou ODD_3) dans lequel se trouve le véhicule.

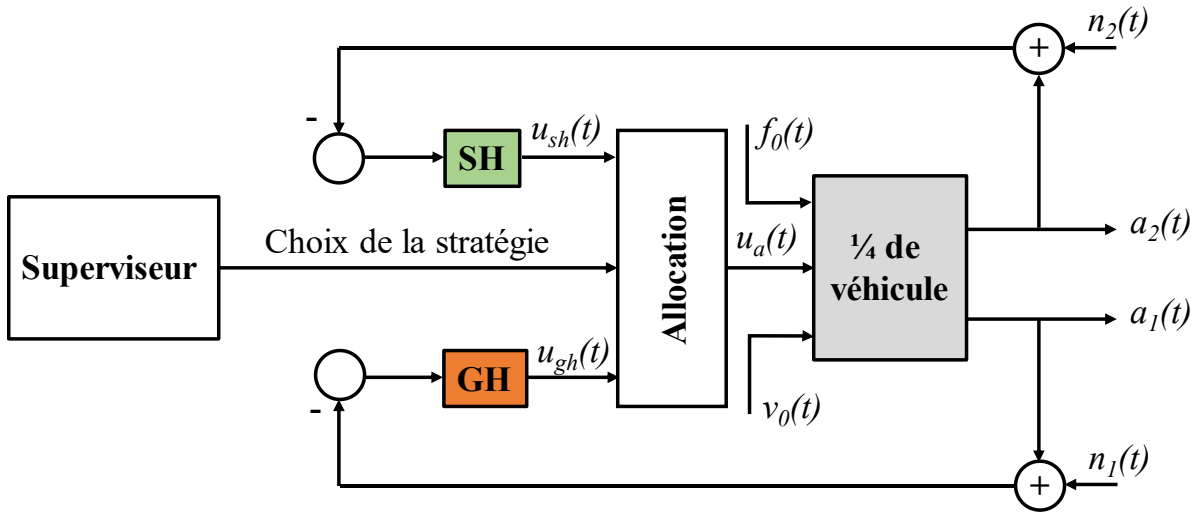


***Figure 5.5** – Architecture générale de la commande de la suspension*

Avant de présenter l'architecture multi-contrôleurs finale, un rappel synthétique des lois de commande optimales conçues pour chacun des trois ODD_k est proposé.

5.3.1 – Loi de commande optimale pour l'ODD$_1$

Pour rappel, sur route sèche, l'ODD_1 est caractérisé par des accélérations (Γ_x et Γ_y) inférieures à 4 m/s² en valeur absolue. Ce domaine correspond à la majeure partie du temps d'utilisation d'un véhicule de tourisme.

5.3.1.1 – Critère d'optimisation local $I_1(p)$

Dans la conception d'un système de suspension, l'ODD_1 est associé à l'étude du confort vibratoire puisque la gestion du dilemme Confort / Tenue de route n'est pas nécessaire. Par exemple, lors du franchissement d'un dos-d'âne avec une vitesse constante de 30 km/h ($\Gamma_x = 0$) en ligne droite ($\Gamma_y = 0$), la stratégie de commande de la suspension peut se concentrer entièrement sur la minimisation de $a_{2ij}(t)$ et $z_{12ij}(t)$ en ne gérant que le dilemme Confort / Débattement de suspension. Dans ce cas, quelle que soit la loi de commande choisie pour l'ODD_1, le critère local $I_1(p)$ est défini comme la somme pondérée de deux composantes relatives à $a_{2ij}(t)$ et $z_{12ij}(t)$. Dans le domaine temporel, pour un véhicule circulant sur un profil de route aléatoire, $I_1(p)$ s'exprime sous la forme :

$$I_1(p) = \frac{\sum_{l=1}^{2} \left(\rho_l \ I_{w_l}\left(w_l(t), p \right) \right)}{\sum_{l=1}^{2} \rho_l}. \qquad (5.1)$$

5.3.1.2 – Loi de contrôle local pour l'ODD$_1$

Pour rappel, trois versions de suspension ont été définies, à savoir : la suspension Crone Sky-Hook Nominale (CSHN), la suspension Crone Sky-Hook Généralisée (CSHG) (Farah et al., 2024a) et la suspension Crone Sky-Hook 1G (CSH1G) (Farah et al., 2025b).

La loi de commande de la suspension CSHG est définie par un contrôleur dont la fonction de transfert a pour expression (voir Chapitre 3) :

$$C_{cshg}(s) = \frac{b_{csh}}{s^{\nu_2}}, \tag{5.2}$$

où b_{csh} est une constante positive $\left(\text{en Ns}^{\nu_2}/\text{m}\right)$ et ν_2 l'ordre d'intégration appartenant à l'intervalle [0; 2]. Cette loi de commande est donc caractérisée par deux paramètres, $p \in \mathbb{R}^2$, avec $p = (b_{csh}, \nu_2)$. Son état paramétrique nominal p_0 est défini par $b_{csh} = b_{a2}$ et $\nu_2 = 1$ (version CRONE Sky-Hook Nominale : CSHN).

Plus généralement, la valeur de ν_2 permet de faire varier la nature du comportement dynamique de la suspension, depuis un comportement inertiel ($\nu_2 = 0$), jusqu'à un comportement élastique ($\nu_2 = 2$).

Les valeurs optimales des deux paramètres b_{csh} et ν_2 sont obtenues en minimisant le critère $I_1(p)$. A titre de rappel pour le système de suspension active électrique de la Peugeot E208 considéré, $b_{csh} = 54\,110$ N s$^{1.52}$/m et $\nu_2 = 1.52$.

Toujours à partir de la mesure de $a_{2ij}(t)$, et en tenant compte des variations de la masse suspendue M_{ij} entre à vide et en charge, une stratégie de commande robuste fondée sur la commande CRONE de 1$^{\text{ere}}$ génération (1G) a été développée de manière spécifique (voir Chapitre 3), conduisant à l'appellation suspension CSH1G.

Toujours pour rappel, la loi de commande de la suspension CSH1G est définie par un contrôleur dont la fonction de transfert est donnée par :

$$C(s) = C_0 \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_l}}{\frac{s}{\omega_l}} \right)^{\nu_l} \left(\frac{1+\frac{s}{\omega_h}}{1+\frac{s}{\omega_l}} \right)^{\nu_2} \frac{1}{\left(1+\frac{s}{\omega_h}\right)^{\nu_h}}, \tag{5.3}$$

où C_0 est une constante positive, ω_l et ω_h sont les fréquences de transition basse et haute; ν_l, ν_2, et ν_h sont les ordres d'intégration aux basses, moyennes et hautes fréquences, soit six paramètres de conception de haut niveau. Cette loi de commande est donc caractérisée par six paramètres, $p \in \mathbb{R}^6$, avec $p = (\nu_l, \nu_2, \nu_h, \omega_l, \omega_h, C_0)$.

Pour rappel, dans le cas du système de suspension active électrique considéré pour la Peugeot E208, les valeurs des paramètres de la stratégie CSH1G sont : $\nu_l = 2$, $\nu_2 = 1.28$, $\nu_h = 0$, $\omega_l =$ 4.13 rad/s, $\omega_h = 152$ rad/s et $C_0 =$3 971 USI.

5.3.2 – Loi de commande optimale pour l'ODD₃

Sur route sèche, l'ODD$_3$ est caractérisé par des accélérations (Γ_x et Γ_y) comprises entre 7 m/s² et 10 m/s² en valeur absolue. L'ODD$_3$ est associé à l'étude des situations extrêmes (situations d'urgence) où la sécurité des occupants du véhicule est prioritaire, indépendamment de leur confort. C'est pourquoi toutes les stratégies des systèmes ADAS associés à l'ODD$_3$ peuvent être entièrement orientées vers la tenue de route.

5.3.2.1 – Critère d'optimisation local $I_3(p)$

Ainsi, les stratégies de commande du système de suspension peuvent être entièrement orientées vers la minimisation de $f_{zij}(t)$ et de $z_{12ij}(t)$, la seule contrainte étant la gestion du compromis Tenue de route / Débattement de suspension. Dans ce cas, quelle que soit la loi de commande choisie pour l'ODD$_3$, le critère local $I_3(p)$ est défini comme la somme pondérée de deux composantes relatives à $f_{zij}(t)$ et $z_{tij}(t)$. Dans le domaine temporel, pour un véhicule circulant sur un profil de route aléatoire, $I_3(p)$ s'exprime sous la forme :

$$I_3(p) = \frac{\sum_{l=2}^{3} \left(\rho_l \;\; I_{w_l}\left(w_l(t), p \right) \right)}{\sum_{l=2}^{3} \rho_l} \,. \tag{5.4}$$

5.3.2.2 – Loi de contrôle local pour l'ODD₃

Deux versions de suspension ont été définies, à savoir : la suspension Crone Ground-Hook Nominale (CGHN) (Farah et al., 2025a) et la suspension Crone Ground-Hook Généralisée (CGHG) (Farah et al., 2025a).

Pour rappel, la loi de commande de la suspension CGHG est définie par un contrôleur dont la fonction de transfert s'écrit :

$$C_{cgh}(s) = \frac{b_{cgh}}{s^{\nu_1}}, \tag{5.5}$$

où b_{cgh} est une constante négative en $\mathrm{Ns}^{\nu_1}/\mathrm{m}$ et ν_l l'ordre d'intégration appartenant à l'intervalle [0; 2]. Cette loi de commande est donc caractérisée par deux paramètres, $p = (b_{cgh}, \nu_l)$. Son état paramétrique nominal p_0 est défini par $b_{cgh} = b_{a1}$ et $\nu_l = 1$ (version CRONE Ground-Hook Nominale). Tous les détails de la procédure d'optimisation sont donnés dans le Chapitre 4. Pour le système de suspension active électrique de la Peugeot E208, $b_{cgh} = -153\ \mathrm{Ns}^{0.6}/\mathrm{m}$ et $\nu_l = 0.6$.

5.3.3 – Loi de commande optimale pour l'ODD₂

L'ODD$_2$ est considéré comme un domaine de transition entre les deux domaines extrêmes que sont l'ODD$_1$ et l'ODD$_3$.

5.3.3.1 – Critère d'optimisation local $I_2(p)$

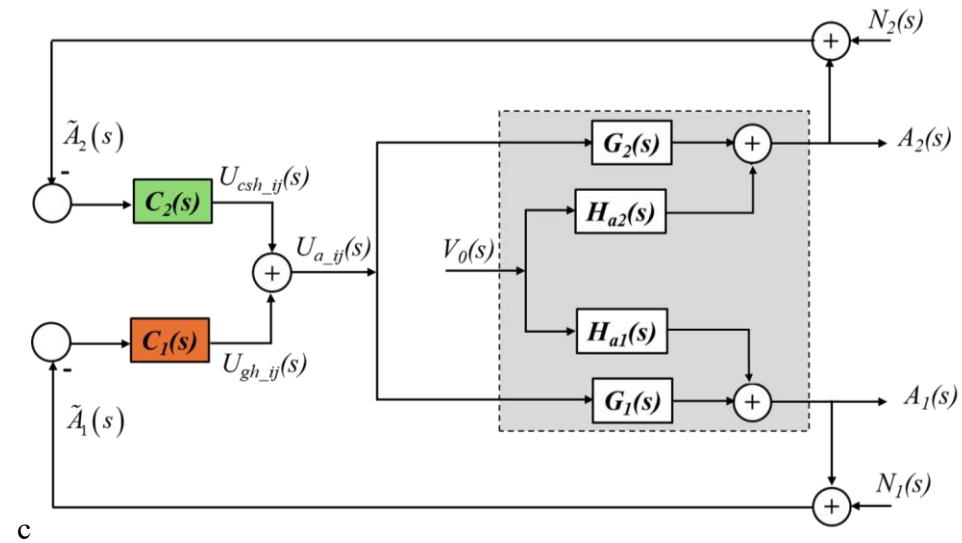
Dans ce cas, quelle que soit la loi de commande choisie pour l'ODD$_2$, le critère local $I_2(p)$ est défini comme la somme pondérée de trois composantes relatives à $a_{2ij}(t)$, $z_{tij}(t)$ et $f_{zij}(t)$. Dans le domaine temporel, pour un véhicule circulant sur un profil de route aléatoire, $I_2(p)$ s'écrit sous la forme :

$$I_2(p) = \frac{\sum_{l=1}^{3} \left(\rho_l \;\; I_{w_l}\left(w_l(t), p \right) \right)}{\sum_{l=1}^{3} \rho_l} \; . \tag{5.6}$$

5.3.3.2 – Loi de contrôle local pour l'ODD₂

La figure 5.6 présente le schéma fonctionnel de l'architecture de contrôle de la suspension quel que soit l'ODD$_k$, et ce en l'absence de report de charge $\left(F_{0_{ij}}(s) = \mathrm{TL}\left\{ f_{0_{ij}}(t) \right\} = 0 \right)$. La commande en force $U_{a_ij}(s) = \mathrm{TL}\left\{ u_{a_ij}(t) \right\}$ résulte de la commande Ground-Hook $U_{cgh_ij}(s)$ et de la commande Sky-Hook $U_{csh_ij}(s)$. En effet, pour l'ODD$_1$, $U_{a_ij}(s) = U_{csh_ij}(s)$ car $U_{cgh_ij}(s) = 0$, et pour l'ODD$_3$, $U_{a_ij}(s) = U_{cgh_ij}(s)$ car $U_{csh_ij}(s) = 0$, et dans le cas de l'ODD$_2$, la loi de commande ${}^2U_{a_ij}(s)$ est égale à la somme des lois de commande $U_{csh_ij}(s)$ de l'ODD$_1$ et $U_{cgh_ij}(s)$ de l'ODD$_3$ (stratégie mixte CSH-CGH), soit :

$${}^2U_{a_ij}(s) = U_{csh_ij}(s) + U_{cgh_ij}(s) \; . \tag{5.7}$$



c

Figure 5 6 – *Schéma fonctionnel de l'architecture de contrôle de la suspension quel que soit l'ODD$_k$ et en l'absence de report de charge ($f_0(t) = 0$)*

$V_0(s)$ représente la perturbation en provenance du profil routier $\left(V_0(s) = \mathrm{TL}\left\{v_0(t)\right\}\right)$, $N_i(s)$ (i = 1 pour la masse non suspendue m et i = 2 pour la masse suspendue M) représente le bruit de mesure $\left(N_i(s) = \mathrm{TL}\left\{n_i(t)\right\}\right)$ de l'accélération A_i(s) $\left(A_i(s) = \mathrm{TL}\left\{a_i(t)\right\}\right)$ $\tilde{A}_i(s) = A_i(s) + N_i(s)$ représente la mesure de l'accélération $A_i(s)$ $\left(\tilde{A}_i(s) = \mathrm{TL}\left\{\tilde{a}_i(t)\right\}\right)$.

Quant aux expressions des transferts $G_1(s)$ et $G_2(s)$, elles sont données par :

$$G_1(s) = \left.\frac{A_1(s)}{U_{a1}(s)}\right|_{\substack{F_0=0\\V_0=0}} = -\frac{M\,s^4}{Den(s)}, \text{ et } G_2(s) = \left.\frac{A_2(s)}{U_{a2}(s)}\right|_{\substack{V_0=0\\F_0=0}} = \frac{s^2\left(m\,s^2 + b_1\,s + k_1\right)}{Den(s)} \qquad (5.8)$$

et les expressions des transferts $H_{a1}(s)$ et $H_{a2}(s)$, par :

$$H_{a1}(s) = \frac{A_1(s)}{V_0(s)} = \frac{s\left(b_1\,s + k_1\right)\left(M\,s^2 + b_{20}\,s + k_2\right)}{Den(s)} \qquad (5.9)$$

et
$$H_{a2}(s) = \frac{A_2(s)}{V_0(s)} = \frac{s\left(b_1\,s + k_1\right)\left(b_{20}\,s + k_2\right)}{Den(s)}, \qquad (5.10)$$

avec

$$Den(s) = M\,m\,s^4 + \left((M+m)b_{20} + M\,b_1\right)s^3 + \left(M\left(k_1 + k_2\right) + m\,k_2 + b_1\,b_{20}\right)s^2 + \left(k_1\,b_{20} + k_2\,b_1\right)s + k_1\,k_2 \qquad (5.11)$$

Par ailleurs, afin d'étudier les performances de la boucle de régulation résultant d'une telle configuration, les équations fonctionnelles de la sortie $A_1(s)$ et $A_2(s)$ et de la commande $U_{a_ij}(s)$ sont établies à partir du schéma fonctionnel de la figure 5.6 dans le cas de l'ODD₂, soit :

- pour la ***sortie*** $A_1(s)$:

$$A_1(s)\big|_{N_{1,2}=0} = \left(S_1(s)\,H_{a1}(s) - G_1(s)\,R_2(s)\,H_{a2}(s)\right)V_0(s)\ ; \tag{5.12}$$

- pour la ***sortie*** $A_2(s)$:

$$A_2(s)\big|_{N_{1,2}=0} = \left(S_2(s)\,H_{a2}(s) - G_2(s)\,R_1(s)\,H_{a1}(s)\right)V_0(s)\,, \tag{5.13}$$

où les fonctions de sensibilité S_i, T_i et R_i correspondent aux fonctions déjà définies précédemment pour les lois de commande locales, avec $i = 1$ dans le cas de la stratégie Ground-Hook (voir chapitre 4) et $i = 2$ dans le cas de la stratégie Sky-Hook (voir chapitre 2) ;

- pour le ***fonctionnement***, H_{z12} est définie :

$$H_{z_{12}}(s) = \frac{Z_{12}(s)}{Z_0(s)}\bigg|_{N_{1,2}=0} = \frac{1}{s}\begin{pmatrix}\left(S_1(s)\,H_{a1}(s) - G_1(s)\,R_2(s)\,H_{a2}(s)\right)\\ -\left(S_2(s)\,H_{a2}(s) - G_2(s)\,R_1(s)\,H_{a1}(s)\right)\end{pmatrix}; \tag{5.14}$$

- pour la ***tenue de roue***, $H_{fz}(s)$ est définie :

$$H_{f_z}(s) = \frac{F_z(s)}{V_0(s)}\bigg|_{\substack{F_0=0\\ B_{n1}=0}} = \left(\frac{k_1 + b_1\,s}{s}\right)\left(1 - \frac{1}{s}\begin{pmatrix}S_1(s)\,H_{a1}(s)\\ -G_1(s)\,R_2(s)\,H_{a2}(s)\end{pmatrix}\right). \tag{5.15}$$

5.3.3.3 Performances d'un point de vue étude vibratoire dans le cas de l'ODD₂

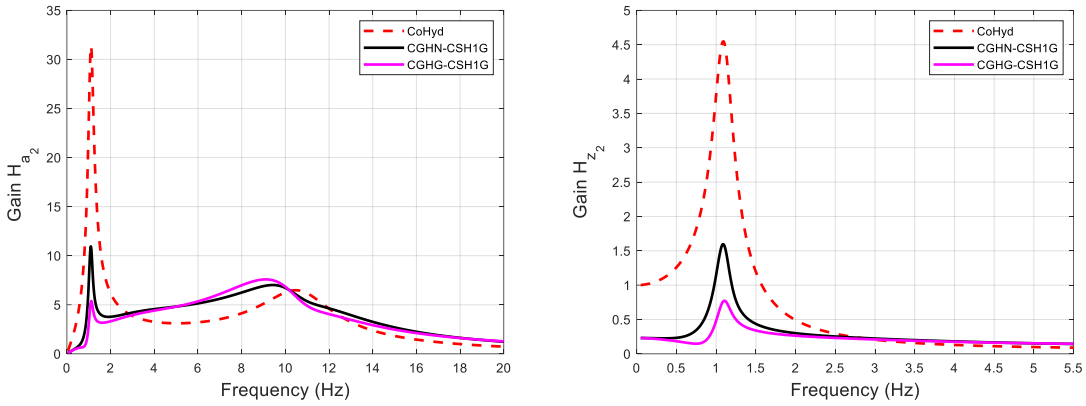
Pour rappel, dans le ***domaine fréquentiel***, les performances sont analysées de manière ***qualitative*** à l'aide des diagrammes de gain (tracés en échelle lin-lin : échelle linéaire pour le gain et la fréquence) des transferts :

- pour le ***confort*** : $H_{a_2}(s) = A_2(s)/V_0(s)$ sur l'intervalle [0 ; 20] Hz ; $H_{z_2}(s) = Z_2(s)/Z_0(s) = V_2(s)/V_0(s)$, sur l'intervalle [0 ; 5.5] Hz ;
- pour le ***fonctionnement*** : $H_{z_{12}}(s) = Z_{12}(s)/V_0(s)$ sur l'intervalle [0 ; 20] Hz ;
- pour la ***tenue de roue*** : $H_{z_1}(s) = A_1(s)/V_0(s)$, $H_{z_1}(s) = Z_1(s)/Z_0(s) = V_1(s)/V_0(s)$ et $H_{f_z}(s) = F_z(s)/V_0(s)$ sur l'intervalle [0 ; 20] Hz

Toujours dans le ***domaine fréquentiel***, les performances sont analysées de manière ***quantitative*** à l'aide des indicateurs de performance définis par l'équation (3.53), avec :

- pour $U_{csh_ij}(s)$, définie par la stratégie CSH1G, (paragraphe 3.4.5) ;
- pour $U_{cgh_ij}(s)$, définie par CGHN avec b_{gh} = - 681 Ns/m et $\nu_1 = 1$, et la stratégie CGHG avec b_{gh} = - 153 $Ns^{0.6}$/m et $\nu_1 = 0.6$ (paragraphe 3.3.2).

La figure 5.7 présente les diagrammes de gain des transferts $H_{a2}(s)$ (a) et $H_{z2}(s)$ (b) obtenus avec les stratégies mixtes CSH1G - CGHN (en noire) et CSH1G - CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge).



(a) *(b)*

***Figure 5.7** – Diagrammes de gain des transferts $H_{a2}(s)$ (a) et $H_{z2}(s)$ (b) obtenus avec les stratégies CSH1G - CGHN (en noire) et CSH1G - CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge)*

La figure 5.8 présente les diagrammes de gain du transfert $H_{z12}(s)$ obtenus avec les stratégies mixtes CSH1G - CGHN (en noire) et CSH1G - CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge).

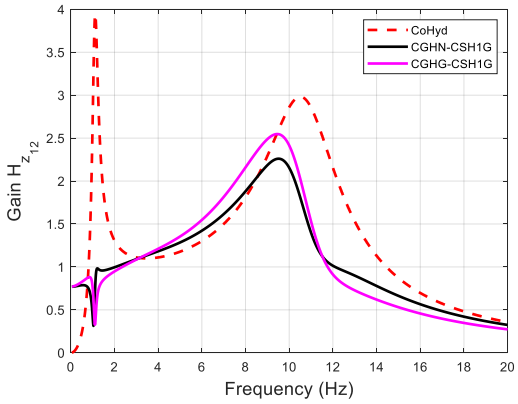


***Figure 5.8** – Diagrammes de gain du transfert $H_{z12}(s)$ obtenus avec les stratégies mixtes CSH1G - CGHN (en noire) et CSH1G - CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge)*

La figure 5.9 présente les diagrammes de gain des transferts $H_{a1}(s)$ (a), $H_{z1}(s)$ (b) et $H_{fz}(s)$ (c) obtenus avec les stratégies mixtes CSH1G - CGHN (en noire) et CSH1G - CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode CoHyd (en rouge).

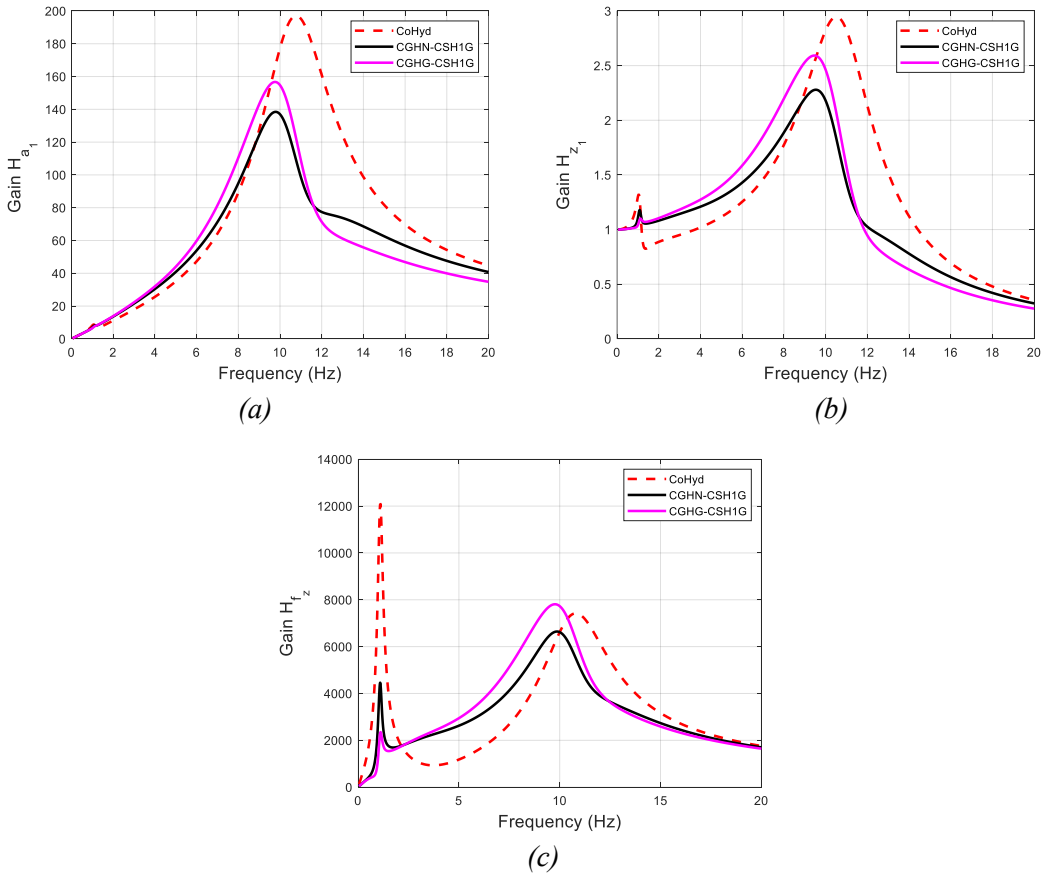


Figure 5.9 *– Diagrammes de gain des transferts* $H_{a_1}(s)$ *(a),* $H_{z_1}(s)$ *(b) et* $H_{f_z}(s)$ *(c)obtenus avec les stratégies mixtes CSH1G - CGHN (en noire) et CSH1G - CGHG (en magenta), ainsi qu'en mode passif (en rouge).*

Le tableau 5.1 présente une synthèse résumant les valeurs des critères J_x (équation (3.53)) pour les deux stratégies mixtes CSH1G – CGHN et CSH1G – CGHG associées à l'ODD$_2$, et ce dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue. Pour rappel, toutes les valeurs supérieures à l'unité (dégradation) sont en rouge et toutes les valeurs inférieures à l'unité (amélioration) sont en vert. Les valeurs numériques qui apparaissent dans la colonne ***Moyenne*** sont égales à la somme des valeurs des six composantes J_x divisée par 6. Afin de faciliter l'analyse, ce tableau est accompagné par la figure 5.10 qui représente le diagramme radar des 2 stratégies.

Tableau 5.1 – *Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $J_x(b_{gh}\ ;\ v_l)$ pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN et CSH1G – CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

	Domaines								
	Confort			Fonctionnement	Tenue de roue				
Critères	J_{a2}	J_{z2}	$(J_{a2}+J_{z2})/2$	J_{z12}	J_{a1}	J_{z1}	J_{fz}	$(J_{a1}+J_{z1}+J_{fz})/3$	**Moyenne**
CSH1G CGHN	0.66	0.11	0.385	0.59	0.56	0.71	0.79	0.69	0.55
CSH1G CGHG	0.64	0.05	0.345	0.67	0.6	0.82	0.97	0.80	0.60

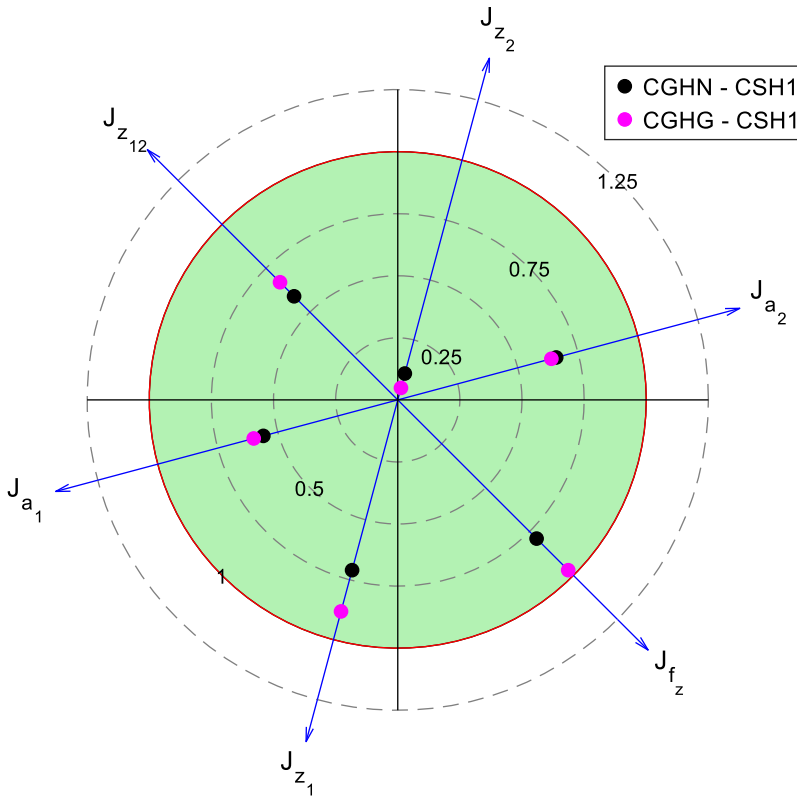


Figure 5.10 – *Diagramme radar résumant les valeurs des critères J_x pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN et CSH1G – CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

De manière globale et comparativement au mode CoHyd, l'analyse des valeurs numériques des critères définis dans le ***domaine fréquentiel*** (tableau de synthèse, 5.1 et le diagramme radar de la figure 5.10) met en évidence un résultat connu pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN et CSH1G – CGHG, à savoir une amélioration de la tenue de roue et une amélioration aussi du confort vibratoire, mais qui s'accompagne d'une dégradation au niveau du fonctionnement (débattement).

La comparaison de chacun des scores (moyenne des six critères fréquentiels) obtenus pour les deux stratégies permet d'affirmer que la stratégie mixte CSH1G – CGHN est celle qui obtient le meilleur résultat. En effet, de manière plus détaillée, on constate que :

- pour le ***fonctionnement***, la stratégie mixte CSH1G – CGHN présente le meilleur comportement avec le critère **0.59** le plus faible, alors que la stratégie mixte CSH1G – CGHG conduit à une valeur de **0.67** ;
- pour le ***confort***, au contraire, la stratégie mixte CSH1G – CGHG obtient la performance la plus favorable avec un score de **0.345**, contre **0.385** pour la stratégie mixte CSH1G–CGHN ;
- pour la ***tenue de route***, la stratégie mixte CSH1G – CGHN présente le meilleur résultat, avec un score de **0.69**, alors que la stratégie mixte CSH1G – CGHG conduit à une valeur de **0.8**.

Dans le ***domaine temporel***, les performances sont analysées de manière ***quantitative*** à l'aide des indicateurs de performance définis par la relation (4.18).

Pour rappel, dans le domaine temporel, les performances sont évaluées à partir de critères liés au ***confort vibratoire***, à travers l'accélération a_2 et le déplacement z_2 de la masse suspendue, au ***fonctionnement de la suspension***, à travers le débattement z_{12}, et à la ***tenue de route***, à travers l'accélération a_1, le déplacement z_1 de la masse non suspendue et la composante dynamique f_z de la charge sur le pneumatique.

Le tableau 5.2 présente une synthèse des valeurs des critères $I_x(b_{gh}\ ;\ v_l)$ pour les deux stratégies mixtes CSH1G – CGHN et CSH1G – CGHG associées à l'ODD₂ dans les domaines du ***confort***, du ***fonctionnement*** et de la ***tenue de roue***.

Tableau 5.2 – *Tableau de synthèse résumant les valeurs des critères $I_x(b_{gh}\ ;\ v_l)$ pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN, et CSH1G – CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

	Domaines								
	Confort			**Fonctionnement**	**Tenue de roue**				
Critères	I_{a2}	I_{z2}	$(I_{a2}+I_{z2})/2$	I_{z12}	I_{a1}	I_{z1}	I_{fz}	$(I_{a1}+I_{z1}+I_{fz})/3$	**Moyenne**
CSH1G CGHN	0.84	0.13	0.49	0.68	0.72	1.04	0.94	0.90	0.69
CSH1G CGHG	0.84	0.13	0.49	0.66	0.72	1.01	0.85	0.86	0.67

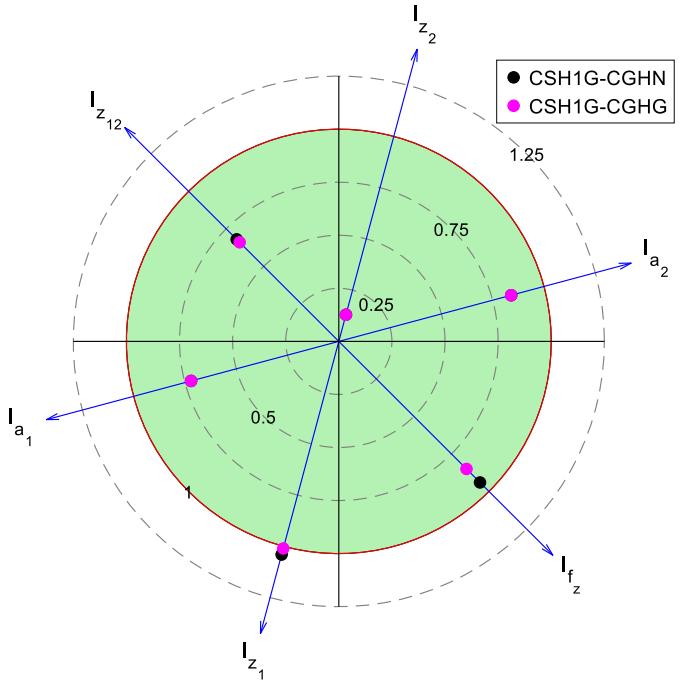


Figure 5.11 – *Diagramme radar résumant les valeurs des critères $I_x(b_{gh}$; $v_l)$ pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN et CSH1G – CGHG dans les domaines du confort, du fonctionnement et de la tenue de roue*

De manière globale et comparativement au mode CoHyd (u_{a1} = 0), l'analyse des valeurs numériques des critères définis dans le ***domaine temporel*** (tableaux 5.2 et graphique radar de la figure 5.11) met en évidence, pour les stratégies mixtes CSH1G – CGHN et CSH1G – CGHG, une amélioration au niveau de la ***tenue de roue***, au niveau du ***confort vibratoire*** et aussi au niveau du ***fonctionnement***.

La comparaison de chacun des scores (moyenne des 6 critères temporels) obtenus pour les deux stratégies confirme que la stratégie mixte CSH1G – CGHG est celle qui obtient le meilleur résultat. Compte tenu de ces résultats, cette approche est adoptée pour la synthèse de la stratégie multi-contrôleurs. En effet, de manière plus détaillée, on constate que :

- pour le ***fonctionnement***, la stratégie mixte CSH1G – CGHG présente une valeur du critère égale à **0.66** la plus faible, tandis que la stratégie mixte CSH1G – CGHN conduit à une valeur de **0.68** ;
- pour le ***confort***, la stratégie mixte CSH1G – CGHG conduit au même résultat que celui de la stratégie mixte CSH1G – CGHN avec un score de **0.49** ;
- pour la ***tenue de route***, la stratégie mixte CSH1G – CGHN présente le résultat le plus favorable avec une valeur de **0.86**, tandis que la stratégie mixte CSH1G – CGHG conduit à une valeur plus élevée de **0.9**.

5.3.4 – Architecture multi-contrôleurs

La loi de commande $u_{ij}(t)$ des actionneurs électriques des quatre systèmes de suspension indépendants *ij* est définie comme une somme pondérée des lois de commande ${}^{k}u_{ij}(t)$ associées à chaque ODD_k, c'est-à-dire :

$$u_{ij}(t) = \sum_{k=1}^{3} \left({}_{k}u_{ij}(t) \right), \tag{5.16}$$

avec

$${}_{k}u_{ij}(t) = \xi_k \left(\Gamma_v(t) \right) \ {}^{k}u_{ij}(t), \tag{5.17}$$

où ξ_k représente la pondération associée à l'ODD_k telle que

$$\forall\, t \geq 0, \quad \sum_{k=1}^{3} \xi_k \left(\Gamma_v(t) \right) = 1 . \tag{5.18}$$

$\xi_k \left(\Gamma_v(t) \right)$ est une fonction de la variable d'activation $\Gamma_v(t)$, définie par :

$$\Gamma_v(t) = \sqrt{\tilde{\Gamma}_x^2(t) + \tilde{\Gamma}_y^2(t)}, \tag{5.19}$$

où $\tilde{\Gamma}_x(t)$ et $\tilde{\Gamma}_y(t)$ proviennent d'une unité inertielle embarquée à bord du véhicule.

$\Gamma_x(t)$ et $\Gamma_y(t)$ sont les conséquences des actions du conducteur sur les pédales d'accélérateur et de frein (pour $\Gamma_x(t)$), ainsi que sur le volant (pour $\Gamma_y(t)$). Ainsi, en complément des mesures de $\Gamma_x(t)$ et $\Gamma_y(t)$ (conséquences), une approche feedforward (non présentée dans ce mémoire) peut être mise en œuvre à partir des mesures des positions des pédales (cause de $\Gamma_x(t)$) et de l'angle de volant (cause de $\Gamma_y(t)$). À noter qu'il s'agit de la solution utilisée par Citroën pour la commande de la suspension Hydractive (passage d'une architecture axée sur le confort (ODD_1) à une architecture axée sur la tenue de route (ODD_2) et la sécurité (ODD_3)) (Altet et al., 2004).

Afin de maintenir la continuité entre les activations des lois de commande ${}_{k}u_{ij}(t)$, des fonctions sigmoïdes (variant entre 0 et 1) sont utilisées pour définir les fonctions de pondération $\xi_k \left(\Gamma_v(t) \right)$.

D'un point de vue général, une sigmoïde $h_\lambda(x)$, avec $x \in \mathbb{R}$ et $\lambda \in \mathbb{R}$, est définie par :

$$h_\lambda(x) = \frac{1}{1 + e^{-\lambda(x - x_0)}}, \tag{5.20}$$

où λ représente la pente au point d'inflexion d'abscisse x_0 et d'ordonnée $f_\lambda(x_0) = 0.5$.

Dans le cas particulier de l'approche multi-contrôleurs développée pour le système de suspension, deux fonctions sigmoïdes sont utilisées :

$$\begin{cases} h_1\left(\Gamma_v(t)\right) = \dfrac{1}{1+e^{-\lambda\left(\frac{\Gamma_v(t)-\Gamma_1}{\mu g}\right)}} \\ h_2\left(\Gamma_v(t)\right) = \dfrac{1}{1+e^{-\lambda\left(\frac{\Gamma_v(t)-\Gamma_2}{\mu g}\right)}} \end{cases}, \tag{5.21}$$

où μ représente le coefficient d'adhérence pneu/route ($\mu = 1$ sur route sèche et $\mu = 0.1$ sur route verglacée), g l'accélération de la pesanteur (g = 10 m/s^2), Γ_1 la limite supérieure de l'ODD$_1$ ($\Gamma_1 = 0.4\ \mu g$) et Γ_2 la limite supérieure de l'ODD$_2$ ($\Gamma_2 = 0.7\ \mu g$). À noter que les limites physiques fixent la limite supérieure de l'ODD$_3$ à $\Gamma_3 = \mu g$. Compte tenu des relations (5.21), les trois fonctions de pondération $\xi_k\left(\Gamma_v(t)\right)$ sont définies par :

$$\begin{cases} \xi_1\left(\Gamma_v(t)\right) = 1 - h_1\left(\Gamma_v(t)\right) \\ \xi_2\left(\Gamma_v(t)\right) = h_1\left(\Gamma_v(t)\right) - h_2\left(\Gamma_v(t)\right) \\ \xi_3\left(\Gamma_v(t)\right) = h_2\left(\Gamma_v(t)\right) \end{cases}. \tag{5.22}$$

La figure 5.12 présente les variations des trois fonctions de pondération $\xi_k\left(\Gamma_v\right)$ en fonction de l'accélération Γ_v pour une route sèche ($\mu = 1$) et une pente λ = 99.9 s^2/m.

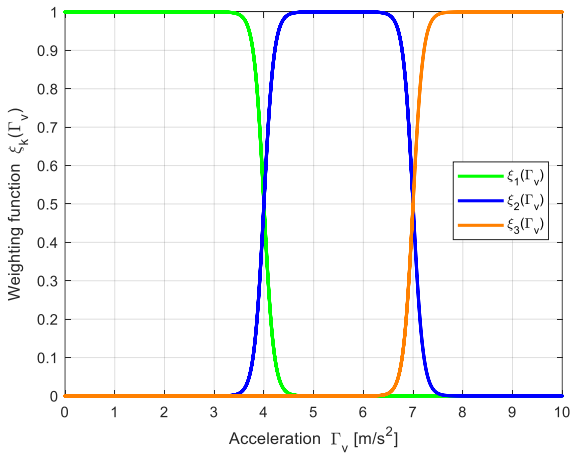


Figure 5.12 *– Variation des fonctions de pondération $\xi_k\left(\Gamma_v\right)$ en fonction de l'accélération Γ_v pour une route sèche ($\mu = 1$) et une pente λ = 99.9 s^2/m*

5.4 – Analyse des performances dans le domaine temporel

Pour rappel, la stratégie multi-contrôleurs présentée est validée à l'aide de la plateforme de simulation (TRL 4 to 6) et du scénario présenté dans le paragraphe 5.2.

La figure 5.13 montre l'accélération Γ_v en fonction du déplacement le long du circuit résultant de l'accélération longitudinale Γ_x et de l'accélération transversale Γ_y.

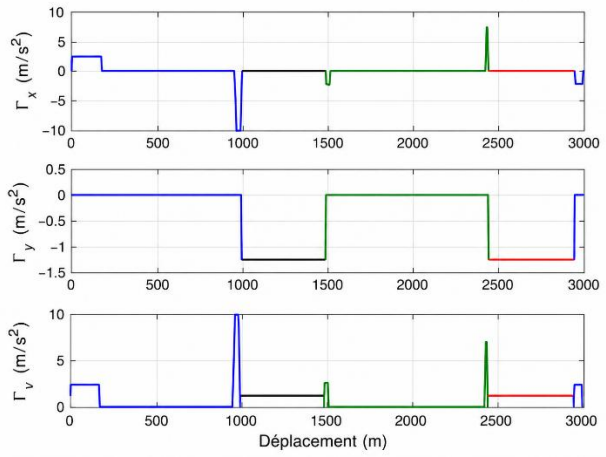


Figure 5.13 *– Accélération Γ_v en fonction du déplacement le long du circuit, résultant des accélérations longitudinale Γ_x et transversale Γ_y*

Les performances obtenues avec la stratégie multi-contrôleurs sont présentées en comparaison avec celles obtenues lorsque le système de suspension est en mode CoHyd (Confort Hydractive), $u_{ij}(t) = 0$.

Pour faciliter l'analyse comparative :

- d'un point de vue ***qualitatif***, les réponses temporelles des variables locales sont présentées (figure 5.17 à 5.19) ;
- d'un point de vue ***quantitatif***, les valeurs numériques des indices de performance (« RMS » et « Max ») associés aux variables locales sont présentées dans le Tableau 5.3.

Plus précisément, la figure 5.14 montre le découpage du profil de route du circuit en cinq zones ainsi que l'indice de performance associé en fonction de la nature du profil : **RMS** pour les trois zones à profil de route aléatoire et **Max** pour les deux zones avec ralentisseurs.

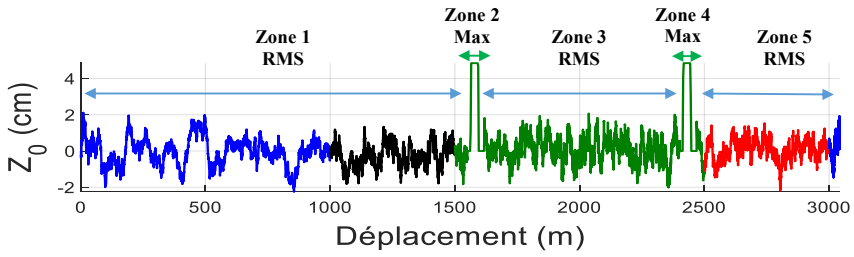


Figure 5.14 *– Découpage du profil de la route du circuit en cinq zones et indice de performance associée selon la nature du profil : RMS pour le profil de route aléatoire et Max pour les ralentisseurs*

Bien entendu, la plateforme de simulation permet d'accéder aux résultats des quatre suspensions localisées aux quatre coins du véhicule, mais pour des raisons de clarté, seules les résultats obtenus pour la suspension avant (i = 1) gauche (j = 1) sont présentés et analysés dans la suite de ce paragraphe.

Ainsi, la figure 5.15 présente le transfert de charge $f_{011}(t)$ vu par le quart avant gauche du véhicule (ij = 11) pendant le scénario, et la figure 5.16 présente chacune des forces de contrôle pondérée ${}_k u_{11}(t)$ (relation (5.17)) en fonction de l'accélération Γ_v conformément aux fonctions de pondération $\xi_k(\Gamma_v)$ présentées à la figure 5.13.

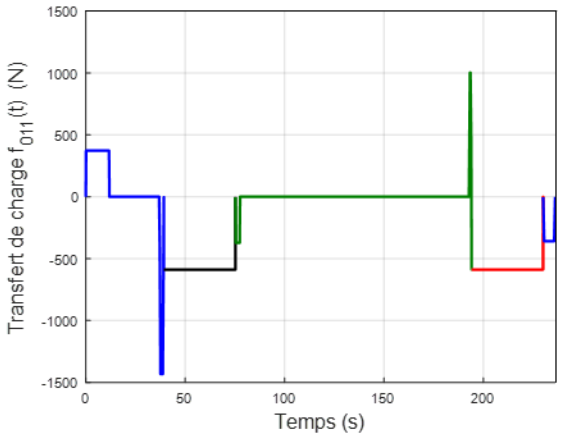


Figure 5.15 *– Transfert de charge $f_{011}(t)$ vu par le quart avant gauche du véhicule (ij = 11) pendant le scénario*

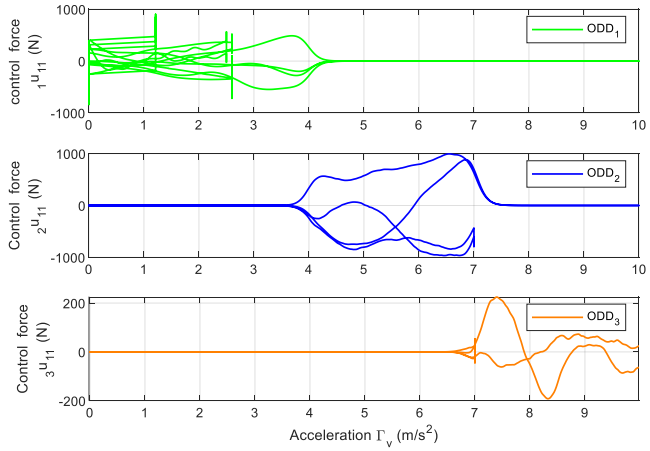
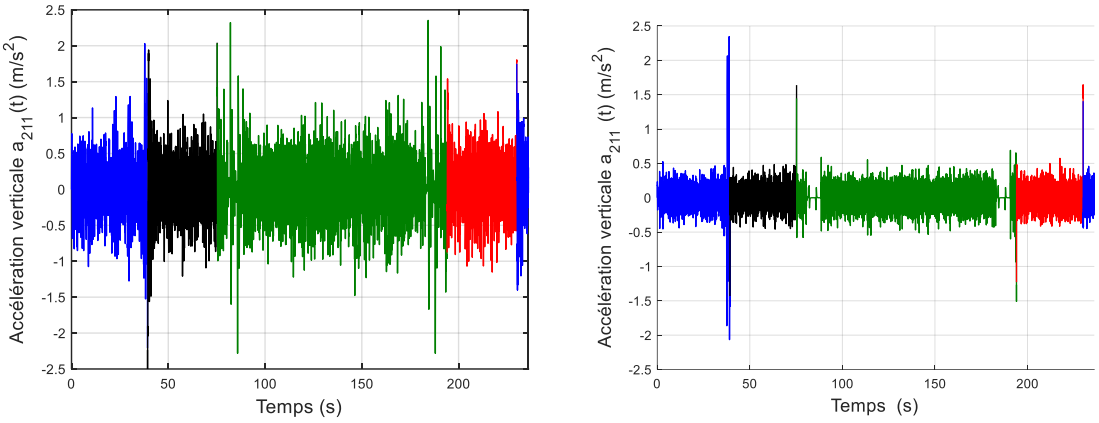


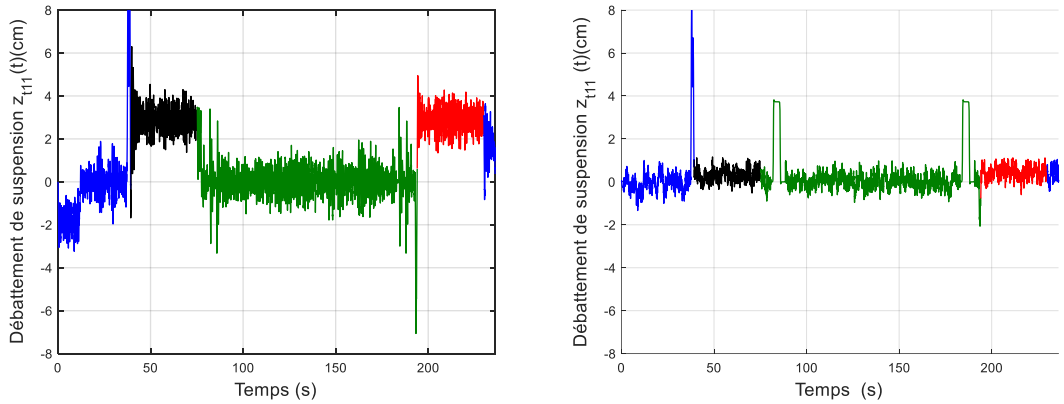
Figure 5.16 *– Force de commande pondérée ${}_k u_{11}(t)$ en fonction de l'accélération Γ_v*

Les figures 5.17, 5.18 et 5.19 présentent respectivement l'accélération verticale $a_{211}(t)$, le débattement de suspension $z_{t11}(t)$ et la variation $f_{z11}(t)$ de la charge $F_{z11}(t)$ appliquée sur la roue 11, obtenus avec le système de suspension en mode CoHyd (a) et avec la stratégie multi-contrôleurs (b).



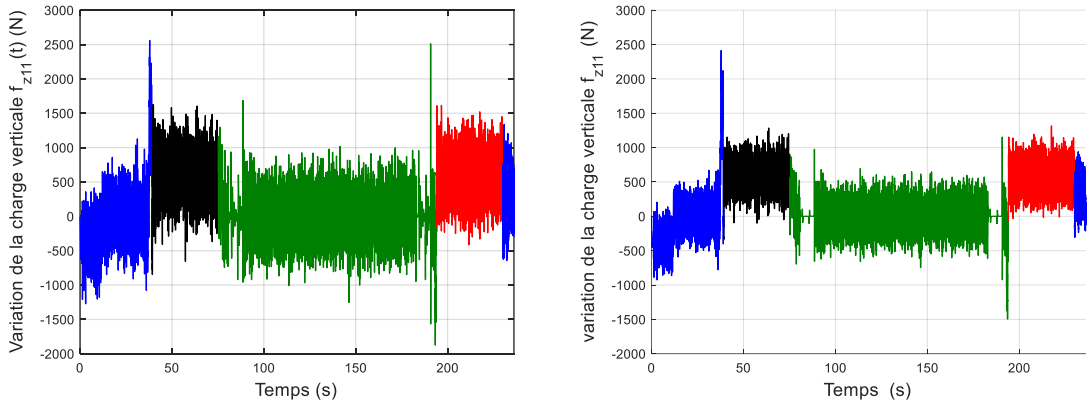
(a) *(b)*

Figure 5.17 *– Accélération verticale $a_{211}(t)$ obtenue avec le système de suspension en mode confort Hydractive (a) et avec la stratégie multi-contrôleurs (b).*



(a) *(b)*

Figure 5.18 *– Débattement de suspension $z_{t11}(t)$ obtenue avec le système de suspension en mode confort Hydractive (a) et avec la stratégie multi-contrôleurs (b*



(a) *(b)*

Figure 5.19 *– Variation $f_{z11}(t)$ de la charge $F_{z11}(t)$ sur la roue 11 obtenue avec le système de suspension en mode confort Hydractive (a) et avec la stratégie multi-contrôleurs (b).*

Globalement et d'un point de vue qualitatif, la stratégie multi-contrôleurs proposée améliore significativement le niveau de confort vibratoire (figure 5.17.b), en particulier lors du franchissement des deux dos d'âne où la loi de commande CSH1G est dominante (ODD_1).

De la même manière, la sensibilité du débattement de la suspension aux conditions de conduite (profil de la route et transferts de charge) est plus faible dans le cas de la stratégie multi-contrôleurs proposée (figure 5.18.b).

Concernant la variation $f_{z11}(t)$ de la charge $F_{z11}(t)$ appliquée sur la roue 11 (figure 5.19), celle-ci est globalement identique dans les deux cas (mode CoHyd figure 5.19.a et stratégie multi-contrôleurs figure 5.19.b).

Le Tableau 5.3 présente les valeurs des indices de performance par zone, tels que définis à la figure 5.14, pour l'accélération verticale $a_{211}(t)$ (en m/s^2), le débattement de la suspension $z_{t11}(t)$ (en cm) et la variation $f_{z11}(t)$ (en N) de la charge verticale $F_{z11}(t)$ sur la roue 11 obtenues avec le système de suspension en mode CoHyd ($u_{11}(t) = 0$) et avec la stratégie multi-contrôleurs.

Le tableau 5.4 présente le rapport des indices de performance pour chaque variable locale et pour chaque zone de circuit. Ce rapport est défini comme la valeur de l'indice de performance obtenu en mode multi-contrôleurs divisée par la valeur de l'indice de performance obtenu en mode CoHyd. Le code couleur adopté est le suivant : vert pour un rapport inférieur à 0.95, rouge pour un rapport supérieur à 1.05, et bleu pour un rapport égal à 1 ± 0.05. Ce code couleur facilite la visualisation des performances globales.

Les valeurs numériques présentées dans les tableaux 5.3 et 5.4 a confirment ***quantitativement*** les observations faites ***qualitativement*** à partir des figure 5.17 à 5.19. En effet, concernant l'accélération vertical a_2, la stratégie multi-contrôleurs réduit les indicateurs de performance d'un facteur 0.855 (zone 1) à 0.556 (zone 5) pour les zones où le profil de la route est aléatoire (RMS), et d'un facteur inférieur à 0.08 (zones 2 et 4) pour les zones avec ralentisseurs (Max). Toutes les zones du tableau 5.4 sont en vert. Ces valeurs traduisent clairement une amélioration significative du niveau de confort vibratoire sur l'ensemble du circuit.

Concernant le débattement de suspension z_t, la stratégie multi-contrôleurs réduit les indicateurs de performance d'un facteur 0.5 (zone 1) à 0.3 (zone 5). En revanche, dans les zones 2, 3 et 4, la sensibilité du débattement de suspension aux conditions de conduite augmente (zones en rouge dans le tableau 5.4). Ces résultats traduisent une remise en question partielle du dilemme confort/débattement de suspension au profit de la stratégie multi-contrôleurs.

Enfin, les zones bleues du tableau 5.4 confirment que les résultats concernant la variation de la charge verticale f_z sur la roue sont identiques dans les deux cas pour les zones 1, 3 and 5. On note cependant une diminution significative d'un facteur 0.113 (zone 2) et 0.110 (zone 4) de la variation de f_z lors du franchissement des dos-d'âne. Là encore, ces résultats traduisent une remise en question partielle du dilemme Confort / Tenue de route, et plus particulièrement au profit de la loi de commande CSH1G, dominante dans les zones 2 et 4.

Tableau 5.3 *– Valeurs des indices de performance par zone (Figure 5.14)*

Indice de performance \ Zones		Zone 1 (RMS)	Zone 2 (Max)	Zone 3 (RMS)	Zone 4 (Max)	Zone 5 (RMS)
a_2 (m/s^2)	**Mode CoHyd**	4.334	23.221	3.865	23.526	4.157
	Multi - contrôleurs	3.692	1.755	2.221	1.755	2.291
z_t (cm)	**Mode CoHyd**	2.388	3.394	0.593	3.464	2.699
	Multi - contrôleurs	1.200	3.823	0.686	3.823	0.894
f_z (N)	**Mode CoHyd**	545.560	936.530	279.830	956.120	601.180
	Multi - contrôleurs	554.640	105.660	280.800	105.660	596.710

Tableau 5.4 *– Rapport des valeurs de l'indice de performance par zone (Figure 5.14)*

Facteur \ Zones	Zone 1 (RMS)	Zone 2 (Max)	Zone 3 (RMS)	Zone 4 (Max)	Zone 5 (RMS)
Accélération verticale a_2	0.855	0.076	0.575	0.075	0.556
Débattement de suspension z_t	0.5	1.12	1.15	1.099	0.3
Variation de la charge verticale f_z	1.016	0.113	1	0.110	1

5.5 – Conclusion

Pour les chercheurs et les ingénieurs du domaine automobile, la conception des systèmes ADAS et des VAC s'inscrit dans le cadre de l'étude des systèmes complexes centrés sur l'humain. Face à cette complexité, les approches multi-modèles pour l'analyse de la dynamique véhicule, ainsi que les architectures multi-contrôleurs pour la conception des lois de commande, constituent des solutions pertinentes.

L'approche multi-modèles découle du découpage de l'ODD considéré pour l'étude de la dynamique du véhicule en trois sous-domaines : ODD_1 pour l'étude du ***confort de conduite*** et du ***confort vibratoire***, ODD_2 pour l'étude du ***comportement routier***, et ODD_3 pour l'étude des ***situations d'urgence***. Ce découpage est particulièrement adapté à la conception des ADAS, notamment ceux liés aux systèmes de suspension avancés. Il facilite ainsi l'élaboration de lois de commande optimales robustes ${}_k u_{ij}(t)$ associées à chaque ODD_k en particulier pour gérer plusieurs dilemmes tels que Robustesse/Performance, mais aussi Confort/Tenue de route, Confort/Débattement de suspension, etc.

Ensuite, la stratégie multi-contrôleurs consiste à définir, pour chaque actionneur *ij* une loi de commande ${}_k u_{ij}(t)$. Chaque pondération est une fonction sigmoïde de l'accélération du véhicule Γ_v. Les résultats obtenus via la plateforme de simulation illustrent clairement l'intérêt de la stratégie proposée : elle améliore significativement le ***confort vibratoire*** sans dégrader la ***tenue de route*** et sans augmenter le ***débattement de la suspension***.

Conclusion générale et perspectives

En matière de loi de commande, la majorité des travaux concernant les systèmes de suspensions pilotées propose généralement une seule stratégie optimale pour l'ensemble du domaine opérationnel de la suspension. Cette approche optimale doit obligatoirement prendre en compte simultanément les trois indicateurs concernant l'accélération verticale de la masse suspendue (pour le confort vibratoire), le débattement de la suspension (pour les limites de fonctionnement) et la variation de la charge sur les pneumatiques (pour la tenue de route). En raison de la présence de plusieurs dilemmes, ce type d'approche est optimale pour le critère global mais sous-optimale pour chaque critère local.

Cette thèse s'attache à défendre une autre voie. En effet, le contexte du Véhicule électrique Autonome Connecté (VéAC) permet, dans un premier temps, d'envisager un découpage du domaine opérationnel global (Operational Design Domain : ODD) du véhicule en trois sous-domaines relatifs aux domaines du confort (ODD_1), du comportement routier (ODD_2) et des situations d'urgence (ODD_3). Ensuite, dans un deuxième temps, chacun des trois ODD_k doit faire l'objet d'une étude pour définir une loi de commande optimale spécifiquement adaptée à l'ODD_k considéré. Enfin, à partir des informations issues des capteurs proprioceptifs et extéroceptifs du VéAC, mais aussi des informations issues des infrastructures et des autres véhicules, la supervision permet à chaque instant d'identifier l'ODD_k dans lequel se trouve le véhicule et de choisir la stratégie la mieux adaptée pour le contrôle de la suspension. Ainsi, l'environnement du VéAC permet de ne pas seulement se limiter aux capteurs proprioceptifs initialement dédiés uniquement au pilotage de la suspension (capteurs accélération caisse et roue, capteurs de débattement de la suspension).

Plus précisément, l'ODD_1 est caractérisé, notamment, par des accélérations longitudinale et transversale du véhicule inférieures à environ 4 m/s^2 en valeur absolue. Ce domaine représente la majorité du temps d'utilisation d'un véhicule de tourisme. Les spécialistes et les experts de la dynamique du véhicule savent pertinemment que dans l'ODD_1 la suspension n'a pas d'influence significative sur la stabilité du véhicule et donc sur la tenue de route. En revanche dans cet ODD_1, la suspension joue un rôle essentiel en matière de confort vibratoire. C'est la raison pour laquelle il est légitime de considérer l'existence d'un découplage dynamique entre les 7 degrés de liberté (ddl) de la dynamique horizontale et les 7 ddl de la dynamique verticale. Il est important de bien noter que cette considération n'est valide que dans l'ODD_1. Ainsi, lors de l'étude d'un ADAS intervenant principalement dans l'ODD_1 (maintien de voie, régulation de la vitesse longitudinale, …), les modèles utilisés pour l'analyse et la conception, notamment des lois de commande, ne prennent pas en compte la suspension (modèles non suspendus à 4 roues, voire à 2 roues (modèle bicyclette)). Par contre dans l'ODD_2, consacrée à l'étude du comportement routier, et surtout dans l'ODD_3, correspondant aux situations d'urgence, la

suspension a une influence importante sur la stabilité du véhicule avec, notamment, le dilemme Confort/Tenue de route.

A noter que l'une des originalités des travaux de cette thèse est d'aborder le sujet à la fois d'un point de vue mécanique vibratoire (vision globale causes/conséquences mécaniques) et d'un point de vue théorie du contrôle (critères concernant la boucle de régulation : stabilité, degré de stabilité, rapidité, …). En effet, historiquement, les stratégies initiales Sky-Hook (force proportionnelle à la vitesse verticale de la masse suspendue) et Ground-Hook (force proportionnelle à la vitesse verticale de la masse non suspendue) ont été abordées et présentées dans la littérature par de nombreux auteurs essentiellement d'un point de vue mécanique vibratoire en considérant ces stratégies comme des lois de comportement à l'échelle fonctionnelle (pas de contrainte technologique au niveau des actionneurs et des capteurs, pas de prise en compte concernant l'estimation des vitesses qui ne sont pas directement disponibles,…), c'est à dire dans un contexte qui n'est pas celui de la théorie du contrôle à l'échelle organique (technologique).

Enfin, l'extension des stratégies initiales Sky-Hook et Ground-Hook rencontrées dans la littérature aux stratégies Crone Sky-Hook et Crone Ground-Hook développées spécifiquement dans le cadre des Systèmes à Dérivées Non Entières (SDNE) constitue une autre originalité au cœur de cette thèse.

Ainsi, le ***chapitre 1*** établit le cadre général de l'étude en présentant les éléments essentiels de modélisation, de sollicitation et de commande du véhicule. L'analyse met en évidence l'intérêt d'une approche hiérarchisée fondée sur plusieurs niveaux de complexité, allant du modèle complet du véhicule aux modèles simplifiés adaptés à la conception des lois de commande. Les différents profils de route, les plateformes de simulation et le modèle de bruit de mesure introduits dans ce chapitre constituent ainsi un environnement cohérent pour l'évaluation des performances. Ils fournissent une base méthodologique permettant d'analyser le comportement dynamique du véhicule dans des conditions représentatives. Enfin, la synthèse bibliographique des principales stratégies de commande permet de situer les approches retenues dans ce travail, en particulier les lois Sky-Hook et Ground-Hook, qui servent de fondement aux développements ultérieurs.

Ensuite, le ***chapitre 2*** définit les principaux indicateurs de performance utilisés pour l'étude vibratoire des suspensions automobiles, aussi bien dans le domaine fréquentiel que dans le domaine temporel. Ces indicateurs permettent d'évaluer de manière cohérente les performances d'une suspension vis-à-vis des trois critères classiques que sont le confort vibratoire, le débattement de suspension et la tenue de roue. Sur cette base, trois stratégies orientées 100 % confort vibratoire sont ensuite définies, étudiées et comparées à la suspension de référence, à savoir : la stratégie visant à annuler l'accélération verticale $a_2(t)$, la stratégie Sky-Hook Optimale (SHO) et la stratégie Crone Sky-Hook Nominale (CSHN). Cette analyse met bien en évidence le dilemme entre le confort et le débattement. Enfin, l'analyse de la stratégie Sky-Hook du point de vue de la théorie du contrôle permet d'interpréter cette loi comme une boucle

de régulation fondée ici sur l'accélération verticale de la caisse, et d'en étudier les propriétés en termes de performances, de stabilité et de robustesse.

Dans la continuité, le ***chapitre 3*** développe plusieurs extensions de l'approche Crone Sky-Hook orientées prioritairement vers l'amélioration du confort vibratoire. L'analyse se focalise d'abord sur la généralisation de la suspension Crone Sky-Hook Nominale par l'introduction d'un ordre fractionnaire $\nu_2 \in [0\,;\,2]$. Cette étude, menée à iso-rapidité, met en évidence que la suspension élastique ($\boldsymbol{\nu_2}$ *=2),* conduit à une instabilité de la boucle de commande, tandis que la suspension inertielle ($\boldsymbol{\nu_2}$ *=0)* dégrade nettement la tenue de caisse. Dans le cas visco-inertiel, où $\nu_2 \in]0\,;1[$, l'augmentation de $\boldsymbol{\nu_2}$ améliore progressivement la tenue de caisse et diminue la sensibilité de l'accélération $\boldsymbol{a_2(t)}$. Dans le cas visco-élastique, où $\nu_2 \in]1\,;\,2[$ l'augmentation de $\boldsymbol{\nu_2}$ permet d'améliorer l'isolation vibratoire aux basses fréquences.

Dans un second temps, une nouvelle stratégie, notée Crone Sky-Hook 1G (CSH1G), est introduite à partir de l'architecture de la commande CRONE de première génération. Cette stratégie vise à assurer la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des incertitudes paramétriques, en particulier celles liées à la masse suspendue, tout en permettant un comportement intégrateur d'ordre différent aux basses, moyennes et hautes fréquences. Les résultats obtenus montrent que la suspension Crone Sky-Hook 1G améliore significativement le confort vibratoire par rapport au mode Confort Hydractive (CoHyd) et à la stratégie Sky-Hook Optimale (CSHO), tout en conservant une bonne robustesse de stabilité.

Enfin, la comparaison globale entre les stratégies SHO, CSHN, CSHG et CSH1G montre que la stratégie CSHG offre le meilleur compromis global entre confort, fonctionnement et tenue de roue, tandis que la stratégie CSH1G apparaît comme la plus performante lorsque le confort vibratoire constitue le critère prioritaire.

Toujours dans la continuité, le ***chapitre 4*** se focalise sur la stratégie Ground-Hook. Ainsi, après avoir rappelé le principe de cette stratégie tel que présenté dans la littérature, une étude comparative est proposée concernant deux versions de la stratégie Crone Ground-Hook (nominale CGHN et généralisée CGHG) orientées sécurité. Afin d'être significative, cette étude est menée, non seulement à iso-rapidité des boucles de régulation, mais aussi comparativement au mode CoHyd (Confort Hydractive, $u_a = 0$). La conclusion de cette étude comparative est que la stratégie CGHG est celle qui obtient les meilleurs résultats, aussi bien dans le domaine fréquentiel que dans le domaine temporel, si on se focalise uniquement sur le critère relatif à l'accélération a_1 de la masse non suspendue. En effet, la stratégie CGHG est celle qui dégrade le moins le confort vibratoire et qui met en défaut le dilemme accélération-débattement, ce dernier traduisant habituellement le fait qu'une diminution de l'accélération a_1 entraîne une augmentation du débattement z_t de la suspension. Par contre, si on se focalise uniquement sur le critère relatif à la variation f_z des appuis au sol, alors c'est la stratégie CGHN qui conduit au meilleur résultat en matière de minimisation des variations de la charge verticale sur le pneumatique.

Enfin, le ***chapitre 5*** développe l'approche multi-modèles qui découle du découpage de l'ODD considéré pour l'étude de la dynamique du véhicule en trois sous-domaines : ODD_1 pour l'étude du ***confort de conduite*** et du ***confort vibratoire***, ODD_2 pour l'étude du ***comportement routier***, et ODD_3 pour l'étude des ***situations d'urgence***. Ce découpage est particulièrement bien adapté à la conception des ADAS, notamment ceux liés aux systèmes de suspension avancés. Il facilite ainsi l'élaboration de lois de commande optimales robustes ${}_k u_{ij}(t)$ associées à chaque ODD_k en particulier pour gérer plusieurs dilemmes tels que Robustesse/Performance, mais aussi Confort/Tenue de route, Confort/Débattement de suspension, etc. La stratégie multi-contrôleurs consiste alors à définir, pour chaque actionneur *ij* une loi de commande ${}_k u_{ij}(t)$. Chaque pondération est une fonction sigmoïde de l'accélération du véhicule Γ_v. Les résultats obtenus via la plateforme de simulation illustrent clairement l'intérêt de la stratégie proposée : elle améliore significativement le ***confort vibratoire*** sans dégrader la ***tenue de route*** et sans augmenter le ***débattement de la suspension***.

Les perspectives à court et moyen termes s'inscrivent directement dans la continuité des travaux en cours.

Dans le cadre général du VéAC, le caractère tout électrique du véhicule concerne, non seulement le système de motorisation, mais aussi le système de direction électrique (système steer-by-wire avec un moteur électrique pour l'actionnement du braquage des roues et un moteur électrique pour le retour d'effort dans le volant), le système de freinage électro-mécanique et enfin le système de suspension électrique. Dans un tel cadre, la minimisation de l'énergie consommée en phase moteur, d'une part, et la récupération d'énergie en phase régénérative, d'autre part, de tous les actionneurs électriques embarqués deviennent rapidement des préoccupations centrales après que les preuves de concepts (TRL1 à 3) aient été fournies.

Ainsi, d'un ***point de vue méthodologique***, au niveau du critère global à optimiser lors de la détermination des paramètres des lois de commande proposées, une première perspective à ***court terme*** consiste à rajouter une composante locale au critère qui intègre cet aspect énergétique en matière de consommation. A l'image des formulations faites en commande optimale, l'énergie de la commande des actionneurs électriques de la suspension doit être prise en compte lors de la phase d'optimisation.

De manière complémentaire, et à l'image du freinage récupératif/régénératif mis en œuvre avec le moteur central d'un véhicule électrique, tous les actionneurs électriques embarqués peuvent faire l'objet d'une telle stratégie. Dans le cas particulier des actionneurs de la suspension, des travaux ont déjà montrés que la quantité d'énergie récupérée n'est pas de nature à augmenter de manière significative l'autonomie d'un véhicule électrique. Ceci étant, même de manière modeste, l'énergie récupérée peut contribuer à développer l'autonomie d'un certain nombre de dispositifs embarqués tels que des capteurs par exemple.

D'un ***point de vue théorique***, le concept de passivité est de nature à faciliter la compréhension nécessaire pour minimiser l'énergie consommée, d'une part, et pour maximiser l'énergie récupérable, d'autre part. En effet, la passivité permet de caractériser un système à travers la notion d'énergie. Ainsi, un système continu vérifie totalement la propriété de passivité si la puissance instantanée de ses entrées est plus importante que la variation d'énergie au cours du temps stockée à l'intérieur de celui-ci. Ce concept est parfaitement défini depuis longtemps dans le cadre de la dynamique des Systèmes à Dérivées Entières (SDE). A noter, dans le cadre des systèmes non linéaires par exemple, que la propriété de passivité totale est exploitée pour démontrer la stabilité au sens de Lyapunov. Par contre, dans le cadre de la dynamique des Systèmes à Dérivées Non Entières (SDNE) des approfondissements sont nécessaires. La notion de passivité partielle vérifiée par intervalle doit être introduite. L'objectif est alors de déterminer les paramètres optimaux du SDNE qui maximisent la longueur des intervalles où la propriété de passivité est vérifiée. Cet objectif constitue une autre perspective.

Enfin, une dernière perspective à ***moyen terme*** est envisagée. Elle concerne les approches mixtes Automatique/Intelligence Artificielle (IA) pour la conception des ADAS, et plus particulièrement, dans le contexte de cette thèse, la conception des systèmes de suspension électriques. En effet, l'utilisation des réseaux de neurones dans les calculateurs automobiles embarqués est de plus en plus fréquente avec le développement de l'IA. Cependant, ces réseaux de neurones présentent principalement deux inconvénients.

Le premier est qu'ils nécessitent des ressources importantes dans les calculateurs du fait du nombre élevé de paramètres qu'ils requièrent (plusieurs centaines de milliers ou même plusieurs millions) et donc d'opérations à réaliser. Or, cela conduit à une consommation énergétique très importante de fonctions telles que celles de la conduite autonome (consommation jusqu'à plusieurs pourcents de la consommation énergétique totale d'un véhicule électrique).

Le second inconvénient est que les paramètres des algorithmes reposant uniquement sur des réseaux de neurones sont obtenus par apprentissage à partir de données expérimentales ou de simulation. Ces paramètres modélisent à la fois les paramètres de configuration de la fonction mais surtout sa structure. Or, cette structure est en général complexe à identifier uniquement à partir des données obtenues dans certaines situations de conduite. La plupart du temps, le modèle résultant, même si l'identification converge, est valide pour les situations considérées mais sur-paramétré, ce qui peut le conduire à un comportement inadapté dans d'autres situations.

Ainsi, ces modèles sont difficilement certifiables, ce qui est un problème dans le domaine automobile.

Lorsque l'on utilise un modèle physique, la structure est donnée par des lois bien définies qui garantissent sa validité dans tout son domaine opérationnel, les paramètres n'étant utilisés que pour configurer le système.

La perspective envisagée à moyen terme est donc d'étudier comment concilier à la fois la souplesse des réseaux de neurones, pour identifier les paramètres de configuration ou les lois inconnues structurant le système, et l'utilisation de modèles et de lois avec des méthodes de

l’Automatique ou du Traitement du Signal pour réduire fortement le nombre de paramètres et garantir la validité de la fonction dans un domaine opérationnel.

Bibliographie

Ahmadian, M., Song, X., & Southward, S. C. (2004). No-Jerk Skyhook Control Methods for Semiactive Suspensions. *Journal of Vibration and Acoustics*, *126*(4), 580–584. https://doi.org/10.1115/1.1805001

Ali Ahmed, A. (2021). Quarter car model optimization of active suspension system using fuzzy PID and linear quadratic regulator controllers. *Global Journal of Engineering and Technology Advances*, *6*. https://doi.org/10.30574/gjeta.2021.6.3.0041

Ali Ahmed, A., & Abumandil, R. (2019). Full Vehicle Suspension System with In-Wheel Electric Motors. *European Academic Research*, *VII*, 228–238.

Altet, O., Moreau, X., Moze, M., Lanusse, P., & Oustaloup, A. (2004). Principles and Synthesis of Hydractive CRONE Suspension. *Nonlinear Dynamics*, *38*(1), 435–459. https://doi.org/10.1007/s11071-004-3771-7

Automobile Propre. (2026). *Peugeot e-208 électrique: Fiche technique & caractéristiques*. Automobile Propre. https://www.automobile-propre.com/voitures/peugeot-e-208-electrique/fiche-technique/

Bel Haj Frej, G., Moreau, X., Guridis, R., Benine, A., & Hernette, V. (2023). *Road profile estimation from onboard sensor measurements through a combination of H-infinity and unknown inputs observers* (p. 118). https://doi.org/10.1109/MED59994.2023.10185895

Belingardi, G., & Scattina, A. (2023). Battery Pack and Underbody: Integration in the Structure Design for Battery Electric Vehicles—Challenges and Solutions. *Vehicles*, *5*(2), 498–514. https://doi.org/10.3390/vehicles5020028

Bosch Mobility. (2026). *Bosch Mobility*. Bosch Mobility. https://www.bosch-mobility.com/en/

Bureau de prévention des accidents (BPA). (2025). *Conduite automatisée: Un grand défi pour la sécurité routière*. BPA. https://www.bfu.ch/fr/le-bpa/magazine/conduite-automatisee

Canale, M., Milanese, M., & Novara, C. (2006). Semi-Active Suspension Control Using "Fast" Model-Predictive Techniques. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, *14*(6), 1034–1046. https://doi.org/10.1109/TCST.2006.880196

Cao, L., Feng, X., Liu, J., & Zhou, G. (2024). Automatic Generation System for Autonomous Driving Simulation Scenarios Based on PreScan. *Applied Sciences*, *14*(4). https://doi.org/10.3390/app14041354

Casciati, F., Rodellar, J., & Yildirim, U. (2012). Active and semi-active control of structures – theory and applications: A review of recent advances. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, *23*(11), 1181–1195. https://doi.org/10.1177/1045389X12445029

Cherry, A. S., & Jones, R. P. (1995). Fuzzy logic control of an automotive suspension system. *IEE Proceedings - Control Theory and Applications*, *142*(2), 149–160.

Choi, S. B., Choi, Y. T., & Park, D. W. (2000). A sliding mode control of a full-car electrorheological suspension system via hardware in-the-loop simulation. *J. Dyn. Sys., Meas., Control*, *122*(1), 114–121.

Choi, S. B., Lee, H. K., & Chang, E. G. (2001). Field test results of a semi-active ER suspension system associated with skyhook controller. *Mechatronics*, *11*(3), 345–353. https://doi.org/10.1016/S0957-4158(00)00022-2

Choi, S.-B., Lee, H.-S., & Park, Y.-P. (2002). H8 Control Performance of a Full-Vehicle Suspension Featuring Magnetorheological Dampers. *Vehicle System Dynamics*, *38*(5), 341–360. https://doi.org/10.1076/vesd.38.5.341.8283

Chokor, A. (2019). *Design of several centralized and decentralized multilayer robust control architectures for global chassis control* [PhD Thesis, Compiègne]. https://www.theses.fr/2019COMP2514

Díaz-Choque, C. S., Félix-Herrán, L. C., & Ramírez-Mendoza, R. A. (2021). Optimal Skyhook and Groundhook Control for Semiactive Suspension: A Comprehensive Methodology. *Shock and Vibration*, *2021*(1), 8084343. https://doi.org/10.1155/2021/8084343

Elbeheiry, E. M., Karnopp, D. C., Elaraby, M. E., & Abdelraaouf, A. M. (1996). Suboptimal Control Design of Active and Passive Suspensions Based on a Full Car Model. *Vehicle System Dynamics*, *26*(3), 197–222. https://doi.org/10.1080/00423119608969309

Esmailzadeh, E., & Fahimi, F. (1997). Optimal Adaptive Active Suspensions for a Full Car Model. *Vehicle System Dynamics*, *27*(2), 89–107. https://doi.org/10.1080/00423119708969324

Farah, F., Moreau, X., & Daou, R. (2024). *Comparative Study of Two Sky Hook Strategies analyzed from a control theory perspective*. 131–136. https://doi.org/10.1109/MMAR62187.2024.10680828

Farah, F., Moreau, X., & Daou, R. A. Z. (2025a). Crone Ground Hook Suspension. *Machines*, *13*(3). https://doi.org/10.3390/machines13030244

Farah, F., Moreau, X., & Daou, R. A. Z. (2025b). Crone Sky Hook 1G Suspension. *2025 International Conference on Control, Automation, and Instrumentation (IC2AI)*, 1–8. https://doi.org/10.1109/IC2AI62984.2025.10932266

Farah, F., Moreau, X., & Zeid Daou, R. A. (2024). Generalized CRONE Sky Hook Suspension. *IFAC-PapersOnLine, 12th IFAC Conference on Fractional Differentiation and Its Applications ICFDA 2024*, *58*(12), 460–465. https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2024.08.234

Fialho, I. J., & Balas, G. J. (2000). Design of Nonlinear Controllers for Active Vehicle Suspensions Using Parameter-Varying Control Synthesis. *Vehicle System Dynamics*, *33*(5), 351–370. https://doi.org/10.1076/0042-3114(200005)33:5;1-Q;FT351

Guridis, R., Moreau, X., Benine-Neto, A., Bel Haj Frej, G., & Hernette, V. (2023). Reconstruction of the road profile from sensors embedded in vehicle. *21th World Congress of the International Federation of Automatic Control, IFAC*.

Hamrouni, E. (2021). *Amélioration des lois de commande de la suspension par la mutualisation des capteurs mis à disposition par les Aides à la Conduite (ADAS)* [Phdthesis, Université de Bordeaux]. https://theses.hal.science/tel-03463959

Hamrouni, E., Moreau, X., Benine-Neto, A., & Hernette, V. (2019a). Skyhook and CRONE active suspensions: A comparative study. *IFAC-PapersOnLine*, *52*(5), 243–248. https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.09.039

Hamrouni, E., Moreau, X., Benine-Neto, A., & Hernette, V. (2019b). Skyhook and CRONE active suspensions: A comparative study. *IFAC-PapersOnLine, 9th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control AAC 2019*, *52*(5), 243–248. https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2019.09.039

IPG Automotive. (2025). *CarMaker: The simulation solution for virtual test driving*. IPG Automotive. https://www.ipg-automotive.com/solutions/product-portfolio/carmaker

ISO. (1995). *Mechanical vibration—Road surface profiles—Reporting of measured data* (ISO 8608:1995). International Organization for Standardization (ISO). https://www.iso.org/standard/15913.htm

Jazar, R. N. (2025). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Springer Nature.

Jing, H., Lin, Q., Liu, M., & Liu, H. (2025). Electromechanical braking systems and control technology: A survey and practice. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, *239*(10–11), 4551–4573. https://doi.org/10.1177/09544070241271826

Koch, G., Diepold, K. J., & Lohmann, B. (2009). Multi-Objective Road Adaptive Control of an Active Suspension System. In H. Ulbrich & L. Ginzinger (Eds.), *Motion and Vibration Control* (pp. 189–200). Springer Netherlands. https://doi.org/10.1007/978-1-4020-9438-5_19

Kumar, V. S., R, B., Thiagarajan, R., M, Y., & Kishore, A. (2022). *Testing and Validation of AEBS on a Curved Road Path by Integrating Vehicle Dynamics in Four Wheelers Using IPG Carmaker to Enhance Pedestrian Safety*. 2022-28–0557. https://doi.org/10.4271/2022-28-0557

Lanusse, P., Malti, R., & Melchior, P. (2013). CRONE control system design toolbox for the control engineering community: Tutorial and case study. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, *371*(1990), 20120149. https://doi.org/10.1098/rsta.2012.0149

Laschinsky, Y., Von Neumann-Cosel, K., Gonter, M., Wegwerth, C., Dubitzky, R., & Knoll, A. (2010). Evaluation of an Active Safety Light using Virtual Test Drive within Vehicle in the Loop. *2010 IEEE International Conference on Industrial Technology*, 1112–1119. https://doi.org/10.1109/ICIT.2010.5472583

Lenkutis, T., Čerškus, A., Šešok, N., Dzedzickis, A., & Bučinskas, V. (2020). Road Surface Profile Synthesis: Assessment of Suitability for Simulation. *Symmetry*, *13*(1). https://doi.org/10.3390/sym13010068

Manning, C. G. (2023, September 27). *Technology Readiness Levels*. National Aeronautics and Space Administration (NASA).

Marko, N., Ruebsam, J., Biehn, A., & Schneider, H. (2019). Scenario-based Testing of ADAS - Integration of the Open Simulation Interface into Co-simulation for Function Validation: *Proceedings of the 9th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications*, 255–262. https://doi.org/10.5220/0007838302550262

McFarlane, D., & Glover, K. (1992). A loop-shaping design procedure using H/sub infinity / synthesis. *IEEE Transactions on Automatic Control*, *37*(6), 759–769. https://doi.org/10.1109/9.256330

Ministère de l'Économie, des F. et de l'Industrie. (2011). *Technologies clés 2015 – Annexes: Quelques explications sur l'échelle des TRL (Technology readiness level)* (pp. 296–299). Ministère de l'Économie, des Finances et de l'Industrie.

Monot, N., Moreau, X., Benine-Neto, A., Rizzo, A., & Aioun, F. (2021). Automated vehicle lateral guidance using multi-PID steering control and look-ahead point reference.

International Journal of Vehicle Autonomous Systems, *16*(1), 38–55. https://doi.org/10.1504/IJVAS.2021.118032

Moreau, X., Oustaloup, A., & Nouillant, M. (1996). Comparison of LQ and CRONE methods for the design of suspension systems. *IFAC Proceedings Volumes*, *29*(1), 7720–7725.

Ortega, J., Lengyel, H., & Szalay, Z. (2020). Overtaking maneuver scenario building for autonomous vehicles with PreScan software. *Transportation Engineering*, *2*, 100029. https://doi.org/10.1016/j.treng.2020.100029

Oustaloup, A. (1991). Commande crone (editions hermes, paris). *Search In*.

Oustaloup, A. (2014). *Diversity and Non-integer Differentiation for System Dynamics*. John Wiley & Sons.

Pacejka, H. B., & Besselink, I. J. M. (1997). Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. *Vehicle System Dynamics*, *27*(S1), 234–249. https://doi.org/10.1080/00423119708969658

Pedro, J. O., Nhlapo, S. M. S., & Mpanza, L. J. (2020). Model Predictive Control of Half-Car Active Suspension Systems Using Particle Swarm Optimisation. *IFAC-PapersOnLine*, *53*(2), 14438–14443. https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2020.12.1443

Poussot-Vassal, C., Sename, O., Dugard, L., Ramirez-Mendoza, R., & Flores, L. (2006). Optimal skyhook control for semi-active suspensions. *IFAC Proceedings Volumes*, *39*(16), 608–613.

Rizzo, A., Moreau, X., Hernette, V., & Oustaloup, A. (2011). A Criterion for Wheel Holding Analysis. *IFAC Proceedings Volumes, 18th IFAC World Congress*, *44*(1), 2144–2149. https://doi.org/10.3182/20110828-6-IT-1002.00969

Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., & Dugard, L. (2010). *Semi-active suspension control design for vehicles*. Elsevier. https://books.google.com/books?hl=fr&lr=&id=Wor8ye8tVbAC&oi=fnd&pg=PP1&dq=Savaresi+S.+M.,+Poussot-Vassal+C.,+Spelta+C.,+Sename+O.+and+Dugard,+L.,+(2010).+Semi-active+suspension+control+design+for+vehicles.+Elsevier.&ots=2ygjTGXWib&sig=-SiN1JEZMpGc-qKd7fsaeCZ7B3A

Sharp, R. S., & Hassan, S. A. (1987). On the Performance Capabilities of Active Automobile Suspension Systems of Limited Bandwidth. *Vehicle System Dynamics*, *16*(4), 213–225. https://doi.org/10.1080/00423118708968879

Shih-Lang Chang & Chi-Haur Wu. (1997). Design of an active suspension system based on a biological model. *Proceedings of the 1997 American Control Conference (Cat. No.97CH36041)*, 2915–2919 vol.5. https://doi.org/10.1109/ACC.1997.611991

Sieberg, P. M., & Schramm, D. (2021). Central Non-Linear Model-Based Predictive Vehicle Dynamics Control. *Applied Sciences*, *11*(10), 4687. https://doi.org/10.3390/app11104687

Termous, H. (2020). *Hierarchical approach for the global chassis control of an electric vehicle* [Phdthesis, Université de Bordeaux]. https://theses.hal.science/tel-02977884

Termous, H., Moreau, X., Francis, C., & Shraim, H. (2022). Hierarchical Approach for Driver Disturbance Rejection in an Electric Vehicle: The CRONE Approach. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, *71*(7), 7008–7022. https://doi.org/10.1109/TVT.2022.3169337

Thompson, A. G., & Chaplin, P. M. (1996). Force Control in Electrohydraulic Active Suspensjons. *Vehicle System Dynamics*, *25*(3), 185–202. https://doi.org/10.1080/00423119608968964

Tideman, M. (2010). Scenario-Based Simulation Environment for Assistance Systems. *ATZautotechnology*, *10*(1), 28–32. https://doi.org/10.1007/BF03247153

Titli, A., & Boverie, S. (1995). Fuzzy and neuro control for semi-active and active suspension. *IFAC Proceedings Volumes*, *28*(1), 49–53. https://doi.org/10.1016/S1474-6670(17)45673-4

Tseng, H. E., & Hrovat, D. (2015). State of the art survey: Active and semi-active suspension control. *Vehicle System Dynamics*, *53*(7), 1034–1062. https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1037313

Valášek, M., Novák, M., Šika, Z., & Vaculín, O. (1997). Extended Ground-Hook—New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension. *Vehicle System Dynamics*, *27*(5–6), 289–303. https://doi.org/10.1080/00423119708969333

Vehicle Dynamics Standards Committee. (n.d.). *Vehicle Dynamics Terminology*. SAE International. https://doi.org/10.4271/J670_200801

Wang, C.-S., Liu, D.-Y., & Hsu, K.-S. (2021). Simulation and application of cooperative driving sense systems using prescan software. *Microsystem Technologies*, *27*(4), 1201–1210. https://doi.org/10.1007/s00542-018-4164-z

Watanabe, Y., & Sharp, R. S. (1999). Mechanical and Control Design of a Variable Geometry Active Suspension System. *Vehicle System Dynamics*, *32*(2–3), 217–235. https://doi.org/10.1076/vesd.32.2.217.2090

Yang, Y., Liu, C., Lai, S.-K., Chen, Z., & Chen, L. (2025). Frequency-dependent equivalent impedance analysis for optimizing vehicle inertial suspensions. *Nonlinear Dynamics*, *113*(9), 9373–9398. https://doi.org/10.1007/s11071-024-10641-8

Yeneneh, K., Walle, M., Mamo, T., & Yalew, Y. (2025). Optimizing active suspension systems with robust h∞ control and adaptive techniques under uncertainties. *Applications in Engineering Science*, *22*, 100225. https://doi.org/10.1016/j.apples.2025.100225

Žáček, J., Šebesta, K., Mohammad, H., Jeniš, F., Strecker, Z., & Kubík, M. (2022). Experimental Evaluation of Modified Groundhook Car Suspension with Fast Magnetorheological Damper. *Actuators*, *11*(12), 354. https://doi.org/10.3390/act11120354

Zin, A., Sename, O., Gaspar, P., Dugard, L., & Bokor, J. (2008). Robust LPV– ∞ control for active suspensions with performance adaptation in view of global chassis control. *Vehicle System Dynamics*, *46*(10), 889–912. https://doi.org/10.1080/00423110701684587