



HAL
open science

Amélioration des lois de commande de la suspension par la mutualisation des capteurs mis à disposition par les Aides à la Conduite (ADAS)

Emna Hamrouni

► To cite this version:

Emna Hamrouni. Amélioration des lois de commande de la suspension par la mutualisation des capteurs mis à disposition par les Aides à la Conduite (ADAS). Automatique. Université de Bordeaux, 2021. Français. NNT : 2021BORD0236 . tel-03463959

HAL Id: tel-03463959

<https://theses.hal.science/tel-03463959>

Submitted on 2 Dec 2021

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

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

THÈSE

PRÉSENTÉE À

L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX

ÉCOLE DOCTORALE DES SCIENCES PHYSIQUES ET DE L'INGÉNIEUR

par

Emna HAMROUNI

Ingénieur ENICarthage

POUR OBTENIR LE GRADE DE

DOCTEUR

SPÉCIALITÉ : AUTOMATIQUE

Amélioration des lois de commande de la suspension par la mutualisation des capteurs mis à disposition par les Aides à la Conduite (ADAS)

Sous la direction de Xavier MOREAU et le co-encadrement de
André BENINE-NETO et Vincent HERNETTE

SOUTENUE LE 15 OCTOBRE 2021

Devant la commission d'examen formée de :

M.	Olivier SENAME	Professeur	Grenoble INP	Rapporteur
Mme.	Reine TALJ	CR HDR	CNRS, UTC	Rapporteur
M.	Michel BASSET	Professeur	ENSISA, Mulhouse	Examineur
M.	Vincent HERNETTE	Docteur et Ingénieur de Recherche	Stellantis	Examineur
M.	André BENINE-NETO	Maître de Conférences	Université de Bordeaux	Examineur
M.	Xavier MOREAU	Professeur	Université de Bordeaux	Directeur
M.	Jean-Marc ALLEGRE	Docteur et Ingénieur de Recherche	Stellantis	Invité

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>

Titre : Amélioration des lois de commande de la suspension par la mutualisation des capteurs mis à disposition par les Aides à la Conduite (ADAS)

Résumé

L'objectif de travaux menés au cours de cette thèse est l'évaluation de l'amélioration du confort par la remise à plat de la loi de commande de la suspension, notamment celle des AMCOVAR ou AMVAR+ (AMortisseurs COntinûment VARibales), implantée sur les véhicules du Groupe PSA et issue aujourd'hui d'une stratégie dite SkyHook. Compte tenu de la complexité du système véhicule, une approche hiérarchisée, composée principalement de quatre niveaux (Superviseur, Commande Globale, Répartition et Commande Locale), est mise en place à l'échelle du Contrôle Global du Châssis (CGC). C'est dans ce cadre que la Commande Globale de la Suspension (CGS) sera développée.

Mots clés : Véhicule Autonome Connecté ; ADAS ; Dynamique du véhicule ; Approche hiérarchisée ; Suspension AMVAR ; SkyHook ; CRONE ; Confort Basse Fréquence.

Title: Improvement of suspension control laws by pooling the sensors made available by the Advanced Driver Assistance Systems (ADAS)

Abstract

The objective of the work carried out during this thesis is the evaluation of the comfort improvement by the redesign of the suspension control law, in particular that of AMCOVAR or AMVAR+ (continuously variable dampers), implemented on the vehicles of the PSA Group and resulting today from a strategy called SkyHook. Given the complexity of the vehicle system, a hierarchical approach, mainly composed of four levels (Supervisor, Global Control, Distribution and Local Control), is implemented at the Global Chassis Control (GCC) level. It is within this framework that the Global Control of Suspension (GCS) will be developed.

Keywords : Connected Autonomous Vehicle ; ADAS ; Vehicle Dynamics ; Hierarchical Approach ; AMVAR Suspension ; SkyHook ; CRONE ; Low Frequency Comfort.

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 à l'encadrement de cette thèse.

En premier lieu, je tiens à remercier Monsieur Xavier Moreau, co-directeur de cette thèse et Professeur à l'Université de Bordeaux, pour son soutien et sa confiance mais aussi pour sa rigueur et pour toutes les connaissances qu'il a su me transmettre pendant ces années.

Je remercie aussi largement Monsieur André Benine-Neto, co-encadrant et Maître de Conférences à l'Université de Bordeaux, pour son aide, ses idées et sa présence dans les « bons » comme dans les « mauvais » moments (certes moins nombreux) traversés lors de cette thèse.

Enfin, je tiens à remercier Monsieur Vincent Hernette, responsable industriel de cette thèse et expert suspension au sein de la DRIA du groupe PSA, pour son accueil au sein de l'entreprise mais aussi pour toutes les connaissances et son expérience qu'il aura su me faire partager afin d'ancrer ces travaux dans une réalité industrielle.

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

Je commencerai ainsi par Madame Reine TALJ, Chargée de recherche au CNRS et HDR à l'Université de Technologie de Compiègne, et Monsieur Olivier SENAME, Professeur à l'INP de Grenoble, pour avoir accepté le rôle de rapporteur de cette thèse mais aussi pour leurs remarques, critiques et interrogations pertinentes qu'ils ont su m'adresser.

De même, je témoigne toute ma reconnaissance à Monsieur Michel BASSET, Professeur à l'ENSISA de Mulhouse, pour avoir accepté le rôle d'examineur lors de la soutenance.

Je poursuivrai en remerciant mes « collègues de travail » pour leur soutien, leur aide mais aussi pour tous les bons moments passés en leur compagnie.

Je n'oserai commencer sans mentionner Madame Valérie Abel, maman des doctorants, et la remercier pour sa présence en toutes circonstances mais aussi pour sa patience et son dévouement lors de nos départs en mission.

Je tiens aussi à remercier chacun des membres permanents que j'ai pu côtoyer lors de mon passage au sein de l'équipe CRONE du laboratoire IMS pour leur humanité, leur bienveillance et leur gentillesse. Je mentionnerai, entre autres, Alain, Xavier, Pierre,

Rachid, Patrick, Stéphane, André, Christophe, Jocelyn et Tudor.

De la même manière, je remercie chacun des membre de l'équipe ACSY de Stellantis, à savoir Vincent H., Éric, Frédéric R., Vincent G., Alan, Christophe, Xavier, Frédéric G., Olivier, Romain, Adrien, Arthur et Samuel(ainsi que toutes les personnes, y compris apprentis et stagiaires, que j'aurais pu omettre), pour l'accueil qu'ils m'ont réservé.

Un remerciement particulier pour Jean-Marc ALLEGRE, membre de l'équipe ACSY, pour son implication dans mes travaux de thèse, son assistance permanente ainsi que son professionnalisme et sa gentillesse.

J'en profite aussi pour remercier Stéphane B., Vincent H., Thomas B., Madjid T., Denis L., Philippe et André pour leur partage d'expérience ainsi que leur assistance pendant une bonne période de ma thèse.

Rachid, Gabriel, Alexandre, Sana, Jamila, Sandrine, Mathieu. C, Zlatina (ainsi que toute autre personne concernée que j'aurais pu omettre) pour leur leur gentillesse, leur humour ainsi que pour tous les bons moments passés ensemble sur le site de Stellantis (ou ailleurs avec certains!).

Enfin, je tiens à remercier pour ces quelques mémorables années tous les doctorants du passé et d'aujourd'hui : Alexandre, Baptiste, Mathieu, Jean-Baptiste, Nolwenn, Julien, Jean-Louis, Kendric, Vincent, Mélodie, Evgeny, Safouane et Ramon. Je n'oublie pas non plus Massinissa pour son passage remarqué dans l'équipe ainsi que pour tous les moments qu'on a pu partager ensemble.

Un remerciement particulier à Hussein, mon collègue libanais, avec qui j'ai eu plusieurs discussions professionnelles et aussi personnelles, qui m'ont été très enrichissantes.

Du côté de Stellantis, merci à Pascaline et Mathieu surtout pour tous ces bons moments passés avec vous.

Je remercie également Ghazi qui était présent pendant tous les moments les plus funs mais surtout les plus difficiles de cette thèse. Merci de m'avoir soutenu, accompagné et supporté pendant toutes ces années.

Cette expérience m'a permis de faire la rencontre d'une personne exceptionnelle qui est vite devenue un membre de mes amis les plus proches, voire de ma famille....Sonia!

Je remercie aussi ma Mère, Latifa, pour le modèle de force et de courage qu'elle est et sans qui je ne serais pas où j'en suis actuellement, et ma Grand-mère, Aïcha, décédée mais naturellement présente dans mes pensées qui reste encore mon plus grand modèle.

Je souhaite enfin exprimer toute ma gratitude à mes frères Ahmed et Oussama, ma

sœur Zina et mon cousin Yassine et à mes amis les plus anciens quelque peu négligés : Fadoua, Firas, Bayram, Khouloud et Eya O. pour leur aide chacun à leur manière et leur confiance dans la réussite de ces années de thèse.

J'adresse finalement une pensée particulière à Hichem, mon fiancé (et très bientôt mon mari) , pour m'avoir supporté (et c'est pas toujours simple), pour m'avoir aidé (dès qu'il le pouvait), pour m'avoir entraîné (vers le haut) et pour être présente (toujours à mes côtés).

Introduction générale

Les routes sur lesquelles les véhicules sont amenés à se déplacer sont très hétérogènes. La taille, la forme, la fréquence d'apparition des aspérités de la chaussée sont très variables en fonction du type de réseaux considérés (autoroute, routes nationales, départementales, chemins,...) et de l'état d'ancienneté du revêtement. Dans cette partie, le contexte automobile est détaillé en présentant, dans un premier temps, l'avancement de la recherche dans le domaine de l'assistance à la conduite, puis dans un second temps, en analysant la dynamique du véhicule, et ce afin de formaliser la problématique dans un deuxième temps.

Contexte automobile

En France, le secteur automobile s'est développé à partir de la deuxième moitié du XIXème siècle jusqu'à ce que la voiture devienne, dans les années 1960, le moyen de transport le plus répandu [Collet et al., 2013]. Grâce à l'extension des possibilités de crédit et à la baisse du prix d'achat et du pétrole, ce nouveau moyen de locomotion a été démocratisé. Ceci a coïncidé avec la prise de conscience par le grand public de sa dangerosité, faute d'une réglementation suffisante de la circulation routière. Pendant ces années, le nombre de décès sur les routes ne cesse en effet d'augmenter jusqu'à atteindre un maximum avec 16 593 morts en 1973. L'organisme interministériel de la sécurité routière est alors créé et les premières mesures visant notamment à limiter la vitesse sont adoptées. Leur impact sur le nombre de décès peut être observé sur la figure 1 qui présente l'évolution du nombre de décès sur les routes françaises depuis 1950, associée à la mise en place des principales mesures de sécurité routière.

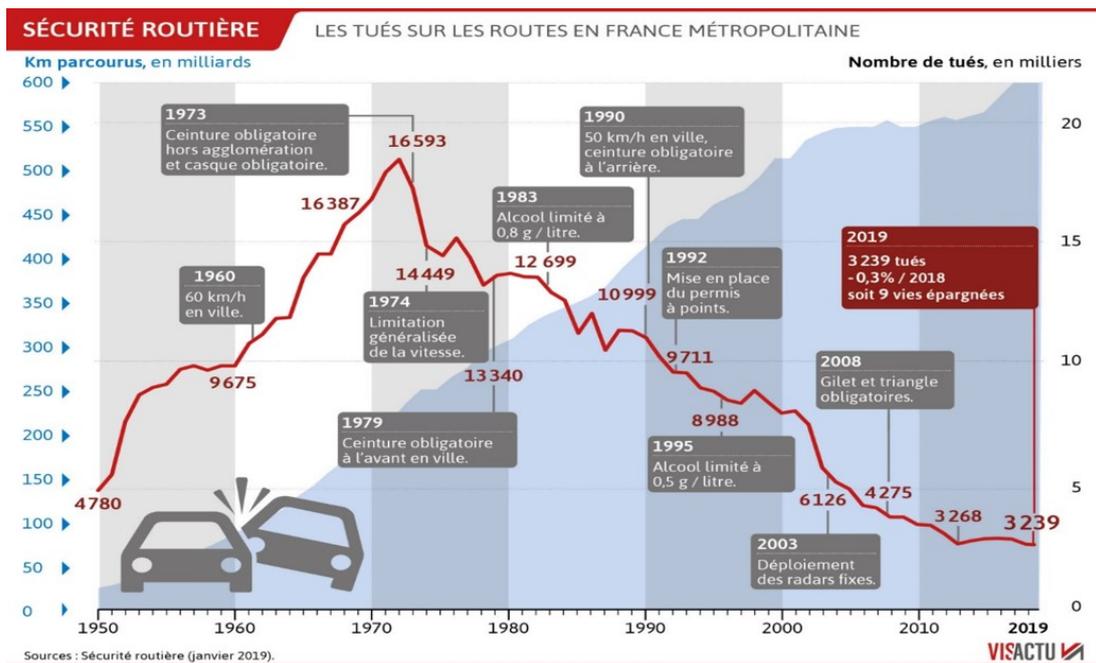


FIGURE 1 – Évolution du nombre de décès sur les routes françaises depuis 1950, associée à la mise en place des principales mesures de sécurité routière [VISACTU, 2020]

En matière de sécurité routière, on distingue trois étapes : la sécurité primaire, secondaire et tertiaire (Figure 2).

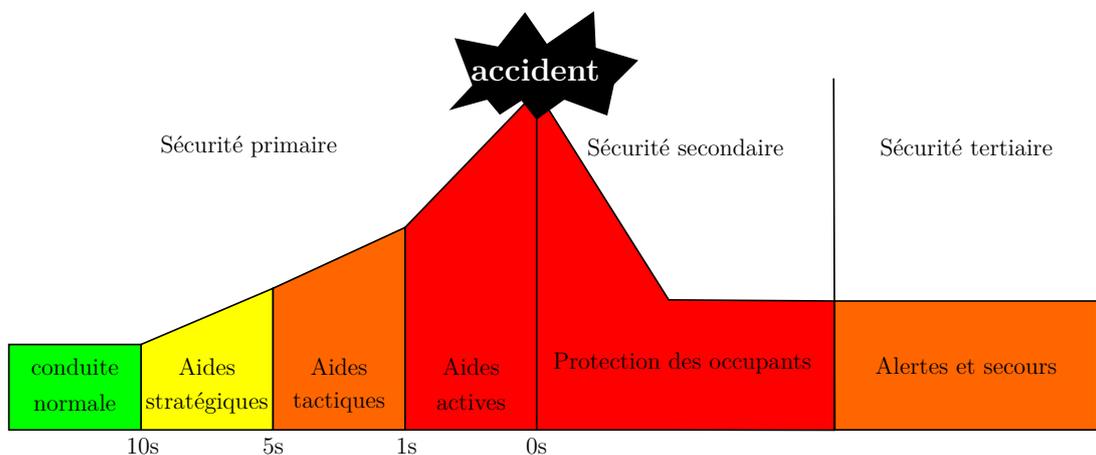


FIGURE 2 – Représentation chronologique des trois niveaux opérationnels de sécurité routière [Taymans, 2018]

Dans les sections suivantes, seules les sécurité primaire et secondaire sont détaillées.

Sécurité primaire

Les avancées technologiques de ces dernières années tentent de rendre la conduite plus facile en développant des systèmes de sécurité active ou d'aide à la conduite. Ces systèmes, dit « intelligents », ont pour but de faciliter la maîtrise du véhicule et d'optimiser la tâche de conduite en informant le conducteur, suffisamment à l'avance, des situations de danger. Ces systèmes identifient des situations critiques en se basant sur des fonctions de risques bien définies. Par exemple, le système de régulation de vitesse à contrôle de distance permet de détecter un risque de collision en se basant sur le calcul de l'indicateur temps avant collision. La figure 3 montre l'architecture générale d'un système d'aide à la conduite. Ces systèmes sont basés sur la perception de l'environnement par l'intermédiaire de capteurs proprioceptifs et extéroceptifs implantés dans le véhicule. Les capteurs proprioceptifs (*e.g.*, capteur de vitesse et accéléromètre) permettent d'acquérir des mesures relatives à l'état et la dynamique du véhicule, telles que sa vitesse et son accélération. Par contre, les capteurs extéroceptifs (*e.g.*, radar et caméra), permettent de prélever les informations relatives à l'environnement extérieur du véhicule (*e.g.*, les routes et les obstacles). Chaque donnée acquise est ensuite transmise à une unité de fusion pour être traitée (*e.g.*, convertir le signal, réduire le bruit et extraire les informations à partir d'une image). Si des capteurs produisent des données redondantes ou complémentaires, ces données sont fusionnées (*e.g.*, par moyenne) par l'unité de fusion pour obtenir une image précise de l'état actuel. Par la suite, les données traitées par l'unité de fusion sont transmises vers le module de décision, qui permet de les traiter, d'analyser la situation courante et de choisir les actions en fonction de l'environnement, du comportement du conducteur et de l'état du véhicule. Enfin, ces actions sont envoyées vers le module d'action, qui produit, soit des alertes (visuelles, sonores et/ou haptiques), soit des actions automatiques sur certains organes pour tenter d'éviter ou de limiter les effets de l'accident.

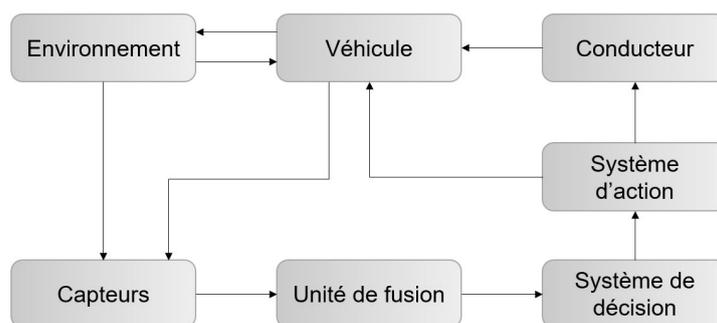


FIGURE 3 – Architecture d'un système d'aide à la conduite.

Sécurité secondaire

Les systèmes de sécurité secondaire sont destinés à protéger les occupants du véhicule en cas d'accidents et à réduire la gravité des blessures. Les principaux systèmes de sécurité passive sont :

- La ceinture de sécurité, qui permet de maintenir les occupants sur leurs sièges pour limiter leurs mouvements lors d'un choc. En effet, la ceinture de sécurité évite le risque d'éjection du véhicule. Ainsi, elle empêche les occupants de se heurter la tête contre les éléments de l'habitacle tels que le pare-brise, le volant ou le tableau de bord. Lorsque la ceinture est associée à un prétensionneur pyrotechnique [Linn et al., 1998] et un limiteur d'efforts, elle permet de transférer l'énergie du choc dans les attaches de ceintures pour réduire la force du choc.

- Le coussin gonflable de sécurité (ou airbag) [Guthrie and Evans, 2004], qui permet de protéger l'occupant lors d'une collision. En effet, ce coussin se gonfle rapidement d'air ou de gaz en cas de choc pour éviter que l'occupant ne heurte la tête contre le volant ou que le passager avant ne se projette contre le tableau de bord. Cependant, l'utilisation du coussin gonflable associé à la ceinture assure une sécurité plus efficace.

- L'appui-tête actif (*e.g.*, *l'appui-tête actif de Opel* [ANNEX, 2008]), qui permet de réduire les risques de blessures cervicales en cas de choc arrière. En cas de choc, l'appui-tête se déclenche d'une manière mécanique par le mouvement subi par le dos du passager ou du conducteur qui permet à l'appui-tête de s'avancer pour se plaquer contre la tête du conducteur ou du passager.

Ces systèmes de sécurité secondaire protègent les occupants des véhicules contre les chocs importants.

Ainsi, ces systèmes rendent les véhicules eux-mêmes moins dangereux en cas d'accidents.

Malgré tout ça, l'offre en matière de sécurité routière reste insuffisante vu que certaines règles de conduite ne sont pas toujours adaptées à nos propres limites physiologiques (*acuité visuelle, évaluation des distances, perte d'attention, etc.*). Pour ces raisons, les constructeurs d'automobiles cherchent à améliorer la sécurité par le développement de nouveaux systèmes de sécurité destinés à éviter les accidents en apportant une assistance au conducteur. De nombreux systèmes de sécurité active ont été développés pour assister le conducteur. Ils sont largement implantés sur les véhicules actuels. Le but de ces systèmes est d'améliorer la contrôlabilité du véhicule et d'obtenir le meilleur comportement dynamique possible dans toutes les situations, de la plus courante à la plus imprévue.

Ces avancées ont un impact sur les chiffres de la sécurité routière comme l'illustre la figure 4 qui présente l'évolution du nombre de décès sur les routes françaises depuis 1960, associée à la disponibilité de systèmes d'aide à la conduite. Certains analystes [Page et al., 2011] estiment que sur la période 2000-2010, les avancées en matière de sécurité primaire et secondaire ont contribué à sauver 16% des victimes passagers et 11% de l'ensemble des victimes (passagers + piétons).

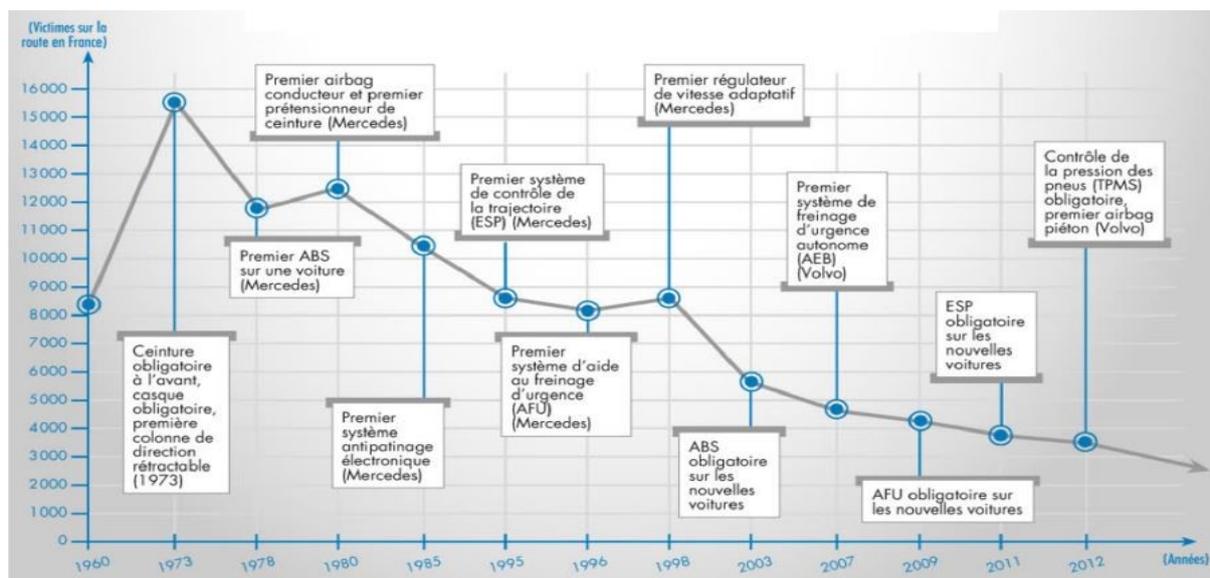


FIGURE 4 – Evolution du nombre de décès sur les routes françaises depuis 1960, associée à la disponibilité de systèmes d'aide à la conduite [Perrin, 2013]

Il y a quelques années, le développement massif de l'électronique et de l'informatique embarquées a ouvert la voie à de véritables systèmes d'aide à la conduite. Parmi eux, le plus connu est sans doute le système ABS (anti-blocage des roues), composé de capteurs placés dans les roues du véhicule, qui détectent les amorces de blocages intempestifs et relâchent automatiquement la pression dans le circuit hydraulique afin d'éviter ces derniers. En supprimant le blocage des roues, notamment directrices, ce système permet de maintenir le pouvoir directeur du train avant. Le contrôle de la direction est ainsi conservé pour contourner un obstacle tout en gardant la pédale de frein enfoncée.

Plus récemment est apparu le système ESP (électro-stabilisateur programmé) permettant de contrôler dynamiquement la trajectoire du véhicule. Comme tout système automatique, il fait l'acquisition de mesures en temps réel (comme les accélérations au centre de gravité dans toutes les directions) et contrôle les actionneurs permettant d'agir sur le comportement du véhicule. Dans le cas de l'ESP, l'actionneur est le système de freinage actif, autorisant l'ajout d'un couple de freinage indépendamment sur chaque roue. Ainsi, en roulage, la mesure, entre autres, de la vitesse de lacet (mouvement autour de l'axe vertical de la voiture) permet de comparer le comportement de la voiture avec celui d'une voiture idéale, simulée à l'aide d'un modèle mathématique. Les entrées du simulateur sont les mesures en temps réel, comme l'angle du volant, la position de la pédale d'accélération, la position de la pédale de frein, le rapport de boîte de vitesse. Dans les voitures actuellement sur le marché, tout écart au comportement idéal est corrigé à l'aide d'une action sur les freins actifs (donc sur une ou plusieurs roues), ce qui ramène la voiture dans la trajectoire désirée.

Cette commande en boucle fermée doit garantir un retour à la situation normale le plus rapidement possible, quelles que soient les conditions de route. La performance de

cette commande, ainsi que sa robustesse vis-à-vis de l'état de la route et des conditions atmosphériques, sont donc des critères prépondérants lors de la synthèse de la loi de commande. Ceci nécessite des outils méthodologiques avancés, fondés sur des modèles assez complexes de la dynamique du véhicule : les caractéristiques de la loi de commande ainsi obtenue sont garanties dans de nombreuses conditions de fonctionnement.

Sur 30 ans de collaborations en matière de suspension

Cette thèse s'est déroulée au sein de l'équipe CRONE dans le cadre d'une collaboration avec le groupe PSA qui dure depuis 30 ans. En effet, les travaux de l'équipe CRONE appliqués à la suspension ont commencé au début des années 90.

La figure 5 présente un certain nombre d'études portant sur des réalisations passives et pilotées.

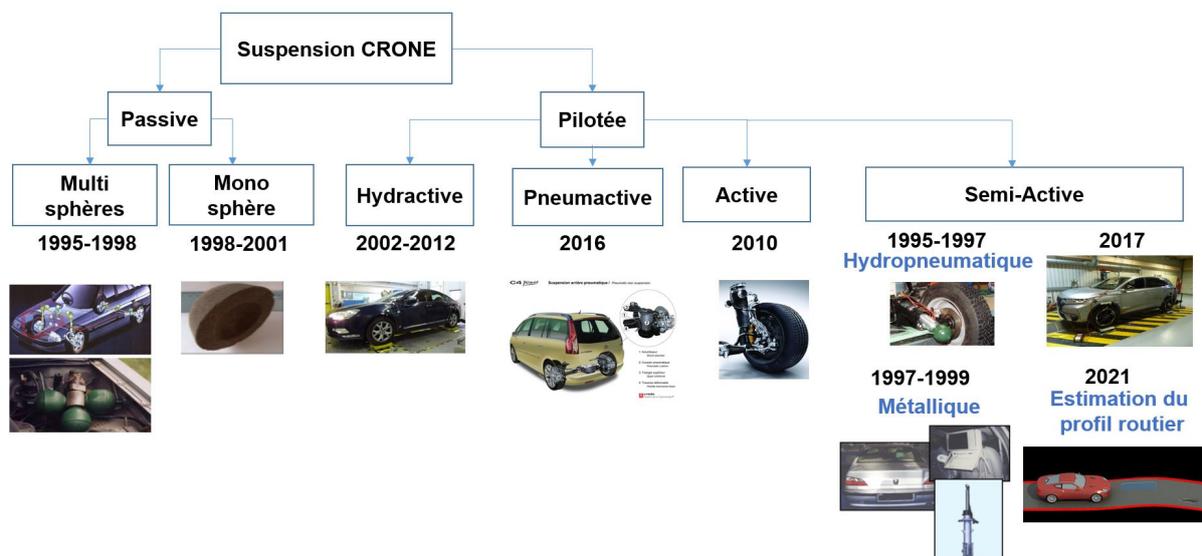


FIGURE 5 – Illustration des différentes solutions technologiques de la suspension CRONE

La suspension **Hydractive**, dérivée de la suspension traditionnelle hydropneumatique inventée par *Paul Magès*, a pu être 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, une sphère supplémentaire par essieu permettant, grâce à l'utilisation de l'électronique, de passer d'une architecture « normale » à une architecture « sport » (et inversement). Depuis, deux autres versions de cette suspension, l'Hydractive II présente sur la Citroën Xantia puis l'Hydractive III (avec aussi la version III+), utilisée sur la Citroën C5 avant l'arrêt de sa commercialisation en 2015.

L'application de la suspension CRONE dimensionnée en 1995 [Oustaloup et al., 1995], très orientée confort, à la suspension Hydractive a permis l'arrivée de la suspension

CRONE Hydractive. Cette dernière, dimensionnée dans le cadre de la collaboration entre l'équipe CRONE du laboratoire IMS de Bordeaux et le groupe PSA, est définie par une nouvelle architecture « CRONE » destinée à remplacer l'architecture « souple » de la suspension Hydractive de série.

Le concept de la suspension CRONE s'est concrétisé en 1990 avec le brevet [Oustaloup and Nouillant, 1990].

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 multisphère 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.

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 suspension **hydropneumatique** (1995-1997) et la seconde pour 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.

Durant la période 2002-2012, le concept de la suspension CRONE a été étendu à la suspension Hydractive. Cette suspension, développée par l'équipe CRONE dans le cadre des suspensions de véhicules automobiles, 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 comportement routier, permet la mise en défaut de la plupart des dilemmes inhérents aux architectures traditionnelles de suspension.

Entre 2010 et 2012, 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 de tenue de caisse, de tenue de roue, des contraintes en matière de filtrage aux moyennes fréquences ($2 - 8Hz$), (autour de $15Hz$) et de filtrage aux hautes fréquences ($20 - 40Hz$). Ainsi, une démarche de conception et de réalisation d'une suspension **CRONE Hydractive** a été développée aboutissant à une stratégie de gestion, non seulement du dilemme isolation vibratoire/tenue de caisse, mais aussi à celle du di-

lemme isolation vibratoire/tenue de roue. La stratégie ainsi présentée a été implantée sur différents véhicules chez PSA avec différentes architectures de suspension bi-états.

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

À partir de 2017, à travers les travaux présents dans la suite de ce mémoire de thèse, des améliorations de la loi de commande de la suspension semi-active AMVAR+ ont été proposées. Ces améliorations ont eu lieu grâce à la mise en œuvre d'une approche d'analyse et de synthèse CRONE et ont été intégrées sur la DS7 CrossBack.

En Janvier 2021, une nouvelle thèse a démarré (Thèse de *Ramon GURIDIS*). L'objectif est la mise en œuvre d'une démarche générique de conception du Contrôle Global de la Suspension fondée sur une approche multi-architecture en utilisant les **ADAS** (*Advanced Driver-Assistance Systems*).

Ces travaux, allant de la version passive CRONE à l'intégration des ADAS dans les systèmes de suspensions automobiles sont illustrés par la figure 6.



FIGURE 6 – De la version passive CRONE à l'intégration des ADAS dans les systèmes de suspension automobile

Organisation et contenu de la thèse

Cette thèse, qui s'inscrit dans le cadre de l'OpenLab « *Electronics and Systems for Automotive* », laboratoire commun entre le Groupe PSA et le laboratoire IMS, se situe dans la continuité des travaux de l'équipe CRONE concernant le développement de suspensions et, entre autres, de la suspension CRONE. Elle s'est déroulée sous la direction de Xavier MOREAU, Professeur à l'Université de Bordeaux, sous le co-encadrement de André BENINE-NETO, Maître de Conférences à l'Université de Bordeaux et sous la responsabilité, au sein du Groupe PSA, de Vincent HERNETTE, Docteur, Ingénieur de recherche et Expert suspension de la Direction de la Recherche et de l'Ingénierie Avancée (DRIA).

L'objectif de cette thèse est d'évaluer l'amélioration du confort par la remise à plat de la loi de commande de la suspension, notamment celle des AMortisseurs COntinûment VARIables (AMCOVAR ou AMVAR) implantée sur les véhicules du Groupe PSA qui est aujourd'hui issue d'une stratégie dite «SkyHook».

L'intérêt de la thèse pour le Groupe PSA est de répondre, pour ce qui concerne le domaine de la Liaison Au Sol, au besoin d'amélioration du confort qui prend une place de plus en plus importante avec le déploiement des phases de délégation de conduite. Dans ces situations de délégation de conduite, les passagers comme le conducteur, sont amenés à se concentrer sur des tâches sans rapport avec la conduite. La suspension du véhicule est alors pilotée pour fournir le meilleur filtrage des aspérités de la route de façon à ne pas perturber les occupants dans leurs tâches.

La première partie intitulée « *Contexte et problématique* » se concentre autour de deux chapitres permettant de situer le contexte et d'introduire les différentes problématiques liées à ces travaux.

Le chapitre 1, intitulé « *Un tour d'horizon* », introduit tout d'abord la dynamique globale du véhicule. Un état de l'art concernant les différentes architectures dédiées au contrôle global du châssis est effectué. Les suspensions dans le domaine de l'automobile sont introduites en rappelant leurs rôle pour assurer le confort et la tenue de route, et en citant quelques exemples technologiques. Enfin, une classification bien détaillée des systèmes de suspension est introduite dans la dernière partie de ce chapitre.

Le chapitre 2, intitulé « *Aspects modélisation et commande* », permet de mettre en exergue les différents modèles utilisés pour le véhicule et pour la simulation. un tour d’horizon sur les différentes lois de commande appliquées dans la littérature est effectué. Enfin, une architecture d’un modèle de suspension SkyHook est proposée et adoptée par la suite pour la synthèse du contrôle SkyHook optimal suivant une méthode bien déterminée.

La seconde partie intitulée « *Contrôle global de la suspension : Démarche descendante* » est composée de deux chapitres visant à introduire la démarche proposée et adoptée pour le Contrôle Global de la Suspension (CGS).

Le chapitre 3, intitulé « *Contrôle global de la suspension* » présente une approche de contrôle hiérarchisée dans laquelle des contrôleurs à deux niveaux sont proposés pour le système de suspension active. Les systèmes sont contrôlés en utilisant les contrôleurs CRONE de première et deuxième générations tout en prenant en compte les incertitudes paramétriques des modèles du véhicule. L’objectif principal de l’approche proposée est de rejeter les perturbations du conducteur afin d’améliorer le confort de conduite. La stratégie proposée permet de maximiser les avantages de l’actionneur de suspension active pour réguler les principales dynamiques du châssis, à savoir le pompage, le roulis et le tangage. Il convient de noter que les perturbations de la route ont été prises en compte dans ce travail et que la stratégie a été annoncée comme applicable à des profils route spécifiques.

Le chapitre 4, intitulé « *Démarche d’analyse et de conception d’une suspension* » s’oriente, quant à lui, autour d’une synthèse de lois de comportement cibles, appelées aussi lois de commande, et ce à l’échelle fonctionnelle indépendamment des aspects technologique et organique.

L’objectif de cette étude est de concevoir une stratégie de contrôle généralisée qui améliore le confort basses fréquences (BF) tout en assurant une tenue de roue minimale. Parmi les différentes méthodes de contrôle existantes dans la littérature et suivant les spécifications industrielles, deux approches sont établies dans ce chapitre : une première basée sur l’approche optimale SkyHook et une deuxième, aussi de type SkyHook, fondée sur l’amortissement critique. Ces deux approches sont utilisées pour le « benchmarking » en plus de la suspension série linéarisée ainsi que la suspension en mode dégradé.

L’approche SkyHook, combinée à une Synthèse Fréquentielle de Commande Robuste (SFCR CRONE), est ensuite mise en œuvre afin d’atteindre les objectifs définis précédemment. La suspension résultant de la méthodologie proposée, qui est dénommée CRONE SkyHook (CSH), est comparée aux approches définies et utilisées pour le « benchmarking ».

La troisième partie intitulée « *Validation numérique et expérimentale* » se concentre autour de deux chapitres permettant la validation de l’approche proposée dans la partie précédente, numériquement et physiquement.

Le chapitre 5, intitulé « *Validation en co-simulation AMESim/SIMULINK* »

permet d'adopter une démarche exploratoire descendante, partant de l'échelle fonctionnelle à l'échelle organique.

En effet, les lois cibles linéaires développées dans le Chapitre 4, sont par la suite appliquées sur un modèle quart de véhicule à 2 degrés de liberté (ddl) équipé, dans un premier temps, d'une suspension active intégrant les non-linéarités relatives à la suspension (raideur et amortissement). Dans un second temps, un modèle quart de véhicule à 2 ddl équipé d'une suspension semi-active, en l'occurrence l'AMVAR, prenant en compte toutes ses limites de fonctionnement est utilisé pour la validation de ces lois.

Le chapitre 6, intitulé « *Confrontation validation en simulation -validation en expérimentation* » se concentre alors sur la validation, en co-simulation AME-Sim/SIMULINK, de l'approche CRONE SkyHook proposée dans les chapitres précédents sur un modèle véhicule complet à 14 ddl équipé d'une suspension semi-active AMVAR. Les résultats de cette validation numérique sont par la suite comparés à ceux issus de la validation en expérimentation. En effet, des premiers essais sur un banc 4 vérins (B4V) du véhicule complet, à savoir la DS7 CrossBack sont réalisés en pompage, en tangage et en roulis. Ensuite, des essais sur route appelés aussi roulages physiques sont effectués permettant ainsi la confrontation avec les performances observées en simulation.

Finalement, la conclusion générale résume l'apport de cette thèse dans son contexte ainsi que les différentes réalisations effectuées.

Les perspectives, quant à elles, se concentrent autour d'une approche multimodes se basant sur un critère cible. En effet, la commutation doit se faire à l'échelle fonctionnelle entre deux stratégies CRONE orientées tenue de caisse et filtrage.

Table des matières

Introduction générale	i
Organisation et contenu de la thèse	ix
Table des matières	xii
Table des figures	xvi
Liste des tableaux	xxvi
Notations	xxvii

Première partie - Contexte et problématique

Chapitre 1 - Un tour d'horizon	3
1.1 Introduction	3
1.2 La dynamique globale du véhicule	4
1.2.1 Les différents degrés de liberté (ddl)	7
1.2.2 Les perturbations	8
1.2.3 Les différents domaines de fonctionnement	9
1.2.3.1 Adéquation avec les différents domaines d'étude	11
1.2.4 La liaison au sol	12
1.2.4.1 Les systèmes d'aide à la conduite associés aux éléments de la LAS	13
1.2.4.2 Le pneumatique	13
1.2.4.3 Le système de direction	17
1.2.4.4 Les trains roulants	17
1.2.4.5 Le système de freinage	18
1.2.4.6 Le système de suspension	18
1.2.5 La problématique	19
1.3 Contrôle global du châssis : les différentes architectures	20
1.3.1 Architecture de contrôle décentralisée	21
1.3.2 Architecture de contrôle centralisée	22
1.3.3 Architecture de contrôle par supervision	22
1.4 Les suspensions dans le domaine de l'automobile	23
1.4.1 Le confort	24

1.4.2	La tenue de route	25
1.4.3	Quelques éléments technologiques	25
1.5	Classification des systèmes de suspension	27
1.6	Conclusion	33
Chapitre 2 - Aspects modélisation et commande		35
2.1	Introduction	35
2.2	Aspects modélisation	36
2.2.1	Modèles utilisés pour le véhicule	36
2.2.2	Modèles utilisés pour les sollicitations	39
2.2.2.1	Sollicitations route	39
2.2.2.2	Sollicitations conducteur	43
2.3	Lois de contrôle commande	45
2.3.1	Commande SkyHook	49
2.3.1.1	Introduction	49
2.3.1.2	Démonstration	50
2.3.2	Contrôle SkyHook optimal	53
2.3.2.1	Critère de performance	53
2.3.2.2	Méthode proposée	56
2.4	Conclusion	57
Deuxième partie - Contrôle global de la suspension : Démarche descendante		
Chapitre 3 - Contrôle global de la suspension		61
3.1	Introduction	61
3.2	Approche hiérarchisée	62
3.2.1	Superviseur	63
3.2.2	Niveau Navigation	64
3.2.3	Niveau Génération des références	65
3.2.4	Niveau Contrôle	65
3.2.4.1	Commandes Globales	66
3.2.4.2	Répartition des Liaisons au Sol	66
3.2.4.3	Commandes Locales	67
3.3	Exemple d'illustration	68
3.3.1	Freinage en ligne droite sur route sèche	68
3.3.1.1	Superviseur	69
3.3.1.2	Commandes Globales	71
3.3.1.3	Répartition	74
3.3.1.4	Commandes Locales	74
3.3.1.5	Analyse des résultats	77
3.4	Conclusion	78
Chapitre 4 - Démarche d'analyse et de conception d'une suspension		81
4.1	Introduction	81

4.2	Méthode développée pour l'analyse et la conception	82
4.2.1	Modèle d'analyse et de synthèse dans l'espace modal	82
4.2.2	Stratégies de Contrôle	87
4.2.2.1	Méthode d'analyse du confort Basses Fréquences	87
4.3	Conclusion	107

Troisième partie - Validation numérique et expérimentale : Démarche ascendante

Chapitre 5 - Validation en co-simulation AMESim/SIMULINK 111

5.1	Introduction	111
5.2	Modèle quart de véhicule (2 ddl)	112
5.2.1	Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension active non linéaire	115
5.2.1.1	Obstacle long	119
5.2.1.2	Obstacle court	123
5.2.1.3	Cuvette	126
5.2.1.4	Route PSA	129
5.2.2	Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire : Test de passivité	133
5.2.2.1	Obstacle long	135
5.2.2.2	Obstacle court	137
5.2.2.3	Cuvette	139
5.2.2.4	Route PSA	141
5.2.3	Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement	143
5.2.3.1	Obstacle long	145
5.2.3.2	Obstacle court	147
5.2.3.3	Cuvette	149
5.2.3.4	Route PSA	151
5.2.4	Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement+ Dyna- mique de l'actionneur	153
5.2.4.1	Cuvette	155
5.2.4.2	Route PSA	157
5.3	Conclusion	159

Chapitre 6 - Confrontation validation en simulation - validation en expé- rimentation 161

6.1	Introduction	161
6.2	Système de suspension KYB	162
6.2.1	Architecture du système semi-actif	162
6.2.2	Stratégie de contrôle semi-active	165
6.3	Validation en simulation : Résultats de la co-simulation AMESim/SIMULINK	167
6.4	Validation en expérimentation	172

6.4.1	Essais sur banc 4 vérins (B4V) d'un véhicule complet	174
6.4.1.1	Exploitation des mesures au banc 4 vérins	175
6.4.2	Essais sur route : Roulages physiques	180
6.5	Conclusion	195
Conclusions		197
Annexe A - Commande CRONE		209
A.1	Schéma de commande et données pour la synthèse	209
A.2	Commande CRONE de première génération	213
A.3	Commande CRONE de deuxième génération	214
A.4	Commande CRONE de troisième génération	218
A.5	CRONE Control System Design Toolbox	221
A.5.1	Prise en compte des incertitudes du procédé	222
A.5.2	Saisie des spécifications	222
A.5.3	Choix de la commande CRONE	223
A.5.4	Synthèse de la forme rationnelle du régulateur	223
Annexe B - Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension active li-		
	néaire	225
B.1	Obstacle long	227
B.2	Obstacle court	230
B.3	Cuvette	233
B.4	Route PSA	236
Annexe C - Principe de la co-simulation		241

Table des figures

1	Évolution du nombre de décès sur les routes françaises depuis 1950, associée à la mise en place des principales mesures de sécurité routière [VISACTU, 2020]	ii
2	Représentation chronologique des trois niveaux opérationnels de sécurité routière [Taymans, 2018]	ii
3	Architecture d'un système d'aide à la conduite.	iii
4	Evolution du nombre de décès sur les routes françaises depuis 1960, associée à la disponibilité de systèmes d'aide à la conduite [Perrin, 2013]	v
5	Illustration des différentes solutions technologiques de la suspension CRONE	vi
6	De la version passive CRONE à l'intégration des ADAS dans les systèmes de suspension automobile	viii
1.1	Repère absolu	4
1.2	Repère route	5
1.3	Repère pneumatique	6
1.4	Repère châssis	7
1.5	Positionnement du véhicule	8
1.6	Classification des différentes sollicitations appliquées au véhicule	9
1.7	Accélération longitudinale Γ_x en fonction de l'accélération transversale Γ_y : Diagramme $\Gamma_x = f(\Gamma_y)$	10
1.8	Représentation de l'adéquation entre les zones de fonctionnement et les domaines d'étude	12
1.9	Vue par transparence des éléments constitutifs d'une LAS	12
1.10	Diagramme de quelques performances automobiles liées à la LAS	13
1.11	Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b)	14
1.12	Modèle boîte noire du pneumatique	15
1.13	Illustration des forces appliquées à la roue	15
1.14	Variations paramétriques de l'effort longitudinal en fonction du taux de glissement ((a) et (b)); Variations paramétriques de l'effort transversal en fonction de l'angle de dérive ((c) et (d))	16
1.15	Direction assistée électrique.	17
1.16	Système de freinage automobile	18
1.17	Les liens de causalité entre les différents éléments de la liaison au sol	19
1.18	Illustration des différents liens de causalité entre les moyens d'action et les différentes dynamiques du véhicule	20
1.19	Structure de commande décentralisée [Gordon et al., 2003]	21
1.20	Structure de commande centralisée [Gordon et al., 2003]	22

1.21	Structure de commande par supervision [Gordon et al., 2003]	23
1.22	Les différentes architectures des suspensions des trains avant les plus utilisées sur les véhicules de nos jours [Carbibles, 2009].	26
1.23	Architectures de suspension des trains arrière : l’essieu de torsion (a) est très répandue simple et robuste [Carbibles, 2009] tandis que le multibras (b) est d’une conception plus complexe mais très efficace notamment en guidage [BMW, 2010].	27
1.24	Représentation graphique de la classification des systèmes de suspension : demande d’énergie en fonction de la largeur de la bande de contrôle disponible [Savaresi et al., 2010]	28
1.25	Classification des suspensions à commande électronique [Savaresi et al., 2010]	30
1.26	Architecture de la suspension BOSE	31
1.27	Système de suspension Hydractive développé par Citroën	31
1.28	Implantation hydraulique de la suspension CREUAT	32
1.29	Structure de l’Active Wheel	32
2.1	Du modèle de validation à 14 ddl au modèle de synthèse à 1 ddl : Hypothèses simplificatrices et modèles de véhicule associés	38
2.2	Cycle en V pour la conception des éléments d’un véhicule	39
2.3	Excitation route stochastique : Profils PSA	40
2.4	Obstacle long tel que $V_x = 30 [km/h]$, $x_0 = 2 [m]$, $h = 0.05 [m]$, $\alpha = 10 [^\circ]$ et $L = 20 [m]$: (a) Le profil géométrique $z_0(x)$, (b) $dz_0(x)/dx$, (c) La loi horaire $v_0(t)$ et (d) La loi horaire $z_0(t)$	41
2.5	Obstacle court tel que $V_x = 30 [km/h]$, $x_0 = 2 [m]$, $h = 0.05 [m]$, $\alpha = 10 [^\circ]$ et $L = 1 [m]$: (a) Le profil géométrique $z_0(x)$, (b) $dz_0(x)/dx$, (c) La loi horaire $v_0(t)$ et (d) La loi horaire $z_0(t)$	42
2.6	Excitation route de type cuvette à une vitesse de franchissement constante de $70Km/h$	42
2.7	Excitation route de type sinus balayé entre 0.5 et $5.5Hz$ et avec une amplitude de $\pm 15mm$	43
2.8	(a) Variation des angles de volant et de braquage pour un virage à vitesse longitudinale constante, (b) Trajectoire générée par l’angle volant en virage à gauche à vitesse longitudinale constante, (c) Accélération transversale et (d) Couple de mise en roulis	44
2.9	(a) Variation des angles volant et de braquage pour un changement de voie à vitesse longitudinale constante, (b) Trajectoire générée par l’angle volant pour un changement de voie à vitesse longitudinale constante, (c) Accélération transversale et (d) Couple de mise en roulis	45
2.10	Architectures des modèles de suspensions SkyHook : « modifiée » et proposée	50
2.11	Les réponses fréquentielles liées aux critères relatifs à l’accélération de la masse suspendue $H_a(s)$, au débattement de la suspension $H_{12}(s)$ et à la déformation du pneu $H_{01}(s)$	55
2.12	Critères de performances : Confort (bleu), débattement de la suspension (vert) et tenue de route (rouge)	56

2.13	Critères de performances : Confort (bleu), et débattement de la suspension (vert)	56
2.14	Critère total entre confort et débattement	57
3.1	Repérage des quarts du véhicule à l'aide des indices $\{ij\}$	62
3.2	Architecture hiérarchisée pour la conduite d'un véhicule	63
3.3	Modules au sein du Superviseur	64
3.4	Modules au sein du niveau Navigation	65
3.5	Modules au sein du niveau Génération des références.	65
3.6	Modules au sein du niveau Contrôle.	66
3.7	(a) Repérage des trois principales directions utilisées en dynamique du véhicule, (b) diagramme des zones linéaire et non linéaire du pneumatique	69
3.8	Déplacement $X_p(t)$ de la pédale de frein généré par le conducteur (a), décélération $\Gamma_x(t)$ (b) et couple de mise en tangage $C_{t0}(t)$ pour le scénario retenu (c)	71
3.9	Schéma de synthèse utilisé pour le calcul du régulateur $K_G(s)$	72
3.10	Diagrammes de Bode (a) et de Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_G(s)$ pour l'inertie minimale (bleu) et l'inertie maximale (rouge)	73
3.11	Modèles quart de véhicule : pour la validation (a) et pour la synthèse (b)	74
3.12	Schéma fonctionnel pour la synthèse de la commande locale	75
3.13	Diagrammes de Bode (a) et de Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_L(s)$ pour la masse minimale (bleu) et la masse maximale (rouge)	76
3.14	Performances temporelles	79
4.1	Description de la dynamique verticale pour l'obtention d'un modèle d'analyse et de synthèse dans l'espace modal	83
4.2	Schémas illustrant la dynamique de caisse dans l'espace modal : Mouvements (a) de pompage, (b) de tangage, et (c) de roulis	86
4.3	Schéma causal traduisant le modèle à 1 ddl en pompage dans l'espace modal de la figure 4.2.a	87
4.4	Modèle de « benchmarking »	89
4.5	Schéma causal de la boucle représentative du modèle quart de véhicule simplifié à 1 ddl en pompage du modèle de « benchmarking »	89
4.7	Réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension métallique série	90
4.6	Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative du modèle de « benchmarking » : Suspension série	91
4.8	Réponse fréquentielle $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension métallique série	92
4.9	Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative de la suspension en mode dégradé en comparaison avec la suspension série	93
4.10	Réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension en mode dégradé en comparaison avec la suspension série	94
4.11	La réponse fréquentielle $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension en mode dégradé en comparaison avec la suspension série	94

4.12	Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative de la suspension SH_{Opt} en comparaison avec la suspensions en mode dégradé et le « benchmarking »	96
4.13	Les réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Opt} en comparaison avec la suspension série	97
4.14	La réponse fréquentielle $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Opt} en comparaison avec la suspension série	97
4.15	Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative de la suspension SH_{Ac} en comparaison avec la suspensions SH_{Opt} , en mode dégradé et série	99
4.16	Les réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Ac} en comparaison avec les suspensions SH_{Opt} et série	99
4.17	Réponse fréquentielle $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Ac} en comparaison avec les suspensions SH_{Opt} et série	100
4.18	Spécifications du confort BF du transfert en transmission absolue $T_z^*(s)$. .	101
4.19	Diagrammes de Bode de $C_{z_frac}(s)$ pour : $K_0 = 0.2113$, $m = 0.5$, $\omega_b = 0.0126 [rad/s]$ et $\omega_h = 2.513 [rad/s]$, superposés à ceux du $B_{SH_{Opt}}$ et $B_{SH_{Ac}}$	104
4.20	Diagrammes de Bode de la cellule avance de phase ainsi que du régulateur $C_z(s)$, sous leurs formes rationnelle et fractionnaire	105
4.21	Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative de la suspension CSH en comparaison avec la suspension CSH généralisée, la suspension SH_{Opt} , la suspension SH_{Ac} , la suspensions en mode dégradé et de « benchmarking »	106
4.22	Réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension CSH en comparaison avec les suspensions SH_{Ac} , SH_{Opt} et série	107
4.23	Réponses fréquentielles $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension CSH en comparaison avec les suspensions SH_{Ac} , SH_{Opt} et série	107
5.1	Entrée route sinusoïdale d'amplitude $\pm 15mm$ sur une plage de fréquence $[0.05; 20] Hz$	113
5.2	Évolution de la fréquence de balayage pour les entrées route sinusoïdales .	113
5.3	Transféromètre utilisé dans AMESim pour le tracé des réponses fréquentielles	113
5.4	Principe de base du transféromètre	114

5.5	Simulateurs AMESim pour le quart de véhicule non linéaire	116
5.6	Cartographies utilisées pour le simulateur du modèle quart de véhicule non linéaire	117
5.7	Réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Comparaison avec les résultats du modèle quart de véhicule linéaire	118
5.8	Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle long	119
5.9	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle long	121
5.10	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle long	122
5.11	Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle court	123
5.12	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle court	124
5.13	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle court	125
5.14	Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type cuvette	126
5.15	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type cuvette	127
5.16	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette	128
5.17	Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation de type route PSA	129
5.18	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation de type route PSA	131
5.19	Performances temporelles de la suspension pour une excitation de type route PSA	132
5.20	Diagramme effort amortisseur/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$: Test de passivité	133

5.21	Réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Comparaison avec les résultats du modèle quart de véhicule actif non linéaire	134
5.22	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle long	135
5.23	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle long	136
5.24	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle court	137
5.25	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle court	138
5.26	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type cuvette	139
5.27	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette	140
5.28	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation de type route PSA	141
5.29	Performances temporelles de la suspension pour une excitation de type route PSA	142
5.30	Cartographie de l'amortisseur AMVAR $F_{AMVAR}(t) = f(v_{21}(t))[N]$ pour différentes valeurs de courant de pilotage : Limites de fonctionnement . . .	143

5.31	Réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Comparaison avec les résultats du modèle quart de véhicule actif non linéaire	144
5.32	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle long	145
5.33	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle long	146
5.34	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle court	147
5.35	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle court	148
5.36	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type cuvette	149
5.37	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette	150
5.38	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation de type route PSA	151
5.39	Performances temporelles de la suspension pour une excitation de type route PSA	152
5.40	Performances fréquentielle et temporelle de la dynamique de l'actionneur .	153
5.41	Réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Comparaison avec les résultats du modèle quart de véhicule actif non linéaire	154
5.42	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type cuvette	155
5.43	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette	156
5.44	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation de type route PSA	157
5.45	Performances temporelles de la suspension pour une excitation de type route PSA	158
6.1	Composition du système AMVAR	163
6.2	Architecture du système	163
6.3	Système dépendant de la force d'amortissement, de la vitesse du piston et du courant de commande [Torres, 2018]	164
6.4	Liens entre les sollicitations et les réponses induites de l'AMVAR	165
6.5	Situations réelles de conduite d'un véhicule	165
6.6	Objectifs de comportement des véhicules	165
6.7	Fonctions de stratégie logicielle pour les sollicitation route	166
6.8	Principaux modules du soft KYB	167

6.9	Réponses fréquentielles $Z_{2AV}(j\omega)/Z_0(j\omega)$, $Z_{2AR}(j\omega)/Z_0(j\omega)$, $Z_{1AV}(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_{1AR}(j\omega)/Z_0(j\omega)$	168
6.10	Déplacements des masses suspendues AV et AR pour une excitation route de type cuvette	169
6.11	Vitesses des masses suspendues AV et AR pour une excitation route de type cuvette	170
6.12	Accélérations des masses suspendues AV et AR pour une excitation route de type cuvette	171
6.13	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette	172
6.14	MicroAutoBoX II	173
6.15	Interfaces ControlDesk	173
6.16	Présentation du B4V	174
6.17	Exemple de mesures obtenues sur le B4V	175
6.18	Pseudo-Bode (b) d'un modèle masse/ressort à 1 ddl (a)	175
6.19	Déplacements des plateaux AVG et ARG du B4V en tangage	176
6.20	Diagrammes de gain en échelle linéaire du transfert Caisse/Roue du véhicule DS7 CrossBack équipé d'un AMVAR en configuration série (courbes noires), en configuration SH KYB (courbes vertes) et en configuration CSH (courbes bleues) pour une sollicitation sinusoïdale de fréquence comprise entre 0.6 et 5 Hz et d'amplitude 15 mm pour le cas de charge à vide : Essai en pompage	177
6.21	Diagrammes de gain en échelle linéaire du transfert Caisse/Roue du véhicule DS7 CrossBack équipé d'un AMVAR en configuration série (courbes noires), en configuration SH KYB (courbes vertes) et en configuration CSH (courbes bleues) pour une sollicitation sinusoïdale en opposition de phase entre l'avant et l'arrière de fréquence comprise entre 0.6 et 5 Hz et d'amplitude 15 mm pour le cas de charge à vide : Essai en tangage	178
6.22	Déplacements des plateaux AVD et AVG du B4V en roulis	179
6.23	Diagrammes de gain en échelle linéaire du transfert Caisse/Roue du véhicule DS7 CrossBack équipé d'un AMVAR en configuration série (courbes noires), en configuration SH KYB (courbes vertes) et en configuration CSH (courbes bleues) pour une sollicitation sinusoïdale en opposition de phase entre la droite et la gauche de fréquence comprise entre 0.6 et 5 Hz et d'amplitude 15 mm pour le cas de charge à vide : Essai en roulis	179

6.24	Évolution des accélérations caisse pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h	180
6.25	Zoom sur les accélérations caisse pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de [10; 13] s	181
6.26	Évolution des débattements pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h	182
6.27	Zoom sur les débattements pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de [10; 13] s	183
6.28	Évolution des vitesses caisse pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h	184
6.29	Zoom sur les vitesses caisse pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de [10; 13] s	185
6.30	Évolution des vitesses modales pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h	186
6.31	Zoom sur les vitesses modales pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de [10; 13] s	187
6.32	Évolution des efforts modaux pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h	188
6.33	Zoom sur les efforts modaux pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de [10; 13] s	189
6.34	Évolution des efforts roue pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h	190
6.35	Zoom sur les efforts roue pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de [10; 13] s	191
6.36	Évolution des efforts Karnopp pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h	192
6.37	Zoom sur les efforts Karnopp pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de [10; 13] s	193
6.38	Évolution des courants de commande pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h	194
6.39	Zoom sur les courants de commande pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de [10; 13] s	195
A.1	Schéma de commande pour la synthèse	210
A.2	Illustration du lien entre contour tangenté par la réponse fréquentielle $\beta(j\omega)$ de la boucle ouverte dans le plan de Black-Nichols et facteur de résonance Q_T de la réponse fréquentielle $T(j\omega)$ de la fonction de sensibilité complémentaire	213
A.3	Diagrammes asymptotiques de Bode du régulateur CRONE fractionnaire (a) et rationnel (b) pour $m \in [0, 1[$	215
A.4	Forme et droite verticale du gabarit fréquentiel assurant la robustesse de la marge de phase M_ϕ et du facteur de résonance Q_T	216
A.5	Diagrammes asymptotiques de Bode de $\beta(j\omega)$	217
A.6	Illustration du calcul de r	218
A.7	Gabarit généralisé dans le plan de Black-Nichols	219
A.8	Exemple de fenêtres de dialogue pour la saisie des spécifications dans les domaines temporel ou fréquentiel	222
A.9	Exemple de contraintes fréquentielles portant sur la fonction sensibilité complémentaire	223

A.10	Exemple de fenêtre de dialogue dans le cas de la commande CRONE de troisième génération	224
A.11	Synthèse assistée du régulateur à partir de sa réponse fréquentielle idéale	224
B.1	Modèle quart de véhicule actif linéaire : Simulateur AMESim	226
B.2	Les réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Superposition des résultats de la simulation analytique dans Matlab et de la co-simulation AMESim/SIMULINK	227
B.3	Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle long	228
B.4	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle long	229
B.5	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle long	230
B.6	Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle court	231
B.7	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle court	232
B.8	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle court	233
B.9	Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type cuvette	234
B.10	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type cuvette	235
B.11	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette	236
B.12	Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route stochastique	237
B.13	Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route stochastique	238
B.14	Performances temporelles de la suspension pour une excitation route stochastique	239
C.1	Boucle de co-simulation présentée sous la forme d'une boucle contrôle Feedback	242
C.2	Méthodes de co-simulation	243

Liste des tableaux

2.1	Variables et valeurs numériques des paramètres utilisés pour les modèles de suspension SkyHook de la figure 2.10	51
4.1	Variables et paramètres des modèles modaux	84
4.2	Les valeurs numériques des paramètres utilisées pour le modèle en pompage dans l'espace modal	87
5.1	Variables et valeurs numériques des paramètres utilisés pour le modèle quart de véhicule	117
5.2	Critères J_1 pour les systèmes de suspensions non linéaires	132
5.3	Critères J_2 pour les systèmes de suspensions actifs non linéaires	133
5.4	Critères J_1 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité	143
5.5	Critères J_2 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité	143
5.6	Critères J_1 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité + Limites de fonctionnement	152
5.7	Critères J_2 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité + Limites de fonctionnement	153
5.8	Critères J_1 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité + Limites de fonctionnement + Dynamique de l'actionneur	158
5.9	Critères J_2 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité + Limites de fonctionnement + Dynamique de l'actionneur	159
6.1	Conditions des essais sur B4V	174
6.2	Récapitulatif des résultats expérimentaux d'une voiture DS7 CrossBack équipé d'un AMVAR en matière de fréquence de résonance f_r (en Hz) et de facteur de résonance Q_2 obtenus sur banc 4 vérins pour le transfert Caisse/Roue avec une sollicitation de type sinus balayé entre 0.6 et 5 Hz à une amplitude de 15 mm	177
B.1	Variables et valeurs numériques des paramètres utilisés pour le modèle 1/4 de véhicule	226
B.2	Critères J_1 pour les systèmes de suspensions actifs linéaires	240
B.3	Critères J_2 pour les systèmes de suspensions actifs linéaires	240

Nomenclature

ACRONYMES

ABS	Anti-lock Braking System (Système d'anti-blocage des roues en phase de freinage)
ACC	Adaptive Cruise Control (Régulation de vitesse active ou adaptative)
ASR	Anti-Slip Regulation (Système d'anti-patinage électronique agissant sur les roues motrices)
ADAS	Advanced Driver-Assistance System (Système d'aide à la conduite avancée)
AFCET	Association Française pour la Cybernétique Économique et Technique
AFS	Active Front Steering
AMCOVAR	AMortisseur COntinûment VARiable
AMVAR	AMortisseur VARiable
AVD	Avant Droit
AVG	Avant Gauche
ARD	Arrière Droit
ARG	Arrière Gauche
AW	Active Wheel
BF	Basses Fréquences
B4V	Banc 4 Vérins
CAN	Controller Area Network
CAN FD	Controller Area Network Flexibel Data rate
CdG	Centre De Gravité
CG	Commandes Globales
CL	Commandes Locales
CGC	Contrôle Global du Châssis
CGS	Contrôle Global de la Suspension
CSH	CRONE SkyHook
CRONE	Commande Robuste d'Ordre Non Entier
ddl	degré(s) de liberté
ECU	Electronic Control Unit (Unité de commande électronique)

EDC	Electronic Damper Control
ESC ou ESP	Electronic Stability Control ou Electronic Stability Program (Contrôle électronique de stabilité)
GPS	Global Positioning System (Géo-Positionnement par Satellite)
HIL	Hardware In the Loop
IVDC	Interactive Vehicle Dynamics Control
LAS	Liaison Au Sol
LIN	Local Interconnect Network
LQR	Linear-Quadratic Regulator
LQG	Commande Linéaire Quadratique Gaussienne
LPV	Modèles Linéaires à Paramètres Variants
MABX	MicroAutoBoX
NL	Non linéaire
ONISR	Observatoire National Interministériel de la Sécurité Routière
PFD	Principe Fondamental de la Dynamique
PD	Proportionnel Dérivé
SDH	Systèmes Dynamiques Hybrides
SFCR	Synthèse Fréquentielle de Commande Robuste
SH_{Opt}	SKyHook Optimal
SH_{Ac}	SkyHook fondé sur l'Amortissement critique
SUV	Sport Utility Vehicle (Véhicule Utilitaire Sport)
TL	Transformée de Laplace
VAC	Véhicule Autonome Connecté
VANet	Vehicular Ad-hoc Network (Réseau de communication ad-hoc entre agents du trafic routier)

Paramètres

M_2	masse suspendue totale	$[Kg]$
M_1	masse non suspendue totale	$[Kg]$
B_{2z}	coefficient d'amortissement visqueux total de la suspension série	$[Ns/m]$
B_{20z}	coefficient d'amortissement visqueux total de la suspension	$[Ns/m]$
B_{1z}	coefficient d'amortissement visqueux total du pneumatique	$[Ns/m]$
K_{2z}	raideur totale de la suspension	$[N/m]$
K_{1z}	raideur totale du pneumatique	$[N/m]$
m_2	masse suspendue d'un quart de véhicule	$[Kg]$
m_1	masse non suspendue d'un quart de véhicule	$[Kg]$
b_2	coefficient d'amortissement visqueux de la suspension série	$[Ns/m]$
b_{20}	coefficient d'amortissement visqueux de la suspension	$[Ns/m]$
b_1	coefficient d'amortissement visqueux du pneumatique	$[Ns/m]$
k_2	raideur de la suspension	$[N/m]$
k_1	raideur du pneumatique	$[N/m]$
I_{xx}	moment d'inertie en Roulis	$[Kgm^2]$
I_{yy}	moment d'inertie en Tangage	$[Kgm^2]$
V_x	vitesse longitudinale	$[Km/h]$
H	hauteur du CdG	$[m]$
g	constante de gravité	$[m/s^2]$

Variables

Γ_x	accélération longitudinale	$[m/s^2]$
Γ_y	accélération latérale	$[m/s^2]$
z_2	déplacement vertical de la masse suspendue d'un quart de véhicule	$[m]$
z_1	déplacement vertical de la masse non suspendue d'un quart de véhicule	$[m]$
z_0	élongation verticale du profil routier	$[m]$
v_2	vitesse de la masse suspendue d'un quart de véhicule	$[m/s]$
v_1	vitesse de la masse non suspendue d'un quart de véhicule	$[m/s]$
a_2	accélération de la masse suspendue d'un quart de véhicule	$[m/s^2]$
a_1	accélération de la masse non suspendue d'un quart de véhicule	$[m/s^2]$
f_a	effort additionnel de la suspension	$[N]$

Première partie

Contexte et problématique

Chapitre 1

Un tour d’horizon

1.1	Introduction	3
1.2	La dynamique globale du véhicule	4
1.2.1	Les différents degrés de liberté (ddl)	7
1.2.2	Les perturbations	8
1.2.3	Les différents domaines de fonctionnement	9
1.2.4	La liaison au sol	12
1.2.5	La problématique	19
1.3	Contrôle global du châssis : les différentes architectures	20
1.3.1	Architecture de contrôle décentralisée	21
1.3.2	Architecture de contrôle centralisée	22
1.3.3	Architecture de contrôle par supervision	22
1.4	Les suspensions dans le domaine de l’automobile	23
1.4.1	Le confort	24
1.4.2	La tenue de route	25
1.4.3	Quelques éléments technologiques	25
1.5	Classification des systèmes de suspension	27
1.6	Conclusion	33

1.1 Introduction

Au cours des dernières années, la demande croissante de véhicules à haut confort et à haute sécurité a motivé les universitaires et les industriels à étudier massivement le contrôle dynamique des véhicules. Récemment, et en accord avec l’émergence de nouveaux marchés pour les véhicules autonomes et/ou électriques, de nouveaux défis s’ajoutent aux anciens problèmes de contrôle des véhicules. Pour les cas axés sur la sécurité, les efforts portent sur la stabilisation du véhicule dans des situations critiques à l’aide du système de freinage antiblocage (ABS) ([Brugger et al., 1989]; [Soliman and Kaldas, 2012]) et le programme de stabilisation électronique (ESP) ([Ferguson, 2007]), par exemple. Pour les problèmes liés au confort, l’utilisation de systèmes de suspension contrôlables montre un potentiel très prometteur pour améliorer le confort de conduite ([Tseng and Hrovat, 2015]). Plusieurs prototypes réels de mise en œuvre et d’essai de systèmes de suspension actifs et semi-actifs ont prouvé leur capacité à répondre aux spécifications de confort ([Casciati et al., 2012]). Cependant, la mise en œuvre de ces systèmes nécessite une bonne

connaissance de la dynamique du véhicule, des forces et des moments qui agissent sur la suspension ainsi que des effets de couplage entre les sous-systèmes intégrés dans les deux parties : la partie passive et la partie active.

En effet, les perturbations causées par les moteurs, la gravité, l'aérodynamisme et les excitations de la route influencent fortement les performances d'accélération et de freinage ainsi que les performances de direction et de conduite. Ainsi, en matière de contrôle, pour améliorer les performances globales du véhicule, une coordination et des stratégies appropriées devraient être appliquées entre les systèmes actifs et des règles de contrôle adéquates seraient à adopter ([Vivas-López et al., 2013]).

1.2 La dynamique globale du véhicule

L'étude de la dynamique globale du véhicule s'inscrit dans le cadre de l'étude des systèmes complexes. En effet, un véhicule est un système non linéaire, multivariable, non stationnaire, à paramètres variables en raison, notamment, de la variation de la masse suspendue (entre à vide et en charge) et de sa répartition (fonction de la position des passagers dans le véhicule) [Létévé, 2014].

Plusieurs repères orthonormés directs peuvent être utilisés pour décrire les mouvements du véhicule.

Repère absolu illustré par la figure 1.1 : $\mathfrak{R}_0 (O, \vec{X}_0, \vec{Y}_0, \vec{Z}_0)$

Le repère absolu est le repère de référence défini de façon traditionnelle : il est supposé galiléen et orthonormé direct.

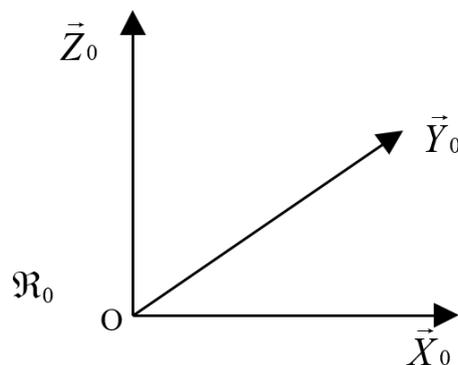


FIGURE 1.1 – Repère absolu

Repère route illustré par la figure 1.2 : $\mathfrak{R}_r (R, \vec{X}_r, \vec{Y}_r, \vec{Z}_r)$

Le repère route a pour origine la projection R du centre de gravité G du véhicule sur le plan $(\vec{X}_0, \vec{Y}_0,)$.

Il s'agit d'un repère intermédiaire de calcul.

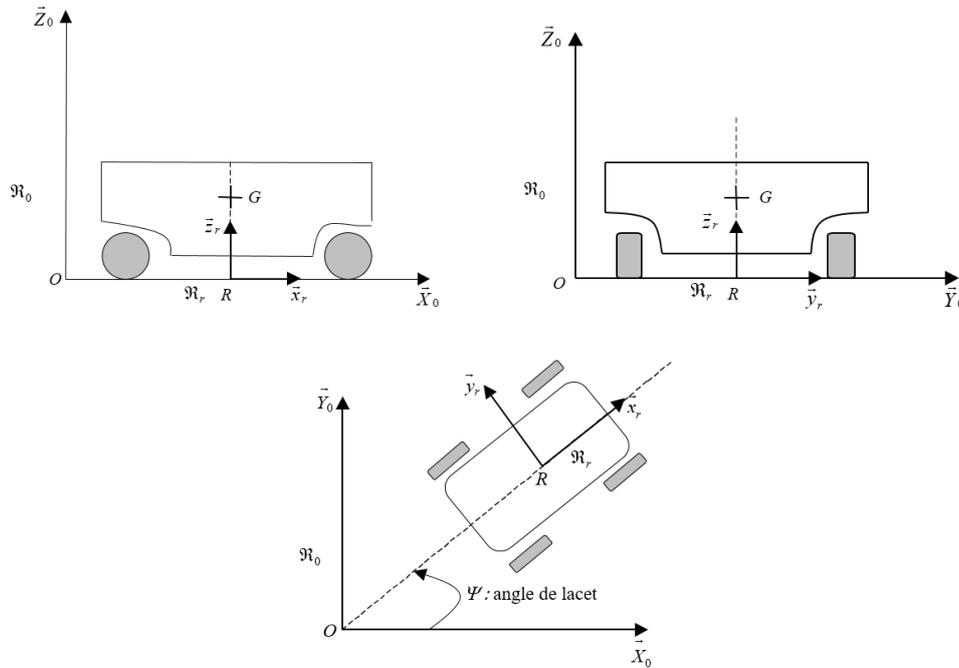


FIGURE 1.2 – Repère route

Repère pneumatique illustré par la figure 1.3 : $\mathfrak{R}_{p_i} (P_i, \vec{X}_{p_i}, \vec{Y}_{p_i}, \vec{Z}_{p_i})$

Chaque repère lié à chaque pneumatique a pour origine le point de contact sol-roue P_i . C'est un repère orthonormé direct ; le vecteur \vec{x}_{p_i} est dans le plan de route et le vecteur \vec{y}_{p_i} est normal au plan de roue.

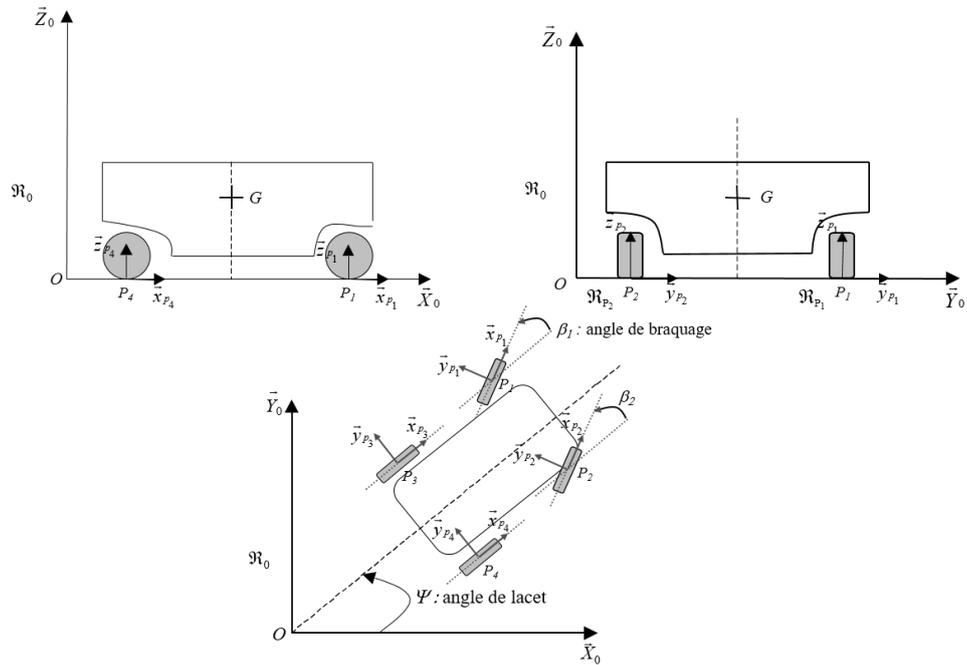


FIGURE 1.3 – Repère pneumatique

Repère châssis (masse suspendue) illustré par la figure 1.4 :

$$\mathcal{R}_c \left(G, \vec{X}_C, \vec{Y}_C, \vec{Z}_C \right)$$

Le repère lié au châssis du véhicule a pour origine le centre de gravité G .
 Les angles θ, φ, ψ sont respectivement les angles de roulis, tangage et lacet du véhicule.
 On passe du repère sol au repère châssis en effectuant les rotations successives ψ, φ, θ .

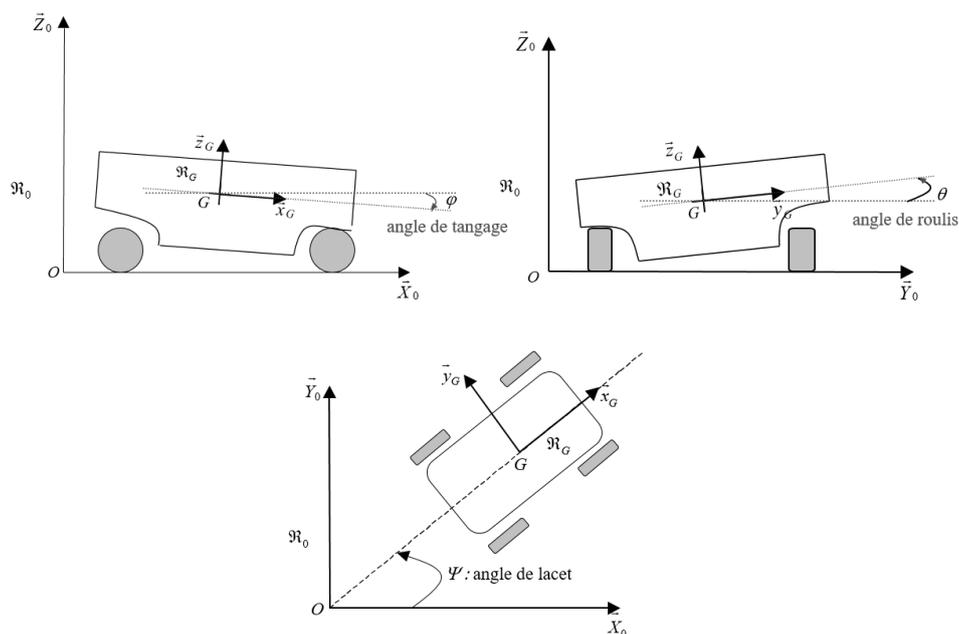


FIGURE 1.4 – Repère châssis

1.2.1 Les différents degrés de liberté (ddl)

Cette dynamique globale du véhicule peut être définie par 14 degrés de liberté (ddl) se répartissant, comme illustré sur la figure 1.5, selon trois directions : longitudinale, latérale et verticale [Gillespie, 1997]. Plus précisément, ces 14 ddl se décomposent en :

- **7 ddl** pour la dynamique horizontale :
 - **5 ddl** pour la dynamique longitudinale :
 - 1 translation du véhicule ;
 - 4 rotations des 4 roues ;
 - **1 ddl** pour la dynamique transversale :
 - 1 translation du véhicule ;
 - **1 ddl** pour la dynamique de lacet :
 - 1 rotation ;
- **7 ddl** pour la dynamique verticale :
 - 1 translation de la caisse sur sa suspension : pompage ;
 - 2 rotations de la caisse sur sa suspension : tangage et roulis ;
 - 4 translations des 4 roues.

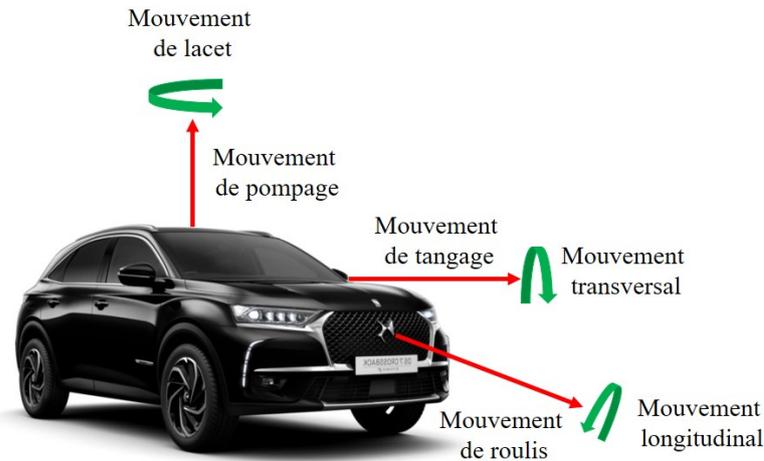


FIGURE 1.5 – Positionnement du véhicule

1.2.2 Les perturbations

Le point de départ de la formalisation de la problématique, notamment des suspensions de véhicules automobiles, est l'inventaire des perturbations qui sollicitent la dynamique du véhicule. Ces perturbations se classent principalement en deux grandes familles [Serrier, 2008], comme le montre la figure 1.6, soit :

— les perturbations en provenance de la route, qui résultent des variations verticales du profil routier combinées à la vitesse d'avancement du véhicule, dues aux obstacles isolés tels que les bosses, les nids de poule, *etc.*, ou au revêtement routier lié à la granulométrie. Leur contenu spectral est très riche et réparti sur une plage fréquentielle $[0; 50 \text{ Hz}]$ [Guglielmi and Levy-Vehel, 1998] ;

— les perturbations en provenance du conducteur (appelées aussi reports de charge), qui résultent de son action sur les organes de conduite (volant et pédales), dues au freinage/accélération ou au virage. Leur contenu spectral étant beaucoup moins riche et plus concentré vers les basses fréquences.

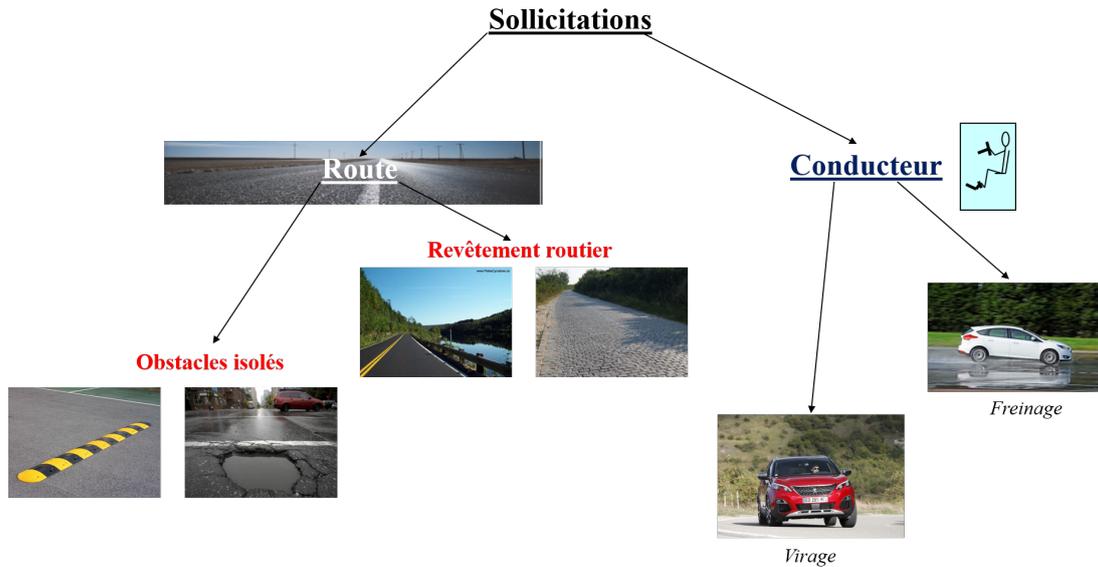


FIGURE 1.6 – Classification des différentes sollicitations appliquées au véhicule

1.2.3 Les différents domaines de fonctionnement

Les domaines d'étude considérés dans ce mémoire représentent les différentes zones d'utilisation d'un véhicule de tourisme. L'étude du comportement dynamique du véhicule peut être divisée, en trois domaines d'étude bien distincts représentés par un diagramme où l'accélération longitudinale Γ_x est tracée en fonction de l'accélération transversale Γ_y (Figure 1.7), soit :

- le domaine du **confort de conduite** (accélérations longitudinale et latérale $< |0.4|g$);
- le domaine du **comportement routier** et de **l'agrément de conduite**;
- le domaine de la **sécurité active** avec les situations d'urgence.

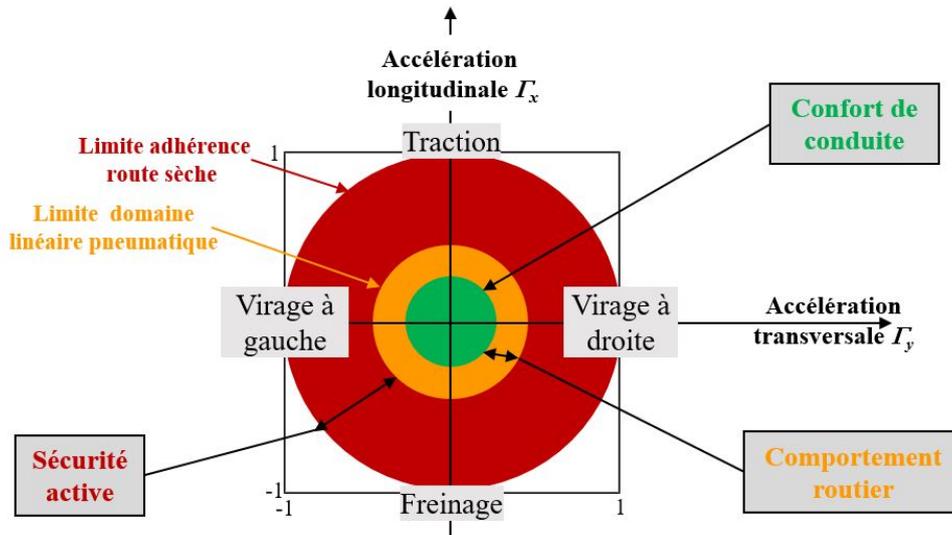


FIGURE 1.7 – Accélération longitudinale Γ_x en fonction de l'accélération transversale Γ_y : Diagramme $\Gamma_x = f(\Gamma_y)$

À ces trois domaines d'étude définis précédemment, on définit trois domaines de fonctionnement spécifiques de la suspension. Dans ce mémoire, et dans le prolongement des travaux précédents [Serrier, 2008] [Rizzo, 2012] [Létévé, 2014], le fonctionnement de la suspension est découpé selon trois domaines distincts. La définition de chacun de ces domaines est directement liée à l'amplitude des variations du débattement de la suspension autour de son point d'équilibre statique.

Confort de conduite

Le premier domaine de fonctionnement correspond aux petites variations autour de la position d'équilibre statique. Les « petites variations » représentent les variations pour lesquelles le comportement du véhicule peut être considéré comme linéaire, avec une précision suffisante pour l'objectif d'étude envisagé. L'étendue de ce premier domaine de fonctionnement est fixé par l'amplitude de ces petites variations.

Ce domaine permet, notamment, la mise en place d'un modèle linéarisé autour de la position d'équilibre statique [Serrier, 2008] ainsi que l'utilisation de la dualité temps-fréquence, tant pour l'analyse du comportement du véhicule que pour la synthèse (ou conception) d'une architecture de suspension. Par ailleurs, ces petites variations correspondent principalement à la dynamique verticale associée au **domaine d'étude du confort vibratoire** dans le sens où elles n'entraînent pas de modification significative de l'équilibre dynamique du véhicule associé au domaine d'étude du comportement routier [Rizzo, 2012]. Dans le cadre de la synthèse d'une architecture de suspension, seules les perturbations $v_0(t)$ provenant des petites variations du profil routier sont prises en compte. L'analyse du comportement du quart de véhicule permet, en effet, de mettre en évidence les effets négligeables des petites variations des perturbations $f_0(t)$ provenant des reports de charge sur la dynamique verticale.

Comportement routier

Le deuxième domaine de fonctionnement de la suspension est défini avec une étendue, plus grande que celle du premier domaine, fixée par l'amplitude de moyennes variations autour de la position d'équilibre statique.

Ces variations, résultant aussi bien des perturbations route que des perturbations conducteur, entraînent des modifications de l'équilibre dynamique global du véhicule [Gillespie, 1992a] sans conduire à des chocs liés aux butées de fin de course. Ce domaine de fonctionnement est étroitement lié au **domaine d'étude du comportement routier** et nécessite un modèle plus complexe que le modèle quart de véhicule afin de retrouver toutes les dynamiques mises en jeu (au moins un modèle comportant quatre roues avec suspensions).

Sécurité active

Le troisième, et dernier, domaine de fonctionnement de la suspension est défini avec une étendue fixée par l'amplitude de grandes variations autour de la position d'équilibre statique.

Ces variations, résultant aussi bien des perturbations route (passage d'un dos d'âne à grande vitesse, ...) que des perturbations conducteur (freinage d'urgence en courbe, ...), conduisent au contact avec les butées de fin de course. Ce domaine de fonctionnement est étroitement lié au **domaine d'étude des limites de fonctionnement** pour lequel il faut chercher à limiter le choc, dans les premiers instants, lors du contact avec les butées. Ceci est nécessaire pour des raisons de confort et de sécurité, la tenue de route étant fortement modifiée lors des situations d'urgence [Létévé, 2014].

Ces trois domaines de fonctionnement définissent les différents domaines de validité associés aux modèles de synthèse, d'analyse et de validation ainsi que la chronologie des étapes suivies lors de la synthèse d'une architecture de suspension.

1.2.3.1 Adéquation avec les différents domaines d'étude

La figure 1.8 montre que les zones de fonctionnement de la suspension sont liées de près aux différents domaines d'étude du véhicule dans le cadre de l'analyse. Selon l'approche choisie, le ou les domaines d'étude utilisés pour la synthèse d'une architecture de suspension peuvent varier.

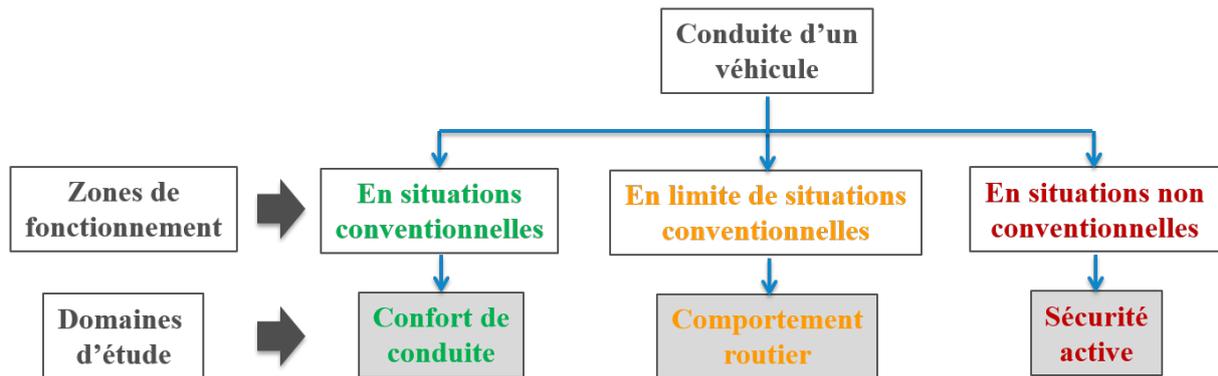


FIGURE 1.8 – Représentation de l'adéquation entre les zones de fonctionnement et les domaines d'étude

1.2.4 La liaison au sol

La liaison au sol (LAS) en automobile désigne les éléments intermédiaires entre le sol et la caisse du véhicule qui sont destinés à supporter cette dernière. Une illustration de cet ensemble est représentée par transparence sur la figure 1.9. Outre ses fonctions de guidage et de stabilité de l'automobile, elle assure également des fonctions essentielles pour le conducteur et ses passagers en terme de confort et de sécurité. Le schéma de la figure 1.10 récapitule quelques-unes des fonctions qui servent à évaluer les performances d'une LAS.



FIGURE 1.9 – Vue par transparence des éléments constitutifs d'une LAS

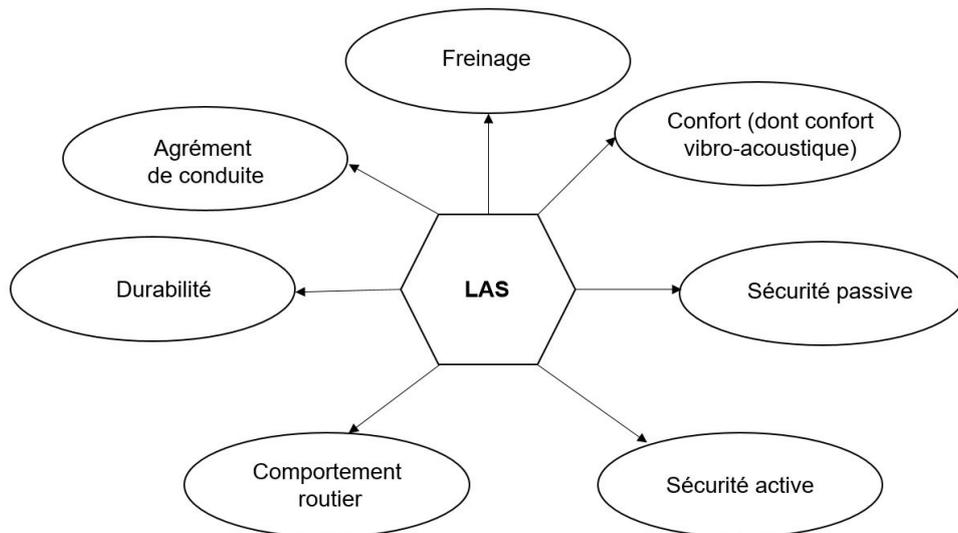


FIGURE 1.10 – Diagramme de quelques performances automobiles liées à la LAS

1.2.4.1 Les systèmes d'aide à la conduite associés aux éléments de la LAS

Tout comme les fonctions de sécurité active ou les fonctions de confort, les systèmes d'aide à la conduite automobile (aussi appelés ADAS pour « Advanced Driver-Assistance Systems ») se multiplient avec l'émergence des nouvelles technologies et la baisse des prix des capteurs et ordinateurs embarqués. Les systèmes d'aide à la conduite n'agissent pas uniquement sur le véhicule en cas d'urgence, ils permettent d'apporter un confort à la conduite du véhicule en déléguant certaines tâches au véhicule.

De nombreux systèmes de sécurité et d'aides à la conduite ont ainsi pu voir le jour comme, par exemple :

- le système anti-blocage des roues ou « Anti-lock Braking System » (ABS) ;
- le contrôle électronique de stabilité ou « Electronic Stability Control » (ESC) ou « Electronic Stability Program » (ESP) ;
- le régulateur de vitesse adaptatif ou « Adaptive Cruise Control » (ACC) ;
- le park assist ;
- la navigation GPS ;
- les détecteurs de proximité,

et sont même devenus, pour la plupart, des standards sur les voitures du marché.

Les éléments de la LAS, à savoir, le pneumatique, les systèmes de direction, de traction, de freinage et suspension, sont détaillés dans ce qui suit.

1.2.4.2 Le pneumatique

Dans l'étude du comportement dynamique du véhicule, le pneumatique prend une part prépondérante. En effet, c'est par le pneumatique que passe la majeure partie des efforts appliqués au véhicule. Les forces générées entre le pneumatique et la surface du sol

déterminent en grande partie le mouvement du véhicule. Ces forces varient en fonction des paramètres suivants ([Dixon and of Automotive Engineers, 1996], [Sammier, 2001], [Pacejka, 2005], [Gosselin-Brisson, 2006]) :

- le glissement qui correspond à la différence entre la vitesse de déplacement longitudinale du véhicule et la vitesse de rotation de la roue rapporté (en la multipliant par le rayon de la roue) au niveau de la surface de contact ;
- l'angle de carrossage qui désigne l'angle formé par le plan de roulement de la roue avec la verticale (Figure 1.11a) ;
- l'angle de dérive qui est la variation de la trajectoire du véhicule due à la déformation transversale du pneu quand il est soumis à l'action d'une force latérale lors d'un virage. C'est l'angle formé par le plan de la roue et la tangente à la trajectoire réelle du pneu (Figure 1.11b) ;
- la force normale ou la force verticale, elle correspond à la composante verticale de la force appliquée à la surface de contact entre le pneumatique et la route.

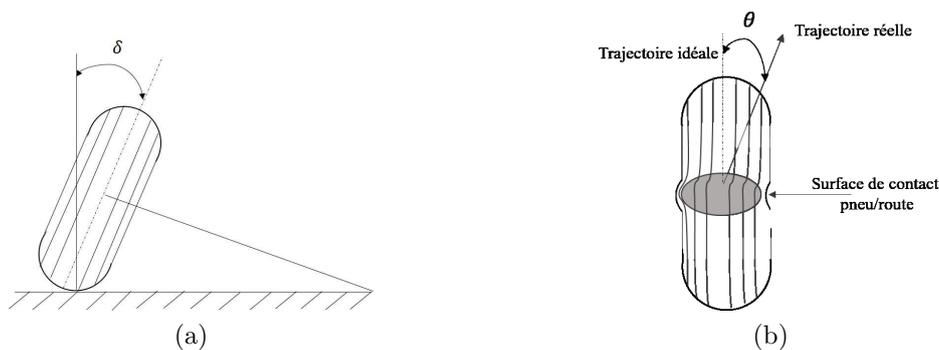


FIGURE 1.11 – Illustration des angles de carrossage (a) et de dérive (b)

Il est important pour toute étude de comportement dynamique du véhicule automobile d'étudier ces forces. L'analyse physique et la modélisation des processus de développement de ces forces dans l'aire de contact est un sujet difficile qui fait toujours l'objet de nombreuses recherches [Bakker et al., 1987], [Dugoff et al., 1970], [Pacejka, 2004], *etc.*

Il existe de nombreuses non-linéarités dans un véhicule, mais celles dont l'influence est la plus importante sur la dynamique globale du véhicule sont les non-linéarités des pneumatiques (Figure 1.12) [Moreau et al., 2012a] [Moreau et al., 2012b]. Les forces qui interviennent sur le pneumatique (Figure 1.13), par rapport au repère de référence, sont :

- l'effort longitudinal F_x ;
- l'effort latéral F_y ;
- l'effort normal F_z .

Les courbes de la figure 1.14 sont données ici sans évoquer aucun modèle particulier du comportement du pneu.

Le pneumatique génère :

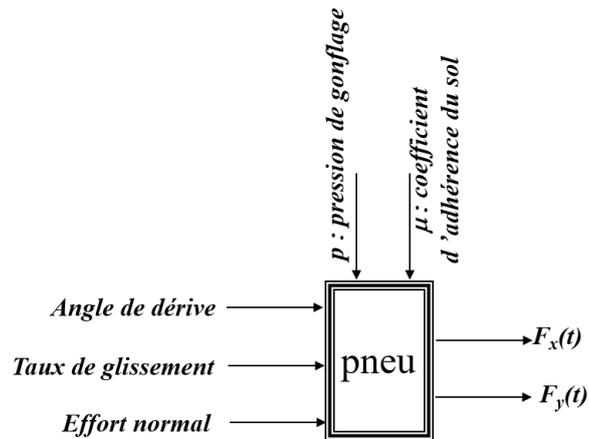


FIGURE 1.12 – Modèle boîte noire du pneumatique

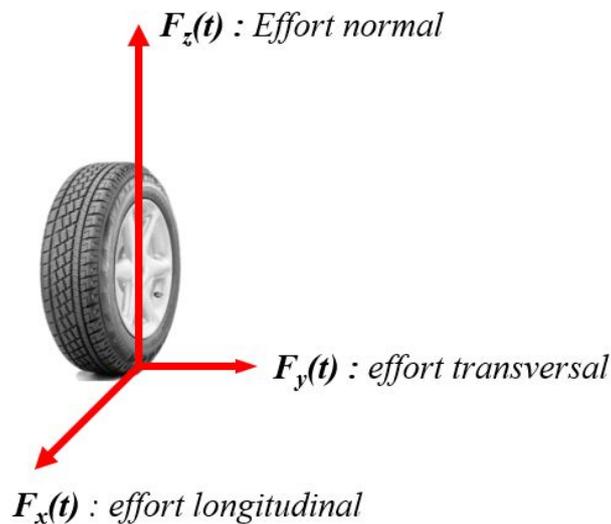


FIGURE 1.13 – Illustration des forces appliquées à la roue

- de l'effort longitudinal en combinant le taux de glissement, la charge verticale et le coefficient d'adhérence au sol ;
- de l'effort latéral en combinant la dérive, la charge verticale et le coefficient d'adhérence au sol.

Pour des conditions de charge F_z et d'adhérence μ fixes, la variation de l'effort longitudinal en fonction du taux de glissement et de l'effort latéral en fonction de la dérive, décrit une caractéristique non linéaire.

Lorsque l'effort demandé (longitudinal ou latéral) est faible, le taux de glissement ou l'angle de dérive du pneu sont également faibles et se situent généralement dans la partie linéaire de la courbe. Cette partie est caractérisée par une droite.

Pour une demande en effort plus importante, le taux de glissement ou l'angle de dé-

rive correspondant augmentent non linéairement et tendent vers une zone de saturation.

Dans les courbes des figures 1.14 (a), (b), (c) et (d), une variation paramétrique est réalisée et on s'aperçoit que :

- en augmentant l'effort normal F_z ($F_z \in [1500N, 2000N, 2500N]$), sur une route sèche ($\mu = 1$), les efforts longitudinal et latéral augmentent aussi ;
- en diminuant le coefficient d'adhérence au sol ($\mu \in [0.1, 0.5, 1]$), à un effort normal constant $F_z = 2000N$, les efforts longitudinal et latéral diminuent également.

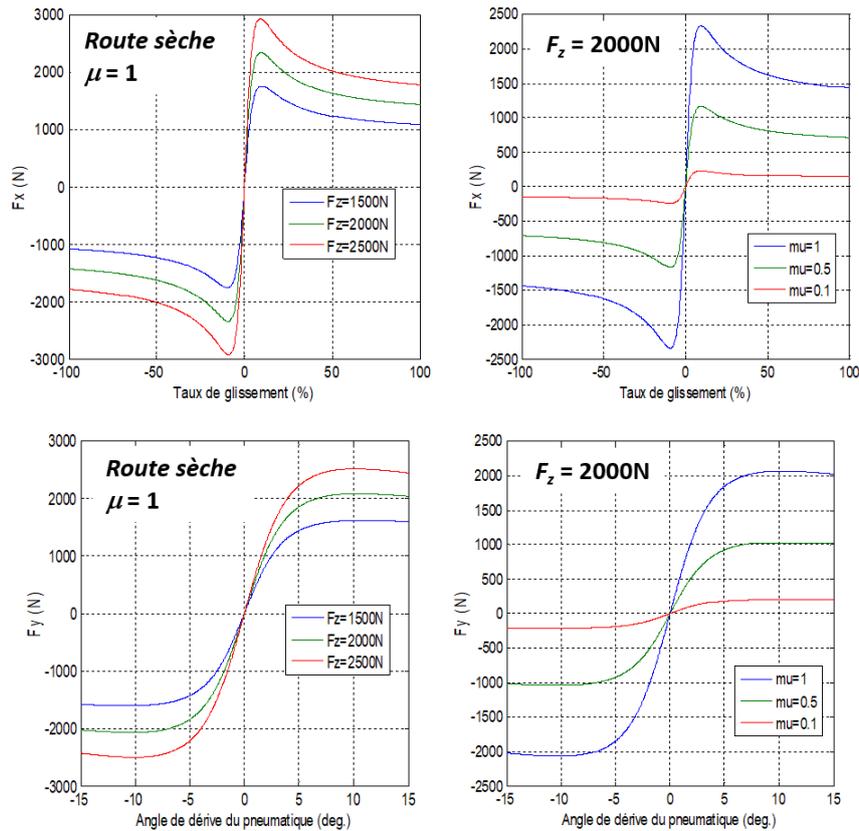


FIGURE 1.14 – Variations paramétriques de l'effort longitudinal en fonction du taux de glissement ((a) et (b)); Variations paramétriques de l'effort transversal en fonction de l'angle de dérive ((c) et (d))

1.2.4.3 Le système de direction

Le système de direction permet de transformer l'action du conducteur sur le volant en un braquage des roues directrices. Généralement les roues concernées par le braquage se situent au niveau de l'essieu avant. Il existe également des véhicules qui possèdent quatre roues directrices ou des roues directrices situées au niveau de l'essieu arrière comme les engins de manutention. Les principales spécifications d'un système de direction concernent la précision, le confort, la sécurité, l'assistance et l'information sur la situation du véhicule.

Actuellement, différents systèmes sont utilisés dans l'industrie automobile et cela en fonction de la technologie employée. On retrouve donc, la direction assistée hydraulique où l'effort d'assistance est généré par un circuit hydraulique (pompe, vérins, valve, *etc*), les systèmes à assistance variable où l'assistance est adaptée selon la situation de vie ou la vitesse du véhicule [Gay, 2000a]. Il existe aussi la direction à assistance électrique schématisée sur la figure 1.15 où l'assistance est fournie par un moteur électrique fixé sur la crémaillère, l'avantage de ce système est qu'on peut maîtriser le couple d'assistance en s'adaptant à toutes les situations de vie par des lois de commande.

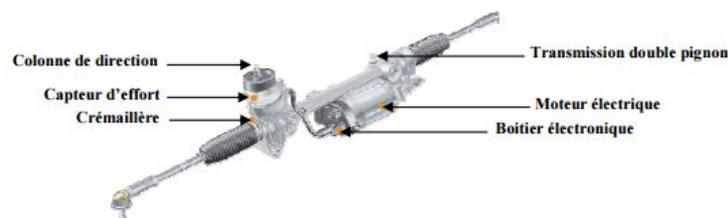


FIGURE 1.15 – Direction assistée électrique.

1.2.4.4 Les trains roulants

Le contact avec le sol est assuré par les pneumatiques montés sur les roues. Ces dernières sont reliées à la caisse par l'intermédiaire d'un système de liaison au sol appelé essieu. Les essieux permettent de guider l'orientation du plan de roue selon une géométrie complexe par rapport à la caisse. On distingue d'une part la cinématique rigide décrivant le positionnement de la roue par rapport au châssis en fonction du débattement relatif de la roue (triangles, bras, *etc.*) et d'autre part, on retrouve la cinématique flexible (élastocinématique) qui décrit la variation du plan de la roue due aux efforts appliqués aux pneumatiques au niveau de la surface de contact transmises aux liaisons élastiques.

On retrouve également les éléments de suspension, les organes de transmission, les organes de freinage et de guidage. L'ensemble de ces organes combinés avec l'essieu constitue ce qu'on appelle les trains roulants. On distingue les trains roulants avant et arrière par l'organe de direction (transmission des angles de braquage volant) généralement positionné au train avant en lui donnant un pouvoir directionnel, c'est à dire la possibilité de braquer les roues avant.

L'essieu a plusieurs objectifs :

- Maintenir le parallélisme et le carrossage ;
- Assurer le braquage des roues avant en transformant le mouvement de translation de la crémaillère en braquage des roues ;
- Maitriser les variations de demi-voie au sol qui sont directement liées aux effets Brouilhet transversaux, car si cet effet est important, les variations de demi-voie le sont également, ce qui perturbe la stabilité du véhicule notamment sur sol bosselé. [Fenaux, 2005]

1.2.4.5 Le système de freinage

Le système de freinage automobile a pour principale fonction de transformer l'énergie cinétique du véhicule en énergie thermique en vue de le ralentir ou l'arrêter. Dans le passé, quelques véhicules disposaient d'un système de freinage directement sur la transmission, mais aujourd'hui, les freins sont exclusivement placés dans chaque roue (Figure 1.16), même si exceptionnellement on peut trouver quelques véhicules où le frein est situé sur l'arbre de transmission en sortie de différentiel afin de réduire les masses non suspendues [Tanelli et al., 2009].

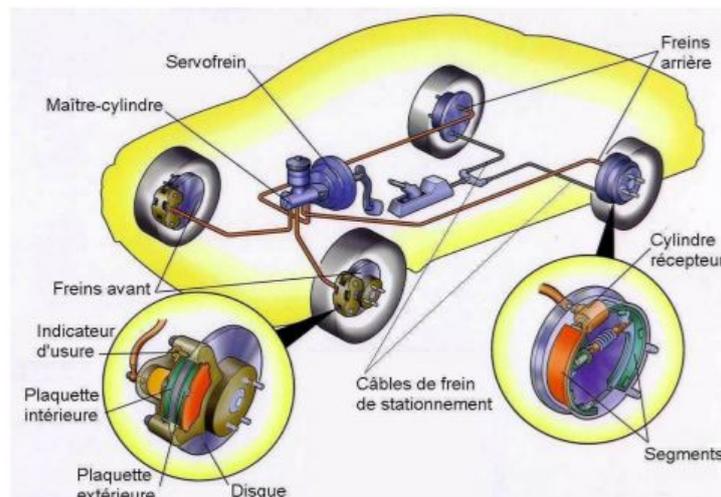


FIGURE 1.16 – Système de freinage automobile

1.2.4.6 Le système de suspension

On désigne sous le nom de suspension l'ensemble des éléments mécaniques qui relient les roues à la structure principale d'un véhicule (caisse).

Il existe plusieurs types de systèmes de suspensions ([Milliken et al., 1995]) ; ils se différencient suivant qu'ils se situent sur les trains avant ou arrière du véhicule. Dans les deux cas (essieu avant ou arrière) on peut diviser l'ensemble de ces systèmes en deux familles : les suspensions à essieu rigide et celles à essieu indépendant. Généralement, le train avant est équipé de suspensions indépendantes (depuis les années '70 les véhicules de petite et moyenne catégories sont équipés par des suspensions de type MacPherson

triangulaire), tandis que l'essieu rigide est utilisé sur les roues arrière (essieu rigide en H, à traverse déformable, à roues tirées, ...)[Gillespie, 1992b] ; [Milliken et al., 1995].

La dynamique du véhicule est principalement liée aux efforts du pneumatique. Les principales fonctions châssis (Direction, Freinage et Transmission et Suspension) agissent sur les grandeurs du pneumatique, à savoir, l'angle de dérive, le taux de glissement et l'effort normal auxquels sont liés les efforts du pneumatique. La figure 1.17 illustre les liens de causalité entre les différents éléments de la liaison au sol précédemment définis.

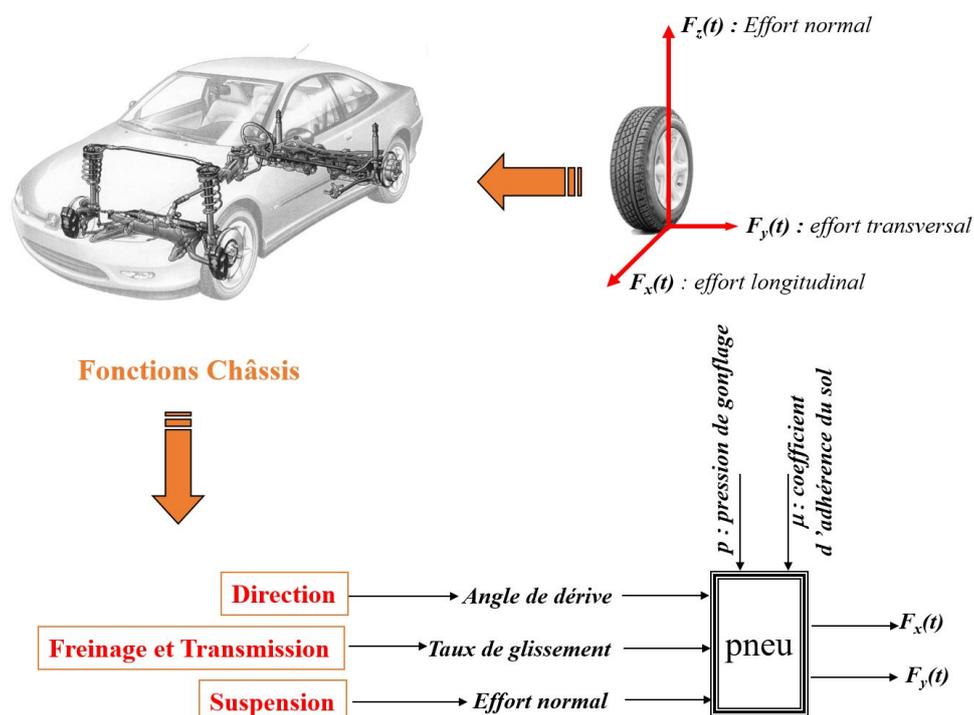


FIGURE 1.17 – Les liens de causalité entre les différents éléments de la liaison au sol

1.2.5 La problématique

La figure 1.18 met en évidence les liens de causalité entre les moyens d'action (les causes) et les degrés de liberté (les conséquences). Ces liens se répartissent en trois catégories : direct, indirect et par couplage.

En effet, l'action sur la direction agit directement sur la dynamique transversale (ou latérale) via la « création » d'une translation latérale et d'un couple de lacet, mais génère aussi, indirectement, un couple de roulis et, par couplage, un mouvement de pompage et de tangage du véhicule, donc sollicitant la dynamique verticale du véhicule. De même, la traction et le freinage ont une action directe sur la dynamique longitudinale du véhicule, mais génèrent aussi, par la création d'un couple de tangage, une action sur la dynamique verticale. Enfin, l'action sur la suspension peut, en plus de son action sur la dynamique verticale, avoir des effets indirects sur les deux dynamiques horizontales via la variation

des appuis au sol.

Tous ces liens nous mettent face à un système de complexité importante.

		Moyens d'action = Liaisons Au Sol			
Dynamique	14 ddl	Direction	Traction	Freinage	Suspension
Transversale 2 ddl	1 Translation	Direct	Par couplage ↑	Par couplage ↑	Indirect Variation des appuis au sol $F_z \Rightarrow F_y$ +RAD
	1 Rotation (Iacet)	Direct	Indirect Traction différentielle	Indirect Freinage différentiel	
Longitudinale 5 ddl	1 Translation		Direct	Direct	Indirect Variation des appuis au sol $F_z \Rightarrow F_x$
	4 Rotations		Direct	Direct	
Verticale 7 ddl	Pompage	Par couplage	Par couplage ↑	Par couplage ↑	Direct
	Tangage	Par couplage ↑	Perturbation couple de tangage ↑	Perturbation couple de tangage ↑	Direct
	Roulis	Perturbation couple de roulis ↑	Par couplage ↓	Par couplage ↓	Direct
	Battements				Direct

FIGURE 1.18 – Illustration des différents liens de causalité entre les moyens d'action et les différentes dynamiques du véhicule

1.3 Contrôle global du châssis : les différentes architectures

Avec l'arrivée des ADAS et des réseaux VANets (*Vehicular Ad-hoc Network*) nécessaires au développement du VAC (Véhicule Autonome Connecté), une nouvelle problématique est apparue concernant la coordination de ces différents systèmes. Tandis que ces ADAS visent à contrôler, sans action du conducteur, les différents organes de conduite ou LAS, une dégradation des performances générales peut survenir sans coordination adéquate entre les actionneurs. Alors que ces systèmes ont, en général, été développés afin d'agir individuellement, l'utilisation simultanée de plusieurs de ces dispositifs agissant, directement, indirectement ou par couplage, sur la dynamique globale du véhicule peut induire cette dégradation. Cette coordination peut ainsi varier en fonction des conditions de conduite (confort, comportement routier ou sécurité active).

C'est le rôle du Contrôle Global du Châssis (CGC) [Gay, 2000b] [Senname et al., 2013] [Chokor, 2019] déjà existant sous trois formes principales, à savoir [Gordon et al., 2003] :

- l'architecture de contrôle décentralisée ;
- l'architecture de contrôle centralisée ;
- l'architecture de contrôle par supervision.

Ces trois approches sont décrites dans les paragraphes qui suivent.

1.3.1 Architecture de contrôle décentralisée

La réalisation du contrôle décentralisé (Figure 1.19) prévoit la création indépendante de contrôleurs pour des systèmes différents (freins, suspensions, directions) et si nécessaire des possibilités de communication directe entre les contrôleurs locaux. L'avantage principal de ce type d'approche du CGC consiste en la possibilité de création de manière quasi-indépendante de différents contrôleurs locaux.

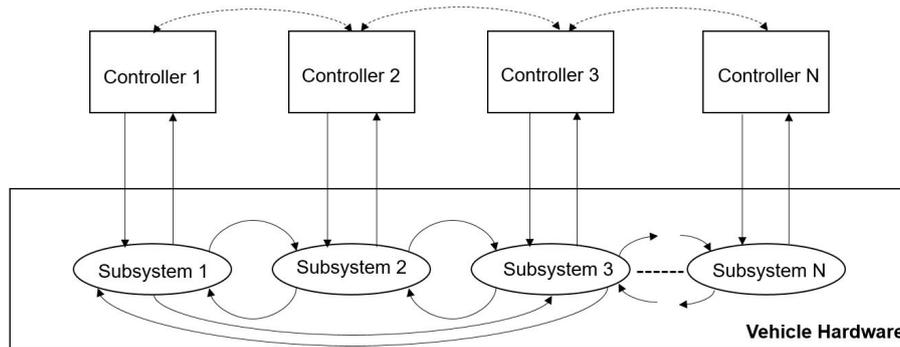


FIGURE 1.19 – Structure de commande décentralisée [Gordon et al., 2003]

Cependant, il est difficilement envisageable de combiner de cette façon plus de deux systèmes.

Un très bon exemple d'application de ce type de CGC est présenté dans [Chou and Novel, 2005], où il a été proposé d'utiliser le CGC décentralisé basé sur le système de freinage et les suspensions actives pour la stabilisation du véhicule léger. Les forces longitudinales sont produites par les freins pour le contrôle de la dynamique longitudinale et en lacet, l'optimisation sous contraintes est utilisée pour trouver les taux de glissement à réaliser sur les roues du véhicule. Une boucle de commande bas niveau du système de freinage est utilisé pour produire les couples de freinage à appliquer pour réaliser les taux de glissement longitudinaux désirés. Les forces verticales à produire par les suspensions actives sont déterminées par la minimisation de l'accélération verticale de la caisse sous contraintes qui font que la vitesse de roulis, la vitesse de tangage et la vitesse verticale tendent asymptotiquement vers zéro.

Un autre CGC décentralisé est proposé dans [Odenthal et al., 1999] où le système de direction avant active (AFS) et le système de freinage sont utilisés pour la prévention du renversement du véhicule ([Odenthal et al., 1999]). Quand le véhicule n'est pas exposé au risque de renversement immédiat, le système de direction avant est utilisé pour amortir le mouvement de roulis ce qui réduit considérablement le risque des situations accidentogènes. Lors de la situation d'urgence, le contrôleur de direction modifie l'angle de braquage des roues avant pour prévenir le renversement. En même temps, le système de freinage ralentit le véhicule.

Il n'y pas de communication directe entre les systèmes de freinage et de direction.

1.3.2 Architecture de contrôle centralisée

Le contrôle centralisé prévoit la réalisation d'un contrôleur global qui prend toutes les décisions concernant les actions de différents actionneurs pour stabiliser le véhicule. Cependant, il n'est pas nécessaire que ce contrôleur réalise des fonctions de contrôle de bas niveau, telles que par exemple les fonctions de contrôle de glissement. Selon [Portaz, 2008], l'avantage principal de ce type de contrôle consiste en une amélioration des performances du véhicule par rapport aux autres types de contrôle (par supervision ou décentralisé, quand les différents contrôleurs agissent sans aucune coordination). En plus, avec le CGC centralisé bien élaboré, en cas de dysfonctionnement d'un ou de plusieurs actionneurs et lorsque ce dysfonctionnement est détecté, d'autres actionneurs peuvent être utilisés pour compenser cette perte.

Le nombre d'études sur cette catégorie de CGC est très important. Certaines choisissent un nombre limité d'actionneurs à activer pour ne pas faire face au sur-actionnement du véhicule, les autres considèrent le véhicule comme étant sur-actionné et proposent d'utiliser les actionneurs de manière optimale.

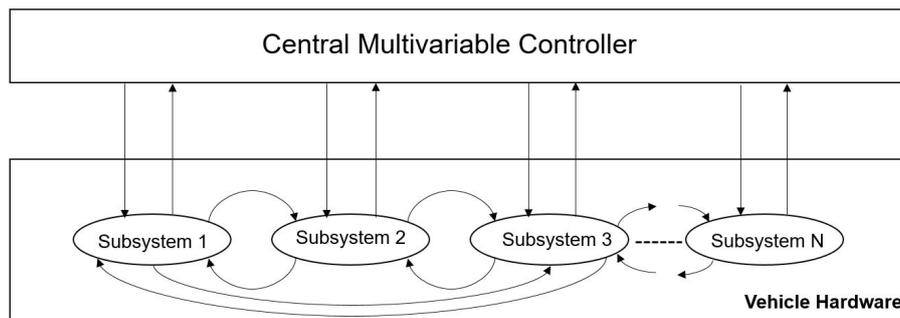


FIGURE 1.20 – Structure de commande centralisée [Gordon et al., 2003]

1.3.3 Architecture de contrôle par supervision

Quand la coordination de systèmes se fait par la supervision (Figure 1.21), les contrôleurs locaux sont réalisés de manière indépendante et agissent en ne prenant pas en compte les actions des autres systèmes. Le superviseur évalue la situation de conduite en terme de dynamique du véhicule et active un ou plusieurs contrôleurs locaux en même temps pour une tâche spécifique. Ce type de coordination a pour avantages la possibilité de garder les contrôleurs fournis par les différents équipementiers et la capacité de travail des contrôleurs locaux sans surveillance en cas de dysfonctionnement du superviseur.

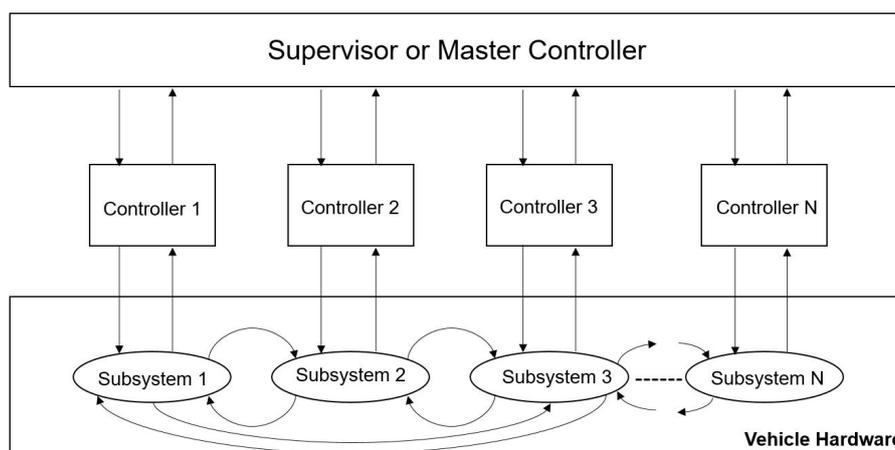


FIGURE 1.21 – Structure de commande par supervision [Gordon et al., 2003]

La coordination du système de freinage et des suspensions actives par supervision appliquée au véhicule léger a été proposée dans [Vassal, 2008]. Le superviseur (appelé moniteur dans le travail) évalue la situation de conduite et transmet aux contrôleurs locaux (freins et suspensions) l'information sur cette situation ce qui permet d'éviter les conflits entre les systèmes et d'améliorer la performance du véhicule.

Une autre approche d'intégration de différents systèmes, système DSC (freinage, propulsion) et AFS (direction avant active), a été proposée dans [He et al., 2006]. Les contrôleurs DSC et AFS sont indépendants et leur intégration se fait par un superviseur qui détermine la séquence d'activation de deux contrôleurs en fonction du domaine du fonctionnement du véhicule.

1.4 Les suspensions dans le domaine de l'automobile

Les chaussées sur lesquelles les véhicules sont amenés à circuler présentent de nombreuses irrégularités dont la taille, la forme et la fréquence d'apparition sont très variables en fonction du type du réseau considéré (autoroutes, routes nationales, départementales, chemins ...) et de l'état du revêtement. Lors d'un parcours, les roues rencontrent donc des obstacles très diversifiés dont la distribution est apparemment aléatoire tant sur l'aspect géométrique que sur l'aspect temporel. Cette succession d'inégalités engendre au niveau de la roue des mouvements continuels dont le sens et l'intensité dépendent du profil de l'obstacle et de la vitesse de passage. Ces mouvements s'accompagnent d'accélération verticales plus ou moins importantes. Si le châssis est relié rigidement à la roue, ces accélérations seront directement transmises et devront donc être subies à la fois par les composantes liées au véhicule et par les occupants.

Dans ce cas, les éléments de structure et les équipements sont constamment soumis à des sollicitations extrêmement sévères susceptibles de diminuer leur durée de vie. En outre, les vibrations et les chocs deviennent rapidement intolérables sur le plan physique pour les occupants du véhicule. Enfin, le contact entre la roue et la route n'étant pas assuré de façon permanente, la tenue de route du véhicule en est affectée. L'ensemble de

ces éléments justifie la nécessité de créer un degré de liberté vertical entre la roue et le châssis, dont le contrôle est impératif.

La suspension est un élément essentiel des véhicules de transport terrestre, elle a pour but d'assurer une liaison des roues au sol en toutes circonstances. En absorbant les chocs dus à l'état de la route, elle permet d'augmenter la longévité du moteur et du châssis, en plus d'assurer un confort au conducteur et aux passagers. De plus, elle doit assurer au véhicule une bonne dynamique à la conduite, ceci signifie que son comportement doit être sain en ce qui concerne la liaison au sol et que celui-ci doit réagir conformément aux attentes de son conducteur, notamment dans les phases de virage, freinage et accélération. Ces différentes manœuvres sont à l'origine de plusieurs mouvements verticaux et angulaires du véhicule comme l'illustre la figure 1.5. D'une manière générale, les principaux rôles de la suspension sont définis à travers deux critères : le **confort** et la **tenue de route**.

1.4.1 Le confort

Le but premier des suspensions automobiles est d'atténuer les perturbations causées par les imperfections de la route et idéalement d'éliminer les vibrations néfastes pour le véhicule et pour les passagers afin d'assurer un meilleur confort et bien-être des passagers dans le véhicule.

Une fois les sollicitations des véhicules connues, on peut s'intéresser à la réponse du corps humain.

Dans ce but, de nombreuses études dans le domaine de la biomécanique ont démontré que les fréquences désagréables auxquelles est soumis le corps humain dans un véhicule sont les suivantes [Happian-Smith, 2001] :

- entre $0.1Hz$ et $0.65Hz$ dans l'axe vertical du buste, on risque un sentiment proche du « mal de mer » ;
- entre $1Hz$ et $2Hz$ dans les directions perpendiculaires à l'axe du buste, les sollicitations sont néfastes au niveau du cou, de la nuque et de la tête ;
- entre $4Hz$ et $8Hz$ dans l'axe vertical du buste, les sollicitations peuvent provoquer des douleurs au niveau de l'abdomen et du thorax.

Cette dernière plage de fréquence est celle où le corps humain est le plus sensible à des variations d'accélération verticale importantes. Ainsi, de manière générale dans l'industrie automobile, un des objectifs de confort est de réduire l'accélération verticale de la caisse du véhicule dans la bande de fréquence comprise entre $1Hz$ et $8Hz$.

Notons que dans certains travaux la dérivée de l'accélération (Jerk) est aussi mentionnée comme représentative du confort des passagers [Hrovat and Hubbard, 1981]. De plus, des études en deux ou trois dimensions ont montré que l'accélération angulaire (tangage et roulis) doit aussi être minimisée.

Les fréquences supérieures à 10Hz sont plus enclines à provoquer les vibrations des pièces de l'habitacle, ce qui a pour effet la génération de bruits. Une partie de ces fréquences est atténuée par des éléments de bushing (ex : blocs silencieux sur le moteur et en tête de la fixation des amortisseurs).

1.4.2 La tenue de route

Dans le cas d'un véhicule, la suspension doit assurer la continuité du contact roue/chaussée malgré les défauts de la route. La tenue de route représente la stabilité d'un véhicule, elle est relative à la capacité du véhicule à suivre la trajectoire que le conducteur souhaite lui imposer. Pour obtenir cela, il faut que les efforts moteurs, directionnels ou de freinage soient correctement transmis.

1.4.3 Quelques éléments technologiques

De nombreux composants sont implantés dans la suspension, ces éléments possèdent des rôles différents mais surtout complémentaires. Les principaux sont listés ci-dessous.

Le ressort contribue, d'une part au maintien de la charge statique, et d'autre part à l'isolation vibratoire de la masse suspendue (châssis).

L'amortisseur est un élément important de la suspension automobile ; il sert à dissiper l'énergie cinétique due aux mouvements du châssis. Il en existe plusieurs géométries et conceptions.

Son type de fonctionnement permet de déterminer la nature de la suspension. La technologie hydraulique est la plus utilisée, dans ce cas la force d'amortissement est due à la perte de charge hydraulique à l'intérieur de l'amortisseur et son expression dépend principalement de la vitesse. Dans les autres types de suspensions, la force dépend d'autres variables qui peuvent être de nature électrique.

Dans ce qui suit, un inventaire des architectures de suspension les plus utilisées est présenté. Il existe plusieurs types de systèmes de suspensions [Milliken et al., 1995]. Ils se différencient suivant qu'ils se situent sur les trains avant ou arrière du véhicule. Dans les deux cas on peut diviser l'ensemble de ces systèmes en deux familles : les suspensions à essieu rigide et celles à essieu indépendant. Généralement, le train avant est équipé de suspensions indépendantes tandis que l'essieu rigide est utilisé pour l'arrière [Zin, 2005a]. En ce qui concerne le train avant, trois configurations sont aujourd'hui répandues :

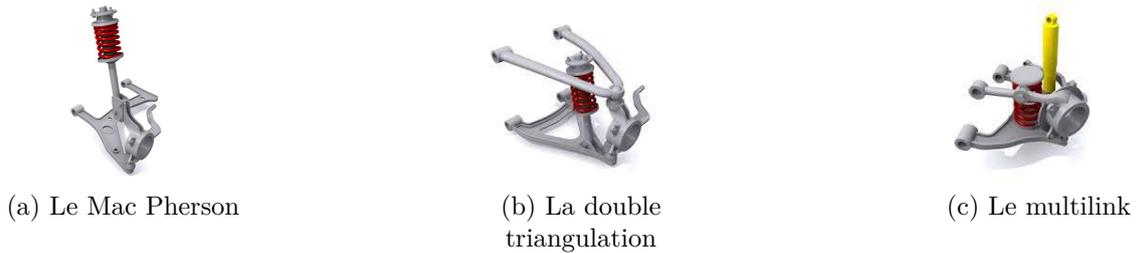


FIGURE 1.22 – Les différentes architectures des suspensions des trains avant les plus utilisées sur les véhicules de nos jours [Carbibles, 2009].

Le Mac Pherson (Figure 1.22a), c'est la suspension la plus utilisée en automobile. Le combiné ressort-amortisseur est ici un élément à part entière du train avant puisqu'il assure la liaison entre le moyeu et la caisse, à même titre que le triangle inférieur (liaison rotule au niveau du moyeu et pivot avec la caisse). Dans cette situation il faut alors être vigilant quant au dimensionnement du combiné car il doit subir des efforts importants.

La double triangulation (Figure 1.22b), cette architecture est plutôt utilisée sur les véhicules à tendance sportive ou haut de gamme car plus coûteux, mais aussi plus efficace quant à la conservation de la géométrie initiale du train (parallélogramme déformable). Dans cette situation, le combiné ressort amortisseur n'a plus à assurer à lui seul la rigidité et la robustesse du train puisque c'est le rôle des deux triangles.

Le multilink (Figure 1.22c), c'est la configuration la plus récente, elle est utilisée sur certains modèles de voitures de luxe. On retrouve toujours deux triangles mais la partie supérieure est composée de plusieurs parties articulées afin d'augmenter les possibilités de réglages du train pour, d'après les constructeurs, optimiser la tenue de route. On remarque également que dans ce cas l'amortisseur et le ressort forment deux pièces distinctes contrairement aux modèles précédents.

Pour le train arrière de multiples configurations existent du fait des différents modes de transmission (traction, propulsion, 4x4), cependant certains sont plus couramment utilisés, en particulier :

L'essieu de torsion (Figure 1.23a), il fait partie de la classe des essieux à roues dépendantes. En effet les roues sont reliées par une barre qui admet une certaine flexibilité. Une barre rigide appelée barre Panhard qui fait la liaison entre une extrémité de l'essieu et la carrosserie sert à maintenir la caisse latéralement au dessus de l'essieu et limite ainsi ses mouvements horizontaux. Cette configuration est très populaire pour les véhicules à traction avant car c'est une solution simple, robuste et peu coûteuse.

Le train multibras (Figure 1.23b), il veille à une répartition équilibrée de la charge. L'architecture complexe du guide d'essieu garantit un appui optimal à la carrosserie et une direction précise qui renforcent la stabilité du véhicule.



FIGURE 1.23 – Architectures de suspension des trains arrière : l’essieu de torsion (a) est très répandue simple et robuste [Carbibles, 2009] tandis que le multibras (b) est d’une conception plus complexe mais très efficace notamment en guidage [BMW, 2010].

1.5 Classification des systèmes de suspension

Parallèlement au fort développement de l’industrie automobile au cours de ces dernières décennies, le système de suspension n’a cessé d’évoluer pour être en mesure de répondre aux exigences mentionnées dans la section 1.4. Les systèmes de suspension peuvent être divisés en deux principaux ensembles :

- Les systèmes de suspension passifs,
- Les systèmes de suspension pilotés.

Le système de suspension est passif si les caractéristiques des composants sont fixes. Ces caractéristiques sont déterminées par le concepteur de la suspension, en fonction des objectifs de conception et de l’application prévue.

En revanche, la suspension pilotée peut être réalisée en fonction de l’apport d’énergie et de la bande passante de contrôle. Ici, trois caractéristiques peuvent être observées : la gamme de contrôlabilité, en d’autres termes, la gamme de forces que les actionneurs peuvent délivrer ; la bande passante de commande qui est une mesure de la rapidité de la réponse de l’actionneur ; la demande de puissance qui est principalement le résultat de la combinaison de la plage de contrôlabilité et de la largeur de la bande passante de contrôle. La figure 1.24 illustre une représentation graphique de la classification des systèmes de suspension en mettant en exergue la demande d’énergie de chaque système en fonction de la largeur de sa bande de contrôle disponible.

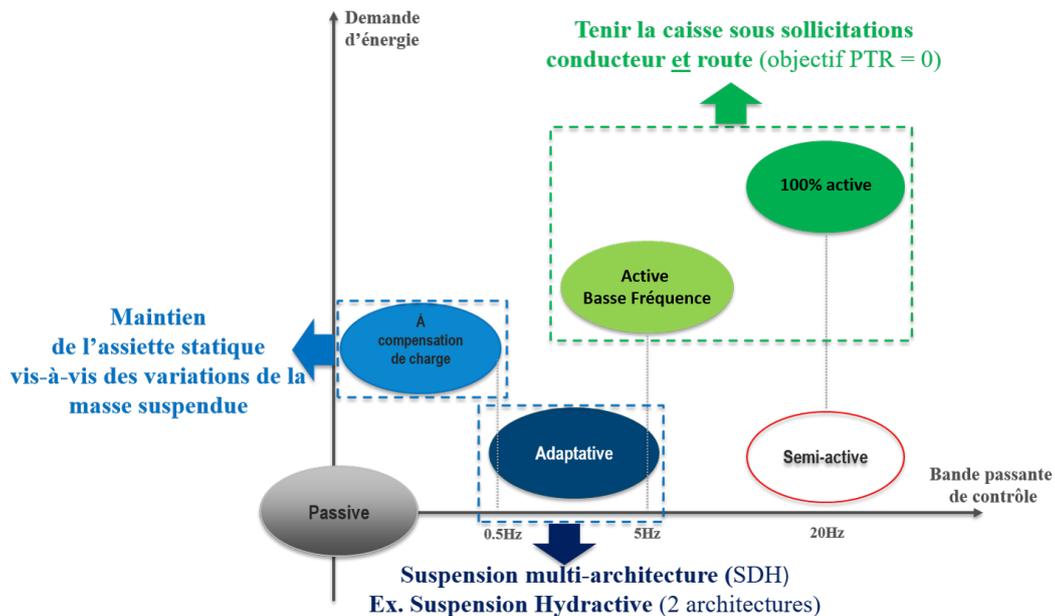


FIGURE 1.24 – Représentation graphique de la classification des systèmes de suspension : demande d'énergie en fonction de la largeur de la bande de contrôle disponible [Savaresi et al., 2010]

La classification qui en résulte met en évidence six familles de suspensions. Cette classification est largement inspirée de ([Savaresi et al., 2010]) :

- **Suspension passive** : elle ne demande ni de l'énergie ni de la bande passante de contrôle d'où son positionnement à l'origine du repère ;
- **Suspension adaptative** : elle permet d'adapter tout ou partie des caractéristiques de la suspension au profit de la route ou aux envies du conducteur. Ainsi, la plage de contrôle est limitée par la contrainte de passivité. La commande d'amortissement adaptatif est caractérisée par une faible bande passante et aucune énergie n'est introduite dans le système ; par conséquent l'appel de puissance est relativement très faible (quelques watts).

C'est une suspension multi-architectures de type SDH (Systèmes Dynamiques Hybrides). Par exemple, on peut citer la suspension Hydractive composée de deux architectures.

- **Suspension semi-active** : l'action de contrôle est appliquée sous la forme d'une modulation rapide du coefficient d'amortissement. Elle comporte un amortisseur à commande électronique dont la bande passante est relativement large, jusqu'à 40 Hz . Cependant, les forces générées suivent les limites de passivité de l'amortisseur, donc aucune énergie ne peut être introduite dans le système. Par conséquent, la puissance demandée est également relativement faible (quelques dizaines de Watts).
- **Suspension à compensation de charge** : elle est considérée comme la première tentative vers des suspensions entièrement actives, capables d'introduire de l'énergie dans le système pour modifier l'état d'équilibre. Ce type de suspension agit sur le

paramètre des ressorts, par exemple la suspension à ressort pneumatique ([Allen, 1985]). La bande passante est généralement comprise entre $0.1 - 1Hz$, mais la puissance demandée est de l'ordre de centaines de Watts.

Ce type de suspension assure le maintien de l'assiette statique vis-à-vis des variations de la masse suspendue.

- **Suspension active Basses Fréquences** : c'est une suspension active utilisée pour contrôler uniquement les modes de caisse. L'entrée de commande est représentée par une force de suspension délivrée par un actionneur placé en parallèle/série aux composants passifs ou les remplace. En général, la bande passante de ces systèmes est relativement limitée à quelques Hertz et la consommation d'énergie est de l'ordre des kilo-Watts.
- **Suspension 100% active** : elle est utilisée pour contrôler à la fois les modes de caisse et de roue. L'actionneur entièrement actif est capable de générer une force à des fréquences élevées et pourrait atteindre la limite de $30Hz$ pour certains systèmes. Cet avantage se fait au détriment des exigences de puissance élevée requise, de l'ordre de quelques dizaines de kilo-Watts.

Le rôle principal des deux derniers types de suspensions actives définis ci-dessus est de tenir la caisse sous sollicitations conducteur et route et donc atteindre l'objectif Pompage, Tangage, Roulis = 0 encore appelé PTR = 0 [Gay, 2000b].

Cette classification est présentée de manière concise dans la figure 1.25. Les diagrammes tracés dans cette figure correspondent aux diagrammes efforts/vitesses.

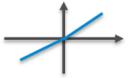
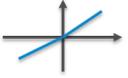
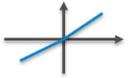
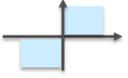
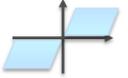
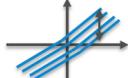
Classe du système de suspension	Plage de contrôle (ressort)	Plage de contrôle (amortisseur)	Bande passante de contrôle	Demande de puissance	Variable de contrôle
Passive			-	-	-
Adaptative			1-5 Hz	10-20 W	b (coefficient d'amortissement)
Semi-active			30-40 Hz	10-20 W	b (coefficient d'amortissement)
À compensation de charge			0,1-1 Hz	100-200 W	W (charge statique)
Active Basse Fréquence			1-5 Hz	1-2 kW	F (force)
100% active			20-30 Hz	5-10 kW	F (force)

FIGURE 1.25 – Classification des suspensions à commande électronique [Savaresi et al., 2010]

Depuis les années 1980, diverses tentatives ont été faites pour trouver des solutions au compromis inhérent aux systèmes de suspension passive. Un exemple est le système BOSE (Figure 1.26) ([Rakshith et al., 2014]). Cette suspension utilise un actionneur électromagnétique qui permet de rejeter les perturbations en provenance de la route et du conducteur. Le cœur du système est basé sur un moteur électromagnétique linéaire qui est installé sur chaque roue. À l'intérieur du moteur électromagnétique linéaire se trouvent des aimants et des bobines de fil. L'un des principaux avantages d'une approche électromagnétique est sa rapidité de réponse. Le moteur électromagnétique linéaire réagit assez rapidement pour contrer les effets des bosses et des nids de poule, tout en maintenant une conduite confortable.

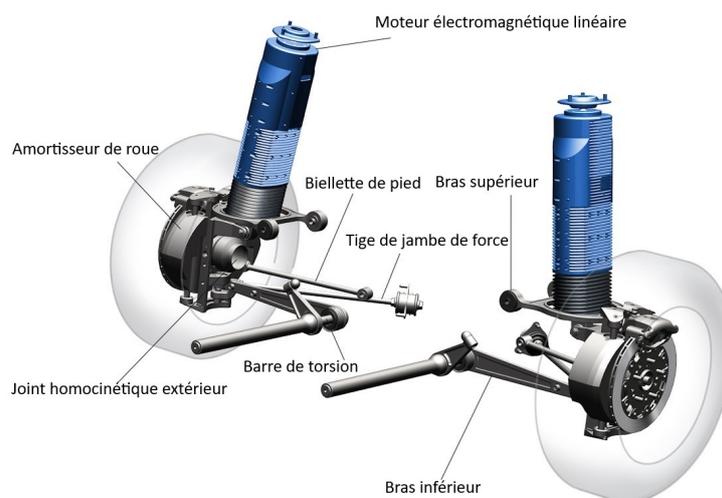


FIGURE 1.26 – Architecture de la suspension BOSE

Un autre exemple est le système de suspension Hydractive développé par Citroën (Figure 1.27). Les développements de l'électronique et de l'informatique ont permis de déléguer de nombreuses fonctions auparavant résolues par des composants hydromécaniques à des unités électroniques. La dernière version de cette technologie était la troisième génération, appelée Hydractive 3+. Tout comme son prédécesseur, ce système dispose également de deux modes, ferme et souple. Un régulateur de rigidité, une sphère supplémentaire et un bloc de commande hydraulique par essieu, isole ou relie les sphères d'angle et centrale. Le système de suspension Hydractive comprend également un dispositif de correction d'assiette automatique. Ce système maintient la garde au sol du véhicule en la modifiant à la demande du conducteur ou, dynamiquement, en fonction de la vitesse et de l'état de la route ([Bouvin, 2019]). Cette technologie de suspension étant tout de même très onéreuse, elle reste réservée aux véhicules haut de gamme. Par ailleurs, la suspension



FIGURE 1.27 – Système de suspension Hydractive développé par Citroën

CREUAT, est une solution très proche de celle d'Hydractive. Le principe de fonctionne-

ment est le même que la suspension Hydractive. Ce sont les implémentations mécanique et hydraulique qui sont différentes de par la présence des éléments centraux permettant de mieux gérer le couplage entre la dynamique verticale et les dynamique longitudinale et latérale comme l'illustre la figure 1.28. Cependant, cette solution technologique de suspension reste réservée aux véhicules tout terrain, aux ambulances ou aux véhicules de compétition.

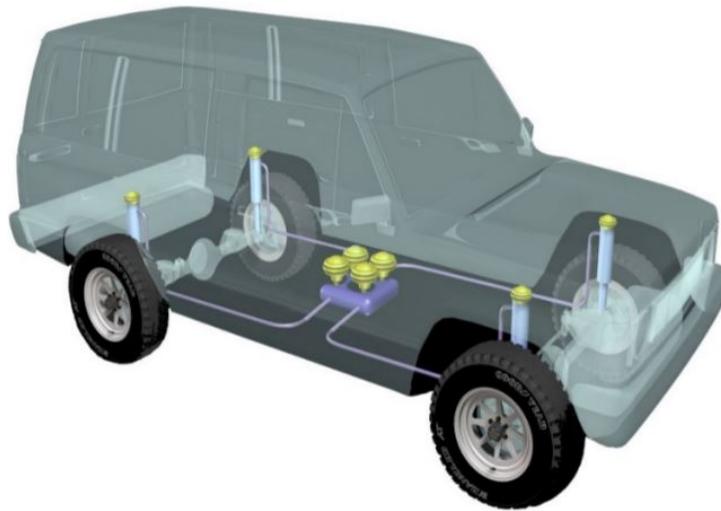


FIGURE 1.28 – Implantation hydraulique de la suspension CREUAT

L'Active Wheel (AW) développée par Michelin (Figure 1.29) est un autre exemple de système de suspension qui présente une technologie innovante concernant le véhicule électrique. La technologie avancée présentée par l'AW marque le début d'une nouvelle ère dans le transport routier, où tous les composants essentiels sont intégrés dans la roue : la partie pneumatique, un moteur électrique de traction compact avec freinage par récupération, un système de suspension active électrique et le système de freinage. La structure de l'Active Wheel offre de nouvelles opportunités dans le Contrôle Global du Châssis (CGC) qui atteint, depuis peu, des niveaux remarquables.



FIGURE 1.29 – Structure de l'Active Wheel

Enfin, le système de suspension CRONE qui avait été intensivement étudié pendant des années et dont les détails peuvent être trouvés dans ([Bouvin, 2019], [Daou et al., 2011], [Moreau et al., 2004], [Oustaloup et al., 1996], [Létévé, 2014], [Rizzo, 2012]).

1.6 Conclusion

La suspension automobile est un système complexe exerçant un rôle important sur la dynamique globale du véhicule. En effet, tandis que son action sur la dynamique verticale du véhicule semble directe, elle agit aussi indirectement sur les dynamiques latérales et longitudinale du véhicule face aux perturbations émanant du conducteur ou de la route.

Plusieurs domaines de fonctionnement de la suspension, reliés à différents domaines d'étude d'un véhicule automobile, peuvent alors être déterminés. En effet, tandis que le domaine d'étude du confort vibratoire est notamment associé aux « petits » débattements de suspensions (souvent associées aux simples variations du profil routier), d'autres domaines (comportement routier et limites de fonctionnement) justifieront l'étude de cette suspension sous de plus grandes amplitudes de débattement. Dès lors, plusieurs modèles peuvent être définis. Ces modèles, allant du modèle de validation au modèle de synthèse, permettent de prendre en compte ces domaines afin de faciliter la synthèse et la validation d'une architecture de suspension.

Chapitre 2

Aspects modélisation et commande

2.1	Introduction	35
2.2	Aspects modélisation	36
2.2.1	Modèles utilisés pour le véhicule	36
2.2.2	Modèles utilisés pour les sollicitations	39
2.3	Lois de contrôle commande	45
2.3.1	Commande SkyHook	49
2.3.2	Contrôle SkyHook optimal	53
2.4	Conclusion	57

2.1 Introduction

La conception de tout ou partie d'un véhicule est une tâche complexe qui nécessite la mise à disposition de modèles.

Dans une première partie de ce chapitre, sont définis les modèles utilisés pour le véhicule partant des modèles les plus complexes utilisés dans les simulateurs aux modèles les plus simples utilisés pour l'analyse et la synthèse des lois de commande. Le passage entre ces deux types de modèles est basé sur des hypothèses simplificatrices prenant en compte les différentes situations de conduite.

D'autres modèles utilisés pour les sollicitations route et conducteur sont définis dans ce chapitre. Certains d'entre eux seront adoptés dans les chapitres suivants afin de valider les lois de commande étudiées dans ce mémoire.

Dans une deuxième partie, un tour d'horizon sur les différentes lois de commande appliquées dans la littérature est fait. Cette liste ne prétend pas être complète tant le nombre d'études portant sur la commande des suspensions est élevé.

La dernière partie de ce chapitre est dédiée à la commande SkyHook. Une architecture d'un modèle de suspension SkyHook est proposée et adoptée par la suite pour la

synthèse du contrôle SkyHook optimal suivant une méthode bien déterminée.

2.2 Aspects modélisation

2.2.1 Modèles utilisés pour le véhicule

Le schéma de la figure 2.1 illustre les différents types de modèles existants, chacun ayant un rôle et un degré de complexité différent dans la démarche de conception.

Globalement, ils sont répartis selon deux catégories :

- les modèles les plus complets (et donc les plus complexes) utilisés dans les simulateurs tels que ceux commercialisés par *SCANeRTM* studio [?];
- les modèles utilisés pour l'analyse et la synthèse, notamment des lois de commande.

Ces derniers peuvent être introduits par ordre de complexité décroissante suivant différentes hypothèses. Quelles que soient les situations de conduite, l'utilisation d'un simulateur permet de *valider* de nouveaux organes et leurs lois de commande (on parle aussi de modèle de validation), représentant la dernière étape avant implantation et validation sur véhicule. Ces modèles sont, pour la plupart, issus de modèles « hybrides » et donc constitués à la fois de modèles de connaissances (boîte blanche) pour certaines parties, et de modèles de comportement (boîte noire) pour d'autres comme les pneumatiques ou l'élastocinématique [Gillespie, 1992a] des essieux, modèles issus de mesures sur banc d'essai. Tous les constructeurs et leurs équipementiers disposent de ce type de modèle.

De nombreux modèles de validation [Connair et al., 1999] [Juricic, 2004] [Kruczek and Stribrsky, 2004] [Gianguilio, 2006] sont utilisés parmi lesquels certains sont commercialisés. Ces simulateurs sont organisés de manière modulaire autour d'un noyau qui, généralement, représente la dynamique globale du véhicule.

Les entrées du noyau central correspondent aux composantes des actions mécaniques exercées sur la caisse par son environnement, c'est-à-dire aussi bien par les organes du véhicule en liaison avec le châssis comme les suspensions, que par les effets aérodynamiques.

Les sorties de ce noyau, quant à elles, sont les paramètres cinématiques du châssis. Ces variables sont calculées par la résolution d'un système d'équations non linéaires issues de l'écriture du Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) appliqué à la caisse ou de l'application du formalisme de Lagrange.

Autour du noyau central s'articulent des modules correspondant aux modèles des différents organes du véhicule tels que la direction, la suspension, le système de freinage, le groupe moto-propulseur, *etc.*

La finesse de la modélisation adoptée pour le noyau central conditionne de façon importante la qualité du simulateur et son domaine de validité [Serrier, 2008]. Le noyau des simulateurs comporte généralement un modèle quatre roues non linéaire à 14 ddl qui comprend toutes les caractéristiques non linéaires, notamment celles des amortisseurs. Il est également possible d'employer des modèles plus complexes allant jusqu'à 38 ddl [Ven-

ture, 2003], mais l'inconvénient de ces modèles reste les temps de simulation ainsi que la complexité de mise en œuvre.

Pour des situations conventionnelles, plus précisément pour des accélérations longitudinales $\Gamma_x(t)$ et transversales $\Gamma_y(t)$ inférieures à $0.4g$, l'influence de la dynamique verticale, notamment celle des appuis au sol qui interviennent dans les efforts longitudinaux et transversaux, n'a quasiment pas d'influence. Dans cette zone de fonctionnement ($\forall \begin{vmatrix} \Gamma_x(t) \\ \Gamma_y(t) \end{vmatrix} < 0.4g$), on peut considérer que le couplage vertical/horizontal est négligeable. Un modèle non linéaire 4 roues suspendu à 7 ddl traduit bien ces hypothèses [Létévé, 2014].

Pour des petites variations autour de la position d'équilibre statique qui conduit à de petits angles pour le tangage et le roulis ainsi qu'à une linéarisation des caractéristiques des éléments de suspension (ressorts et amortisseurs), un modèle linéaire 4 roues suspendu à 7 ddl peut être déduit du modèle de validation. En effet, il permet de *comprendre* les phénomènes prépondérants et les comportements dominants afin de « s'imprégner » de la dynamique du système. Cette compréhension est indispensable pour définir des stratégies, notamment de commande.

D'autres modèles d'analyse peuvent être définis à partir du modèle précédemment défini, si :

- **on suppose qu'il existe une symétrie droite/gauche** du chargement et de fabrication pour les caractéristiques des éléments de suspension ;
- **le centre de gravité (CdG) est supposé être le centre modal pour les 3 ddl (Pompage, Tangage et Roulis)**. Dans ce cas, au CdG ces 3 ddl sont découplés et peuvent être étudiés séparément.

Ainsi, deux modèles 1/2 véhicule suspendu à 4 ddl, à savoir le modèle bicyclette et le modèle transversal, et un modèle 1/4 de véhicule suspendu à 2 ddl peuvent être définis. Finalement, si on néglige la dynamique de roue pour l'étude du confort aux basses fréquences, alors on fait apparaître au CdG trois modèles de synthèse à 1 ddl pour le Pompage, le Tangage et le Roulis. Ces modèles sont aussi dits *modèles de synthèse* permettant de *synthétiser* les lois de commande des organes mécatroniques introduits au sein du véhicule. Ce modèle est obtenu en posant des hypothèses simplificatrices supplémentaires et en définissant les domaines d'incertitudes indispensables dans le cadre d'une stratégie de commande robuste.

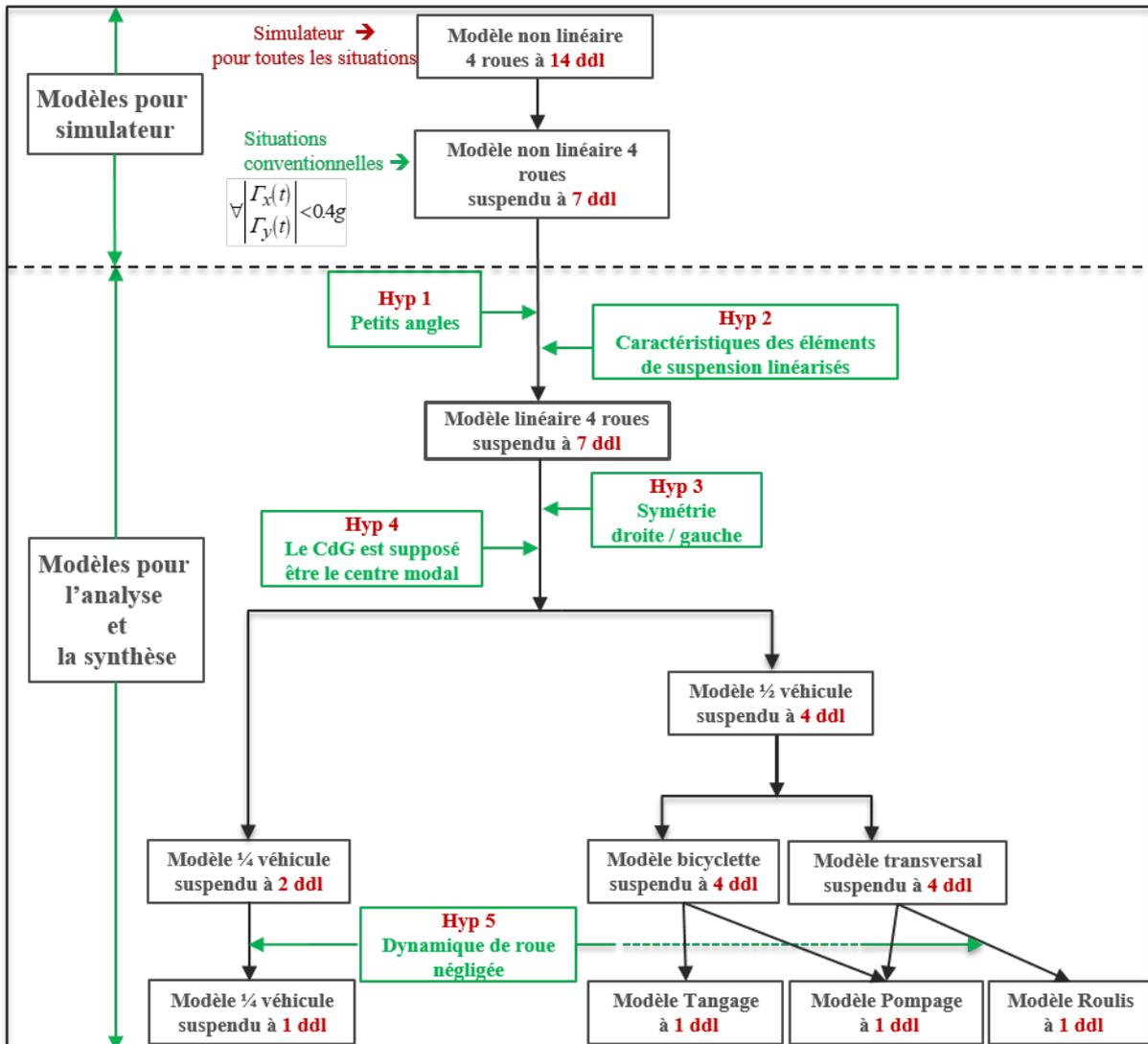


FIGURE 2.1 – Du modèle de validation à 14 ddl au modèle de synthèse à 1 ddl : Hypothèses simplificatrices et modèles de véhicule associés

Ainsi, la modélisation du véhicule conduit à une représentation imparfaite de la réalité, mais ce degré d'imperfection est fonction de l'objectif fixé (valider, comprendre ou synthétiser). De ce fait, dans le cadre d'une collaboration avec un partenaire industriel, les travaux développés correspondent souvent à des études comparatives effectuées selon les quatre étapes suivantes et illustrées sous la forme d'un cycle en V présenté sur la figure 2.2. :

1. Fourniture, par le partenaire industriel, d'un modèle simplifié utilisé pour l'étude comparative (dit aussi modèle de « benchmarking ») dont les valeurs numériques des paramètres ont fait l'objet d'un recalage lors de confrontations entre les résultats simulés et ceux mesurés sur banc, sur piste et sur route, le degré de corrélation et le domaine de validité du modèle étant alors connus ;
2. Utilisation du modèle de « benchmarking » pour établir les spécifications du ca-

hier des charges du nouveau système étudié (systèmes de direction, de freinage, de suspension,...) ;

3. Mise en œuvre d'une stratégie d'innovation visant à améliorer l'existant ;
4. Confrontation des performances du nouveau dispositif avec celles du modèle de « benchmarking ».

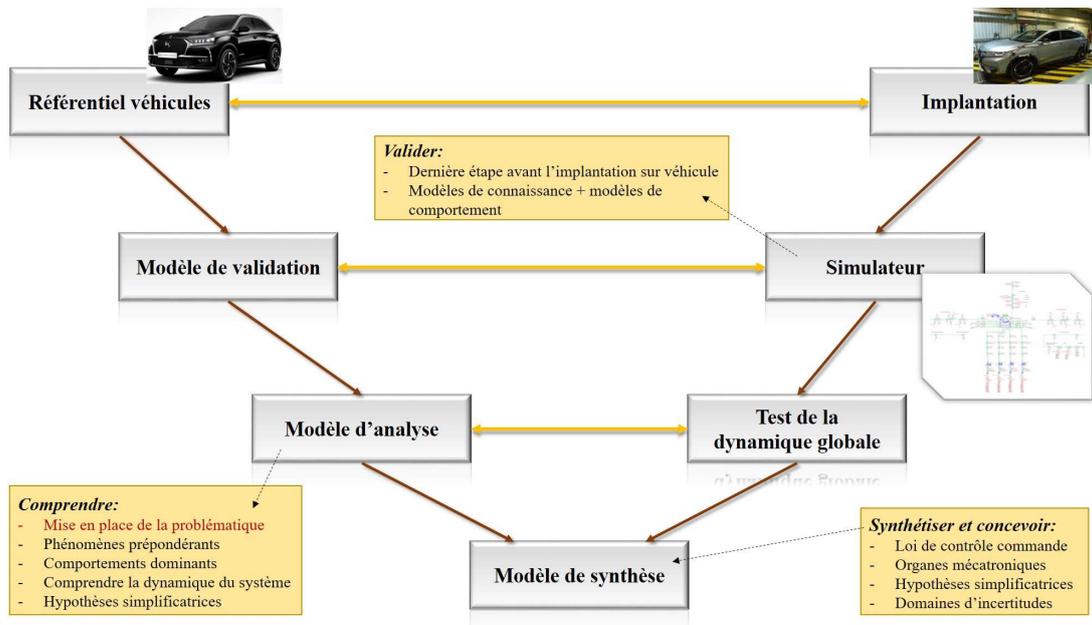


FIGURE 2.2 – Cycle en V pour la conception des éléments d'un véhicule

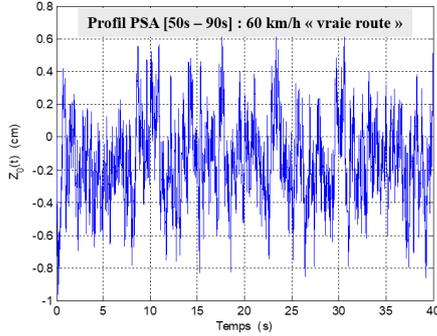
2.2.2 Modèles utilisés pour les sollicitations

2.2.2.1 Sollicitations route

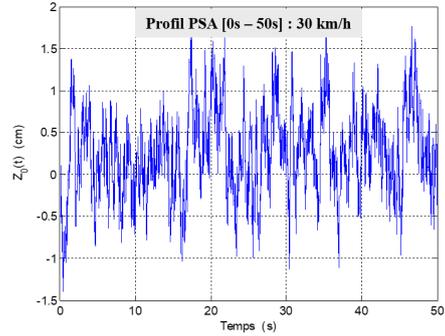
Les perturbations provenant de la route (ou sollicitations route) agissent directement sur les différents ddl composant la dynamique verticale du véhicule en ayant une influence sur le confort des passagers.

Dans ce qui suit, sont présentées les sollicitations route utilisées dans les prochains chapitres de ce mémoire, à savoir :

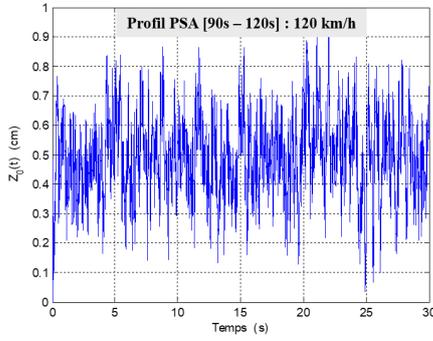
- **une excitation stochastique** : On dispose de trois profils de ce type d'excitation route. En effet, dans ces profils fournis par PSA, ils sont partis d'un seul profil mesuré sur une route nationale à une vitesse constante de 60Km/h (Figure 2.3a), et par une règle homothétique en fonction de la vitesse longitudinale et de la rugosité de la route, ils l'ont adapté à une route secondaire à 30Km/h et à une autoroute à 120Km/h (Figures 2.3b, 2.3c). À titre d'illustration, la concaténation de ces trois profils permet d'avoir le profil complet sur 120s illustré par la figure 2.3d.



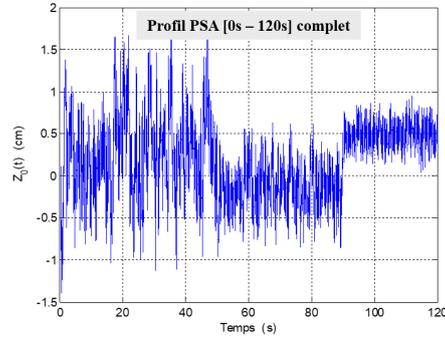
(a) Profil mesuré sur une route nationale à une vitesse constante de 60Km/h



(b) Profil adapté pour une route secondaire à une vitesse constante de 30Km/h



(c) Profil adapté pour une autoroute à une vitesse constante de 120Km/h



(d) Profil complet

FIGURE 2.3 – Excitation route stochastique : Profils PSA

- **Franchissement d'un obstacle isolé** dont le profil géométrique est donné par :

$$\begin{cases} z_0(x) = \frac{h}{2} (\tanh(a(x - x_0)) - \tanh(a(x - x_1))) \\ a = \frac{2}{h} \tan \alpha \\ x_1 = x_0 + L \\ x(t) = V_x t. \end{cases} \quad (2.1)$$

V_x [Km/h] étant la vitesse longitudinale de franchissement, x_0 [m] le premier point d'inflexion, h [m] la hauteur de l'obstacle, α [°] l'angle d'approche au point d'inflexion et L [m] la longueur de l'obstacle (Figure 2.4a).

La modélisation de ce type de profil assure un raccordement avec le plan horizontal ce qui permet d'avoir une continuité dans la dérivation. L'expression de la loi horaire

$v_0(t)$ de ce profil est donnée par :

$$\begin{cases} \frac{dz_0}{dx} = \operatorname{tg} \alpha (th^2(a(x-x_1)) - th^2(a(x-x_0))) \\ v_0(t) = \frac{dz_0}{dx} \frac{dx}{dt} \\ v_0(t) = v_x \operatorname{tg} \alpha (th^2(v_x a(t-t_1)) - th^2(v_x a(t-t_0))) \\ t_0 = x_0 / v_x \text{ et } t_1 = x_1 / v_x \end{cases} \quad (2.2)$$

La modification de la longueur L nous permet d'avoir des obstacles long et court pour cette même modélisation de profil route (Figures 2.4 et 2.5). Dans le cadre de l'analyse, on choisit volontairement une longueur importante pour ce profil routier. En effet, on cherche à ce que le transitoire à la montée soit terminé quand le transitoire à la descente apparaît. Par contre, l'obstacle court est plus réaliste en tant que dos d'âne.

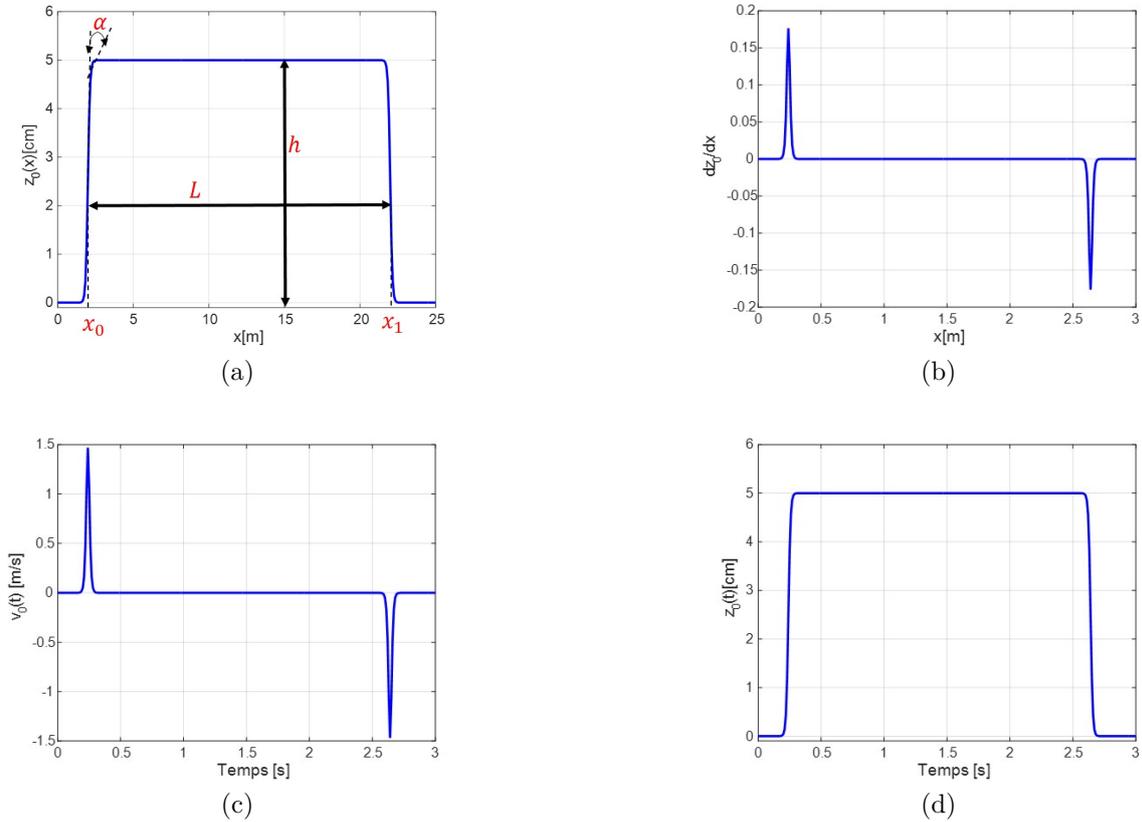


FIGURE 2.4 – Obstacle long tel que $V_x = 30 [km/h]$, $x_0 = 2 [m]$, $h = 0.05 [m]$, $\alpha = 10 [^\circ]$ et $L = 20 [m]$: (a) Le profil géométrique $z_0(x)$, (b) $dz_0(x)/dx$, (c) La loi horaire $v_0(t)$ et (d) La loi horaire $z_0(t)$

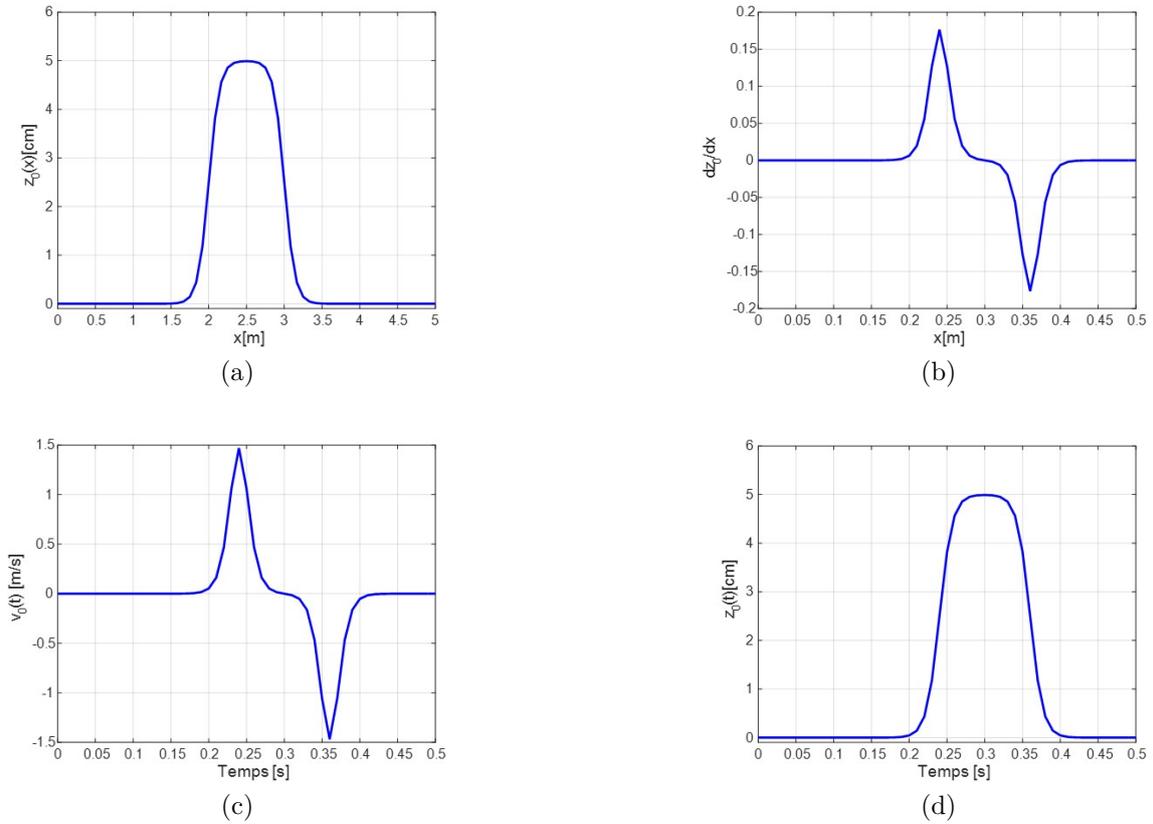


FIGURE 2.5 – Obstacle court tel que $V_x = 30 [km/h]$, $x_0 = 2 [m]$, $h = 0.05 [m]$, $\alpha = 10 [^\circ]$ et $L = 1 [m]$: (a) Le profil géométrique $z_0(x)$, (b) $dz_0(x)/dx$, (c) La loi horaire $v_0(t)$ et (d) La loi horaire $z_0(t)$

- **Cuvette** mesurée sur une route secondaire à une vitesse de $70Km/h$. Le profil géométrique $z_0(x)[m]$ ainsi que la loi horaire $z_0(t)[m]$ de ce type d'excitation sont présentés par la figure 2.6.

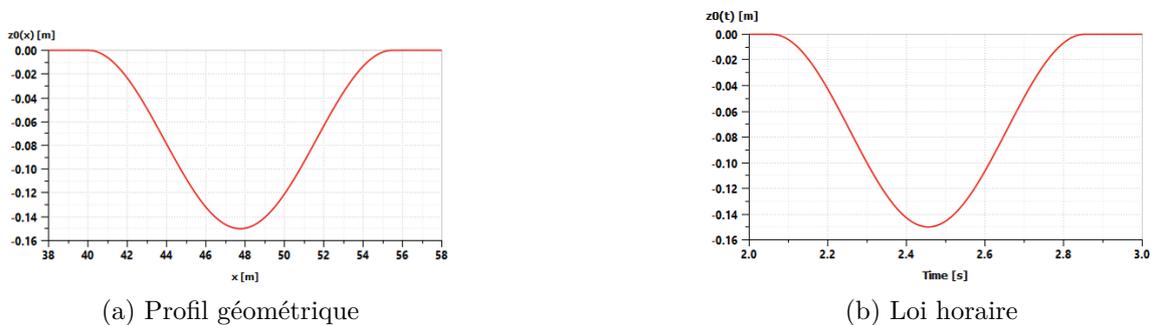


FIGURE 2.6 – Excitation route de type cuvette à une vitesse de franchissement constante de $70Km/h$

- **Sinus balayé** réalisé sur une plage de fréquences bien déterminée et avec une am-

plitude imposée et constante sur la bande de fréquence. Par exemple, en pompage, des mesures ont été réalisées avec un essai de ce type entre 0.5 et $5.5Hz$ et une amplitude de $\pm 15mm$ (Figure 2.7). Ce signal est aussi utilisé expérimentalement sur un banc quatre vérins.

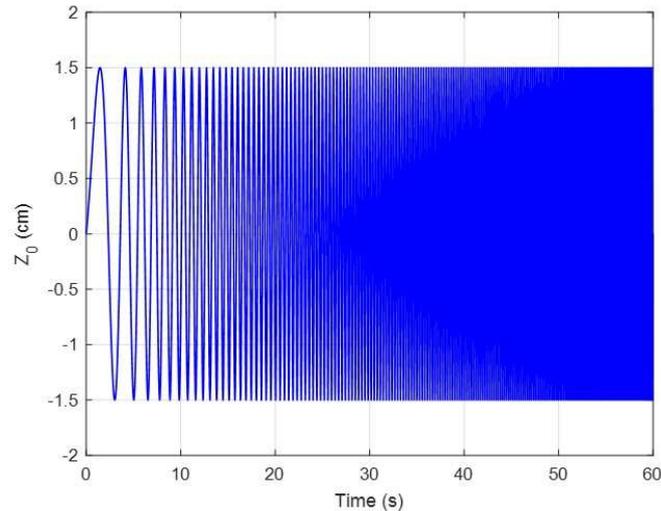


FIGURE 2.7 – Excitation route de type sinus balayé entre 0.5 et $5.5Hz$ et avec une amplitude de $\pm 15mm$

2.2.2.2 Sollicitations conducteur

Les perturbations en provenance du conducteur (ou sollicitations conducteur) agissent, quant à elles, par couplage sur les différents ddl composants la dynamique verticale du véhicule. Il est alors important de prendre en compte ce couplage de la dynamique verticale avec les dynamiques longitudinale et transversale lorsque l'on s'intéresse au comportement du véhicule. Il est aussi important de noter que les sollicitations conducteur dépendent du type du véhicule.

Pour ces domaines d'étude, deux situations de vie sont étudiées à vitesse longitudinale V_x constante, à savoir :

- la mise en virage ;
- et le changement de voie ; défini comme le profil de freinage.

Afin de concrétiser l'adéquation entre le signal de perturbation conducteur, le contenu spectral, la forme et la situation de vie étudiée, des simulations du véhicule complet sont réalisées.

Mise en virage

A une vitesse longitudinale V_x constante de $50 km/h$ par exemple, on prend un virage à gauche à partir de la ligne droite. Ce dernier engendre des reports de charge sous la forme des rampes tronquées.

La dynamique globale du véhicule, mise en évidence par les simulations du véhicule complet, vient confirmer cette forme.

La figure 2.8a présente les angles volant et de braquage qui ont la même allure, mais à des amplitudes, en régime stationnaire, d'un facteur démultiplicatif 15 près. Cet angle volant génère la trajectoire représentée par la figure 2.8b. En effet, pendant la première seconde, lorsque l'angle volant est nul, le véhicule va tout droit. À partir du moment où cet angle commence à augmenter, le véhicule vire à gauche. La figure 2.8c illustre la variation de l'accélération transversale du véhicule a_y . Finalement, le couple de mise en roulis donné par la figure 2.8d, représente l'image des reports de charge.

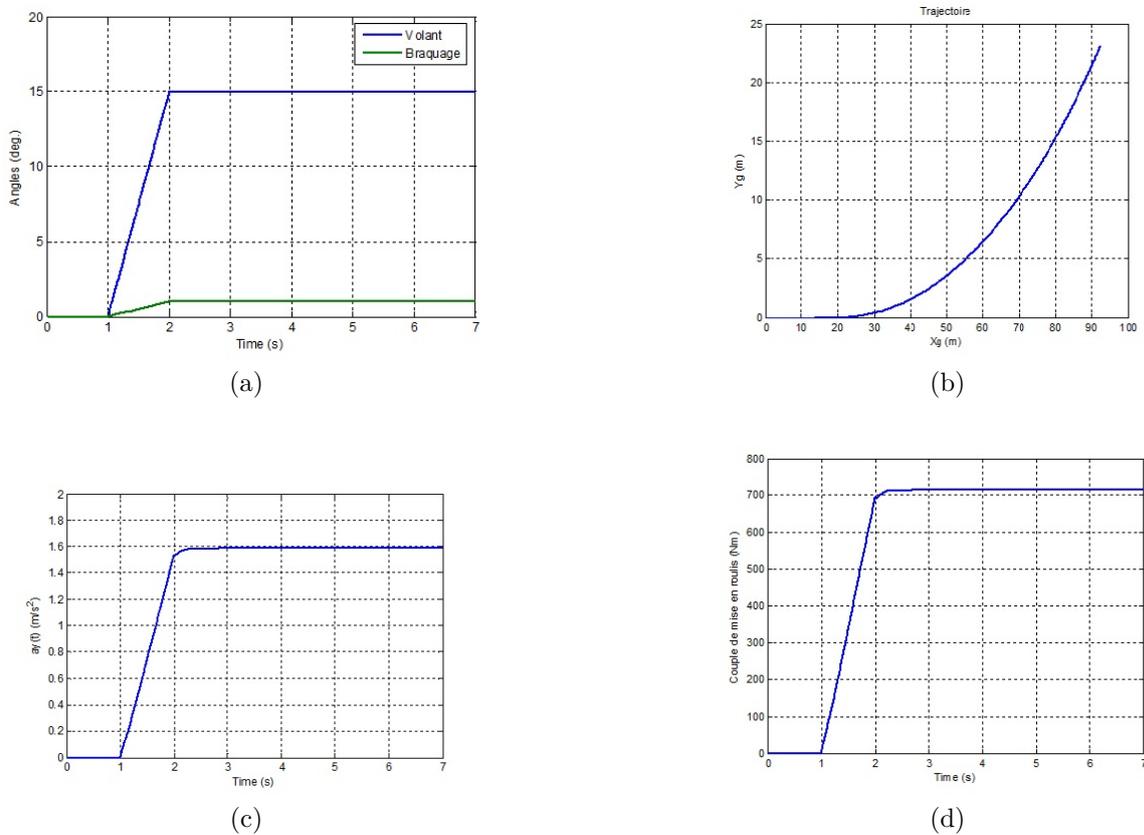


FIGURE 2.8 – (a) Variation des angles de volant et de braquage pour un virage à vitesse longitudinale constante, (b) Trajectoire générée par l'angle volant en virage à gauche à vitesse longitudinale constante, (c) Accélération transversale et (d) Couple de mise en roulis

Changement de voie

De la même manière, à une vitesse longitudinale constante ($V_x=50 \text{ km/h}$ à titre d'exemple), on effectue un changement de voie sous la forme d'un sinus volant. Il s'agit d'une forme basique, mais réaliste.

La figure 2.9a présente la variation de chacun des angles volant et de braquage. La trajectoire ainsi générée est donnée par la figure 2.9b. Les figures 2.9c et 2.9d illustrent respectivement, les variations de Γ_y et du couple de mise en roulis.

Il s'agit de deux signaux périodiques, quasi-harmoniques, ayant un contenu spectral relativement pauvre. En effet, la période du signal est égale à 4s, soit une fréquence de 0.25 Hz.

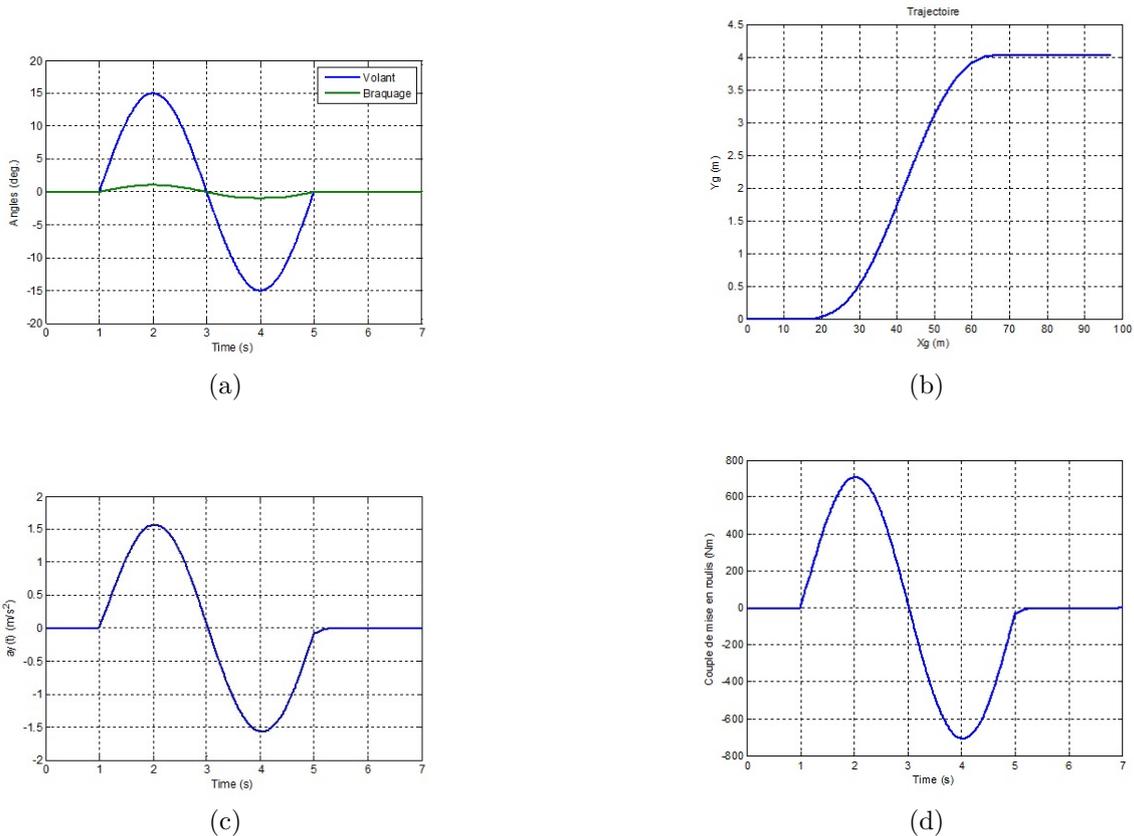


FIGURE 2.9 – (a) Variation des angles volant et de braquage pour un changement de voie à vitesse longitudinale constante, (b) Trajectoire générée par l'angle volant pour un changement de voie à vitesse longitudinale constante, (c) Accélération transversale et (d) Couple de mise en roulis

2.3 Lois de contrôle commande

Dans la littérature, on trouve différents types de commandes utilisées pour le contrôle des suspensions ou d'autres éléments d'un véhicule automobile. Parmi les plus utilisées, on peut citer :

- les contrôleurs de type P, PI, PID
- la commande par placements de pôles

- la commande LQG optimale
- la commande par logique floue
- la commande par réseaux de neurones
- la commande à horizon glissant
- la commande non linéaire
- la commande adaptative
- la commande H_∞
- la commande CRONE
- le contrôle d'état standard
- la commande dite SkyHook.

Voici quelques références de la littérature concernant les différents types de commande cités précédemment qui montrent, durant la décennie 1990-2000, une forte activité de recherche concernant les suspensions pilotées ainsi que leurs lois de commande. Nous reviendrons plus en détail sur certaines d'entre elles et d'autres plus récentes dans les chapitres suivants.

Placement de pôles :

- [Richard et al., 1999] proposent une méthode par placement de pôles pour résoudre le problème de la commande des oscillations longitudinales d'un véhicule. L'approche est intéressante même si ce travail ne concerne pas les suspensions.

Commande LQG optimale :

- [Thompson and Chaplin, 1996] synthétisent un régulateur LQR pour la commande de suspensions actives d'un modèle quart de véhicule. La commande est ensuite testée sur le modèle non linéaire de l'actionneur actif de la suspension.
- [Elbeheiry et al., 1996] ont développé une commande LQG pour contrôler les suspensions d'un modèle complet de véhicule à 7ddl. Une comparaison est faite entre des suspensions passives, semi-actives et actives basées soit sur un retour d'état complet, soit sur une commande locale pour chaque suspension (quatre quarts de véhicule).
- Dans sa thèse sur la modélisation et la commande de véhicules automobiles, [Ramirez Mendoza, 1997] utilise la commande LQG pour le contrôle d'un modèle de suspension d'un quart de véhicule à 2ddl prenant en compte l'amortissement du pneu.

Commande par logique floue :

- [Cherry and Jones, 1995] appliquent les techniques de commandes par logique floue au contrôle d'un amortisseur continûment variable d'un système de suspension. Le modèle quart de véhicule utilisé n'est pas seulement formé d'éléments masse-ressort mais incorpore aussi des éléments tels que le triangle de suspension, *etc.*
- [Titli and Boverie, 1995] synthétisent un régulateur, composé de deux "sous-régulateurs"

et d'un superviseur, à base de logique floue afin de contrôler un modèle quart de véhicule. Puis ils optimisent ce régulateur par une méthode de gradient. Pour finir, ils étudient la robustesse et l'adaptabilité d'un réseau de neurones reproduisant le comportement du régulateur par logique floue.

Régulation à l'aide de réseau de neurone :

- [Chang and Wu, 1997] contrôlent un modèle quart de véhicule à 2ddl à l'aide d'un régulateur basé sur un modèle biologique d'un membre humain tel qu'une jambe ou un bras.
- [Watanabe and Sharp, 1999] comparent les performances d'un régulateur PD et d'un régulateur à base de réseau de neurones. Ces deux régulateurs sont appliqués sur un modèle demi véhicule de type essieu avec des suspensions actives à géométrie variable.

Commande par horizon glissant :

- [Hac, 1995] découple selon les fréquences un modèle de suspension active d'un quart de véhicule à 2 ddl en deux sous-systèmes correspondant l'un au mode lent de la caisse et l'autre au mode rapide de la roue. Pour chacun de ces sous-systèmes, il synthétise un régulateur à horizon glissant. Les performances de cet ensemble sont comparées à celles d'un régulateur à horizon glissant utilisant un modèle non découplé de quart de véhicule.
- [Van der Aa et al., 1997] testent une commande à horizon glissant sur une suspension semi-active d'un modèle quart de véhicule d'un camion. Le but est de minimiser l'accélération de la caisse sous des contraintes concernant le débattement maximal de la suspension et la force d'écrasement du pneu.
- [Kitching et al., 1999] implémentent une loi de commande à horizon glissant, calculée à partir d'un modèle demi-véhicule de type bicyclette, sur la suspension arrière d'un camion. Un modèle prédictif est utilisé pour compenser le retard dû à l'amortisseur semi-actif.

Commande non linéaire :

- [Fialho and Balas, 2000] utilisent des techniques de séquençement de gains pour synthétiser un régulateur non linéaire qui, selon si l'écrasement de la suspension est proche de ses limites ou non, s'intéresse soit au débattement de la suspension, soit au confort du passager. La prise en compte de la tenue de route ainsi que l'utilisation d'une commande adaptative, sont discutées mais non traitées dans cet article.

Commande adaptative :

- [Giua et al., 1999] proposent d'approcher le comportement d'une commande LQR avec contrainte sur la norme de la commande, par une famille de retour d'état constant. Chaque retour d'état constant correspond à un compromis entre performances et limitation de la commande. Le choix du retour d'état constant se fait en fonction de l'éloignement du système par rapport à sa position d'origine. Ainsi, les performances sont privilégiées lorsque le système est proche de sa position d'équilibre, et dans le cas contraire, l'accent est mis sur la limitation de la commande. La synthèse des régulateurs se fait sur un modèle quart de véhicule avec un actionneur actif. Puis un amortisseur semi-actif est utilisé pour approcher au mieux le comportement de l'actionneur actif.

- [Yu and Crolla, 1998] utilisent une commande LQG pour commander la suspension active d'un modèle quart de véhicule à 2ddl. Les pondérations de cette commande LQG sont remises à jour pour permettre une adaptation aux variations du système.
- [Fialho and Balas, 1998] utilisent une méthode de variation linéaire de paramètres (LPV) afin de concevoir une suspension adaptative d'un modèle quart de véhicule. Cette suspension privilégie l'atténuation de l'accélération du châssis (le confort) ou bien l'atténuation du débattement de la suspension (contrainte matérielle) selon que ce débattement est proche ou non de ses limites. De plus, la frontière entre ces objectifs est déplacée en fonction de l'état de la route. Sur autoroute, le confort est privilégié sauf si le débattement est très proche de ses limites. Au contraire, sur une route cabossée, le débattement est pris en compte de façon plus progressive à mesure qu'il se rapproche de ses limites.
- [Esmailzadeh and Fahimi, 1997] utilisent une commande optimale adaptative pour contrôler la suspension active d'un modèle complet de véhicule à 7 ddl.

Commande H_∞ :

- [Yamashita et al., 1990] proposent un régulateur permettant d'atténuer uniquement l'accélération verticale du châssis d'un modèle quart de véhicule. La robustesse vis-à-vis d'une variation de la masse du châssis est testée après coup.
- [Yamashita et al., 1994] s'intéressent à la commande d'un modèle complet de véhicule. Cette fois-ci, en plus des accélérations verticales et angulaires (tangage et roulis), les débattements verticaux et angulaires de la suspension sont pris en compte. Le but est d'obtenir des performances robustes vis-à-vis d'incertitudes en entrée du système. Cependant la tenue de route, qui est généralement estimée par l'écrasement des pneus, n'est pas prise en compte dans cette étude.
- [Park and Kim, 1999] utilisent ce type de commande pour contrôler un modèle complet de véhicule. Les résultats sont comparés avec ceux d'une commande LQG.

Commande CRONE :

- [Moreau, 1995] présente dans sa thèse la suspension CRONE appliquée au contrôle de suspension d'un quart de véhicule. Il fournit aussi un grand nombre de références sur la suspension CRONE.
- D'autre part, [Moreau et al., 1999, Moreau et al., 1998] s'intéressent respectivement à la commande CRONE d'un modèle demi-véhicule de type bicyclette, et à la comparaison des commandes CRONE et SkyHook.

Contrôle d'état standard

Enfin la thèse de [Gay, 2000a], qui porte sur le contrôle global de châssis à l'aide de suspensions actives, fait appel au contrôle d'état standard qui est une méthodologie de conception de loi de commande utilisant la commande H_2 (cf. [De Larminat et al., 1993]). Les matrices de pondérations de la commande H_2 sont obtenues à partir de paramètres de réglage de haut niveau.

Commande SkyHook :

- [Emura et al., 1994] présentent la commande SkyHook appliquée à un amortisseur semi-actif d'une suspension d'un modèle quart de véhicule à 3 ddl (la caisse, la roue et une masse supplémentaire entre la roue et la caisse). Différentes contraintes liées à l'amortisseur semi-actif sont prises en compte.
- [Moline et al., 1994] comparent les comportements de modèles quart de véhicule équipés d'une suspension passive, d'une suspension de type SkyHook idéale ou approchée par un amortisseur semi-actif à deux lois ou par un amortisseur semi-actif continûment variable.
- [Autran et al., 1995] présentent des familles de lois de commande SkyHook. Ces lois de commande utilisent des suspensions actives, des amortisseurs continûment variables ou bien à plusieurs lois, pour réguler un modèle quart de véhicule à 1 ddl ou bien un modèle complet de véhicule à 3 ddl (les mouvements des roues sont négligés).

Le lecteur intéressé par plus de détails peut consulter le très bon état de l'art sur la commande des suspensions présenté par [Hrovat, 1997] et [Tseng and Hrovat, 2015].

Compte tenu de l'importance dans la suite du développement dans les parties 2 et 3 de ce mémoire, le paragraphe suivant est consacré à la commande de la suspension SkyHook.

2.3.1 Commande SkyHook

2.3.1.1 Introduction

Le principe de cette commande, spécifique au type de systèmes étudiés, est d'obtenir un comportement de la suspension identique à celui d'un système fictif dans lequel la caisse serait « accrochée au ciel » par un amortisseur.

La commande SkyHook proposée par [Karnopp et al., 1974] pour un modèle quart de véhicule à 1 ddl consiste à enlever l'amortisseur qui se trouve entre la roue et la caisse et à introduire un amortisseur entre la caisse et un point fixe du ciel.

[Emura et al., 1994] appliquent cette commande, sur un modèle quart de véhicule à 3ddl (une masse non-suspendue et deux masses suspendues l'une sur l'autre), puis ils testent différents actionneurs semi-actifs approchant cette suspension active.

[Moline et al., 1994] utilisent le même type de commande SkyHook sur un modèle quart de véhicule à 2 ddl à suspension active. Ils approchent alors ce système avec un modèle à suspension semi-active à deux lois ou bien à une seule loi continue mais bornée.

[Autran et al., 1995] et [Lévine, 1999] reprennent cette commande SkyHook pour un modèle quart de véhicule à 1ddl, puis l'adaptent pour faire la commande SkyHook généralisée sur un modèle complet de véhicule. De plus, ils utilisent une suspension semi-active pour approcher le comportement du SkyHook et ils proposent de compenser partiellement le ressort de suspension par le biais d'un piston supplémentaire entre la caisse et la roue.

L'inconvénient de cette commande SkyHook est qu'elle ne considère pas les mouvements de la roue. Or cette dernière n'est plus amortie vue l'absence de l'amortisseur de la suspension.

Enfin, [Sohn et al., 2000] proposent une commande SkyHook « modifiée » en rajoutant un degré de liberté. Cela correspond à garder un amortisseur entre la caisse et la roue et un autre entre la caisse et le ciel.

Cette architecture est adoptée dans la suite des développements de ce mémoire.

2.3.1.2 Démonstration

La figure 2.10a illustre une architecture de la suspension SkyHook dite « modifiée » et inspirée des travaux de [Sohn et al., 2000]. La figure 2.10b présente, pour le même type de suspension, une architecture proposée et adoptée dans la suite du développement dans ce mémoire. L'objectif de ce paragraphe est de montrer les conditions nécessaires pour que les schémas des deux architectures soient équivalents.

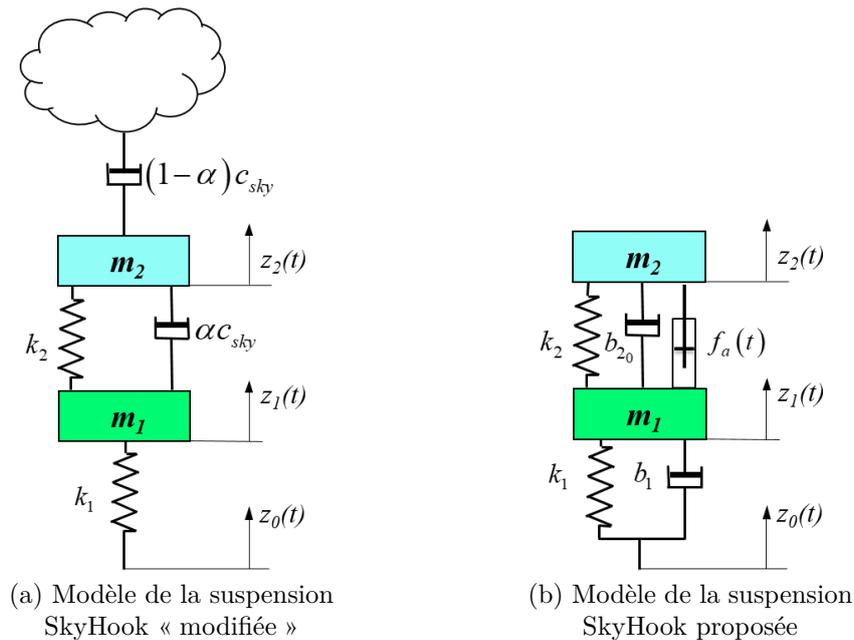


FIGURE 2.10 – Architectures des modèles de suspensions SkyHook : « modifiée » et proposée

Les variables ainsi que les valeurs numériques des paramètres linéaires utilisés pour ces modèles sont définis dans le tableau 2.1.

TABLE 2.1 – Variables et valeurs numériques des paramètres utilisés pour les modèles de suspension SkyHook de la figure 2.10

Paramètre/Variable	Description	Valeur numérique
m_2	masse suspendue	329.5 [Kg]
m_1	masse non suspendue	50 [Kg]
k_2	raideur de la suspension	34 550 [N/m]
k_1	raideur du pneumatique	250 000 [N/m]
b_{20}	coefficient d'amortissement visqueux de la suspension SkyHook proposée	1041 [Ns/m]
b_1	coefficient d'amortissement visqueux du pneumatique	50 [Ns/m]
$z_2(t)$	déplacement de la masse suspendue [m]	
$z_1(t)$	déplacement de la masse non suspendue [m]	
$z_0(t)$	élongation verticale du profil routier [m]	
$f_a(t)$	effort additionnel cible de l'amortisseur [N]	
c_{sky}	amortissement de la liaison au ciel [Ns/m]	
α	pourcentage de l'amortissement c_{sky} utilisé pour la suspension SkyHook \og modifiée \fg{} entre la caisse et la roue[S]	

Les équations qui régissent les mouvements du modèle de la suspension SkyHook inspirée par [Sohn et al., 2000] (Figure 2.10a) sont les suivantes :

$$m_c \ddot{z}_2(t) = K_s(z_1(t) - z_2(t)) - c_{sky} \dot{z}_2(t) + \alpha c_{sky} \dot{z}_1(t) \quad (2.3)$$

$$m_r \ddot{z}_1(t) = K_s(z_2(t) - z_1(t)) + K_p(z_0(t) - z_1(t)) + \alpha c_{sky}(\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)) \quad (2.4)$$

Dans ce qui suit, et afin d'alléger l'écriture, la convention de notation suivante est adoptée :

- $v_2(t) = \dot{z}_2(t)$: Vitesse de caisse [m/s];
- $v_1(t) = \dot{z}_1(t)$: Vitesse de roue [m/s];
- $v_0(t) = \dot{z}_0(t)$: Vitesse du profil de route [m/s];
- $X(s) = TL\{x(t)\}$: Transformée de Laplace de $x(t)$;

Soit $U_a(s)$ la loi de commande du système SkyHook « modifié » :

$$U_a(s) = c_{sky}(V_1(s) - V_2(s)) - (1 - \alpha)c_{sky}V_1(s). \quad (2.5)$$

La distribution des termes dans (2.5) permet de la réécrire sous la forme suivante :

$$U_a(s) = \cancel{c_{sky}V_1(s)} - c_{sky}V_2(s) - \cancel{c_{sky}V_1(s)} + \alpha c_{sky}V_1(s), \quad (2.6)$$

$$U_a(s) = -c_{sky}V_2(s) + \alpha c_{sky}V_1(s). \quad (2.7)$$

En rajoutant et soustrayant le terme $\alpha c_{sky}V_2(s)$ à l'équation précédente, on obtient :

$$U_a(s) = \alpha c_{sky}(V_1(s) - V_2(s)) - (1 - \alpha)c_{sky}V_2(s) \quad (2.8)$$

Ainsi, on montre bien que les équations (2.5) et (2.8) sont égales.

Concernant le schéma de la suspension SkyHook illustré dans la figure 2.10b, $F_a(s) = TL\{f_a(t)\}$ représente l'effort additionnel de la suspension tel que :

$$F_a(s) = -b_{SH}V_2(s). \quad (2.9)$$

La force de suspension correspondant à cette modélisation est définie comme suit :

$$F_s(s) = \frac{k_2}{s}(V_1(s) - V_2(s)) + b_{20}(V_1(s) - V_2(s)) - b_{SH}V_2(s). \quad (2.10)$$

On peut en déduire l'expression de la loi de commande du système SkyHook proposé, soit $U_a^*(s)$:

$$U_a^*(s) = b_{20} (V_1(s) - V_2(s)) - b_{SH} V_2(s). \quad (2.11)$$

Par mise en équivalence entre les équations (2.8) et (2.11), on peut déterminer les expressions de b_{20} et b_{SH} en fonction de c_{sky} et α :

$$\begin{cases} b_{20} = \alpha c_{sky} \\ b_{SH} = (1 - \alpha) c_{sky}. \end{cases} \quad (2.12)$$

Ainsi, b_{SH} peut s'écrire en fonction de b_{20} et α :

$$b_{SH} = \left(\frac{1 - \alpha}{\alpha} \right) b_{20}. \quad (2.13)$$

En factorisant l'équation (2.7), on obtient :

$$U_a(s) = c_{sky} (\alpha V_1(s) - V_2(s)), \quad (2.14)$$

où α apparaît comme une pondération qui en tant que réel pur positif inférieur à l'unité donne moins de poids à l'amplitude de $v_1(t)$ par rapport à celle de $v_2(t)$. Les facteurs d'amortissement correspondant aux modes de caisse et de roue sont donnés, respectivement par ζ_2 et ζ_1 , tels que :

$$\begin{aligned} \zeta_2 &= \frac{c_{sky}}{2\sqrt{k_s m_c}} \\ \zeta_1 &= \frac{\alpha c_{sky}}{2\sqrt{k_p m_r}}. \end{aligned} \quad (2.15)$$

Afin de déterminer les expressions de α et de c_{sky} en fonction des paramètres du modèle de suspension SkyHook proposé (Figure 2.10b), l'équation (2.11) est réécrite comme suit :

$$\begin{aligned} U_a^*(s) &= b_{20} V_1(s) - (b_{20} + b_{SH}) V_2(s) \\ &= (b_{20} + b_{SH}) \left(\left(\frac{b_{20}}{b_{20} + b_{SH}} \right) V_1(s) - V_2(s) \right). \end{aligned} \quad (2.16)$$

Par équivalence avec l'équation (2.14), on déduit :

$$c_{sky} = b_{20} + b_{SH}, \quad (2.17)$$

et

$$\alpha = \frac{b_{20}}{b_{20} + b_{SH}} < 1. \quad (2.18)$$

2.3.2 Contrôle SkyHook optimal

2.3.2.1 Critère de performance

Le contrôle du SkyHook est utilisé pour améliorer le confort des passagers. Ainsi, l'effort $f_a(t)$ est donné par :

$$f_a(t) = -b_{SH}v_2(t). \quad (2.19)$$

Comme cela a été fait par de nombreux auteurs ([Poussot-Vassal et al., 2006]), l'optimalité de la solution est assurée en minimisant les critères de performance J_{accel} , $J_{débatt}$ et $J_{déf_{pneu}}$, respectivement liés à, l'accélération de la masse suspendue, le débattement et la déformation du pneu dont les expressions sont données par :

$$\begin{cases} J_{accel} = \frac{1}{T} E \left[\int_{T_1}^{T_2} |a_2(t)|^2 dt \right], \\ J_{débatt} = \frac{1}{T} E \left[\int_{T_1}^{T_2} |z_{12}(t)|^2 dt \right], \\ J_{déf_{pneu}} = \frac{1}{T} E \left[\int_{T_1}^{T_2} |z_{01}(t)|^2 dt \right], \end{cases} \quad (2.20)$$

où $T = T_2 - T_1$ est la durée totale d'intégration et E représente l'espérance mathématique.

Le critère global peut représenter une combinaison entre différents objectifs, notamment le confort, le débattement de la suspension et la tenue de route.

En considérant un bruit blanc comme entrée de la route $v_0(t)$ appliqué au modèle quart de véhicule sur l'intervalle fréquentiel $[\omega_{min}, \omega_{max}]$ et en appliquant l'égalité de Parseval, il est possible de déduire les critères suivants :

$$\begin{cases} J_a(b_{SH}) = \frac{1}{\lambda_1} \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} |H_a(j\omega, b_{SH})|^2 d\omega, \\ J_{12}(b_{SH}) = \frac{1}{\lambda_2} \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} |H_{12}(j\omega, b_{SH})|^2 d\omega, \\ J_{01}(b_{SH}) = \frac{1}{\lambda_3} \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} |H_{01}(j\omega, b_{SH})|^2 d\omega, \end{cases} \quad (2.21)$$

où, $H_a(s)$, $H_{12}(s)$ et $H_{01}(s)$ sont des transferts d'indicateurs de performance :

$$\begin{cases} H_a(s) = \frac{A_2(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0=0}, \\ H_{12}(s) = \frac{Z_1(s) - Z_2(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0=0}, \\ H_{01}(s) = \frac{Z_0(s) - Z_1(s)}{V_0(s)} \Big|_{F_0=0}, \end{cases} \quad (2.22)$$

et $\lambda_{1,2,3}$ sont les valeurs des critères calculés pour la suspension en mode dégradé ($b_{SH} =$

0) :

$$\begin{cases} \lambda_1 = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} |H_a(j\omega)|^2 d\omega , \\ \lambda_2 = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} |H_{12}(j\omega)|^2 d\omega , \\ \lambda_3 = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} |H_{01}(j\omega)|^2 d\omega . \end{cases} \quad (2.23)$$

Afin d'analyser les indicateurs de performance, les réponses fréquentielles liées à chaque critère et exprimées par (2.22) sont illustrées sur une plage de fréquences de $[0.1; 30]Hz$ dans les figures 2.11a, 2.11b et 2.11c.

Aux basses fréquences, seuls les critères H_a et H_{01} calculés pour le contrôle SkyHook optimal (en bleu) ont le même comportement asymptotique que le mode de fonctionnement dégradé (en rouge).

Cependant, toujours aux basses fréquences, le SkyHook augmente la sensibilité du débatement à l'entrée route comparativement au mode dégradé (Figure 2.11b). Pour les trois critères, le mode de fonctionnement dégradé ainsi que le SkyHook, ont le même pic de résonance au voisinage du mode roue (autour de $11Hz$) et le même comportement asymptotique pour les fréquences plus élevées. De plus, ces figures montrent clairement l'amélioration apportée par le contrôleur SkyHook au mode de caisse (autour de $1.2Hz$).

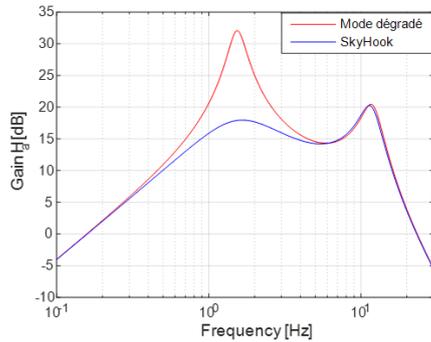
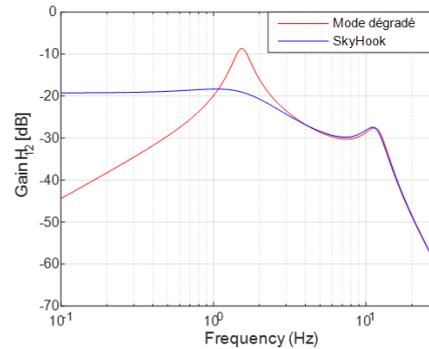
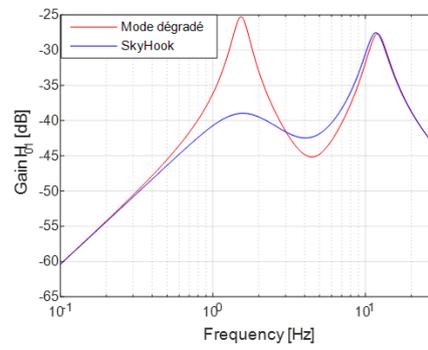
(a) Critère relatif à l'accélération de la masse suspendue $H_a(s)$ (b) Critère relatif au fonctionnement de la suspension $H_{12}(s)$ (c) Critère relatif à la déformation du pneu $H_{01}(s)$

FIGURE 2.11 – Les réponses fréquentielles liées aux critères relatifs à l'accélération de la masse suspendue $H_a(s)$, au débattement de la suspension $H_{12}(s)$ et à la déformation du pneu $H_{01}(s)$

La figure 2.12 présente les critères de performances : J_a pour l'accélération de la masse suspendue, J_{12} pour le débattement et J_{01} pour la tenue de route. Comme illustré, on observe une amélioration des performances par rapport au mode de fonctionnement dégradé, caractérisé par un critère inférieur à 1.

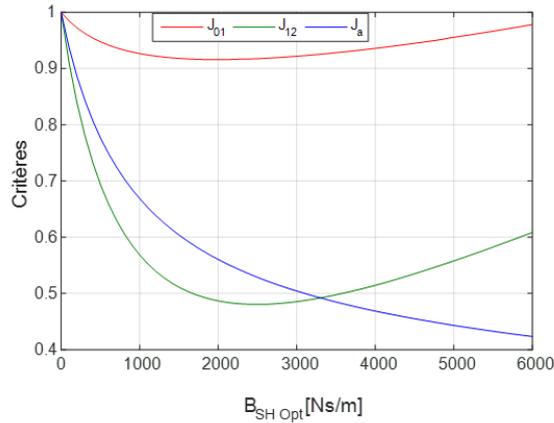


FIGURE 2.12 – Critères de performances : Confort (bleu), débattement de la suspension (vert) et tenue de route (rouge)

2.3.2.2 Méthode proposée

Puisque la tenue de roue est assurée par le choix du coefficient de frottement visqueux b_{20} , le critère J_{Tot} représente une combinaison entre seulement deux objectifs, à savoir le confort et le fonctionnement de la suspension où ρ_a et ρ_{12} sont des pondérations utilisées pour le modèle quart de véhicule contrôlé par l'amortissement SkyHook. Il est exprimé par :

$$J_{Tot}(b_{SH}) = \frac{\rho_a J_a(b_{SH}) + \rho_{12} J_{12}(b_{SH})}{\rho_a + \rho_{12}}. \quad (2.24)$$

La figure 2.13 présente uniquement les critères de performances : J_a pour l'accélération de la masse suspendue et J_{12} pour le débattement.

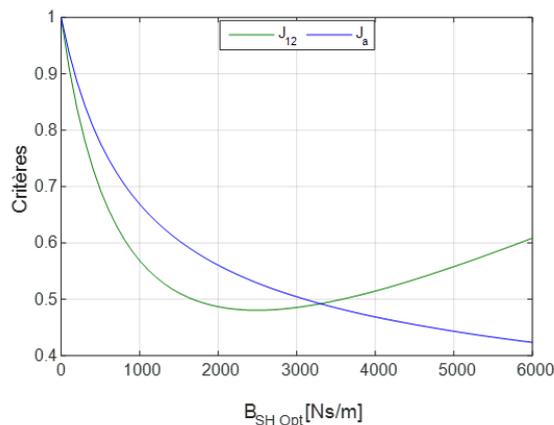


FIGURE 2.13 – Critères de performances : Confort (bleu), et débattement de la suspension (vert)

Comme il n'y a qu'un seul paramètre à optimiser, et à poids égal $\rho_a = \rho_{12} = 1$, le

graphique de la figure 2.14 est utilisé pour déterminer la valeur optimale du paramètre b_{SH} , qui donne une valeur minimale de J_{Tot} . Une valeur de $3758Ns/m$ est optimale bien qu'une certaine plage autour de cette valeur offre des performances similaires.

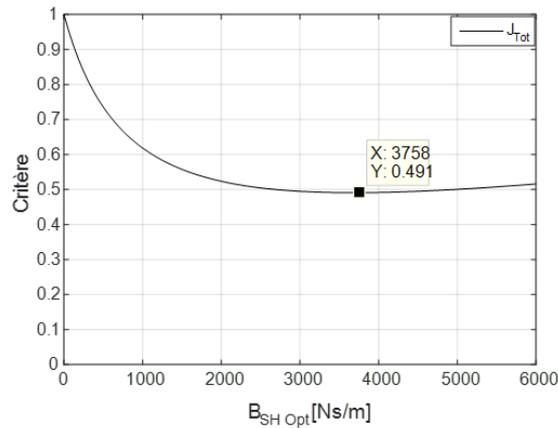


FIGURE 2.14 – Critère total entre confort et débattement

2.4 Conclusion

Ce chapitre permet, dans un premier temps, de définir les différents modèles utilisés pour le véhicule et pour les simulations.

Ces différents modèles seront adoptés dans les prochains chapitres pour la synthèse et pour la validation des différentes lois de commande cibles.

Dans un second temps, différentes lois de contrôle commande mises en œuvre dans la littérature sont passées en revue.

Finalement, une architecture d'un modèle de suspension SkyHook est proposée et utilisée pour la synthèse de la commande SkyHook optimale. Les performances fréquentielles relatives sont présentées et analysées en se comparant au mode dégradé de ce type de système de suspension.

Deuxième partie

Contrôle global de la suspension : Démarche descendante

Chapitre 3

Contrôle global de la suspension

3.1	Introduction	61
3.2	Approche hiérarchisée	62
3.2.1	Superviseur	63
3.2.2	Niveau Navigation	64
3.2.3	Niveau Génération des références	65
3.2.4	Niveau Contrôle	65
3.3	Exemple d'illustration	68
3.3.1	Freinage en ligne droite sur route sèche	68
3.4	Conclusion	78

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, une démarche descendante pour le Contrôle Global du Châssis (CGC) est détaillée.

Cette structure, qui se veut générique dans le cadre du VAC (le conducteur peut être amené à intervenir en fonction du niveau d'automatisation considéré), est composée de 4 niveaux, à savoir :

- Superviseur ;
- Niveau Navigation ;
- Niveau Génération des références ;
- Niveau Contrôle.

Afin de mettre en œuvre cette démarche descendante, un exemple d'illustration, à savoir le freinage en ligne droite sur route sèche, est étudié dans le cas particulier du Contrôle Global de la Suspension (CGS).

La méthodologie utilisée pour la conception des lois de commandes globales (à l'échelle du centre de gravité) et locales (à l'échelle de l'actionneur) est une Synthèse Fréquentielle de Commande Robuste (SFCR) et plus précisément la commande CRONE ([Lanusse et al., 2013]).

La validation de cette approche hiérarchisée est réalisée sur un modèle de véhicule complet à 14 ddl conçu dans SIMULINK.

3.2 Approche hiérarchisée

Afin de faciliter la présentation de l’approche hiérarchisée développée, des notations spécifiques sont définies. Ainsi, concernant les différentes grandeurs physiques $X(t)$ présentes dans la suite de cette étude, la convention de notation suivante est adoptée :

- $X(t)$: variable définie dans un référentiel absolu ;
- $X(t) = X^e + x(t)$, où X^e est la valeur de $X(t)$ en régime stationnaire (composante statique) et $x(t)$ est la variation de $X(t)$ (composante dynamique) autour de X^e ;
- $X(s) = TL\{x(t)\}$: Transformée de Laplace de $x(t)$;
- $\tilde{X}(t)$: Mesure de $X(t)$;
- $\hat{X}(t)$: Estimation de $X(t)$;
- $\bar{X}(t)$: Valeur de référence (ou désirée) de $X(t)$;
- $X_{CdG}(t)$: Variable associée au Centre de Gravité (CdG),

Par ailleurs, les indices $\{ij\}$ sont utilisés pour repérer les quarts de véhicule : $i = 1$ pour l’avant et $i = 2$ pour l’arrière ; $j = 1$ pour la gauche et $j = 2$ pour la droite tels qu’il est indiqué dans la figure 3.1.

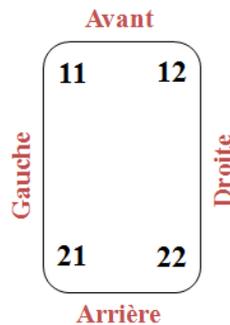


FIGURE 3.1 – Repérage des quarts du véhicule à l’aide des indices $\{ij\}$

La figure 3.2 présente l’architecture hiérarchisée pour la conduite d’un véhicule. Elle comprend cinq niveaux : **Superviseur**, **Navigation**, **Génération des références**, **Contrôle** et **Dynamique du véhicule**. Cette architecture se veut générique dans le cadre du Véhicule Autonome Connecté (VAC). En effet, selon le niveau d’automatisation considéré parmi les cinq existants ([Standard, 2018]), le conducteur peut être amené à intervenir partiellement ou complètement sur les organes de conduite (volant, pédales, ...).

La suite de ce paragraphe est consacrée à la présentation des différents niveaux composant cette architecture.

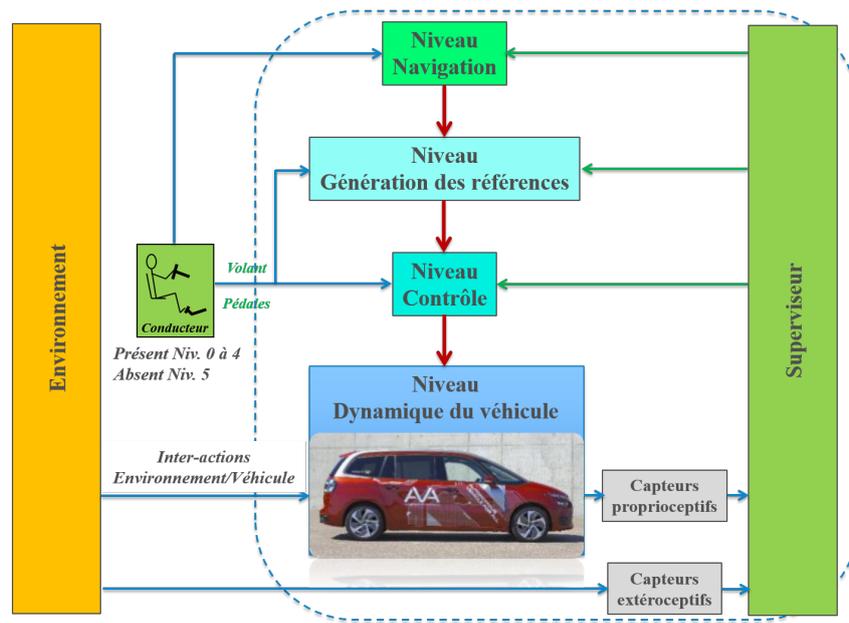


FIGURE 3.2 – Architecture hiérarchisée pour la conduite d'un véhicule

3.2.1 Superviseur

Le superviseur (Figure 3.3) reçoit toutes les mesures disponibles en provenance, non seulement du véhicule (capteurs proprioceptifs : centrale inertie, . . .), mais aussi de l'environnement (capteurs extéroceptifs : caméra, scanner-laser, . . .), ou encore des informations communiquées par l'infrastructure routière ou par d'autres véhicules (partie connectée du véhicule autonome).

Les données issues de ces capteurs « matériel » associées à celles issues des capteurs « logiciel » qui en dérivent, tels que les observateurs à base de modèles, sont fusionnées et utilisées afin de :

- *Surveiller* ;
- *Alerter* le conducteur de manière tactile, visuelle ou sonore ;
- *Décider* d'un changement de stratégie à partir d'indicateurs d'aide à la décision.

Les informations issues du Superviseur sont renvoyées vers les différents niveaux de l'architecture hiérarchisée qui sont détaillés dans ce qui suit.

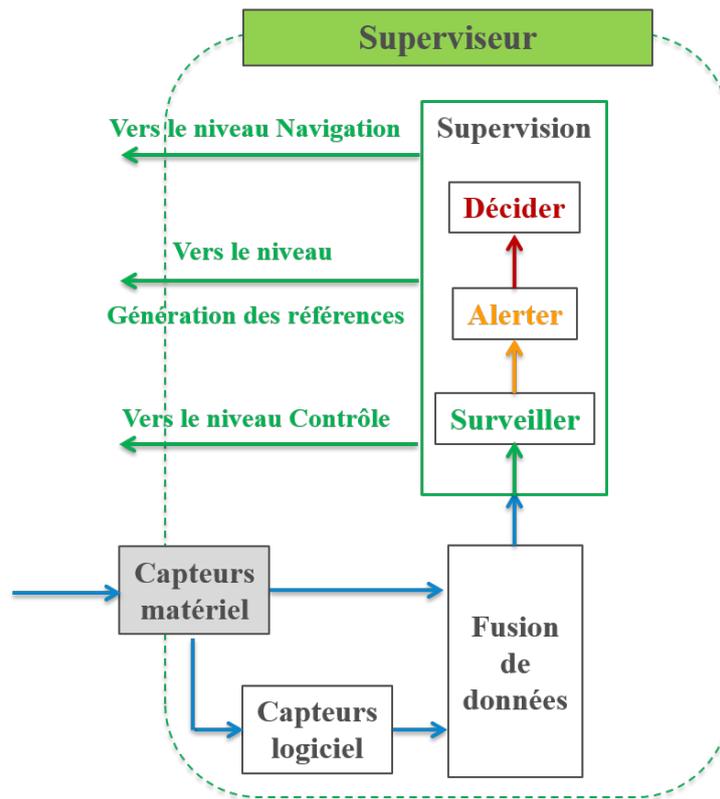


FIGURE 3.3 – Modules au sein du Superviseur

3.2.2 Niveau Navigation

La figure 3.4 illustre les différents modules du niveau Navigation. Les inter-actions Environnement/Conducteur ainsi que les informations issues du Superviseur sont utilisées dans les modules **Perception et Localisation** de l'environnement et **Planification** de l'itinéraire (Ex : Calcul de l'itinéraire d'un point A vers un point B dans le réseau routier, calcul du temps de parcours estimé, planification du trafic routier, limitations de vitesse, positionnement dans la voie, ...).

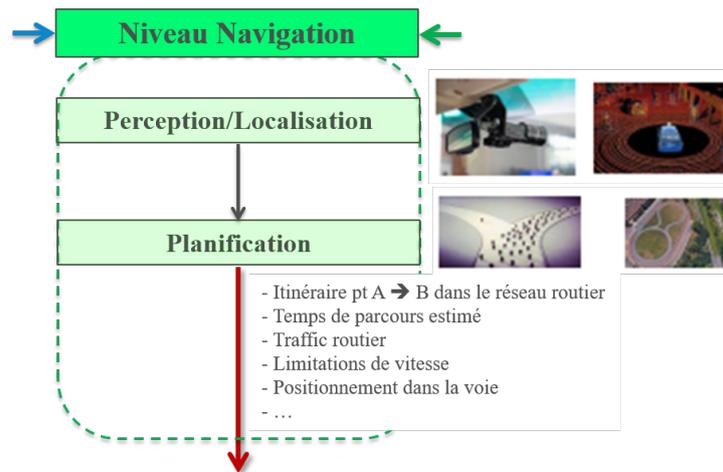


FIGURE 3.4 – Modules au sein du niveau Navigation

3.2.3 Niveau Génération des références

À ce niveau, les références liées au profil de la vitesse du véhicule ainsi qu'à la trajectoire géométrique sont générées. Ces dernières alimentent un modèle de référence du véhicule, qui à son tour, génère toutes les références qui lui y sont liées.

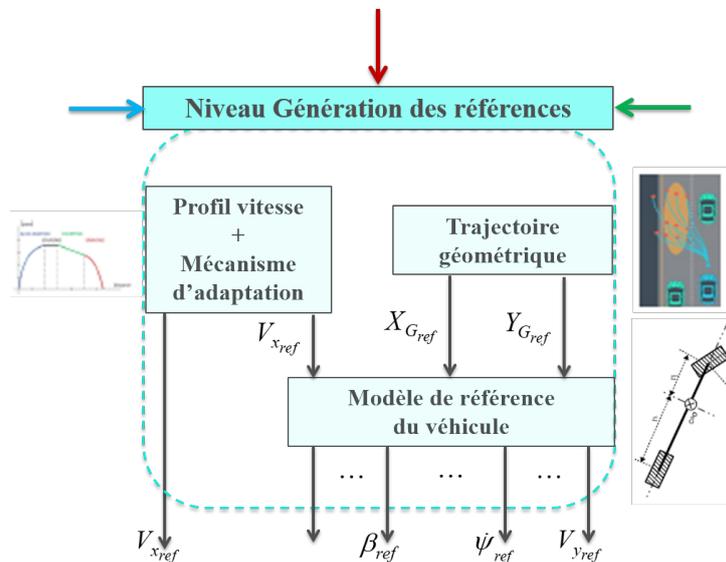


FIGURE 3.5 – Modules au sein du niveau Génération des références.

3.2.4 Niveau Contrôle

Le niveau Contrôle est composé de trois modules, à savoir les **Commandes Globales**, la **Répartition des Liaisons au Sol** et les **Commandes Locales** comme l'illustre la figure 3.6.

Dans ce qui suit, ces modules sont définis et illustrés par un exemple.

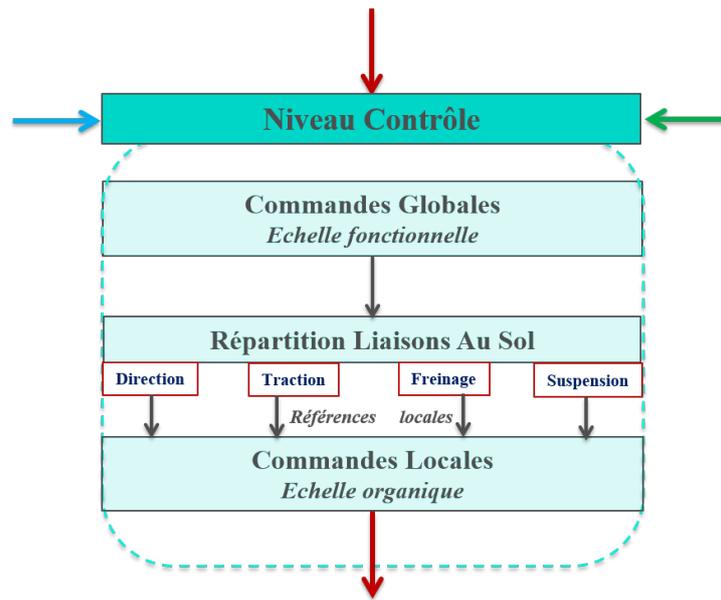


FIGURE 3.6 – Modules au sein du niveau Contrôle.

3.2.4.1 Commandes Globales

Les Commandes Globales (CG) exécutent la stratégie de contrôle associée au domaine de fonctionnement estimé par le superviseur (FIGURE 3.2). Elle est conçue pour générer les forces et les couples de référence appliqués au CdG du véhicule. Les variables de haut niveau à contrôler sont donc les vitesses de translation et de rotation associées aux ddl du CdG (Figure 3.7a). Par exemple, dans une situation de conduite correspondant à la zone de confort, l'objectif est de maîtriser la tenue de caisse, non seulement dans le cadre des sollicitations du conducteur (reports de charge), mais également dans le cadre des sollicitations de la route. Cet objectif se résume à :

$$\begin{cases} - \text{vitesse de Pompage} : V_z(t) = 0 \\ - \text{vitesse de Tangage} : \Omega_\varphi(t) = 0 \\ - \text{vitesse de Roulis} : \Omega_\theta(t) = 0 \end{cases}, \quad (3.1)$$

encore appelé PTR = 0 (Pompage =0, Tangage =0, Roulis =0), [Gay, 2000b].

Un autre exemple de commande globale est présenté dans ([Monot et al., 2017]) pour le contrôle de la stabilité d'un véhicule à travers la régulation de la vitesse de lacet.

3.2.4.2 Répartition des Liaisons au Sol

Le deuxième module de cette architecture hiérarchisée correspond à la répartition des forces et des couples de référence au niveau des LAS. Il joue un rôle essentiel pour le passage des commandes globales (définies à l'échelle fonctionnelle indépendamment de la technologie) aux commandes locales (définies à l'échelle organique au niveau des actionneurs) ([Johansen and Fossen, 2013]). Par exemple dans le cadre de l'objectif PTR=0 (relation (3.1)), ce niveau assure la répartition des efforts de référence aux quatre suspen-

sions ([Gay, 2000b]). Plus généralement, connaissant le nombre N_o d'objectifs formulés analytiquement et le nombre N_a d'actionneurs disponibles, le problème de répartition se résume à trois cas ([Attia et al., 2014]) :

- Si $N_a = N_o$ alors il existe une relation de passage des commandes globales aux commandes locales, et réciproquement ;
- Si $N_a > N_o$ alors le système est sur-actionné ; les actionneurs ayant le plus grand potentiel sont choisis afin de revenir au premier cas ;
- Si $N_a < N_o$ alors le système est sous-actionné ; il est alors possible de réduire le nombre d'objectifs afin de revenir au premier cas, ou bien de reformuler le problème en un problème d'optimisation où les signaux de la Commande Locale sont calculés en minimisant une fonction objectif soumise à des contraintes liées aux limites physiques des actionneurs.

3.2.4.3 Commandes Locales

Enfin, le troisième module est celui des Commandes Locales (CL) pour lesquelles les références sont basées sur les modules précédents (CG et répartition). Ainsi, la commande locale des actionneurs des LAS permet de contrôler les variables de bas niveau, à savoir :

- l'angle de braquage des roues directrices (suivi de trajectoire, contrôle de stabilité par micro-braquage, etc) ;
- la vitesse de rotation des roues pour les cas de traction (ACC, ASR, etc) et de freinage (ESC, ABS, etc) ([Benine-Neto et al., 2017]) et ([Nouillant, 2002]) ;
- les déplacements verticaux des roues (masses non suspendues) et des quatre coins du châssis (masse suspendue) ([Bouvin et al., 2017]).

3.3 Exemple d’illustration

Ce paragraphe présente un exemple dont l’objectif est d’illustrer la démarche de conception d’une telle architecture hiérarchisée.

3.3.1 Freinage en ligne droite sur route sèche

Volontairement pour des raisons didactiques, et sans que cela ne nuise à la démarche générale, le domaine d’étude de cet exemple se résume à une situation de freinage en ligne droite sur route sèche, lisse et horizontale. Dans une première phase du scénario, le véhicule se déplace à vitesse longitudinale V_x constante. Dans une deuxième phase, le système de freinage est activé suivant un profil correspondant à une rampe tronquée dont la durée et la pente sont calibrées pour que la décélération longitudinale $\Gamma_x(t)$ soit inférieure en valeur absolue à $0.4g$ de manière à ce que le domaine de fonctionnement reste dans la zone confort (zone verte (3.3.b)). Cette phase de freinage génère un couple de tangage $C_{t0}(t)$ dont l’expression est donnée par ([Gillespie, 1992b]) :

$$C_{t0}(t) = -H M_T \Gamma_x(t), \quad (3.2)$$

où H représente la hauteur du CdG et M_T la masse totale du véhicule. Si on suppose que le châssis est indéformable, alors les reports de charge $F_{0_ij}(t)$ vus par les quatre quarts du véhicule et résultant du couple $C_{t0}(t)$ de mise en tangage sont donnés par (GILLESPIE 1992) :

$$\begin{cases} F_{0_11}(t) = F_{0_12}(t) = +\frac{1}{2L}C_{t0}(t) \\ F_{0_21}(t) = F_{0_22}(t) = -\frac{1}{2L}C_{t0}(t) \end{cases}, \quad (3.3)$$

où L représente l’empattement du véhicule (distance entre les deux essieux). Dans le cas d’une suspension passive, ces reports de charge longitudinaux entraînent la plongée du véhicule (mouvement de tangage). A noter qu’en dehors d’un freinage d’urgence ([Gillespie, 1992b]), la décélération longitudinale $\Gamma_x(t)$ est proportionnelle au déplacement $X_p(t)$ de la pédale de frein, soit :

$$\Gamma_x(t) = \lambda_x X_p(t), \quad (3.4)$$

λ_x étant une constante fonction du système de freinage et des paramètres inertiels et géométriques du véhicule considéré.

Dans cette étude, le véhicule considéré est un C4 Picasso illustré par la figure 3.7a équipé d’un régulateur d’assiette permettant de tenir la caisse sous sollicitations conducteur lors des phases de freinage et de mise en virage. Afin de limiter volontairement la consommation énergétique, le domaine de fonctionnement de ce régulateur d’assiette est limité à la zone confort (3.7b).

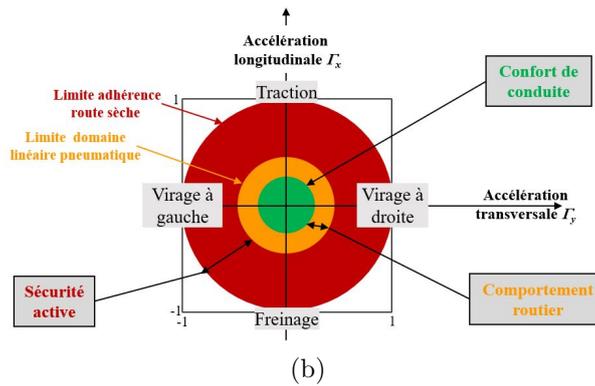
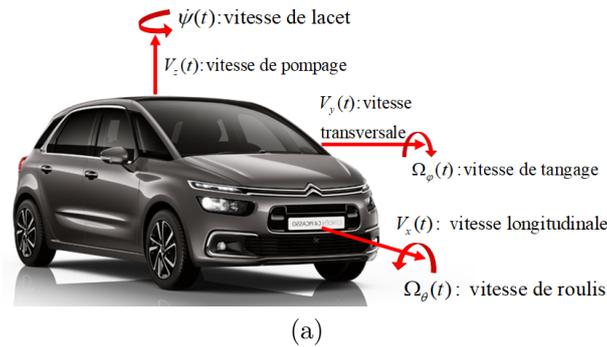


FIGURE 3.7 – (a) Repérage des trois principales directions utilisées en dynamique du véhicule, (b) diagramme des zones linéaire et non linéaire du pneumatique

Par ailleurs, un modèle à 14 ddl de la dynamique du véhicule développé sous Matlab/SIMULINK est utilisé pour les simulations temporelles de la dynamique du véhicule, en particulier lors de la phase finale de validation des lois de commande (modèle de validation) ([Létévé, 2014]).

Les sections suivantes présentent, de manière plus détaillée, chacun des quatre niveaux composant la commande hiérarchisée du CGC qui, dans le cas particulier de l'exemple d'illustration, se limite au Contrôle Global de la Suspension (CGS).

3.3.1.1 Superviseur

Le superviseur reçoit, à travers les quatre capteurs de débattements et les trois accéléromètres, les mesures :

- des débattements $\tilde{Z}_{21_ij}(t)$;
- des accélérations caisse $\tilde{A}_{2_11}(t)$, $\tilde{A}_{2_12}(t)$ et $\tilde{A}_{2_21}(t)$;
- du déplacement $\tilde{X}_p(t)$ de la pédale de frein ;
- de l'angle volant.

À partir de ces mesures, sont estimés :

- les déplacements verticaux $\hat{Z}_{2_ij}(t)$ et les vitesses verticales $\hat{V}_{2_ij}(t)$ des quatre quarts du véhicule ;
- la vitesse de tangage $\hat{\Omega}_\varphi(t)$ du CdG ;

- le couple de mise en tangage $\hat{C}_{t0}(t)$, qui s'écrit :

$$\hat{C}_{t0}(t) = H_0 M_{T0} \lambda_x \hat{X}_p(t), \quad (3.5)$$

où H_0 représente la hauteur du CdG associée à la masse totale à vide M_{T0} (considérée comme paramètre nominal).

Dans cette étude, la masse totale M_T du véhicule est considérée comme un paramètre incertain ne faisant pas l'objet d'une estimation. Ainsi, la seule valeur supposée connue est sa valeur à vide M_{T0} inscrite sur la carte grise du véhicule. De la même manière, les forces $\hat{F}_{sp_ij}(t)$ développées par les éléments passifs des quatre suspensions sont estimées à l'aide d'une relation de la forme :

$$\hat{F}_{sp_ij}(t) = k_{2_ij} \tilde{Z}_{21_ij}(t) + b_{2_ij} \tilde{V}_{21_ij}(t), \quad (3.6)$$

où k_{2_ij} et b_{2_ij} représentent les valeurs fournies par le constructeur de la raideur du ressort et du coefficient de frottement visqueux de l'amortisseur de la suspension $\{ij\}$ respectivement.

Pour le scénario retenu, la figure 3.8 présente le déplacement $X_p(t)$ de la pédale de frein généré par le conducteur (Figure 3.8a), ainsi que la décélération $\Gamma_x(t)$ (Figure 3.8b) et le couple de mise en tangage $C_{t0}(t)$ (Figure 3.8c) qui en résultent. Ces tracés sont obtenus à l'aide du simulateur à 14 ddl et permettent de bien vérifier :

- la cohérence entre la définition du domaine d'étude (fonctionnement dans la zone confort de la 3.7b) et le calibrage de la sollicitation conducteur (déplacement pédale de frein) ;
- le caractère linéaire entre le couple de mise en tangage $C_{t0}(t)$, la décélération longitudinale $\Gamma_x(t)$ et le déplacement $X_p(t)$ de la pédale de frein.

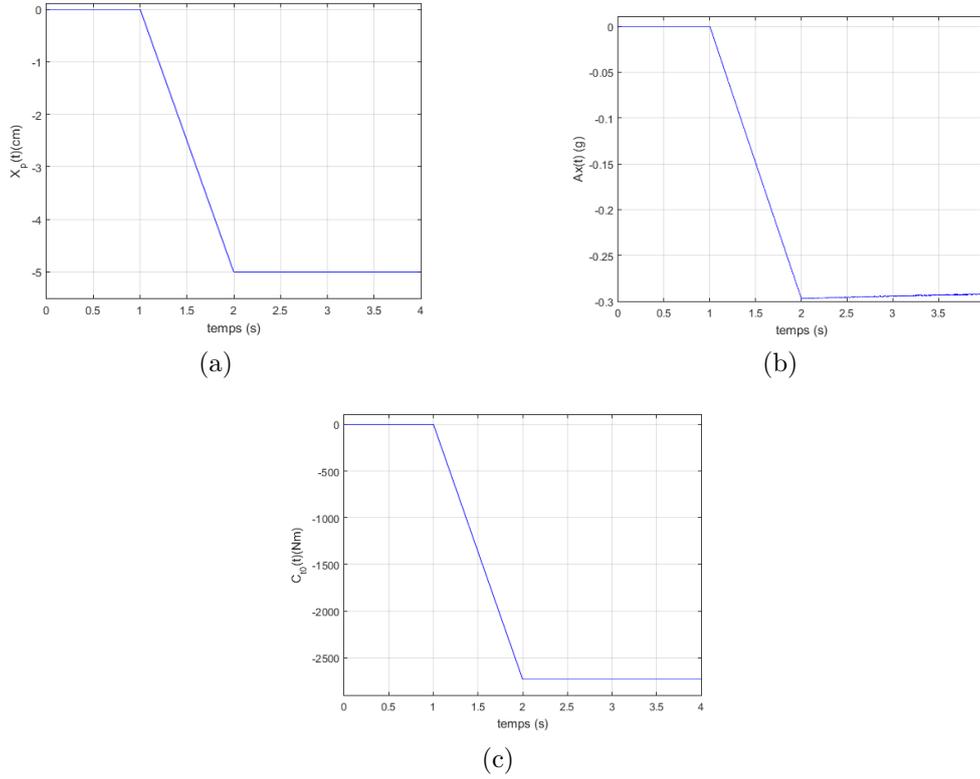


FIGURE 3.8 – Déplacement $X_p(t)$ de la pédale de frein généré par le conducteur (a), décélération $\Gamma_x(t)$ (b) et couple de mise en tangage $C_{t0}(t)$ pour le scénario retenu (c)

3.3.1.2 Commandes Globales

L'objectif de la commande globale est la régulation de la vitesse de tangage $\Omega_\varphi(t)$ autour de zéro lors des phases de freinage se situant dans la zone de confort. La méthodologie utilisée pour la conception de la commande globale est une SFCR, et plus précisément la commande CRONE ([Lanusse et al., 2013]). Le modèle de synthèse est défini à partir du Principe Fondamental de la Dynamique (PFD) appliqué à l'inertie de tangage I_{yy} du véhicule et écrit sous sa forme causale intégrale, soit :

$$\Omega_\varphi(t) = \frac{1}{I_{yy}} \int_0^t C_{\Sigma y}(\tau) d\tau + \Omega_\varphi(0), \quad (3.7)$$

où $C_{\Sigma y}(t)$ est le couple résultant égal à la somme algébrique des couples extérieurs appliqués à l'inertie de tangage I_{yy} soit :

$$C_{\Sigma y}(t) = C_{t0}(t) + C_{at}(t). \quad (3.8)$$

Le couple anti-tangage de référence (ou désiré), noté $\bar{C}_{at}(t)$, résulte de la somme d'un couple d'anticipation $C_{FF}(t)$ issu d'une commande Feedforward et d'un couple $C_{FB}(t)$ issu d'un régulateur, soit :

$$\bar{C}_{at}(t) = C_{FF}(t) + C_{FB}(t), \quad (3.9)$$

$$\text{où } C_{FF}(t) = -\hat{C}_{t0}(t) \text{ et } C_{FB}(s) = -K_G(s) \tilde{\Omega}_\varphi(s). \quad (3.10)$$

La figure 3.9 présente le schéma de synthèse utilisé pour le calcul du régulateur $K_G(s)$ où la vitesse de tangage $\Omega_\varphi(s)$ est obtenue à partir de la transformée de Laplace de l'équation (3.7) sous l'hypothèse de conditions initiales nulles. A noter que cette hypothèse est cohérente avec la phase initiale du scénario où le véhicule se déplace à vitesse longitudinale V_x constante et donc où $\Omega_\varphi(0) = 0$. La fonction de transfert $P(s)$ qui apparaît alors entre $C_{\Sigma y}(s)$ et $\Omega_\varphi(s)$ est un intégrateur avec un paramètre inertiel I_{yy} dont la valeur varie entre la configuration à vide et celle totale en charge du véhicule, soit :

$$P(s) = \frac{1}{I_{yy}s}, \quad (3.11)$$

où le paramètre incertain $I_{yy} \in [2615; 3740] \text{ kg.m}^2$.

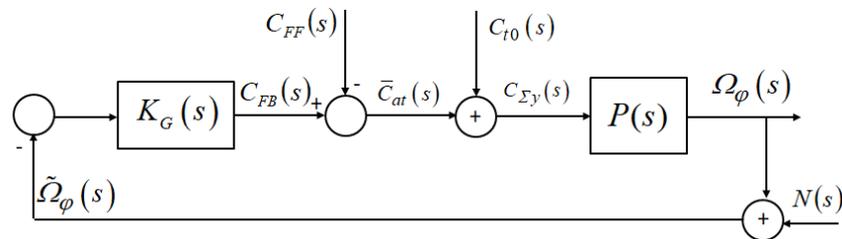


FIGURE 3.9 – Schéma de synthèse utilisé pour le calcul du régulateur $K_G(s)$

Par ailleurs, la traduction des spécifications du cahier des charges en matière de commande conduit à :

- pour le **degré de stabilité** : un facteur de résonance de la fonction de sensibilité complémentaire $Q_T \leq 3 \text{ dB}$;
- pour la **rapidité** : une bande passante la plus grande possible, sachant que l'on souhaite une bande passante minimale au moins quatre fois plus rapide que la bande passante du conducteur dont la borne supérieure est estimée au voisinage de $2.5Hz$;
- pour la **précision en régime permanent** : une erreur relative inférieure à 1% ;
- pour la **limite de la commande** : $\max |\bar{C}_{at}| \leq 16000 \text{ Nm}$;

A partir des données de synthèse (constituées par l'ensemble des spécifications du cahier des charges, du transfert $P(s)$, des incertitudes paramétriques et de la définition des signaux d'entrée pour le domaine d'étude retenu), un régulateur CRONE de deuxième génération est synthétisé.

Le lecteur peu familiarisé avec la commande CRONE trouvera en annexe (A) le détail de la synthèse des trois générations de cette commande.

Ainsi, conformément à la démarche de SFCR développée pour la commande CRONE de deuxième génération, l'expression fractionnaire de la fonction de transfert $K_G(s)$ du

régulateur de la commande globale obtenue est de la forme :

$$K_G(s) = \beta_0 I_{yy0} s \left(\frac{1 + s/\omega_l}{s/\omega_l} \right)^{n_l} \left(\frac{1 + s/\omega_h}{1 + s/\omega_l} \right)^{n_u} \frac{1}{(1 + s/\omega_h)^{n_h}}, \quad (3.12)$$

où β_0 est une constante positive, I_{yy0} l'inertie de tangage à vide, ω_l et ω_h des fréquences transitionnelles telles que $\omega_l < \omega_h$, n_l l'ordre aux basses fréquences de la fonction de transfert en boucle ouverte, notée $\beta_G(s)$, n_u l'ordre de $\beta_G(s)$ au voisinage de la fréquence au gain unité, notée ω_u , et n_h l'ordre de $\beta_G(s)$ aux hautes fréquences. En prenant $n_l = n_h = 2$ (comportement double intégrateur de $\beta_G(s)$ aux basses et hautes fréquences) et $n_u = 1.5$ (comportement intégrateur d'ordre non entier 1.5 de $\beta_G(s)$ pour tangenter le contour d'amplitude $Q_T = 3dB$ dans le plan de Nichols), l'expression (3.12) de $K_G(s)$ se résume à :

$$K_G(s) = \frac{K_0}{s} \left(\frac{1 + s/\omega_l}{1 + s/\omega_h} \right)^m, \quad (3.13)$$

où $K_0 = \beta_0 I_{yy0} \omega_l^2$ et $m = 2 - n_u$. Finalement, les valeurs numériques des quatre paramètres de la forme fractionnaire du régulateur CRONE sont : $m = 0.5$, $\omega_l = 7.15 \text{ rad/s}$, $\omega_h = 551 \text{ rad/s}$ et $K_0 = 2.69 \cdot 10^6 \text{ Nms/rad}$.

Les réponses fréquentielles de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_G(s)$ sont présentées dans les plans de Bode (3.10.a) et Nichols (3.10.b) pour l'inertie minimale (en bleu) et l'inertie maximale (en rouge). Conformément aux objectifs de la commande CRONE ([Oustaloup, 1991]), la figure 3.10.b met bien en évidence la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations de l'inertie (d'un facteur 1.43) avec un gabarit vertical qui tangente le même contour d'amplitude à 3 dB quelle que soit la valeur de I_{yy} . Quant à la rapidité de la commande, fixée par la valeur de ω_u , elle diminue quand l'inertie augmente, passant ainsi d'une valeur de $\omega_u = 62.8 \text{ rad/s}$ à vide à $\omega_u = 49.3 \text{ rad/s}$ en charge.

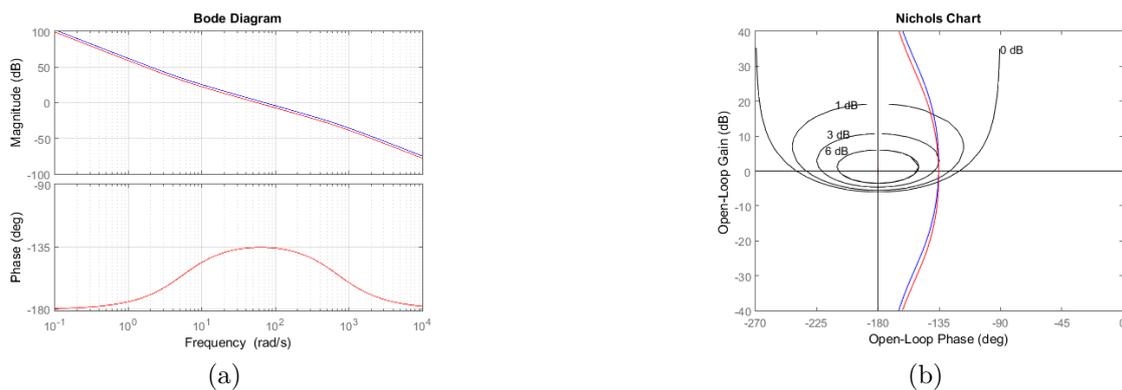


FIGURE 3.10 – Diagrammes de Bode (a) et de Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_G(s)$ pour l'inertie minimale (bleu) et l'inertie maximale (rouge)

3.3.1.3 Répartition

Le rôle du niveau **Répartition** est d'assurer le passage du couple anti-tangage de référence $\bar{C}_{at}(t)$ aux efforts $\bar{F}_{s_ij}(t)$ que doivent développer les quatre suspensions pour atteindre l'objectif de tenir la caisse sous sollicitation conducteur. Idéalement, cet objectif est atteint si les efforts $F_{s_ij}(t)$ générés par les quatre suspensions sont égaux et opposés aux reports de charge $F_{0_ij}(t)$. Par conséquent, si on suppose que le châssis est indéformable, les valeurs de référence $\bar{F}_{s_ij}(t)$ sont déterminées à partir de $\bar{C}_{at}(t)$ conformément à la relation :

$$\begin{cases} \bar{F}_{s_11}(t) = \bar{F}_{s_12}(t) = +\frac{1}{2L}\bar{C}_{at}(t) \\ \bar{F}_{s_21}(t) = \bar{F}_{s_22}(t) = -\frac{1}{2L}\bar{C}_{at}(t) \end{cases} \quad (3.14)$$

3.3.1.4 Commandes Locales

Quatre boucles de commande locale sont réalisées à ce dernier niveau pour assurer la régulation autour de zéro des variations des déplacements verticaux $Z_{2_ij}(t)$ des masses suspendues des quatre quarts du véhicule. La figure 3.11a présente un modèle quart de véhicule à 2 ddl où $Z_{0_ij}(t)$ représente l'élongation verticale du profil routier, $Z_{1_ij}(t)$ les déplacements verticaux des masses non suspendues (roues), m_{1_ij} et m_{2_ij} étant, respectivement, les masses non suspendues et suspendues, k_{1_ij} et b_{1_ij} désignant, respectivement, la rigidité verticale et le coefficient de frottement visqueux équivalent du pneumatique.

Compte tenu du domaine d'étude, à savoir un déplacement sur une route horizontale et lisse (pas d'entrée route : $Z_{0_ij}(t) = 0$) et de la très faible sensibilité du déplacement vertical $Z_{1_ij}(t)$ des masses non suspendues aux reports de charge dans la zone confort, un modèle quart de véhicule à 1 ddl est retenu pour la synthèse des régulateurs locaux où les paramètres incertains sont les masses suspendues m_{2_ij} variant entre à vide et en charge (Figure 3.11b). Ainsi, chaque suspension développe une force $F_{s_ij}(t)$ qui résulte

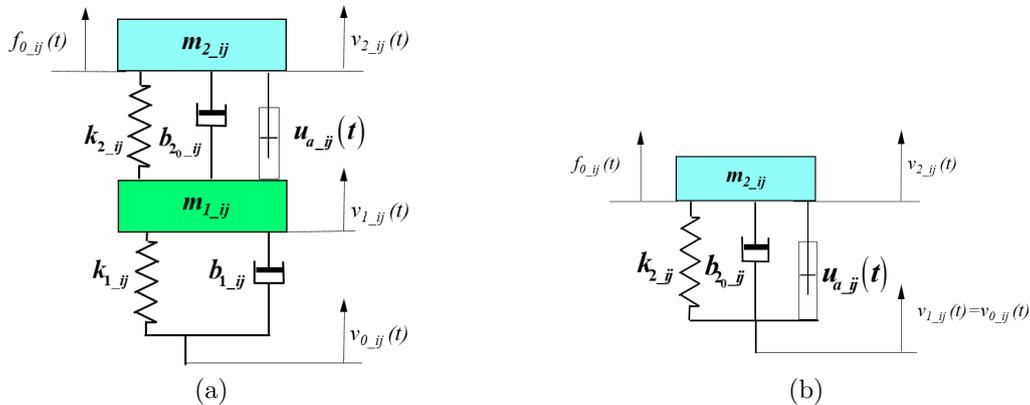


FIGURE 3.11 – Modèles quart de véhicule : pour la validation (a) et pour la synthèse (b)

de la somme de deux composantes : $F_{sp_ij}(t)$ développée par les éléments passifs (ressort

et amortisseur) et $U_{a_ij}(t)$ développée par l'actionneur, soit :

$$F_{s_ij}(t) = F_{sp_ij}(t) + U_{a_ij}(t). \quad (3.15)$$

La force $U_{a_ij}(t)$ développée par chaque actionneur résulte elle-même de la somme d'un terme d'anticipation (Feedforward) $U_{FF_ij}(t)$ et d'un terme de régulation (Feedback) $U_{FB_ij}(t)$, soit :

$$U_{a_ij}(t) = U_{FF_ij}(t) + U_{FB_ij}(t), \quad (3.16)$$

où la force $U_{FF_ij}(t)$ est définie par la différence entre la force de référence $\bar{F}_{s_ij}(t)$ que doit développer la suspension et la force estimée $\hat{F}_{sp_ij}(t)$ développée par les éléments passifs, soit :

$$U_{FF_ij}(t) = \bar{F}_{s_ij}(t) - \hat{F}_{sp_ij}(t). \quad (3.17)$$

De plus, la fonction de transfert $G(s)$ du modèle utilisé pour la synthèse (3.11.b) entre la commande en force $U_{a_ij}(s)$ et le déplacement vertical $Z_{2_ij}(s)$ est donnée par :

$$G(s) = \frac{Z_{2_ij}(s)}{U_{a_ij}(s)} = \frac{1}{m_{2_ij} s^2 + b_{2_ij} s + k_{2_ij}}, \quad (3.18)$$

où, $m_{2_ij} \in [270.7; 513.2] \text{ kg}$, $k_{2_ij} = 9644.8 \text{ N/m}$ et $b_{2_ij} = 1620 \text{ Ns/m}$. La figure 3.12 présente le schéma fonctionnel utilisé pour la synthèse de la commande locale.

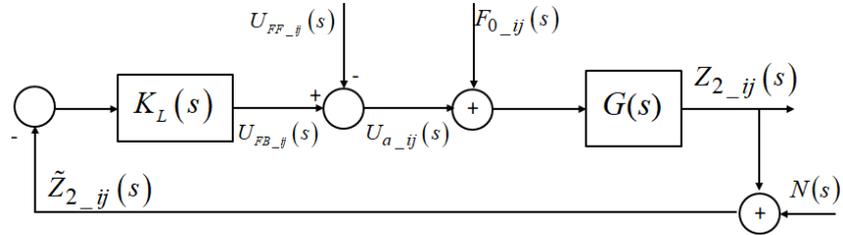


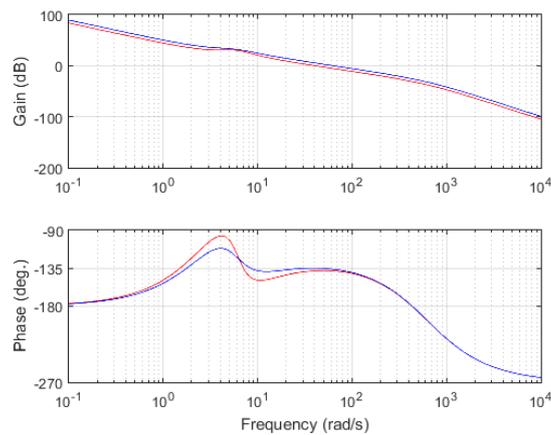
FIGURE 3.12 – Schéma fonctionnel pour la synthèse de la commande locale

Les spécifications du cahier des charges pour les commandes locales sont choisies identiques à celles des commandes globales, seule la spécification sur le maximum est différente puisqu'il s'agit ici d'une commande en force (et non en couple) limitée à 4000 N par actionneur. Ainsi, à partir des données de synthèse, un régulateur CRONE de première génération est synthétisé. Toujours pour des raisons de place, les différentes étapes de la synthèse ne sont pas détaillées dans ce chapitre. A noter qu'un seul et unique régulateur CRONE identique pour les quatre suspensions est synthétisé. Ainsi, conformément à la démarche de SFCR développée pour la commande CRONE de première génération, l'expression fractionnaire de la fonction de transfert $K_L(s)$ du régulateur des commandes locales obtenu est de la forme :

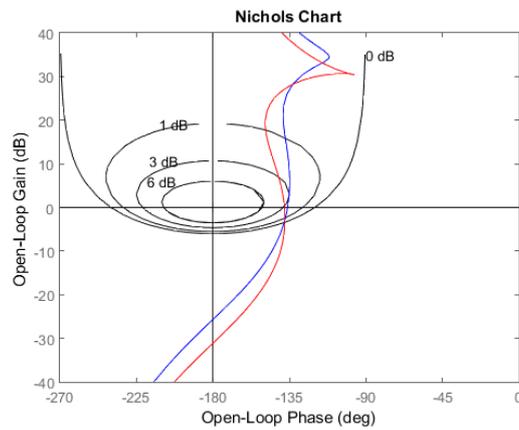
$$K_L(s) = C_0 \left(\frac{1 + s/\omega_1}{s/\omega_1} \right)^{m_l} \left(\frac{1 + s/\omega_2}{1 + s/\omega_3} \right)^m \left(\frac{1}{1 + s/\omega_4} \right)^{m_h}, \quad (3.19)$$

où $m_l = 2$, $m = 0.5$, $m_h = 1$, $\omega_1 = \omega_2 = 4.1 \text{ rad/s}$ et $\omega_3 = \omega_4 = 628.3 \text{ rad/s}$, $C_0 = 2.72 \cdot 10^5 \text{ Ns/rad}$.

Comme pour les commandes globales, seules les réponses fréquentielles de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_L(s)$ sont présentées dans les plans de Bode (3.13.a) et Nichols (3.13.b) pour les masses suspendues minimale (en bleu) et maximale (en rouge). Là encore, la figure 3.13.b met bien en évidence la robustesse du degré de stabilité vis-à-vis des variations de la masse suspendue (d'un facteur 1.89) avec un gabarit vertical qui tangente le même contour d'amplitude de 3 dB quelle que soit la valeur de m_{2_ij} . Quant à la rapidité de la commande, fixée par la valeur de ω_u , elle diminue quand la masse augmente, passant ainsi d'une valeur de $\omega_u = 62.8 \text{ rad/s}$ à vide à $\omega_u = 40.1 \text{ rad/s}$ en charge.



(a)



(b)

FIGURE 3.13 – Diagrammes de Bode (a) et de Nichols (b) de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta_L(s)$ pour la masse minimale (bleu) et la masse maximale (rouge)

3.3.1.5 Analyse des résultats

A l’aide du modèle à 14 ddl, pour le scénario retenu et dans le cadre de la commande hiérarchisée telle que définie dans cette étude, la figure 3.14a présente les tracés du Jerk de tangage (dérivée première de l’accélération par rapport au temps) obtenus à vide (en bleu) et en charge (en rouge) avec le système en mode actif. Les niveaux de Jerk obtenus sont très faibles dans le sens où ils sont acceptables par le corps humain et ne produisent pas de l’inconfort.

La figure 3.14b présente, avec la même légende les tracés de l’accélération de tangage $\dot{\Omega}_\varphi(t)$ obtenus avec le système en mode actif (en trait continu) et en mode dégradé (en traits pointillés), c’est-à-dire avec les quatre actionneurs en panne. En mode actif. L’accélération de tangage est très proche de zéro, à un niveau non perceptible par les occupants du véhicule.

La figure 3.14c présente, toujours avec la même légende, les tracés de la vitesse de tangage $\Omega_\varphi(t)$. Là aussi, en mode actif, la vitesse de tangage est très proche de zéro, à un niveau non perceptible par les occupants du véhicule.

La figure 3.14d présente, avec la même légende, les tracés de l’angle de tangage $\varphi(t)$ résultant de l’intégration de la vitesse $\Omega_\varphi(t)$. De la même façon, en mode actif, l’angle de tangage est très proche de zéro, à un niveau non perceptible par les occupants du véhicule. Les tracés de ces quatre variables de haut niveau, c’est-à-dire situées au niveau du CdG, illustrent bien la tenue de caisse sous sollicitation conducteur. Un zoom a été fait sur les tracés de l’accélération $\dot{\Omega}_\varphi(t)$, de la vitesse $\Omega_\varphi(t)$ ainsi que de l’angle $\varphi(t)$ de tangage (Figures 3.14b, 3.14c et 3.14d) afin d’observer le faible niveau de chacune de ces variables en mode actif.

Les figures 3.14e et 3.14d illustrent les résultats au niveau organique. Ainsi, la figure 3.14e présente les reports de charge $F_{0_ij}(t)$ appliqués aux quatre coins du véhicule à vide (en bleu) et en charge (en rouge) ainsi que les efforts $U_{a_ij}(t)$ (somme des composantes Feedforward et Feedback) développés par les quatre actionneurs. Cette figure illustre, notamment, le fait que les efforts des actionneurs sont bien de signe opposé et d’amplitude très proche de ceux des reports de charge.

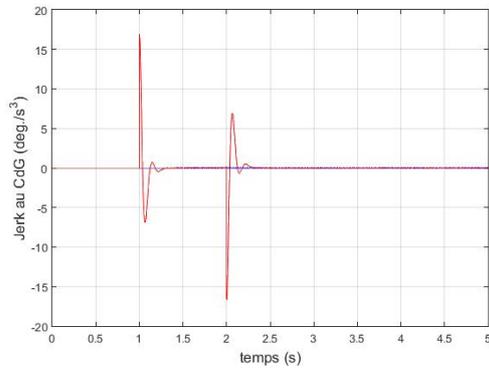
Afin de quantifier la contribution de chacune de ces deux composantes Feedforward $U_{FF_ij}(t)$ et Feedback $U_{FB_ij}(t)$, la figure 3.14f présente leurs tracés. Pour rappel, dans cette étude, la masse totale M_T du véhicule est considérée comme un paramètre incertain ne faisant pas l’objet d’une estimation. La seule valeur supposée connue au niveau du superviseur, et utilisée pour l’anticipation, est sa valeur à vide M_{T0} . Ainsi, lorsque le véhicule est à vide, d’une part, et en l’absence (cas idéal) de bruit de mesure et de perturbation autre que les reports de charge, d’autre part, la composante Feedforward $U_{FF_ij}(t)$ (tracé en bleu de la figure 3.14f) représente 100% de l’effort $U_{a_ij}(t)$ développé par chaque actionneur, la composante Feedback $U_{FB_ij}(t)$ étant nulle (tracé en bleu de

la figure 3.14f). Au contraire, lorsque le véhicule est en pleine charge, la composante Feedforward $U_{FF_ij}(t)$ (tracé en rouge de la figure 3.14f) représente 70% de l'effort total $U_{a_ij}(t)$ développé par chaque actionneur, la composante Feedback $U_{FB_ij}(t)$ assurant le complément (tracé en rouge de la figure 3.14f).

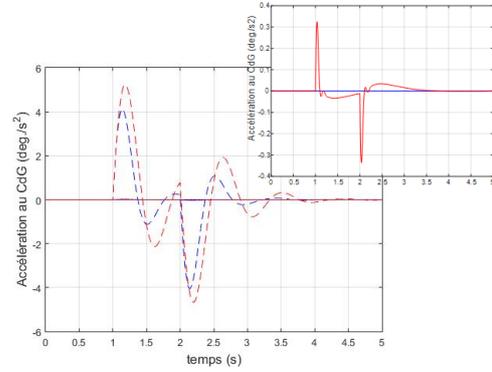
3.4 Conclusion

Face à une problématique aussi complexe que la coordination de l'ensemble des ADAS présents dans un véhicule, surtout dans un contexte autonome et connecté, une architecture hiérarchisée et générique est incontournable. Dans cette architecture, le **Superviseur** joue un rôle essentiel en raison, notamment, de la présence des modules **Fusion de données** de l'environnement, **Surveillance**, **Alerte** et **Décision**. Les variables de références et les états paramétriques des régulateurs robustes transmis aux niveaux inférieurs dépendent du domaine de fonctionnement (confort, comportement routier ou sécurité) estimés par le superviseur. Ensuite, le niveau **Commandes Globales** situé au niveau inférieur, à l'échelle fonctionnelle, permet de définir des stratégies générales indépendamment des contraintes liées aux solutions technologiques (mécanique, électrique, hydraulique, . . .). Puis, le niveau **Répartition** assure le passage du **Commandes Globales** à celui des **Commandes Locales**, situé à l'échelle organique, en choisissant la ou les liaisons au sol concernées par la mise en œuvre de la stratégie de commande. Enfin, le dernier niveau est composé de toutes les boucles des commandes locales indispensables pour atteindre les différents objectifs.

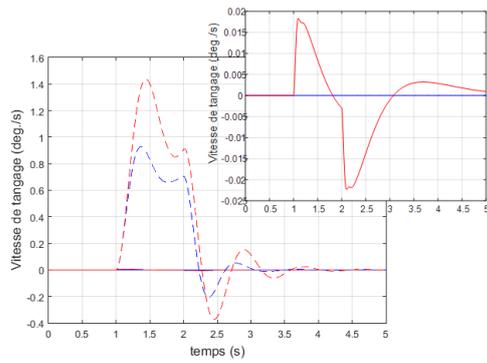
Pour des raisons didactiques, l'exemple d'illustration proposé n'exploite volontairement pas tout le potentiel de cette architecture. En effet, le domaine d'étude de cet exemple se résume à une situation de freinage en ligne droite sur route sèche, lisse et horizontale. Ainsi, dans le domaine associé au confort, l'objectif est de tenir la caisse sous sollicitations conducteur par action sur la suspension. Les performances temporelles simulées mettent en évidence l'intérêt d'une telle approche pour atteindre l'objectif.



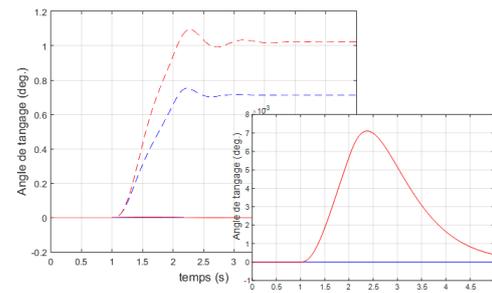
(a) Jerk au centre de gravité $J_\varphi(t)$



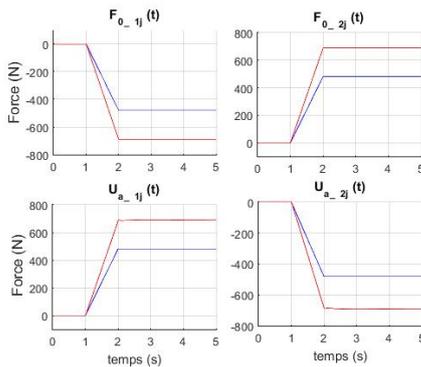
(b) Accélération de tangage au centre de gravité $A_\varphi(t)$



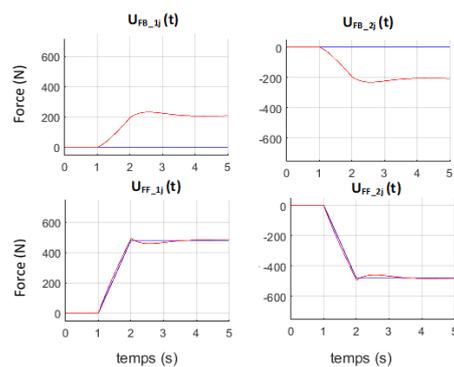
(c) Vitesse de tangage au centre de gravité $\Omega_\varphi(t)$



(d) Angle de tangage au centre de gravité $\varphi_G(t)$



(e) Reports de charge $F_{0_ij}(t)$ et efforts des actionneurs $U_{a_ij}(t)$



(f) Effort Feedback résultant de la régulation $U_{FB_ij}(t)$ et effort d'anticipation Feedforward $U_{FF_ij}(t)$

FIGURE 3.14 – Performances temporelles

Chapitre 4

Démarche d'analyse et de conception d'une suspension

4.1	Introduction	81
4.2	Méthode développée pour l'analyse et la conception	82
4.2.1	Modèle d'analyse et de synthèse dans l'espace modal	82
4.2.2	Stratégies de Contrôle	87
4.3	Conclusion	107

4.1 Introduction

Ces dernières années, la présence des suspensions contrôlées s'est accrue et commence à toucher tous les segments de l'industrie automobile. La suspension pilotée est présente sur un grand nombre de véhicules : chez Opel sous le nom d'Adaptive FlexRide, chez Peugeot (AMVAR ou Variable Damping), chez Citroën (Hydractive), chez BMW (EDC ou Electronic Damper Control), chez Ford (IVDC, Interactive Vehicle Dynamics Control) et d'autres constructeurs. Une suspension contrôlée est capable de s'adapter en fonction de la nature de la perturbation. La loi de commande peut être continue ou discontinue en fonction des actionneurs disponibles. L'enjeu de ces suspensions « intelligentes » se situe donc au niveau de la partie commande, qui doit être capable d'identifier la nature de la perturbation sur le véhicule et d'adapter la suspension en conséquence. La conception de systèmes de suspension contrôlés pour les véhicules routiers vise à améliorer les performances du véhicule en matière de confort et de tenue de roue [Hamrouni et al., 2019].

Le confort peut être défini comme la capacité d'un véhicule donné à isoler les passagers des vibrations du sol. Mais, il s'agit d'une sensation subjective qui dépend du véhicule et de nombreux autres paramètres externes comme le bruit, la température, la santé des passagers.

La tenue de roue peut être définie comme la capacité d'un véhicule donné à minimiser les mouvements des roues par rapport au sol. Contrairement au confort, il ne s'agit pas d'une sensation subjective. En effet, la tenue de roue résulte uniquement de la conception

et des réglages des différents composants du véhicule, tels que les barres anti-roulis, les suspensions, les pneus, le châssis, *etc.*

Dans ce chapitre, une démarche d'analyse et de conception de suspensions est présentée.

L'originalité de cette démarche consiste d'abord à proposer des lois de comportement cibles, appelées aussi lois de commande, à l'échelle fonctionnelle indépendamment des aspects technologique et organique.

L'objectif de cette étude est de concevoir une stratégie de contrôle généralisée qui améliore le confort basses fréquences (BF) tout en assurant une tenue de roue minimale.

Parmi les différentes méthodes de contrôle existantes dans la littérature et suivant les spécifications industrielles, deux approches sont établies dans ce chapitre : une première basée sur l'approche optimale SkyHook (section 2.3.2.2) [Karnopp, 1989] et [Poussot-Vassal et al., 2006] et une deuxième, aussi de type SkyHook, fondée sur l'amortissement critique. Ces deux approches sont utilisées pour le « benchmarking » en plus de la suspension série linéarisée ainsi que la suspension en mode dégradé.

L'approche SkyHook, combinée à une Synthèse Fréquentielle de Commande Robuste (SFCR CRONE) [Oustaloup, 2014], est ensuite mise en œuvre afin d'atteindre les objectifs définis précédemment. La suspension résultant de la méthodologie proposée, qui est dénommée CRONE SkyHook, est comparée aux approches définies et utilisées pour le « benchmarking ».

4.2 Méthode développée pour l'analyse et la conception

4.2.1 Modèle d'analyse et de synthèse dans l'espace modal

Le modèle d'analyse et de synthèse dans l'espace modal, décrit pour la première fois dans [Esmailzadeh and Fahimi, 1997], est constitué d'une masse suspendue en translation verticale (pompage $v_z(t)$), et en rotation sur deux axes horizontaux (tangage $\omega_\varphi(t)$ et roulis $\omega_\theta(t)$), et des quatre masses non suspendues, chacune en translation verticale (vitesse de roue $v_{1_{ij}}(t)$).

Chaque masse non suspendue est reliée au sol par un pneu modélisé par une raideur, et à la masse suspendue par une suspension constituée d'un amortisseur et d'un ressort.

Ce modèle classique a déjà été utilisé dans [Zin, 2005b] et [Sammier, 2001].

Deux types d'excitations sont appliqués à ce modèle, à savoir le transfert de charge et l'excitation verticale de la route. Pour le transfert de charge, il existe des couples de mise en tangage et de mise en roulis ($c_{0\varphi}(t)[Nm]$ et $c_{0\theta}(t)[Nm]$) ainsi qu'une force de mise en pompage ($f_{0z}(t)[N]$). En ce qui concerne l'excitation de la route, il y a $v_{0_{ij}}(t)[m/s]$.

Afin d'obtenir un modèle de suspension pour l'analyse et la conception de la commande, un premier plan P_1 passant par les quatre centres de roue est lié à un repère de masse non suspendue $R_1 = [O_1, \vec{x}_1, \vec{y}_1, \vec{z}_1]$ et un second P_2 passant par les quatre contacts pneu/route lié à un repère de route $R_0 = [O_0, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0]$ sont introduits. $R_2 = [O_2, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_2]$ est le repère de la masse suspendue.

La figure 4.1 illustre la définition des trois repères liés à la dynamique verticale du modèle de synthèse.

À noter que $\vec{z}_0 = \vec{z}_1 = \vec{z}_2$, $O_2 = G$ est le centre de masse (ou centre de gravité), O_0 et O_1 sont des projections verticales de G dans les plans P_0 et P_1 , respectivement.

L'analyse modale et la synthèse du confort basse fréquence (voir dans [Deprez et al., 2005] et [Zin et al., 2008]), définies dans la gamme de fréquences $[0; 5]Hz$, sont étudiées au niveau du centre de gravité G . Dans cette gamme de fréquences, on peut considérer que le modèle vertical complet passe de 7 à 3 degrés de liberté (ddl) et que :

$$\begin{cases} v_{z1}(t) = v_{z0}(t); \\ \omega_{\varphi1}(t) = \omega_{\varphi0}(t); \\ \omega_{\theta1}(t) = \omega_{\theta0}(t). \end{cases} \quad (4.1)$$

L'analyse modale peut être obtenue par trois modèles représentant chacun un ddl, à savoir le pompage, le tangage et le roulis. Les variables et les paramètres de ces modèles sont donnés dans le tableau 4.1.

TABLE 4.1 – Variables et paramètres des modèles modaux

Paramètre/variable	Description
M_2	Masse suspendue totale [Kg]
I_{yy}, I_{xx}	Inerties en tangage et en roulis [$Kg.m^2$]
$K_{2z}, K_{2\varphi}, K_{2\theta}$	Raideurs totales de la suspension [N/m]
$B_{20z}, B_{20\varphi}, B_{20\theta}$	Coefficients d'amortissement linéaires totaux [Ns/m]
$v_z(t)$	Vitesse de la masse suspendue [m/s]
$v_{z1}(t)$	Vitesse de la masse non suspendue [m/s]
$\omega_{\varphi}(t), \omega_{\theta}(t)$	Vitesses angulaires de tangage et de roulis [deg/s]
$\omega_{\varphi1}(t), \omega_{\theta1}(t)$	Vitesses angulaires de la masse non suspendue [deg/s]
$u_z(t), u_{\varphi}(t), u_{\theta}(t)$	Efforts additionnels [N]
$f_{0z}(t)$	Force de mise en pompage [N]
$c_{0\varphi}, c_{0\theta}$	Couples de mise en tangage et de mise en roulis [Nm]

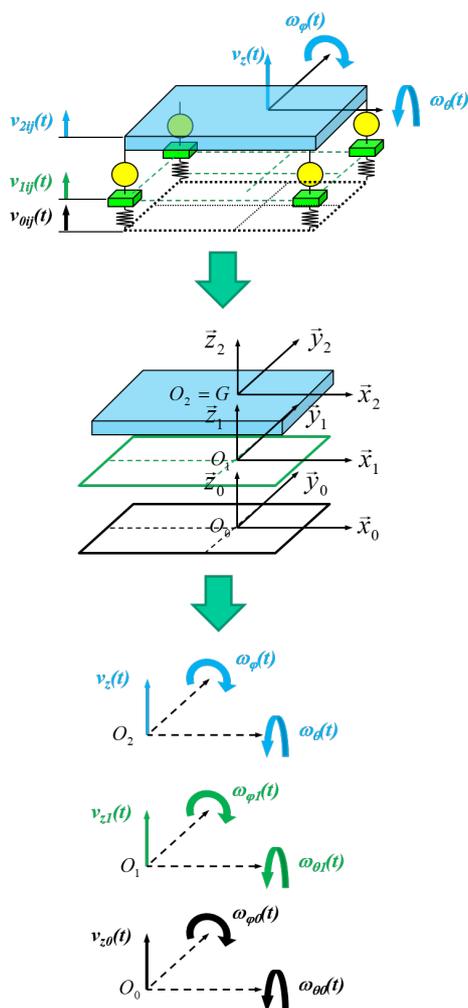


FIGURE 4.1 – Description de la dynamique verticale pour l'obtention d'un modèle d'analyse et de synthèse dans l'espace modal

Les paramètres figurant dans le tableau 4.1 résultent de la somme des quatre paramètres de chaque quart de véhicule. Par exemple, pour le pompage :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_2 = \sum_{i=1, j=1}^2 m_{2ij} \\ K_{2z} = \sum_{i=1, j=1}^2 k_{2ij} \\ B_{20z} = \sum_{i=1, j=1}^2 b_{20ij} \end{array} \right. \quad (4.2)$$

avec i, j désignant les quarts de véhicule : $i = 1$ pour l'avant, $i = 2$ pour l'arrière ; $j = 1$ pour la gauche et $j = 2$ pour la droite (Figure 3.1).

Les expressions de la vitesse de caisse $v_z(t)$ ainsi que des vitesses angulaires de tangage et de roulis $\omega_\varphi(t)$ et $\omega_\theta(t)$, sont données par les relations de causalité exprimées ci-dessous :

$$v_z(t) = \frac{1}{M_2} \int_0^t f_{\Sigma z}(\tau) d\tau + v_z(0); \quad (4.3)$$

$$\omega_\varphi(t) = \frac{1}{J_\varphi} \int_0^t C_{\Sigma\varphi}(\tau) d\tau + \omega_\varphi(0); \quad (4.4)$$

$$\omega_\theta(t) = \frac{1}{J_\theta} \int_0^t C_{\Sigma\theta}(\tau) d\tau + \omega_\theta(0). \quad (4.5)$$

Les trois variables $v_z(t)$, $\omega_\varphi(t)$, et $\omega_\theta(t)$ représentent la vitesse de pompage, la vitesse angulaire de tangage autour de l'axe des y, et la vitesse angulaire de roulis autour de l'axe des x, respectivement. Le terme $f_{\Sigma z}(t)$ (N) représente la somme de toutes les forces verticales appliquées au châssis, c'est-à-dire :

$$f_{\Sigma z}(t) = f_{0z}(t) + u_z(t) + f_s(t), \quad (4.6)$$

avec $f_{0z}(t)$ et $f_s(t)$ représentent, respectivement, les reports de charge et les forces de suspension passive à chaque coin du véhicule :

$$f_s(t) = \sum_{i=1, j=1}^2 f_{s_{ij}}(t), \quad (4.7)$$

$$f_{0z}(t) = \sum_{i=1, j=1}^2 f_{0_{ij}}(t). \quad (4.8)$$

Le terme $u_z(t)$ est l'effort désiré pour la régulation de la vitesse de pompage telle que :

$$U_z(s) = -C_z(s) V_z(s), \quad (4.9)$$

où $C_z(s)$ représente la fonction de transfert du contrôleur en pompage. $C_{\Sigma\varphi}(t)$ (Nm) est la somme algébrique de tous les couples externes appliqués autour de l'axe y, et est définie comme suit :

$$C_{\Sigma\varphi}(t) = c_{0\varphi}(t) + u_\varphi(t) + c_{s\varphi}(t) \quad (4.10)$$

avec $c_{0\varphi}(t)$ étant le couple de tangage induit par le freinage, l'accélération, ..., $c_{s\varphi}(t)$ représente le couple passif d'anti-tangage du véhicule, et $u_\varphi(t)$ est le couple actif d'anti-tangage fourni par les efforts de contrôle de la suspension active, et défini par :

$$u_\varphi(t) = u_{FF,\varphi}(t) + u_{FB,\varphi}(t), \quad (4.11)$$

avec $u_{FF,\varphi}(t)$ est le couple Feedforward et $u_{FB,\varphi}(t)$ est le couple Feedback qui régule la vitesse de tangage $\Omega_\varphi(s)$ à travers la fonction de transfert $C_\varphi(s)$, comme suit :

$$U_{FB,\varphi}(s) = -C_\varphi(s) \Omega_\varphi(s). \quad (4.12)$$

De même, $C_{\Sigma\theta}(t)$ ($N.m$) est la somme algébrique de tous les couples externes appliqués autour de l'axe des x , et est définie comme suit :

$$C_{\Sigma\theta}(t) = c_{0\theta}(t) + u_{\theta}(t) + c_{s\theta}(t), \quad (4.13)$$

avec $c_{0\theta}(t)$ étant le couple de mise en roulis, $c_{s\theta}(t)$ représente le couple passif d'anti-roulis du véhicule et $u_{\theta}(t)$ est le couple actif d'anti-roulis fourni par les efforts de contrôle de la suspension active, et défini par :

$$u_{\theta}(t) = u_{FF,\theta}(t) + u_{FB,\theta}(t), \quad (4.14)$$

où, $u_{FF,\theta}(t)$ est la composante Feedforward du couple et $u_{FB,\theta}(t)$ est le couple feedback qui régule la vitesse de roulis $\Omega_{\theta}(s)$ à travers la fonction de transfert $C_{\theta}(s)$, tel que :

$$U_{\theta}(s) = -C_{\theta}(s) \Omega_{\theta}(s) \quad (4.15)$$

Les efforts d'anticipation (Feedforward) sont estimés en se basant sur les formules suivantes :

$$u_{FF,\varphi}(t) = -h_{CdG} M_2 \lambda_{\varphi} \tilde{x}_{p\varphi}(t), \quad (4.16)$$

$$u_{FF,\theta}(t) = -h_{CdG} M_2 \lambda_{\theta} \tilde{x}_{p\theta}(t), \quad (4.17)$$

avec $\tilde{x}_{p\varphi}(t)$ et $\tilde{x}_{p\theta}(t)$ sont respectivement le déplacement mesuré de la pédale de traction/freinage et l'angle volant. Les valeurs constantes de λ_{φ} et de λ_{θ} dépendent de la réponse des systèmes de freinage et de traction, du comportement du système de direction, de la géométrie du véhicule et des paramètres inertiels. L'objectif principal de ces couples d'anticipation est de s'opposer aux perturbations du conducteur, et donc de fournir une compensation rapide de la dynamique du châssis.

La figure 4.2 montre un schéma simplifié qui illustre la dynamique de caisse. En effet, cette modélisation est utilisée pour l'analyse et la synthèse des commandes, où son domaine de validité est défini par deux hypothèses principales : la gamme de fréquences est limitée à $[0 - 5]Hz$, c'est-à-dire l'étude du confort à basse fréquence, et la matrice d'inertie du châssis est supposée diagonale, dans laquelle les trois axes de pompage, de tangage et de roulis passent par le centre de gravité du châssis.

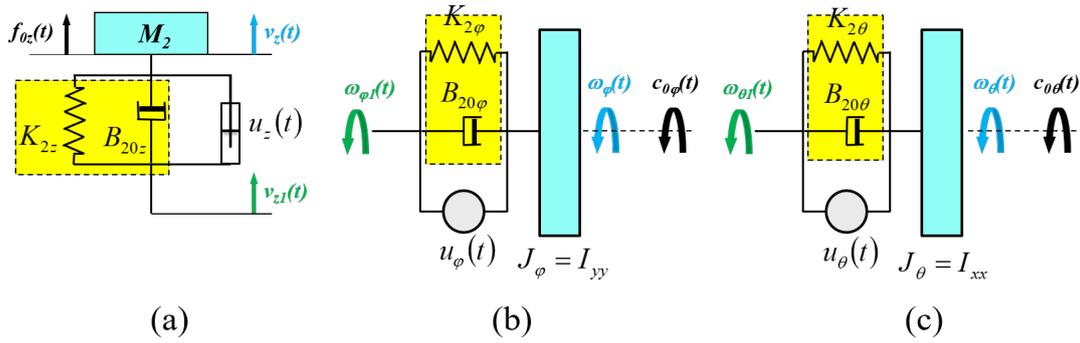


FIGURE 4.2 – Schémas illustrant la dynamique de caisse dans l'espace modal : Mouvements (a) de pompe, (b) de tangage, et (c) de roulis

Dans ce qui suit, la démarche d'analyse et de conception est développée seulement pour le pompe, mais elle est exactement la même pour le tangage et le roulis.

Les valeurs numériques des paramètres utilisées pour le modèle en pompe dans l'espace modal sont données dans le tableau 4.2.

TABLE 4.2 – Les valeurs numériques des paramètres utilisées pour le modèle en pompe dans l'espace modal

Paramètre	Description	Valeur numérique
M_2	Masse suspendue totale	1596 [Kg]
M_1	Masse non suspendue totale	230 [Kg]
K_{2z}	Raideur totale de la suspension	116 160 [N/m]
K_{1z}	Raideur totale du pneumatique	10^6 [N/m]
B_{1z}	Coefficient d'amortissement visqueux total du pneumatique	200 [Ns/m]

4.2.2 Stratégies de Contrôle

L'objectif de cette partie est de concevoir une nouvelle stratégie qui améliore le confort Basses Fréquences (BF) tout en garantissant une tenue de roue minimale.

4.2.2.1 Méthode d'analyse du confort Basses Fréquences

Le schéma causal traduisant le modèle à 1 ddl en pompe dans l'espace modal de la figure 4.2.a est donné par la figure 4.3.

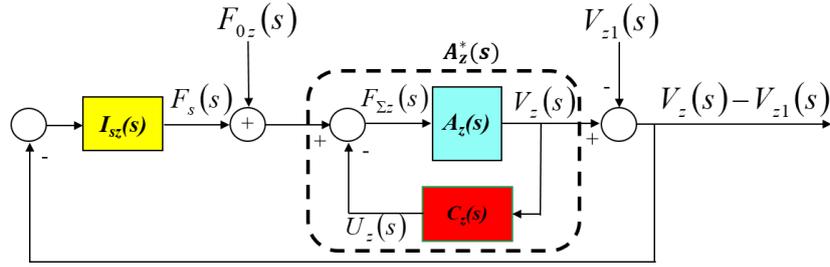


FIGURE 4.3 – Schéma causal traduisant le modèle à 1 ddl en pompage dans l'espace modal de la figure 4.2.a

$I_{sz}(s)$ est l'impédance de la suspension définie par la fonction de transfert entre l'effort de la suspension $F_s(s)[N]$ et la vitesse de débattement $V_z(s) - V_{z1}(s)[m/s]$:

$$I_{sz}(s) = \frac{F_s(s)}{V_z(s) - V_{z1}(s)} = \frac{K_{2z}}{s} + B_{20z}, \quad (4.18)$$

$A_{2z}(s)$ est l'admittance de la masse suspendue M_2 donnée par :

$$A_z(s) = \frac{V_z(s)}{F_{\Sigma z}(s)} = \frac{1}{M_2 s}, \quad (4.19)$$

avec $F_{\Sigma z}(s)$ est la somme algébrique des efforts appliqués à la masse suspendue M_2 . $C_z(s)$ étant l'impédance du système additionnel définie par :

$$C_z(s) = \frac{U_z(s)}{V_z(s)}. \quad (4.20)$$

$A_z^*(s)$ est introduit comme étant l'admittance modifiée de la masse suspendue totale M_2 :

$$A_z^*(s) = \frac{A_z(s)}{1 + C_z(s)A_z(s)}. \quad (4.21)$$

La fonction de transfert en boucle ouverte, $\beta_z^*(s)$ définie par le produit de l'impédance $I_{sz}(s)$ de la suspension et de l'admittance $A_z^*(s)$ de la masse suspendue totale M_2 :

$$\beta_z^*(s) = I_{sz}(s) A_z^*(s) = \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z} \right) \left(\frac{1}{M_2 s + C_z(s)} \right) \quad (4.22)$$

$$= \frac{V_z(s)}{V_{z1}(s) - V_z(s)} \Big|_{F_{0z}=0}. \quad (4.23)$$

La vitesse $V_z(s)$ de pompage peut être exprimée en fonction des sollicitations de la

roue $V_{z1}(s)$ et du conducteur $F_{0z}(s)$, comme suit :

$$V_z(s) = \frac{A_z^*(s)I_{sz}(s)}{1 + A_z^*(s)I_{sz}(s)}V_{z1}(s) + \frac{A_z^*(s)}{1 + A_z^*(s)I_{sz}(s)}F_{0z}(s) \quad (4.24)$$

$$= \frac{\beta_z^*(s)}{1 + \beta_z^*(s)}V_{z1}(s) + \frac{A_z^*(s)}{1 + \beta_z^*(s)}F_{0z}(s). \quad (4.25)$$

Ainsi, les indicateurs de performance liés aux transferts de Caisse/Roue $V_z(s)/V_{z1}(s)$ et au transfert Caisse/Reports de charge $V_z(s)/F_{0z}(s)$ ont pour expression :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left. \frac{V_z(s)}{V_{z1}(s)} \right|_{F_{0z}=0} = \frac{\beta_z^*(s)}{1+\beta_z^*(s)} = T_z^*(s), \\ \left. \frac{V_z(s)}{F_{0z}(s)} \right|_{V_{z1}=0} = \frac{A_z^*(s)}{1+\beta_z^*(s)} F_{0z}, \end{array} \right. \quad (4.26)$$

où $T_z^*(s)$ est le transfert en transmission absolue utilisé pour imposer les spécifications de confort BF.

Dans ce qui suit, sont présentées les différentes étapes de la démarche proposée, à savoir :

- **Etape 1** : Définition de la suspension série linéarisée et utilisée pour le « benchmarking » ;
- **Etape 2** : Définition du mode dégradé assurant une tenue de roue minimale ;
- **Etape 3** : Définition de l'approche SH optimale (SH_{Opt}) utilisée pour le « benchmarking » ;
- **Etape 4** : Définition de l'approche SH fondée sur l'amortissement critique (SH_{Ac}) utilisé pour le « benchmarking » ;
- **Etape 5** : Définition du CRONE SH (CSH).

Etape 1 - Suspension série linéarisée et utilisée pour le « benchmarking »

Selon les spécifications PSA, la suspension série métallique présentée par le schéma simplifié de la figure 4.4, est l'une des suspensions utilisées pour le « benchmarking » dans cette démarche d'analyse et de conception.

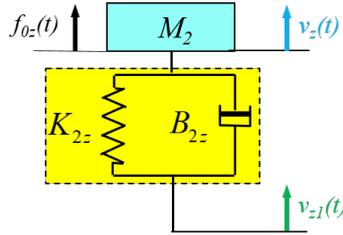


FIGURE 4.4 – Modèle de « benchmarking »

Ce modèle permet d'assurer une tenue de caisse minimale caractérisée par un facteur de résonance maximal $Q_2 \leq 2$ du transfert Caisse/Route ($V_z(s)/V_{z0}(s)$). Ainsi, le coefficient de frottement visqueux correspondant est $B_{2z} = 2\zeta_{2z} \sqrt{K_{2z} M_2} = 10\,200 [Ns/m]$.

Le schéma causal traduisant le modèle de « benchmarking » à 1 ddl en pompage dans l'espace modal est donné par la figure 4.5.

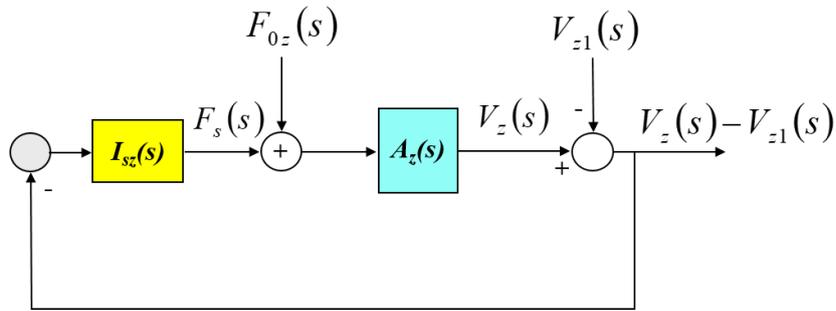


FIGURE 4.5 – Schéma causal de la boucle représentative du modèle quart de véhicule simplifié à 1 ddl en pompage du modèle de « benchmarking »

L'impédance de ce type de suspension $I_{sz}(s)$ est donnée par :

$$I_{sz}(s) = \frac{K_{2z}}{s} + B_{2z}. \quad (4.27)$$

En tenant compte de l'expression de l'admittance de la masse suspendue M_2 donnée par l'équation (4.19), l'expression du transfert en boucle ouverte $\beta_z(s)$ peut s'exprimer ainsi :

$$\beta_z(s) = I_{sz}(s)A_z(s) = \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{2z} \right) \frac{1}{M_2 s}. \quad (4.28)$$

ou encore :

$$\beta_z(s) = \left(1 + \frac{s}{\omega_{2z}} \right) \left(\frac{\omega_{n2z}}{s} \right)^2. \quad (4.29)$$

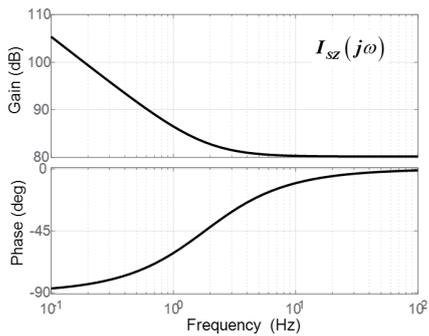
Les pulsations naturelles non amorties ($\omega_{n2z}, \omega_{n1z}$) et les facteurs d'amortissement ($\zeta_{2z},$

ζ_{1z}) caractérisant, respectivement, les modes de caisse et de roue sont calculés :

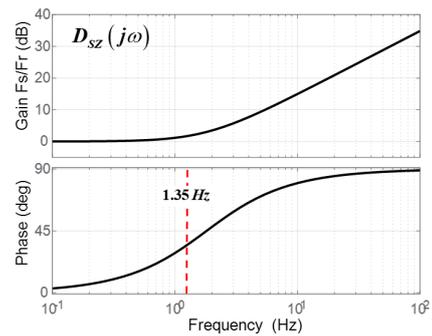
$$\begin{cases} \omega_{n_{2z}} = \sqrt{\frac{K_{2z}}{M_2}} = 8.53 \text{ rad/s (1.35 Hz)} \\ \zeta_{2z} = \frac{B_{2z}}{2\sqrt{K_{2z} M_2}} = 0.374 \end{cases} \quad (4.30)$$

$$\begin{cases} \omega_{n_{1z}} = \sqrt{\frac{K_{1z} + K_{2z}}{M_1}} = 69.66 \text{ rad/s (11.08 Hz)} \\ \zeta_{1z} = \frac{B_{1z} + B_{2z}}{2\sqrt{(K_{1z} + K_{2z}) M_1}} = 0.324 \end{cases} \quad (4.31)$$

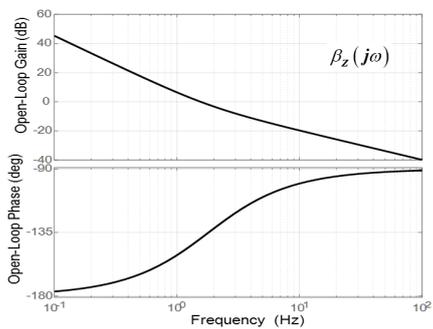
La figure 4.6 illustre les réponses fréquentielles relatives à la boucle représentative du modèle de « benchmarking », ou encore appelée dans ce mémoire, suspension série.



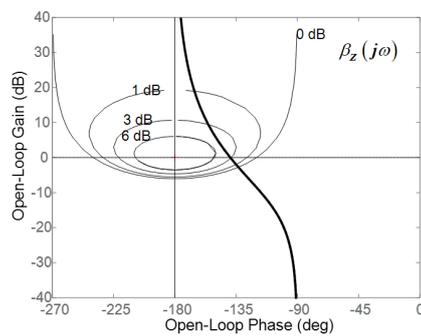
(a) Diagrammes de Bode de l'impédance de la suspension série $I_{sz}(s)$



(b) Diagrammes de Bode du transfert Force suspension/Force ressort $D_{sz}(s)$



(c) Diagrammes de Bode de la boucle ouverte $\beta_{sz}(s)$



(d) Diagrammes de Nichols de la boucle ouverte $\beta_{sz}(s)$

FIGURE 4.6 – Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative du modèle de « benchmarking » : Suspension série

La figure 4.7 présente les réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ relatif à la masse suspendue M_2 . Un premier tracé (Figure 4.7a) sur une plage de fréquences de $[0, 5.5]Hz$ permet de vérifier le facteur de résonance maximal $Q_2 = 2$ ainsi que la fréquence du mode de caisse. Sur une plage de fréquences plus riche de $[0, 20]Hz$ (Figure 4.7b), on peut visualiser, en plus du mode de caisse, le mode de roue.

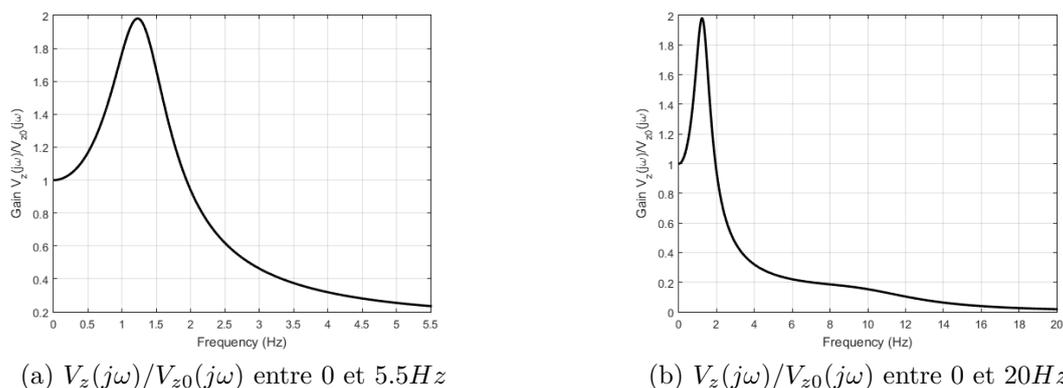


FIGURE 4.7 – Réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension métallique série

La figure 4.8 présente la réponse fréquentielle $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ de la fonction de transfert relative à la masse non suspendue toujours dans le cas de la suspension métallique série.

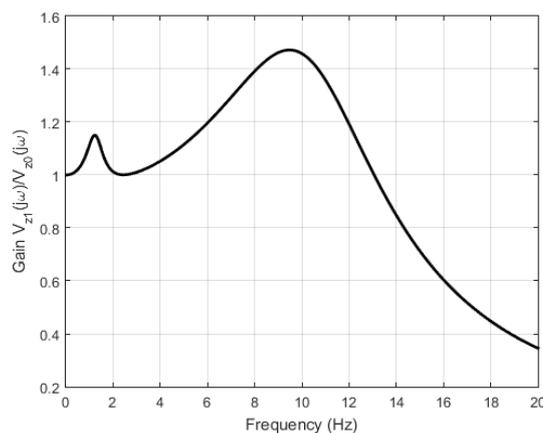


FIGURE 4.8 – Réponse fréquentielle $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension métallique série

Etape 2 - Suspension en mode dégradé

La suspension en mode dégradé correspond à une défaillance de la loi de commande telle que $u_z(t) = 0[N]$.

Son dimensionnement est orienté pour une tenue de roue minimale comparable à celle d'une suspension hydractive ayant une architecture orientée confort BF.

Ces spécifications sont traduites par un facteur de résonance $Q_1 = 3$ du transfert roue/route, soit $V_{z1}(s)/V_{z0}(s)$ et donc par un facteur d'amortissement du mode de caisse $\zeta_{2z} = 0.15$.

Sachant que ζ_{2z} est donné par :

$$\zeta_{2z} = \frac{B_{20z}}{2\sqrt{K_{2z} M_2}}, \quad (4.32)$$

le coefficient d'amortissement visqueux B_{20z} peut ainsi être déduit :

$$B_{20z} = 2\zeta_{2z}\sqrt{K_{2z} M_2}. \quad (4.33)$$

En se basant sur la valeur cible de ζ_{2z} ainsi que des valeurs numériques du tableau 4.2, on trouve $B_{20z} = 4486.3[Ns/m]$.

L'expression du transfert en boucle ouverte $\beta_z(s)$ pour la suspension en mode dégradé est donné par :

$$\beta_z(s) = I_{sz}(s)A_z(s) = \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z} \right) \frac{1}{M_2 s}. \quad (4.34)$$

Afin de caractériser les modes de caisse et de roue, leurs pulsations naturelles non amorties ainsi que leurs facteurs d'amortissement relatifs sont calculés :

$$\begin{cases} \omega_{n_{2z}} = \sqrt{\frac{K_{2z}}{M_2}} = 8.53 \text{ rad/s (1.35 Hz)} \\ \zeta_{2z} = \frac{B_{20z}}{2\sqrt{K_{2z} M_2}} = 0.164 \end{cases} \quad (4.35)$$

$$\begin{cases} \omega_{n_{1z}} = \sqrt{\frac{K_{1z}+K_{2z}}{M_1}} = 69.66 \text{ rad/s (11.08 Hz)} \\ \zeta_{1z} = \frac{B_{1z}+B_{20z}}{2\sqrt{(K_{1z}+K_{2z}) M_1}} = 0.146 \end{cases} \quad (4.36)$$

La figure 4.9 illustre les réponses fréquentielles liées à la boucle ouverte de la suspension en mode dégradé superposées à celles de la suspension série. Les figures 4.10a et 4.10b présentent les réponses fréquentielles pour les fonctions de transfert relatives à la masse suspendue $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension en mode dégradé en comparaison avec la suspension série. Ces tracés montrent que la suspension en mode dégradé tient moins bien la caisse aux basses fréquences que le modèle de « benchmarking », mais assure un meilleur filtrage au delà du mode de caisse (1.35Hz). La figure 4.11 illustre la réponse fréquentielle pour la fonction de transfert relative à la masse non suspendue $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension en mode dégradé en comparaison avec la suspension série. On vérifie sur cette

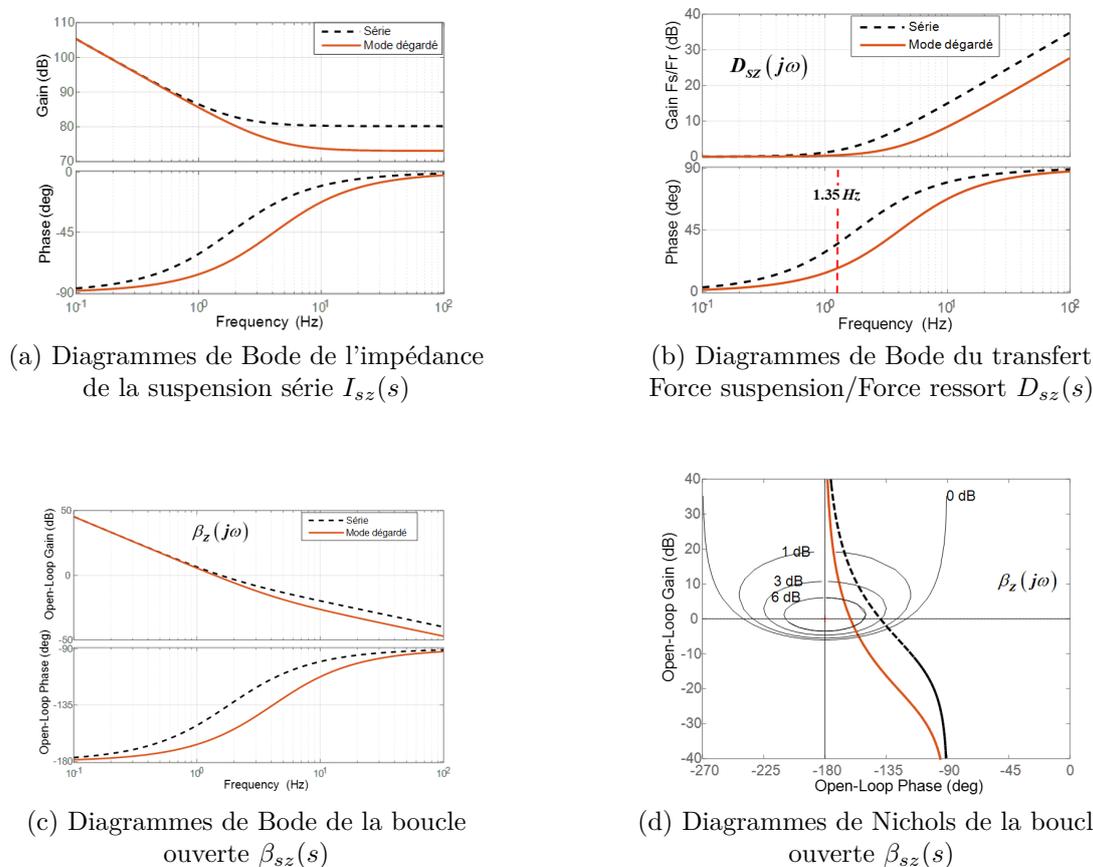


FIGURE 4.9 – Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative de la suspension en mode dégradé en comparaison avec la suspension série

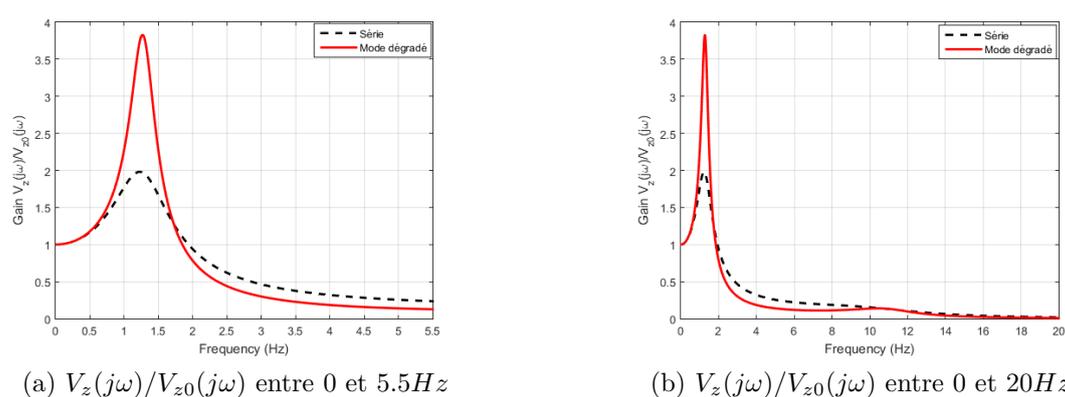


FIGURE 4.10 – Réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension en mode dégradé en comparaison avec la suspension série

figure le facteur de résonance pour le transfert roue/route, à savoir $Q_1 = 3$.

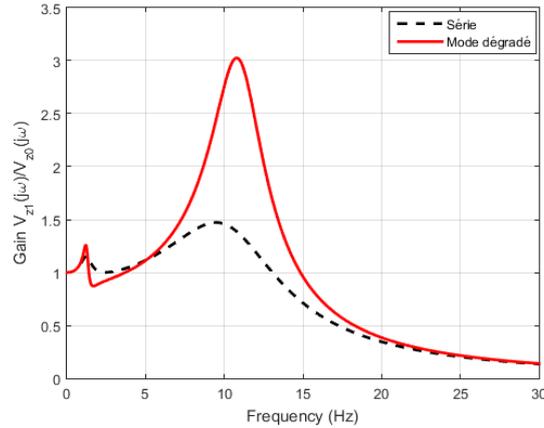


FIGURE 4.11 – La réponse fréquentielle $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension en mode dégradé en comparaison avec la suspension série

Etape 3 - Suspension SkyHook Optimal utilisée pour le « benchmarking »

Le concept de la suspension SkyHook Optimale (SH_{Opt}) étudiée dans ce paragraphe est basé sur la méthode proposée dans la section 2.3.2.2 du chapitre 2.

En effet, la tenue de roue étant déjà assurée par le choix de B_{20z} , le critère global représente ainsi une combinaison entre seulement deux objectifs, à savoir le confort et le débattement de la suspension.

L'effort additionnel $u_z(t)$ est donné par :

$$u_z(t) = -B_{SH_{Opt}} v_z(t), \quad (4.37)$$

avec $B_{SH_{Opt}} [Ns/m]$ étant le paramètre de contrôle SkyHook qui est homogène à un coefficient de frottement visqueux.

Sur la base des valeurs paramétriques données dans le tableau 4.2, la valeur optimale du $B_{SH_{Opt}}$ correspondant à une valeur minimale du critère total (selon 2.24) est de $14\,650 [Ns/m]$.

Le schéma causal généralisé de la boucle ouverte du modèle quart de véhicule simplifié à 1 ddl correspondant à la suspension SH_{Opt} est celui de la figure 4.3 tel que $C_z(s) = B_{SH_{Opt}}$.

Ainsi, l'admittance modifiée $A_z^*(s)$ pour ce type de suspension s'écrit :

$$A_z^*(s) = \frac{1}{M_2 s + B_{SH_{Opt}}}, \quad (4.38)$$

et l'expression du transfert en boucle ouverte $\beta_z^*(s)$ pour la suspension SH_{Opt} s'écrit :

$$\beta_z^*(s) = I_{sz}(s) A_z^*(s) \quad (4.39)$$

$$= \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z} \right) \left(\frac{1}{M_2 s + B_{SH_{Opt}}} \right) \quad (4.40)$$

$$= \frac{K_{2z}}{s} \left(1 + \frac{B_{20z}}{K_{2z}} s \right) \frac{1}{B_{SH_{Opt}}} \left(\frac{1}{\frac{M_2}{B_{SH_{Opt}}} s + 1} \right) \quad (4.41)$$

$$= \frac{K_{2z}/B_{SH_{Opt}}}{s} \left(\frac{1 + \frac{B_{20z}}{K_{2z}} s}{1 + \frac{M_2}{B_{SH_{Opt}}} s} \right) \quad (4.42)$$

Finalement,

$$\beta_z^*(s) = \frac{\omega_{1z}}{s} \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_{20z}}}{1 + \frac{s}{\omega_{3z}}} \right) \quad (4.43)$$

avec :

$$\begin{cases} \omega_{1z} = K_{2z}/B_{SH_{Opt}} \\ \omega_{20z} = K_{2z}/B_{20z} \\ \omega_{3z} = B_{SH_{Opt}}/M_2 \end{cases} \quad (4.44)$$

La pulsation naturelle non amortie et le facteur d'amortissement liés aux modes de caisse sont aussi définis et calculés pour la suspension SH_{Opt} :

$$\begin{cases} \omega_{n_{2z}} = \sqrt{\frac{K_{2z}}{M_2}} = 8.53 \text{ rad/s (1.35 Hz)} \\ \zeta_{2z} = \frac{B_{20z} + B_{SH_{Opt}}}{2\sqrt{K_{2z} M_2}} = 0.702 \end{cases} \quad (4.45)$$

Ceux qui sont liés au mode de roue sont identiques à ceux définis et calculés pour la suspension en mode dégradé (selon (4.36)).

Les figures 4.12a et 4.12b illustrent, respectivement, les diagrammes de Bode et de Nichols du transfert en boucle ouverte $\beta_z^*(s)$ de la suspension SH_{Opt} superposés avec ceux de la suspension en mode dégradé et le modèle de « benchmarking ».

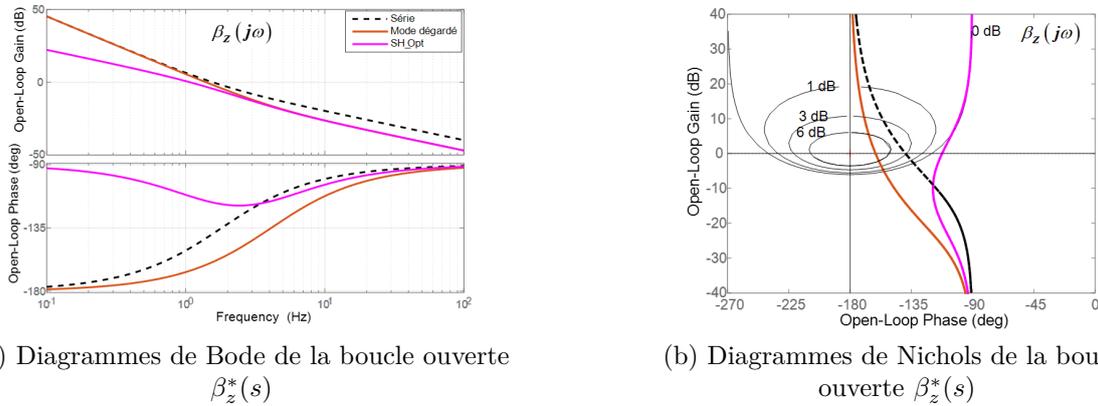


FIGURE 4.12 – Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative de la suspension SH_{Opt} en comparaison avec la suspensions en mode dégradé et le « benchmarking »

Les réponses fréquentielles pour les fonctions de transfert relatives à la masse suspendue $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Opt} en comparaison avec la suspension série sont illustrés par la figure 4.13.

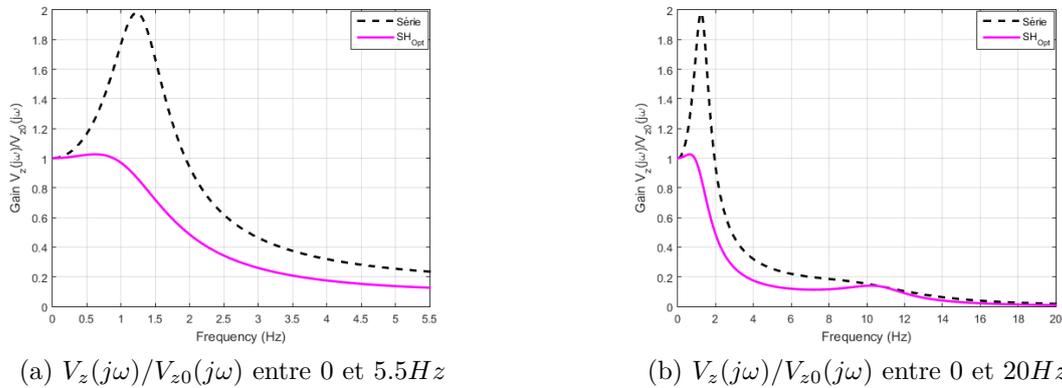


FIGURE 4.13 – Les réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Opt} en comparaison avec la suspension série

La figure 4.14 illustre la réponse fréquentielle pour la fonction de transfert relative à la masse non suspendue $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Opt} en comparaison avec la suspension série. Ces tracés montrent que la suspension SH_{Opt} assure une tenue de roue identique à celle de la suspension en mode dégradé. En effet, le facteur de résonance pour le transfert roue/route, à savoir $Q_{1z} = 3$. Cependant, elle tient moins bien la roue que la suspension série.

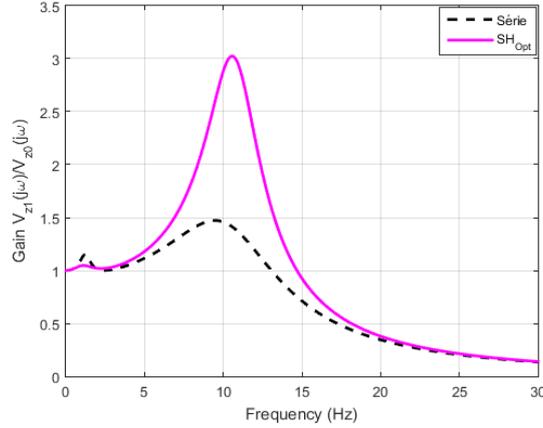


FIGURE 4.14 – La réponse fréquentielle $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Opt} en comparaison avec la suspension série

Etape 4 - Suspension SkyHook fondée sur l'amortissement critique utilisée pour le « benchmarking »

Une autre loi cible de type SkyHook fondée sur l'amortissement critique est synthétisée et utilisée pour le « benchmarking ».

Cette loi cible est le point de départ de la loi de commande semi-active développée par le fournisseur KYB et utilisée actuellement par PSA.

L'effort additionnel cible $u_z(t)$ correspondant s'écrit :

$$u_z(t) = -B_{SH_Ac}v_z(t), \quad (4.46)$$

tel que $B_{SH_Ac} [Ns/m]$ est l'amortissement critique de la suspension correspondant à facteur d'amortissement $\zeta_2 = 1$ et dont l'expression est donnée par :

$$B_{SH_Ac} = 2\sqrt{K_2M_2} - B_{20}. \quad (4.47)$$

À partir des valeurs numériques du tableau 4.2, $B_{SH_Ac} = 22\,745 [Ns/m]$.

Le schéma causal généralisé de la boucle ouverte du modèle quart de véhicule simplifié à 1 ddl correspondant à la suspension SH_{Ac} est celui de la figure 4.3 tel que $C_z(s) = B_{SH_Ac}$.

Ainsi, l'admittance modifiée $A_z^*(s)$ pour ce type de suspension s'écrit :

$$A_z^*(s) = \frac{1}{M_2 s + B_{SH_Ac}}, \quad (4.48)$$

et l'expression du transfert en boucle ouverte $\beta_z^*(s)$ pour la suspension SH_{Ac} s'écrit :

$$\beta_z^*(s) = \frac{\omega_{1z}}{s} \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_{20z}}}{1 + \frac{s}{\omega_{3z}}} \right) \quad (4.49)$$

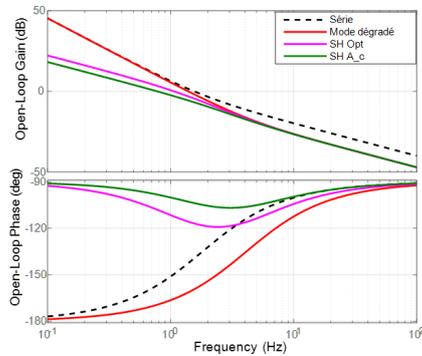
avec :

$$\begin{cases} \omega_{1z} = K_{2z}/B_{SH_{Ac}} \\ \omega_{20z} = K_{2z}/B_{20z} \\ \omega_{3z} = B_{SH_{Ac}}/M_2 \end{cases} \quad (4.50)$$

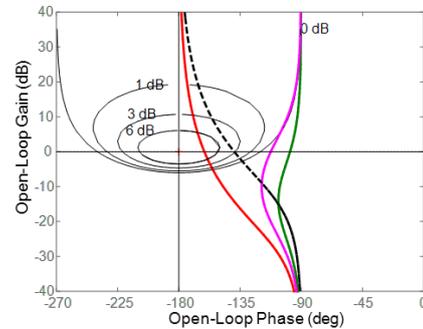
La pulsation naturelle non amortie et le facteur d'amortissement liés aux modes de caisse sont aussi définis et calculés pour la suspension SH_{Ac} :

$$\begin{cases} \omega_{n2z} = \sqrt{\frac{K_{2z}}{M_2}} = 8.53 \text{ rad/s (1.35 Hz)} \\ \zeta_{2z} = \frac{B_{20z} + B_{SH_{Ac}}}{2\sqrt{K_{2z} M_2}} = 1 \end{cases} \quad (4.51)$$

Les figures 4.15a et 4.15b illustrent, respectivement, les diagrammes de Bode et de Nichols du transfert en boucle ouverte $\beta_z^*(s)$ de la suspension SH_{Ac} superposés avec ceux des suspensions SH_{Opt} , en mode dégradé et série.



(a) Diagrammes de Bode de la boucle ouverte $\beta_z^*(s)$



(b) Diagrammes de Nichols de la boucle ouverte $\beta_z^*(s)$

FIGURE 4.15 – Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative de la suspension SH_{Ac} en comparaison avec la suspensions SH_{Opt} , en mode dégradé et série

Les réponses fréquentielles pour les fonctions de transfert relatives à la masse suspendue $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Ac} en comparaison avec les suspensions SH_{Opt} et série sont illustrés par la figure 4.16.

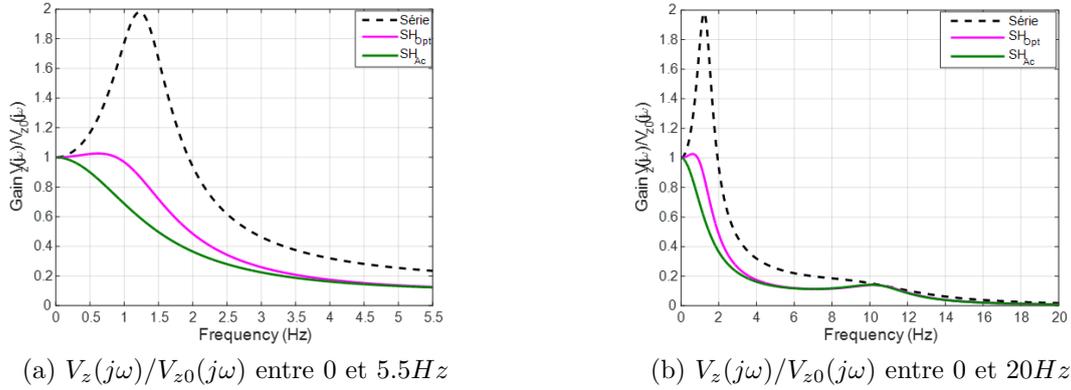


FIGURE 4.16 – Les réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Ac} en comparaison avec les suspensions SH_{Opt} et série

La figure 4.17 illustre la réponse fréquentielle pour la fonction de transfert relative à la masse non suspendue $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Ac} en comparaison avec les suspensions SH_{Ac} et série. Ces tracés montrent que la suspension SH_{Ac} assure une tenue de roue identique à celle de la suspension en mode dégradé. En effet, cette approche assure un facteur de résonance pour le transfert roue/route, à savoir $Q_1 = 3$. Cependant, elle tient moins bien la roue que la suspension série.

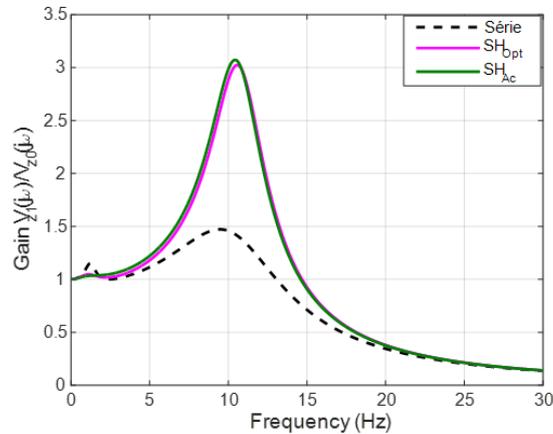


FIGURE 4.17 – Réponse fréquentielle $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension SH_{Ac} en comparaison avec les suspensions SH_{Opt} et série

Etape 5 - Suspension CRONE SkyHook

Historiquement, les lois de comportement d'une suspension CRONE ont été définies à partir de la vitesse de débattement $V_z(s) - V_{z1}(s)$.

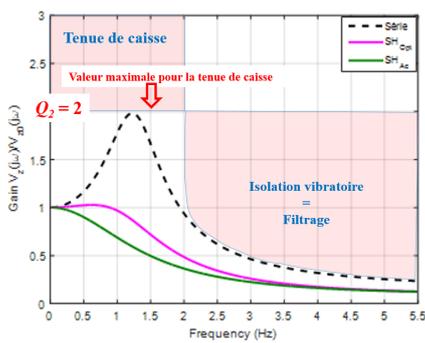
La contribution dans cette partie consiste à synthétiser des lois de comportement cibles pour le système additionnel de la suspension à partir de la vitesse de pompage $V_z(s)$.

La première étape dans cette partie consiste à formaliser les spécifications PSA du cahier des charges en matière de confort BF.

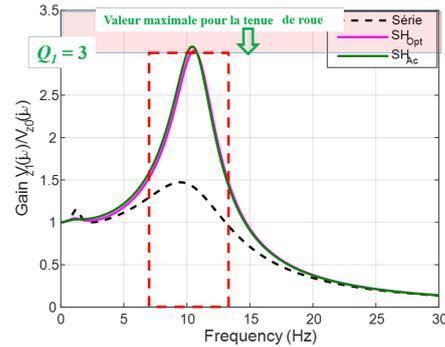
En effet, les spécifications du confort BF du transfert en transmission absolue $T_z^*(s)$ (eq 4.26) peuvent être traduites en contraintes sur le transfert en boucle ouverte $\beta_z^*(s)$ en termes de :

- **Tenue de caisse** sur la plage $[0; 2] Hz$ caractérisée par le facteur de résonance Q_2 de la réponse fréquentielle du transfert $T_z^*(s)$
- **Isolation vibratoire ou filtrage** sur la plage $[2; 5.5] Hz$ (phase de tressautements)
- **Tenue de roue ou rebond de roue** caractérisée par le facteur de résonance Q_1 de la réponse fréquentielle du transfert $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$

Sur les tracés des figures 4.18a et 4.18b sont illustrées les spécifications précédemment définies pour toutes les suspensions utilisées pour le « benchmarking » et définies dans les étapes 1, 2, 3 et 4.



(a) Tenue de caisse et isolation vibratoire : Transfert Caisse/Route



(b) Tenue de roue : Transfert Roue/Route

FIGURE 4.18 – Spécifications du confort BF du transfert en transmission absolue $T_z^*(s)$

Ces figures montrent que pour qu'un système de suspension soit retenu, il doit avoir des performances supérieures à celles de la suspension utilisée pour la comparaison, à savoir :

- une tenue de caisse caractérisée par un facteur de résonance $Q_2 < 2$;
- une meilleure isolation vibratoire (filtrage) sur la plage $[2; 5.5] Hz$;
- une tenue de roue caractérisée par un facteur de résonance $Q_1 < 3$.

Les deux approches SH_{Opt} et SH_{Ac} répondent à ces spécifications. D'une manière générale, la fonction de transfert $\beta_z^*(s)$ a pour expression :

$$\beta_z^*(s) = \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z} + I_a(s) \right) \frac{1}{M_2 s} \quad (4.52)$$

$$= \frac{K_{2z}}{s} \left(1 + \frac{B_{20z}}{K_{2z}} s + \frac{s}{K_{2z}} I_a(s) \right) \frac{1}{M_2 s} , \quad (4.53)$$

avec $I_a(s)$ est l'impédance de l'actionneur additionnel.

$\beta_z^*(s)$ peut aussi s'écrire :

$$\beta_z^*(s) = \left(1 + \frac{s}{K_{2z}/B_{20z}} + \frac{s}{K_{2z}} I_a(s)\right) \left(\frac{K_{2z}/M_2}{s^2}\right) \quad (4.54)$$

$$= \left(1 + \frac{s}{\omega_{2z}} + \frac{s}{K_{2z}} I_a(s)\right) \left(\frac{\omega_{n2z}}{s}\right)^2, \quad (4.55)$$

avec :

$$\begin{cases} \omega_{2z} = K_{2z}/B_{20z} ; \\ \omega_{n2z} = \sqrt{K_{2z}/M_2}, \end{cases}$$

et $\left(1 + \frac{s}{\omega_{2z}} + \frac{s}{K_{2z}} I_a(s)\right)$ représentant le transfert Force suspension ($F_s(s)$)/Force ressort ($F_r(s)$) qu'on appellera $D_{sz}(s)$ dans ce qui suit.

En effet :

$$I_{sz}(s) = \frac{\text{Force suspension}}{\text{Vitesse débattement}} = \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z} + I_a(s)\right) \quad (4.56)$$

$$= \frac{K_{2z}}{s} \left(1 + \frac{B_{20z}}{K_{2z}} s + \frac{s}{K_{2z}} I_a(s)\right), \quad (4.57)$$

donc,

$$\frac{\text{Force suspension}}{\text{Débattement}} = K_{2z} \left(1 + \frac{B_{20z}}{K_{2z}} s + \frac{s}{K_{2z}} I_a(s)\right); \quad (4.58)$$

ainsi :

$$\frac{\text{Force suspension}}{\text{Force ressort}} = \left(1 + \frac{s}{\omega_{2z}} + \frac{s}{K_{2z}} I_a(s)\right). \quad (4.59)$$

La réponse fréquentielle de l'équation (4.59) consiste à remplacer la variable s de Laplace par $j\omega$:

$$D_{sz}(j\omega) = \left(1 + j\frac{\omega}{\omega_{2z}} + j\frac{\omega}{K_{2z}} I_a(j\omega)\right); \quad (4.60)$$

avec :

$$\begin{cases} \rho(\omega) = |D_{sz}(j\omega)| = \left|1 + j\frac{\omega}{\omega_{2z}} + j\frac{\omega}{K_{2z}} I_a(j\omega)\right| \\ \varphi(\omega) = \arg[D_{sz}(j\omega)] = \arg\left[1 + j\frac{\omega}{\omega_{2z}} + j\frac{\omega}{K_{2z}} I_a(j\omega)\right] \end{cases}$$

Dans le but de spécifier la valeur du facteur de résonance Q_2 de la réponse fréquentielle du transfert en transmission absolue $T_z^*(s)$, il faut imposer une marge de phase M_ϕ à $\beta_z^*(s)$.

La marge de phase M_ϕ , calculée à la pulsation propre de la masse suspendue M_2 ,

ω_{n2z} , est définie par :

$$M_{\Phi} \approx \pi + \arg \beta(j\omega_{n2z}) = \pi + \arg \left(1 + \frac{j\omega_{n2z}}{\omega_{2z}} + \frac{j\omega_{n2z}}{K_{2z}} I_a(j\omega_{n2z}) \right) + \arg \left(\frac{\omega_{n2z}}{j\omega_{n2z}} \right)^2. \quad (4.61)$$

En posant,

$$\phi_i = \varphi_i(\omega_{n2z}) = \arg \left(1 + \frac{j\omega_{n2z}}{\omega_{2z}} + \frac{j\omega_{n2z}}{K_{2z}} I_{a_i}(j\omega_{n2z}) \right) \geq 0 ;$$

et sachant que

$$\arg \left(\frac{\omega_{n2z}}{j\omega_{n2z}} \right)^2 = -\pi ,$$

il vient :

$$M_{\Phi} \approx \pi + \phi - \pi \Rightarrow \phi \approx M_{\Phi} .$$

En résumé, atteindre un facteur de résonance $Q_2 < 2(6 \text{ dB})$ revient à imposer une marge de phase $M_{\Phi} > 30^\circ$ et donc une phase $\phi > 30^\circ$.

La tenue de caisse est directement liée à l'avance de phase apportée par $D_{sz}(j\omega)$ au voisinage de ω_{n2z} .

La généralisation de ce comportement désiré consiste à introduire, au transfert de la boucle ouverte équivalente $\beta_z^*(s)$, une cellule avance de phase d'ordre non entier limitée en fréquence, soit :

$$\beta_z^*(s) = I_{sz}(s) A_z^*(s) \quad (4.62)$$

$$= \left(\frac{K_0}{s} \right) \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_b}}{1 + \frac{s}{\omega_h}} \right)^m \quad (4.63)$$

avec :

- $K_0 = \text{Cte}$;
- m étant l'ordre non entier de la cellule avance de phase ;
- ω_b et ω_h sont, respectivement, les basse et haute fréquences [rad/s].

Ainsi, la stratégie de contrôle proposée permet le calcul d'un régulateur nommé : CRONE SkyHook généralisé (CSH).

En effet, l'appellation CRONE se justifie par l'existence de l'ordre non entier m dans l'expression généralisée de la boucle ouverte équivalente $\beta_z^*(s)$.

En plus, le fait de considérer la vitesse de pompage dans le calcul de l'effort addi-

tionnel cible et non pas la vitesse de débattement, justifie l'appellation SkyHook attribuée au régulateur résultant.

Lorsque le profil cible est fixé et défini, l'étape suivante consiste à déterminer l'expression du régulateur CSH généralisé.

En égalisant les équations (4.22) et (4.62) :

$$\left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z}\right) \left(\frac{1}{M_2 s + C_z(s)}\right) = \left(\frac{K_0}{s}\right) \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_b}}{1 + \frac{s}{\omega_h}}\right)^m, \quad (4.64)$$

L'expression de la forme fractionnaire $C_{z_fract}(s)$ du régulateur est déduite :

$$C_{z_fract}(s) = \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z}\right) \left(\frac{s}{K_0}\right) \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_h}}{1 + \frac{s}{\omega_b}}\right)^m - M_2 s. \quad (4.65)$$

La figure 4.19 illustre les diagrammes de Bode de $C_{z_fract}(s)$ superposés à ceux du $B_{SH_{Opt}}$ et $B_{SH_{Ac}}$. Ces tracés font apparaître un comportement proportionnel aux basses fréquences du régulateur $C_{z_fract}(s)$ correspondant à un comportement visqueux et un comportement dérivateur d'ordre 1 aux hautes fréquences correspondant à un comportement inertiel.

À noter, à titre de comparaison, le tracé dans le cas SH_{Opt} et SH_{Ac} (régulateurs à action proportionnelle).

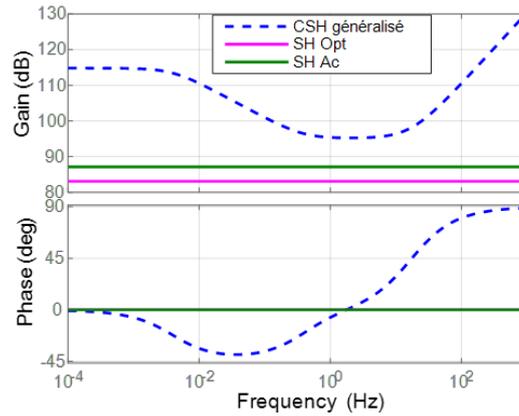


FIGURE 4.19 – Diagrammes de Bode de $C_{z_fract}(s)$ pour : $K_0 = 0.2113$, $m = 0.5$, $\omega_b = 0.0126$ [rad/s] et $\omega_h = 2.513$ [rad/s], superposés à ceux du $B_{SH_{Opt}}$ et $B_{SH_{Ac}}$

Afin de pouvoir implanter le régulateur CSH généralisé, la mise sous forme rationnelle de $C_{z_fract}(s)$ est une étape primordiale. Cette étape se base sur une approximation pour la partie non entière obtenue par une distribution récursive de pôles et de zéros à valeur réelle. Soit $C_{av_fract}(s)$ la cellule avance de phase sous forme fractionnaire d'ordre

m :

$$C_{av_fract}(s) = \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_b}}{1 + \frac{s}{\omega_h}} \right)^m, \quad (4.66)$$

La forme rationnelle de cette cellule est donnée par :

$$C_{av_N}(s) = \prod_{i=1}^N \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_{zi}}}{1 + \frac{s}{\omega_{pi}}} \right), \quad (4.67)$$

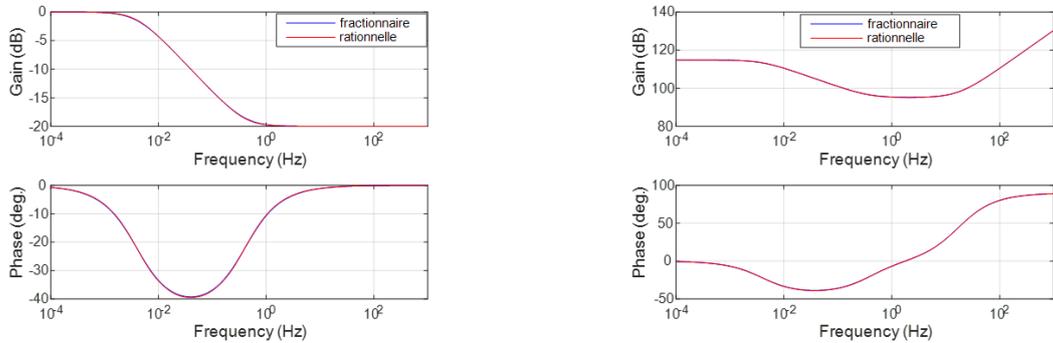
avec N étant le nombre de cellules, ω_{zi} et $\omega_{pi} \in \Re$.

Ainsi, la forme rationnelle du régulateur $C_z(s)$ s'écrit :

$$C_z(s) = \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z} \right) \left(\frac{s}{K_0} \right) \frac{1}{C_{av_N}(s)} - M_2 s. \quad (4.68)$$

Le détail de cette étape est donné dans l'annexe A.

Pour un nombre de cellules $N = 4$, les diagrammes de Bode de la cellule avance de phase ainsi que du régulateur $C_z(s)$, sous leurs formes rationnelle et fractionnaire sont présentés, respectivement, par les figures 4.20a et 4.20b. Ces tracés font apparaître que les formes rationnelle et fractionnaire sont équivalentes.



(a) Diagrammes de Bode de la cellule avance de phase sous ses deux formes rationnelle $C_{av_N}(s)$ et fractionnaire $C_{av_fract}(s)$

(b) Diagrammes de Bode du régulateur $C_z(s)$ sous ses deux formes rationnelle et fractionnaire

FIGURE 4.20 – Diagrammes de Bode de la cellule avance de phase ainsi que du régulateur $C_z(s)$, sous leurs formes rationnelle et fractionnaire

De plus, afin de proposer une solution dont le degré de complexité de la loi cible soit identique à celui de l'approche SH_Opt , le cas $m = 0$ est aussi étudié.

Ainsi, si $m = 0$ et $K_0 = K_{2z}/B_{CSH} = B_{20z}/M_2$;

alors, l'expression de $C_z(s)$ devient :

$$C_z(s) = \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z} \right) \left(\frac{M_2 s}{B_{20z}} \right) - M_2 s \quad (4.69)$$

$$= M_2 s \left(\frac{K_{2z}}{B_{20z} s} + 1 - 1 \right) \quad (4.70)$$

$$= \frac{M_2 K_{2z}}{B_{20z}} = B_{CSH} \quad (4.71)$$

La fonction de transfert en boucle ouverte équivalente a pour expression :

$$\beta_z^*(s) = \left(\frac{K_{2z}}{s} + B_{20z} \right) \left(\frac{1}{M_2 s + B_{CSH}} \right) = \frac{\omega_1}{s} \left(\frac{1 + \frac{s}{\omega_{20}}}{1 + \frac{s}{\omega_3}} \right), \quad (4.72)$$

avec :

$$\begin{cases} \omega_1 = K_{2z}/B_{CSH}; \\ \omega_{20} = K_{2z}/B_{20z}; \\ \omega_3 = B_{CSH}/M_2. \end{cases} \quad (4.73)$$

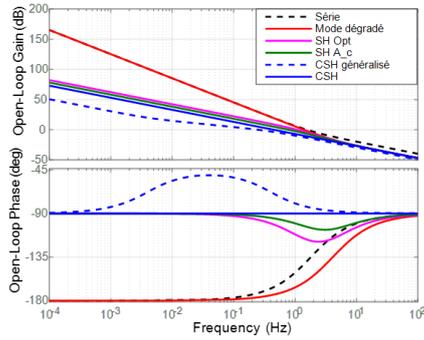
Si $\omega_{20} = \omega_3$, alors :

$$\begin{cases} \beta_z^*(s) = \omega_1/s \Rightarrow T_z^*(s) = \frac{\beta_z^*(s)}{1+\beta_z^*(s)} = \frac{1}{1+s/\omega_1}; \\ K_{2z}/B_{20z} = B_{CSH}/M_2 \Rightarrow B_{CSH} = K_{2z}M_2/B_{20z}. \end{cases}$$

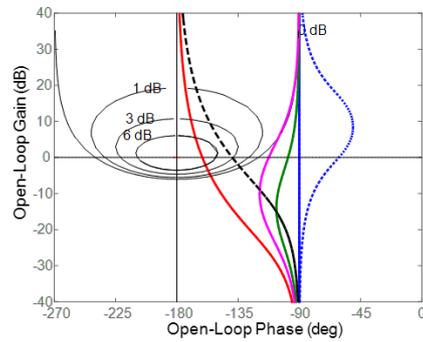
Sur la base des valeurs paramétriques du tableau 4.2, $B_{CSH} = 41\,324[Ns/m]$.

Les diagrammes de Bode et de Nichols du transfert en boucle ouverte équivalente $\beta_z^*(s)$ des systèmes de suspension conçus précédemment sont tracés dans les figures 4.21a et 4.21b. Ces diagrammes confirment le comportement intégrateur sur toute la plage de fréquences de la boucle ouverte équivalente pour le système de suspension en mode CSH (en bleu plein) et une marge de phase $M_\Phi = 90^\circ > 40^\circ$.

Pour le système de la suspension série (en pointillés noirs), celui en mode dégradé (en rouge) et celui de la suspension SH_{Opt} (en rose), le transfert $\beta_z^*(s)$ pénètre dans le contour à $0\,dB$ ce qui conduit à une résonance pour le transfert en boucle fermée contrairement à la suspension en système SH_{Ac} (en vert) et CSH (en bleu) (Figure 4.22).

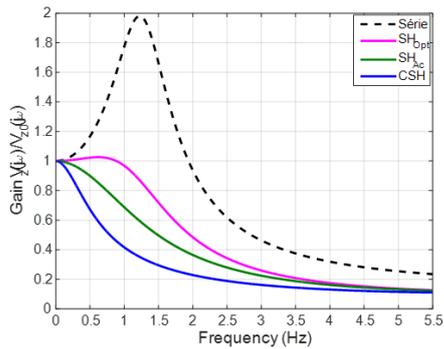


(a) Diagrammes de Bode de la boucle ouverte $\beta_z^*(s)$

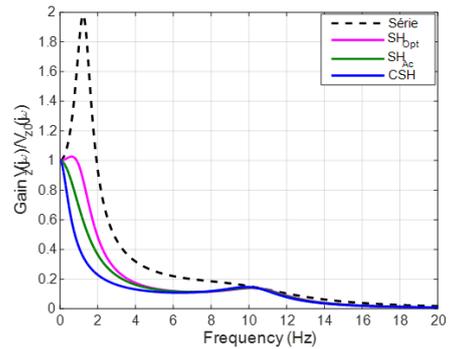


(b) Diagrammes de Nichols de la boucle ouverte $\beta_z^*(s)$

FIGURE 4.21 – Réponses fréquentielles liées à la boucle représentative de la suspension CSH en comparaison avec la suspension CSH généralisée, la suspension SH_{Opt} , la suspension SH_{Ac} , la suspensions en mode dégradé et de « benchmarking »



(a) $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ entre 0 et 5.5Hz



(b) $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ entre 0 et 20Hz

FIGURE 4.22 – Réponses fréquentielles $V_z(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension CSH en comparaison avec les suspensions SH_{Ac} , SH_{Opt} et série

La figure 4.23 illustre les réponses fréquentielles $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension CSH en comparaison avec les suspensions SH_{Ac} , SH_{Opt} et série.

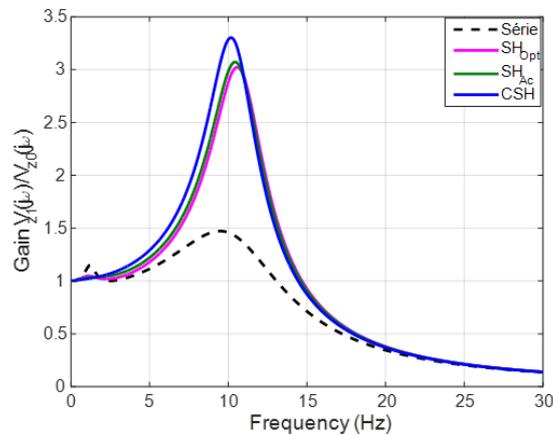


FIGURE 4.23 – Réponses fréquentielles $V_{z1}(j\omega)/V_{z0}(j\omega)$ pour la suspension CSH en comparaison avec les suspensions SH_{Ac} , SH_{Opt} et série

4.3 Conclusion

Dans ce chapitre, une nouvelle stratégie de contrôle est présentée pour améliorer le confort BF. En tenant compte d'un amortissement qui assure une tenue de roue minimale, et en se basant sur une boucle ouverte équivalente, un contrôleur CSH généralisé est proposé et comparé à des contrôleurs SH_{Opt} et SH_{Ac} . Les performances fréquentielles de ces systèmes de suspension ainsi que leur mode dégradé ont été juxtaposées à une suspension métallique utilisée pour l'étude comparative. Les résultats montrent l'amélioration apportée par le contrôleur CSH.

Dans les chapitres suivants, les lois de comportements cibles développées à l'échelle fonctionnelle sont appliquées à l'échelle organique dans deux cas particuliers :

- de la suspension active BF ;
- de la suspension semi-active équipée d'un AMVAR.

Troisième partie

**Validations numérique et
expérimentale**

Chapitre 5

Validation en co-simulation AMESim/SIMULINK

5.1	Introduction	111
5.2	Modèle quart de véhicule (2 ddl)	112
5.2.1	Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension active non linéaire	115
5.2.2	Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire : Test de passivité	133
5.2.3	Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement	143
5.2.4	Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement+ Dynamique de l'actionneur	153
5.3	Conclusion	159

5.1 Introduction

La modélisation et la simulation à l'aide de l'outil MATLAB/Simulink pour l'analyse dynamique ont un très haut niveau de précision, mais présentent également un conflit entre la simplification du modèle et la précision pour les systèmes non linéaires complexes. Le logiciel AMESim de *LMS Imagine.Lab* fournit une approche de modélisation graphique, qui élimine la modélisation mathématique fastidieuse, la programmation du code et assure une efficacité de modélisation élevée, mais a la faiblesse de la modélisation des systèmes de contrôle complexes.

Dans ce mémoire, une plateforme de co-simulation basée sur Simulink et AMESim a été mise en place, combinant les avantages des deux technologies (Annexe C).

Dans ce chapitre, une démarche exploratoire descendante est mise en œuvre. Cette démarche, appelée aussi « Top-Down », consiste à passer de l'échelle fonctionnelle à l'échelle organique.

En effet, à l'échelle fonctionnelle, dans le cadre des travaux de cette thèse, les lois cibles linéaires sont de type SH_{Opt} , SH_{Ac} et CSH telles que développées dans le chapitre 4.

Ensuite, à l'échelle organique, sont introduites les non-linéarités des modèles ainsi que toutes les limitations de l'actionneur, en l'occurrence l'amortisseur de type AMVAR, à savoir :

- le test de passivité : appliqué à postériori et permettant le passage du fonctionnel à l'organique ;
- le domaine de fonctionnement de l'actionneur : précisant les saturations sur les efforts générés par l'amortisseur ;
- la dynamique de l'actionneur.

La validation de cette approche est réalisée, dans ce chapitre, sur un modèle quart de véhicule à 2 ddl.

À noter que la solution technologique permettant de reproduire fidèlement les lois de comportement cibles développées dans le cadre du confort basses fréquences est la suspension active (basses fréquences).

Bien que cette solution ne soit pas implantée sur le véhicule expérimental utilisé dans le cadre de cette thèse, les performances associées à la suspension active basses fréquences sont données à titre comparatif dans ce chapitre.

5.2 Modèle quart de véhicule (2 ddl)

Les modèles quart de véhicule utilisés pour la validation de la démarche descendante sont les suivants :

- Un modèle quart de véhicule équipé d'une suspension active linéaire. Cette étape est développée dans l'annexe B ;
- Un modèle quart de véhicule équipé d'une suspension active non linéaire ;
- Un modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire ;

En tenant compte des spécifications industrielles, les simulations dans le domaine fréquentiel sont effectuées avec une entrée route sinusoïdale d'amplitude :

- $\pm 15mm$ sur une plage de fréquence $[0.05; 20] Hz$ pour l'évaluation de l'effet de la sollicitation de la route sur la réponse fréquentielle $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$;

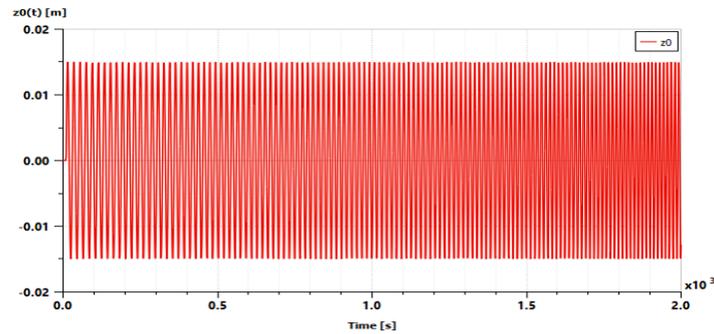


FIGURE 5.1 – Entrée route sinusoïdale d'amplitude $\pm 15mm$ sur une plage de fréquence $[0.05; 20] Hz$

- $\pm 2mm$ sur une plage de fréquences $[0.1; 30] Hz$ pour l'évaluation de l'effet de la sollicitation de la route sur la réponse fréquentielle $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$.
Le taux de balayage fréquentiel pour ce type d'entrée route est illustré par la figure 5.2.

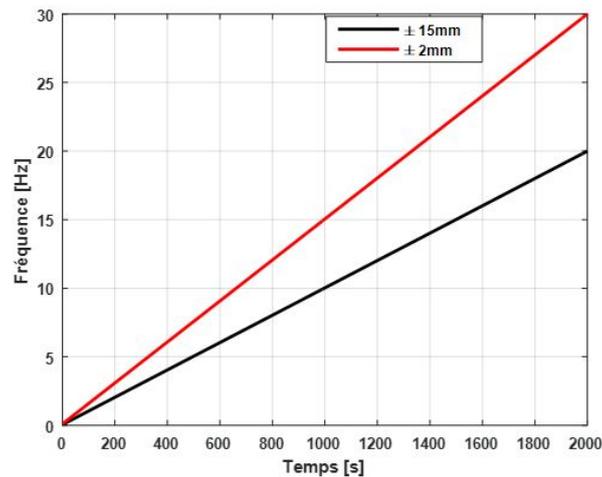


FIGURE 5.2 – Évolution de la fréquence de balayage pour les entrées route sinusoïdales

Les réponses fréquentielles relatives à ces transferts sont obtenus grâce à l'utilisation d'un transféromètre, disponible dans AMESim, pour ce type de sollicitation.

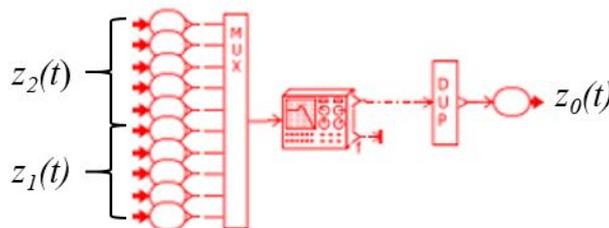


FIGURE 5.3 – Transféromètre utilisé dans AMESim pour le tracé des réponses fréquentielles

Il s'agit d'un analyseur de réponse en fréquence. Il est utilisé pour déterminer la réponse en fréquence d'un système, qu'il soit linéaire ou non linéaire.

En effet, il génère un signal d'entrée de la forme $A(w) \sin(wt + \varphi)$ et vérifie la réponse du système. Une fois le régime harmonique établi, les amplitudes et les phases des harmoniques de chaque signal sont calculées. Ces harmoniques sont déterminées à l'aide des transformées de Fourier. Lorsque la convergence est obtenue, la fréquence de perturbation est modifiée, et le processus se poursuit jusqu'à ce que la dernière fréquence soit atteinte.

Le transféromètre permet de tracer des réponses fréquentielles en sélectionnant, dans la fenêtre de résultat, l'amplitude ou la phase désirée par rapport à la fréquence du signal de perturbation.

Cette fonctionnalité permet de déterminer la réponse en fréquence d'un système à partir de ses signaux d'entrée et de sortie. Il comprend un générateur de sinus programmable qui délivre un signal à une fréquence connue et avec une amplitude donnée, puis un analyseur de Fourier calcule la réponse du système (amplitude et phase) (Figure 5.4).

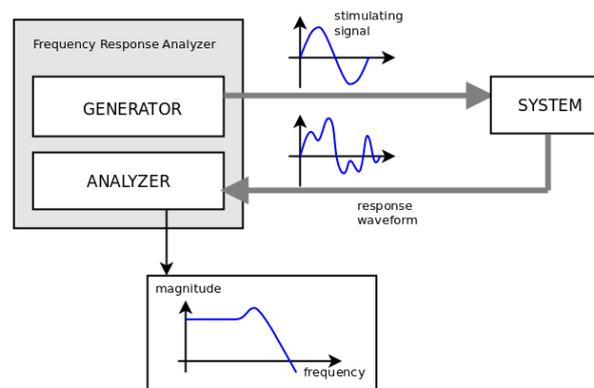


FIGURE 5.4 – Principe de base du transféromètre

Les simulations dans le domaine temporel sont réalisées avec des sollicitations route $z_0(t)$ de type :

- Obstacle long à 30 Km/h (Figure 2.4) ;
- Obstacle court à 30 Km/h (Figure 2.5d) ;
- Cuvette à 70 Km/h (Figure 2.6) ;
- Profil PSA adapté pour une route nationale à une vitesse constante de 60 Km/h (Figure 2.3a).

Pour les performances temporelles de la masse suspendue, sont observés :

- les déplacements de la caisse $z_2(t)$;
- les vitesses caisse $v_2(t)$;
- les accélérations caisse $a_2(t)$.

Concernant les performances de la masse non suspendue, sont tracés :

- les déplacements de roue $z_1(t)$;
- les vitesses de la roue $v_1(t)$.

Finalement, pour les performances temporelles de la suspension, sont visualisés, uniquement pour les suspensions pilotées :

- les diagrammes effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$;
- les diagrammes effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$;
- les vitesses de débattement $v_{21}(t)$;
- les débattements $z_{21}(t)$;
- les efforts additionnels de l'actionneur $f_a(t)$.

Toutes les performances temporelles et fréquentielles présentées dans les prochains paragraphes sont issues de la co-simulation AMESim/SIMULINK dont le principe est détaillé dans l'annexe C.

5.2.1 Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension active non linéaire

Dans cette partie, la validation des lois cibles est effectuée sur un modèle quart de véhicule non linéaire.

Les simulateurs AMESim conçus pour les modèles non linéaires actif et série sont illustrés par la figure 5.5.

En effet, pour les systèmes de suspension pilotées, en l'occurrence actives, la non-linéarité concerne uniquement la raideur de la suspension k_{2NL} . La cartographie correspondante est illustrée par la figure 5.6b.

Pour le système de « benchmarking », en plus de la non-linéarité de la raideur, est rajoutée celle de l'amortisseur. Cette dernière est représentée par les cartographies non linéaires de l'effort de l'amortisseur série, à savoir de la DS7 CrossBack, ainsi que celle de sa démultiplication.

Les figures 5.6a et 5.6c illustrent ces cartographies pour l'essieu arrière.

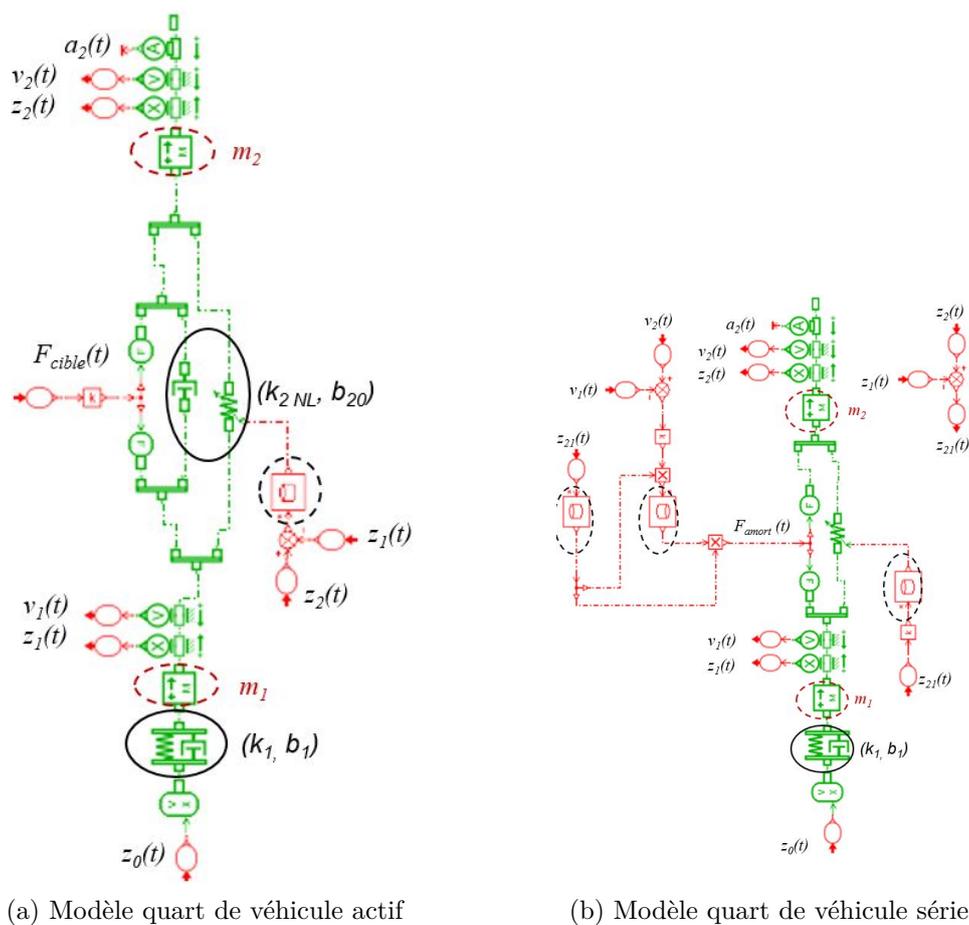
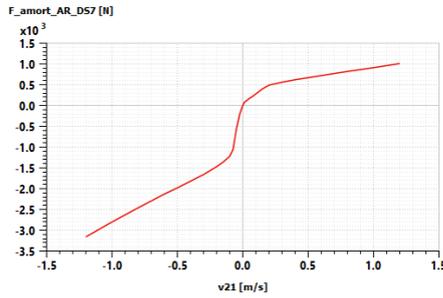
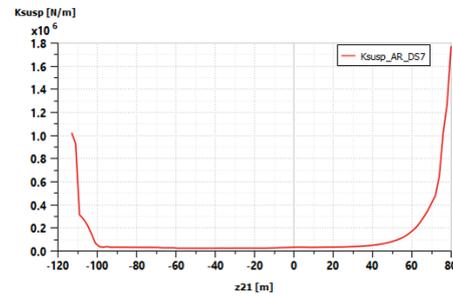


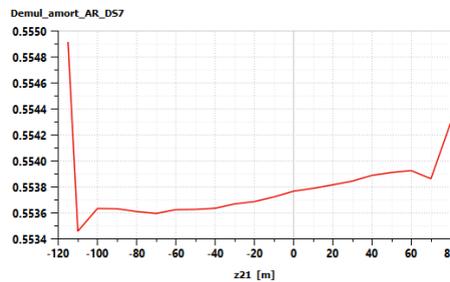
FIGURE 5.5 – Simulateurs AMESim pour le quart de véhicule non linéaire



(a) Cartographie non linéaire de l'effort de l'amortisseur arrière de la DS7
 $F_{amort_{AR_{DS7}}}(t) = f(v_{21}(t))$



(b) Cartographie de la raideur non linéaire
 $K_{susp} = f(z_{21})$



(c) Cartographie de la démultiplication non linéaire de l'amortisseur arrière
 $Demul_{amort_{AR_{DS7}}} = f(z_{21})$

FIGURE 5.6 – Cartographies utilisées pour le simulateur du modèle quart de véhicule non linéaire

Les variables ainsi que les valeurs numériques des paramètres linéarisés utilisés pour ce modèle sont définis dans le tableau 5.1.

TABLE 5.1 – Variables et valeurs numériques des paramètres utilisés pour le modèle quart de véhicule

Paramètre/variable	Description	Valeur numérique
m_2	masse suspendue	329.5 [Kg]
m_1	masse non suspendue	50 [Kg]
k_1	raideur du pneumatique	250 000 [N/m]
b_{20}	coefficient d'amortissement visqueux de la suspension	1041 [Ns/m]
b_1	coefficient d'amortissement visqueux du pneumatique	50 [Ns/m]
$a_2(t)$	accélération de la masse suspendue	[m/s/s]
$v_2(t)$	vitesse de la masse suspendue	[m/s]
$z_2(t)$	déplacement de la masse suspendue	[m]
$v_1(t)$	vitesse de la masse non suspendue	[m/s]
$z_1(t)$	déplacement de la masse non suspendue	[m]
$z_0(t)$	élongation verticale du profil routier	[m]
$F_{cible}(t)$	effort additionnel cible de l'amortisseur	[N]
$f_a(t)$	effort additionnel de l'amortisseur	[N]

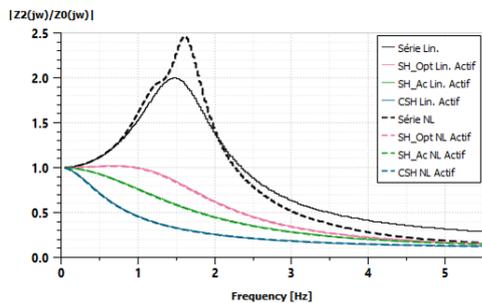
La figure 5.7 illustre les réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$ des modèles linéaire et non linéaire actifs ainsi que la série.

Sur ces tracés, on vérifie que les réponses des modèles linéaires et non linéaires pour le cas des suspensions actives sont identiques. En effet, la non-linéarité de la raideur de la suspension K_{2NL} n'a pas vraiment apporté une différence remarquable sur les réponses fréquentielles dans les cas SH_{Opt} , SH_{Ac} et CSH. Ceci s'explique par le fait que la suspension fonctionne aux petites variations aux alentours du point d'équilibre, sans attaquer les butées de fin de course.

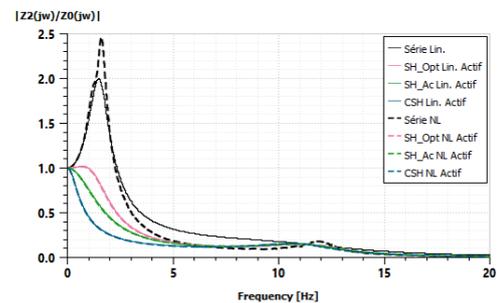
Cependant, on distingue bien les réponses des deux modèles pour le cas de la suspension série (en pointillés noirs).

Les tracés des figures 5.7a et 5.7b montrent l'apport des modèles de suspensions actives en terme de tenue de caisse et de filtrage par rapport à la série.

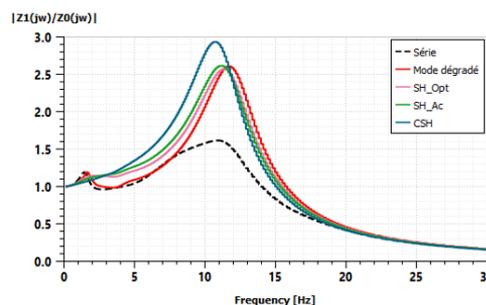
La figure 5.7c illustrant la réponse fréquentielle $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$, montre que la suspension série assure la meilleure tenue de route comparée aux suspensions actives.



(a) $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et $5.5Hz$



(b) $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et $20Hz$



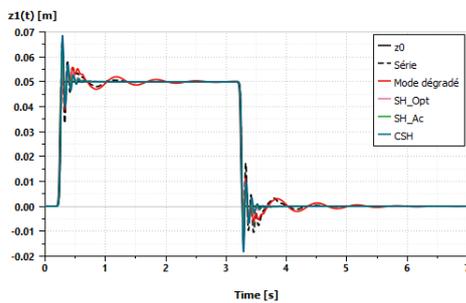
(c) $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et $30Hz$

FIGURE 5.7 – Réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Comparaison avec les résultats du modèle quart de véhicule linéaire

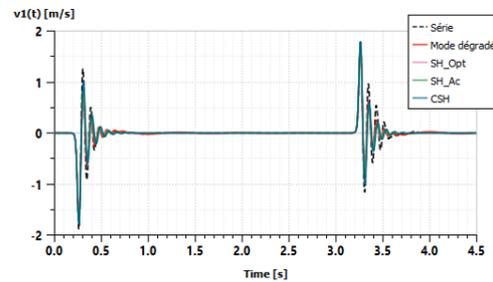
5.2.1.1 Obstacle long

Les performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation de type obstacle long sont illustrées dans la figure 5.8. Les déplacements du centre roue $z_1(t)$ sont illustrés dans la figure 5.8a et les vitesses de la masse non suspendue $v_1(t)$ sont donnés dans la figure 5.8b.

En effet, sauf pour le mode dégradé qui a une réponse oscillatoire, tous les autres types de systèmes de suspension ont le même comportement en terme de déplacements $z_1(t)$ et de vitesses $v_1(t)$ de la masse non suspendue m_1 .



(a) Déplacement de la masse non suspendue $z_1(t)$



(b) Vitesse de la masse non suspendue $v_1(t)$

FIGURE 5.8 – Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle long

La figure 5.9 illustre les performances temporelles de la masse suspendue m_2 pour une sollicitation route $z_0(t)$ de type obstacle long.

Les figures 5.9a, 5.9c et 5.9e représentent, respectivement, les déplacements $z_2(t)$, les vitesses $v_2(t)$ et les accélérations $a_2(t)$ de la masse suspendue pour les systèmes de suspension série (en pointillés noirs), en mode dégradé (en rouge), SH_{Opt} (en rose), SH_{Ac} (en vert) et CSH (en bleu).

Ces tracés montrent que :

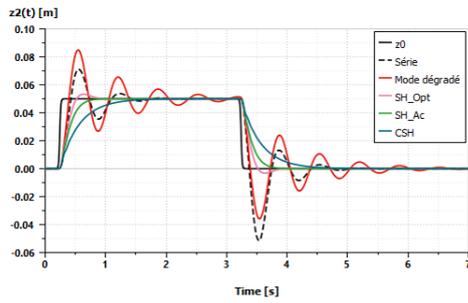
- les performances des modèles de suspensions actives sont symétriques dans les phases de montée et de descente de l'obstacle long ;
- les performances du modèle de suspension série sont asymétriques dans les phases de montée et de descente de l'obstacle long ;
- la suspension en mode dégradé est celle qui tient moins bien la caisse vu la présence des oscillations.

Afin de mieux visualiser les performances des suspensions actives, les figures 5.9b, 5.9d et 5.9f sont tracées.

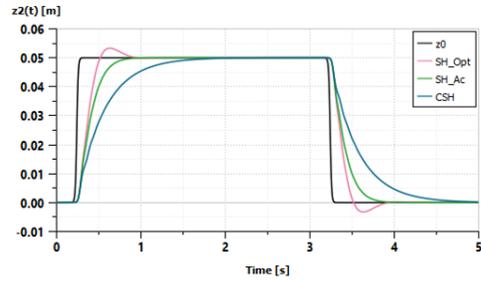
En terme de déplacements de la masse suspendue, les trois systèmes de suspensions ont une réponse très amortie (absence d'oscillations). Cependant, le système de suspension CSH présente un comportement apériodique, d'où sa meilleure tenue de caisse comparé aux systèmes SH_{Ac} et SH_{Opt} .

Aussi, c'est le système de suspension CSH qui fournit les niveaux les plus faibles en terme de vitesse et d'accélération comme on peut l'observer dans les figures 5.9c, 5.9d, 5.9e et 5.9f.

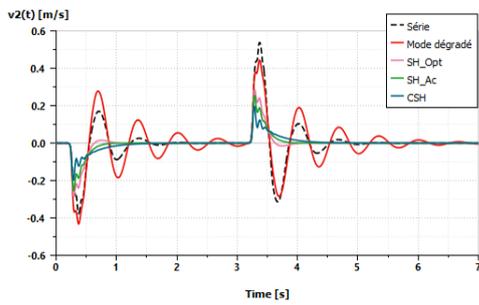
Les diagrammes effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21})(t)$ de la figure 5.10a montrent qu'il s'agit bien de systèmes de suspensions actives. En effet, l'actionneur génère de l'effort dans les quatre quadrants.



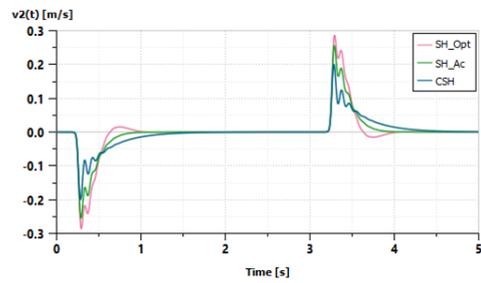
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



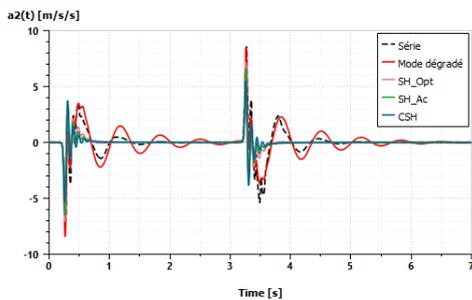
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions actives



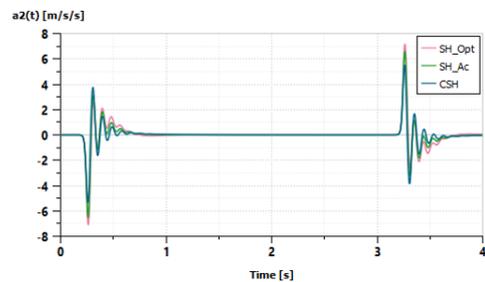
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions actives

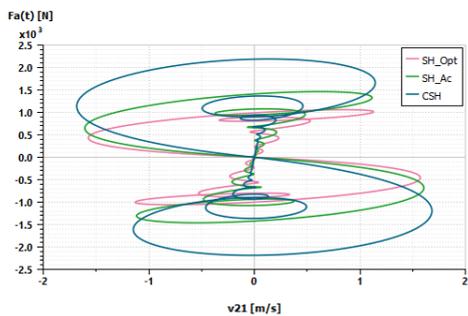


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

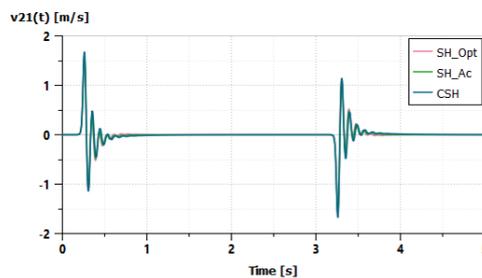


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions actives

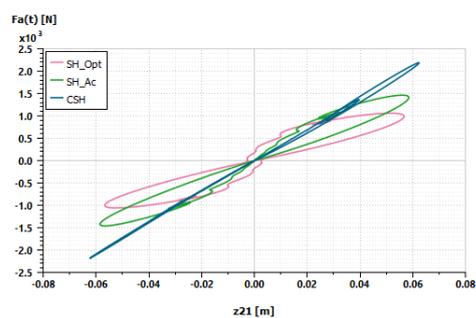
FIGURE 5.9 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle long



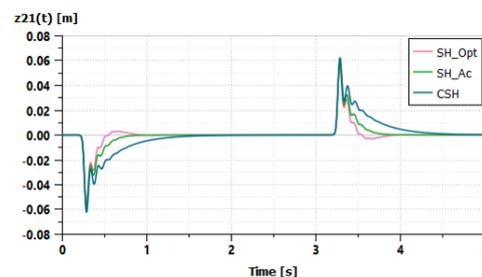
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions actives



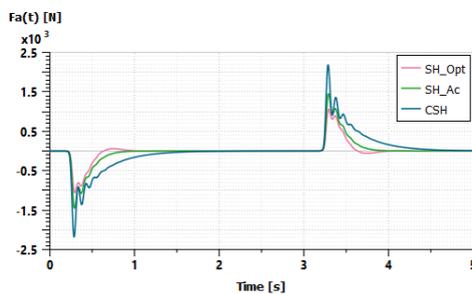
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions actives

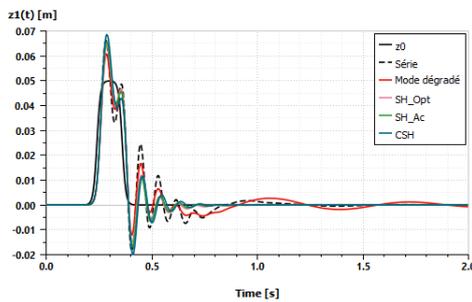


(e) Effort additionnel $f_a(t)$

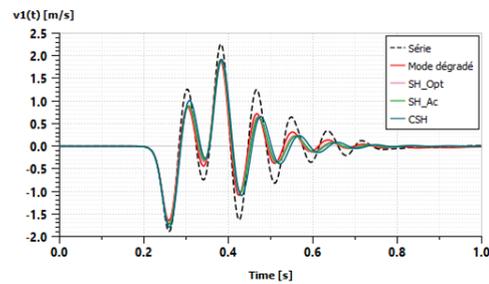
FIGURE 5.10 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle long

5.2.1.2 Obstacle court

La figure 5.11 illustre les performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle court. Les systèmes de suspension actives, à savoir le SH_{Opt} , le SH_{Ac} et le CSH, présentent des comportements comparables en terme de déplacements $z_1(t)$ et de vitesses $v_1(t)$ de la masse non suspendue m_1 . Cependant, le système de suspension série ainsi que le mode dégradé oscillent beaucoup plus que ces derniers.



(a) Déplacement de la masse non suspendue $z_1(t)$



(b) Vitesse de la masse non suspendue $v_1(t)$

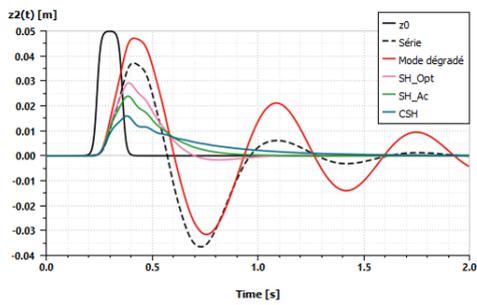
FIGURE 5.11 – Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle court

Pour les performances temporelles de la masse suspendue pour ce type d'excitation, les tracés de la figure 5.12 montrent que :

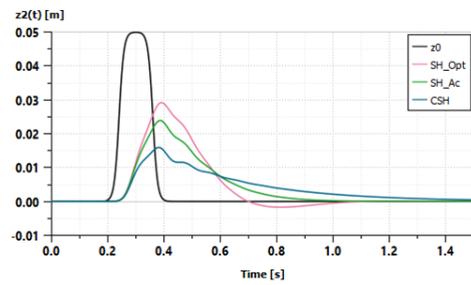
- les suspensions actives sont plus performantes que les systèmes de suspensions série et en mode dégradé ;
- le CSH assure les niveaux les plus faibles en terme de déplacement $z_2(t)$, de vitesse $v_2(t)$ et d'accélération $a_2(t)$ comparé au SH_{Opt} et au SH_{Ac} .

Afin d'analyser les performances temporelles de la suspension pour une excitation de type obstacle court, sont présentés les tracés de la figure 5.13. En effet, comme pour l'obstacle long, les tracés de la figure 5.13a permettent de vérifier qu'il s'agit bien de suspensions actives du fait qu'elles génèrent de l'effort dans les quatre quadrants.

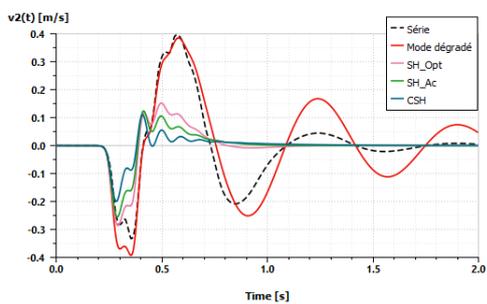
Cet effort additionnel $f_a(t)$ est illustré par la figure 5.13e. Ces tracés montrent que le CSH fournit un effort plus important que dans les cas du SH_{Opt} et du SH_{Ac} .



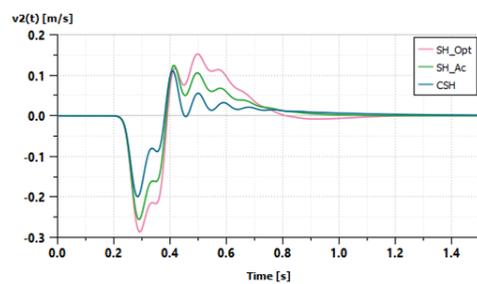
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



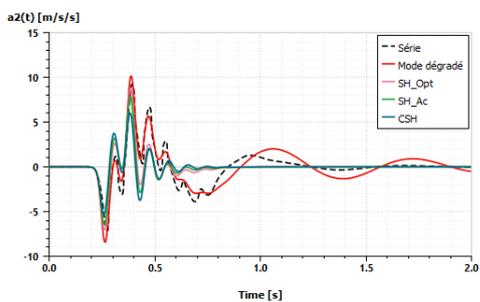
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions actives



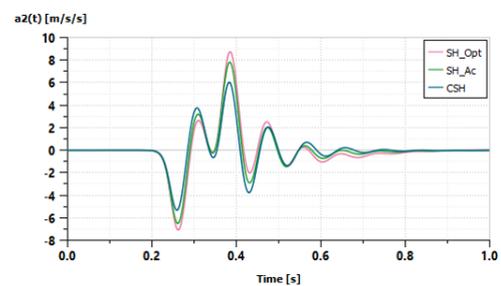
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions actives

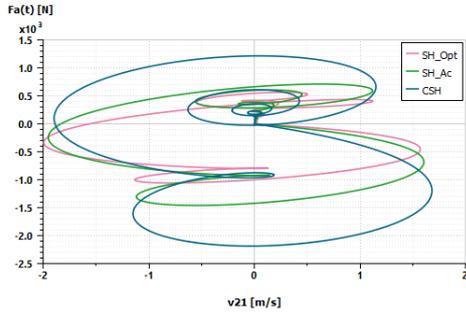


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

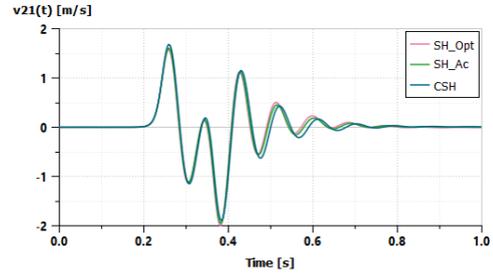


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions actives

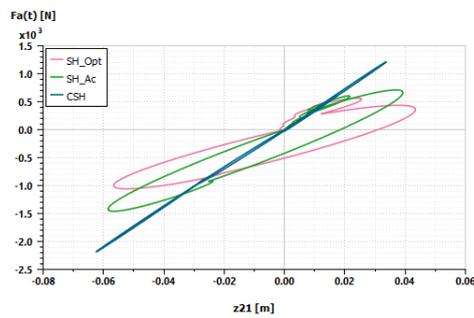
FIGURE 5.12 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle court



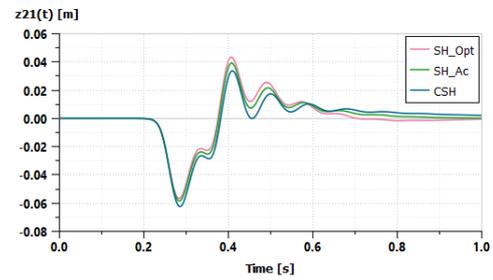
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions actives



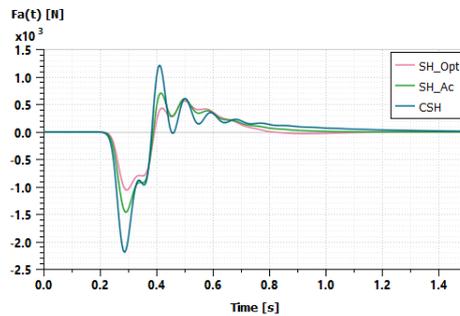
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions actives

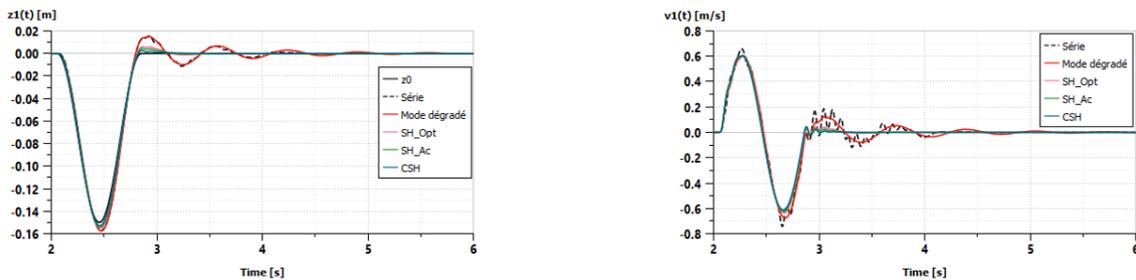


(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.13 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle court

5.2.1.3 Cuvette

La figure 5.14 illustre les performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type cuvette (Section 2.2.2.1). Les systèmes de suspension actives, à savoir le SH_{Opt} , le SH_{Ac} et le CSH, présentent des comportements comparables en terme de déplacements $z_1(t)$ et de vitesses $v_1(t)$ de la masse non suspendue m_1 . Cependant, le système de suspension série ainsi que le mode dégradé oscillent beaucoup plus que ces derniers.



(a) Déplacement de la masse non suspendue $z_1(t)$

(b) Vitesse de la masse non suspendue $v_1(t)$

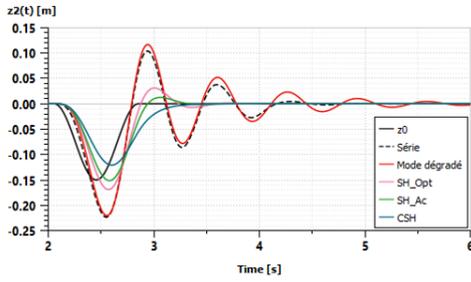
FIGURE 5.14 – Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type cuvette

Pour les performances temporelles de la masse suspendue pour ce type d'excitation, les tracés de la figure 5.15 montrent que :

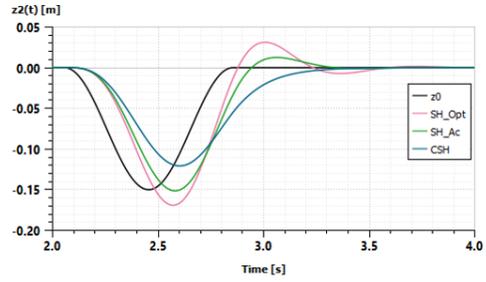
- les suspensions actives sont plus performantes que les systèmes de suspensions série et en mode dégradé ;
- le CSH assure les niveaux les plus faibles en terme de déplacement $z_2(t)$, de vitesse $v_2(t)$ et d'accélération $a_2(t)$ comparé au SH_{Opt} et au SH_{Ac} .

Afin d'analyser les performances temporelles de la suspension pour une excitation de type cuvette, sont présentés les tracés de la figure 5.16. En effet, comme pour l'obstacle long, les tracés de la figure 5.16a permettent de vérifier qu'il s'agit bien de suspensions actives du fait qu'elles génèrent de l'effort dans les quatre quadrants.

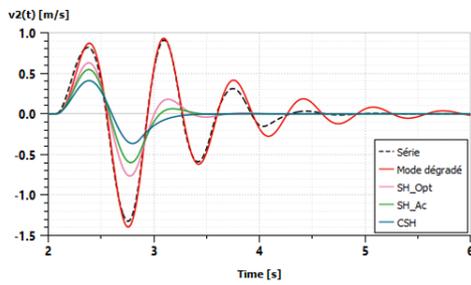
Cet effort additionnel $f_a(t)$ est illustré par la figure 5.16e. Ces tracés montrent que le CSH fournit un effort plus important que dans les cas du SH_{Opt} et du SH_{Ac} .



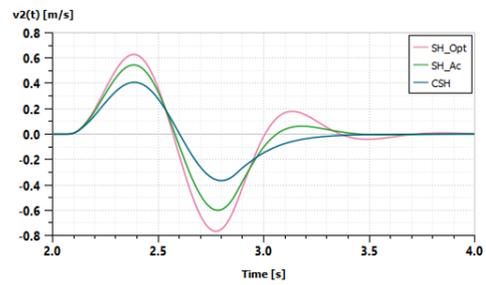
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



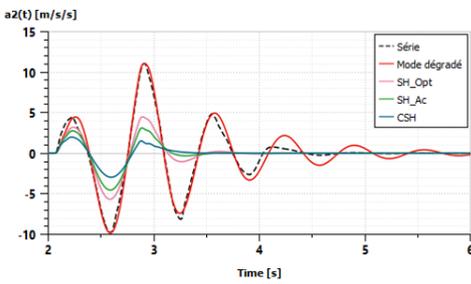
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions actives



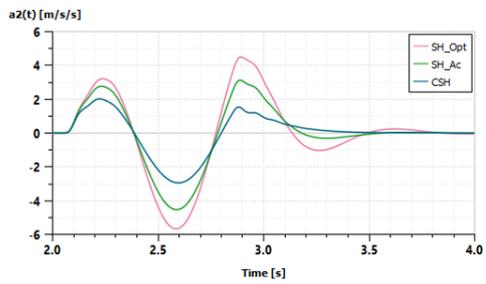
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions actives

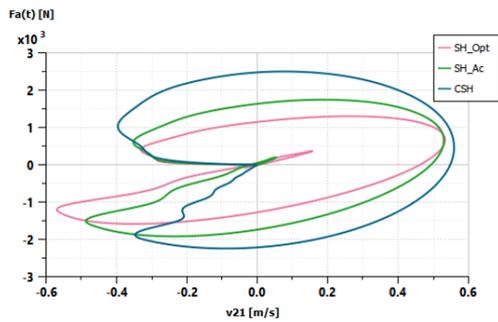


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

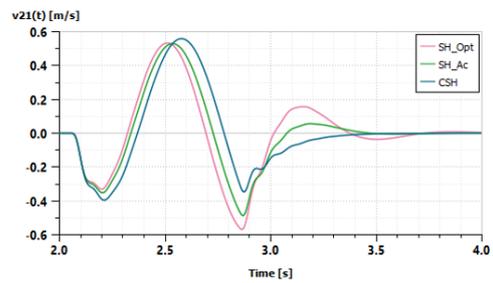


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions actives

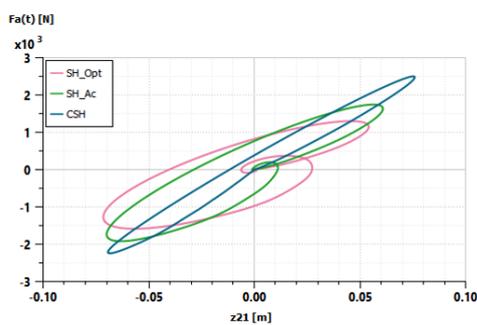
FIGURE 5.15 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de cuvette



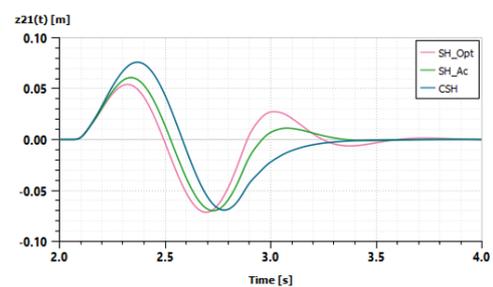
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions actives



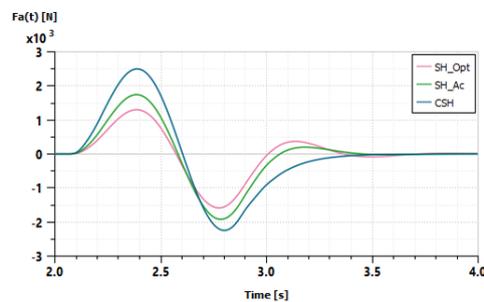
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.16 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette

5.2.1.4 Route PSA

Comme pour les obstacles précédents, sont tracées les performances temporelles pour une excitation de type route PSA, qu'on appellera route PSA tout au long de chapitre. Celles de la masse suspendue sont illustrées par la figure 5.18, celles de la masse non suspendue sont présentées par la figure 5.17 et celles de la suspension sont fournies par les tracés de la figure 5.19.

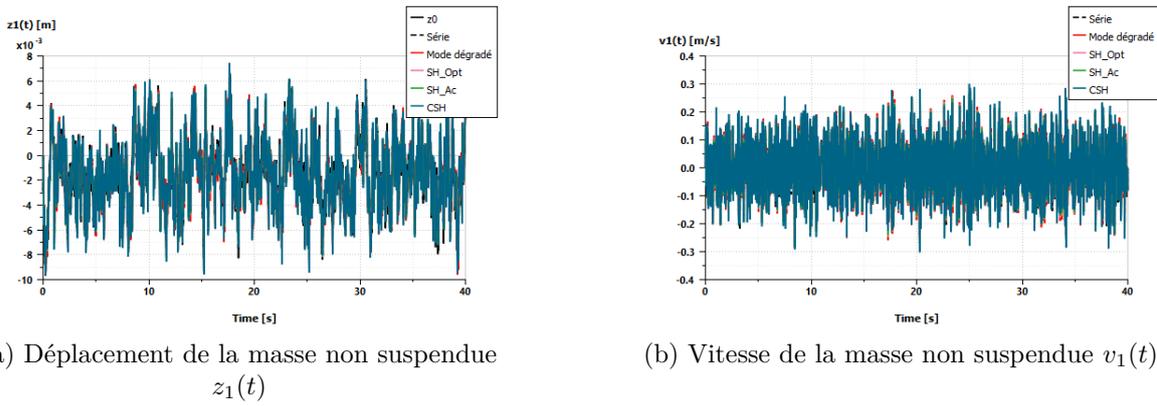


FIGURE 5.17 – Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation de type route PSA

Pour ce type de sollicitation route, les performances temporelles sont analysées par l'indicateur basé sur la moyenne quadratique « Root Mean Square » (RMS) appliqué à des variables données et défini par :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}. \quad (5.1)$$

Pour évaluer le confort BF, les critères RMS du déplacement $z_2(t)$ et de l'accélération $a_2(t)$ de la masse suspendue sont utilisés.

En terme de déplacements, les valeurs du RMS sont normalisées par celles de l'élongation verticale du profil routier $z_0(t)$ (Tableau B.2) et en terme d'accélération, elles sont normalisées par l'accélération du système de « benchmarking » (ou série) (Tableau B.3).

Ainsi, deux critères, J_1 lié aux déplacements $z_2(t)$ et J_2 lié aux accélérations $a_2(t)$ sont définis, tels que :

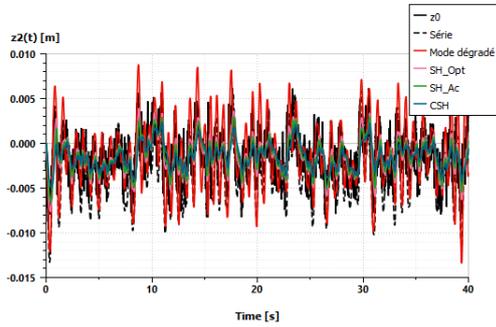
$$J_1 = \frac{RMS[z_2(t)]}{RMS[z_0(t)]}, \quad (5.2)$$

$$J_2 = \frac{RMS[a_2(t)]}{RMS[a_{2_Série}(t)]}. \quad (5.3)$$

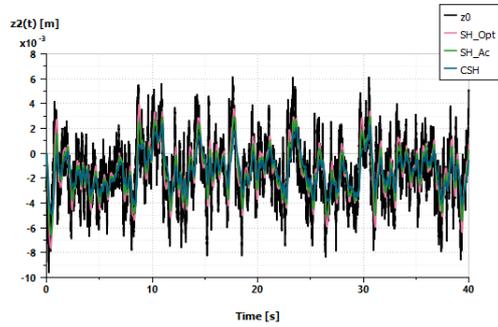
L'analyse des valeurs de ces critères se fait comme suit :

- au-dessus de 1, le mode en question est moins efficace que la référence prise en compte pour la normalisation ;
- en dessous de 1, il est plus performant que cette référence ;
- une performance identique est attribuée aux valeurs de critère normalisées égales à 1.

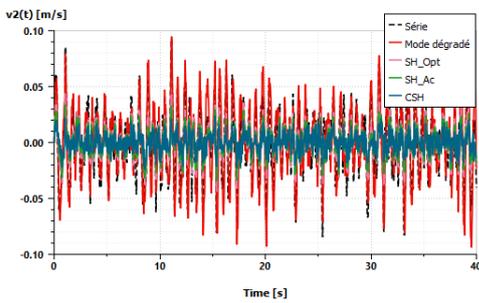
Les valeurs des critères J_1 et J_2 présentés, respectivement, dans les tableaux 5.2 et 5.3, montrent que le CSH est le plus performant pour des co-simulations réalisées sur un modèle quart de véhicule actif non linéaire.



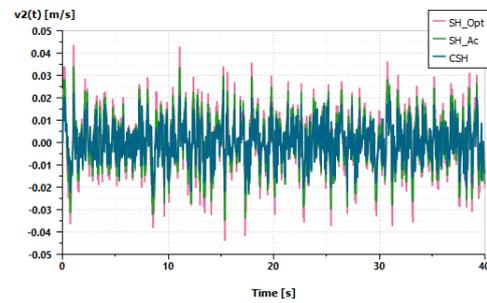
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



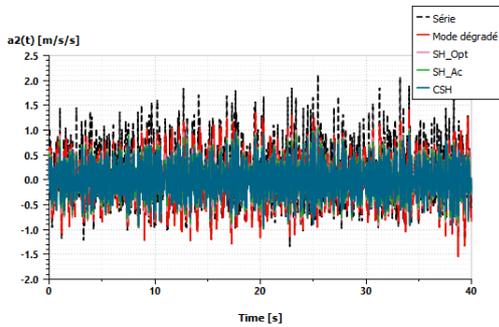
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions actives



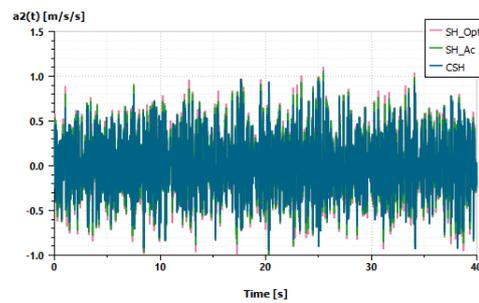
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions actives



(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$



(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions actives

FIGURE 5.18 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation de type route PSA

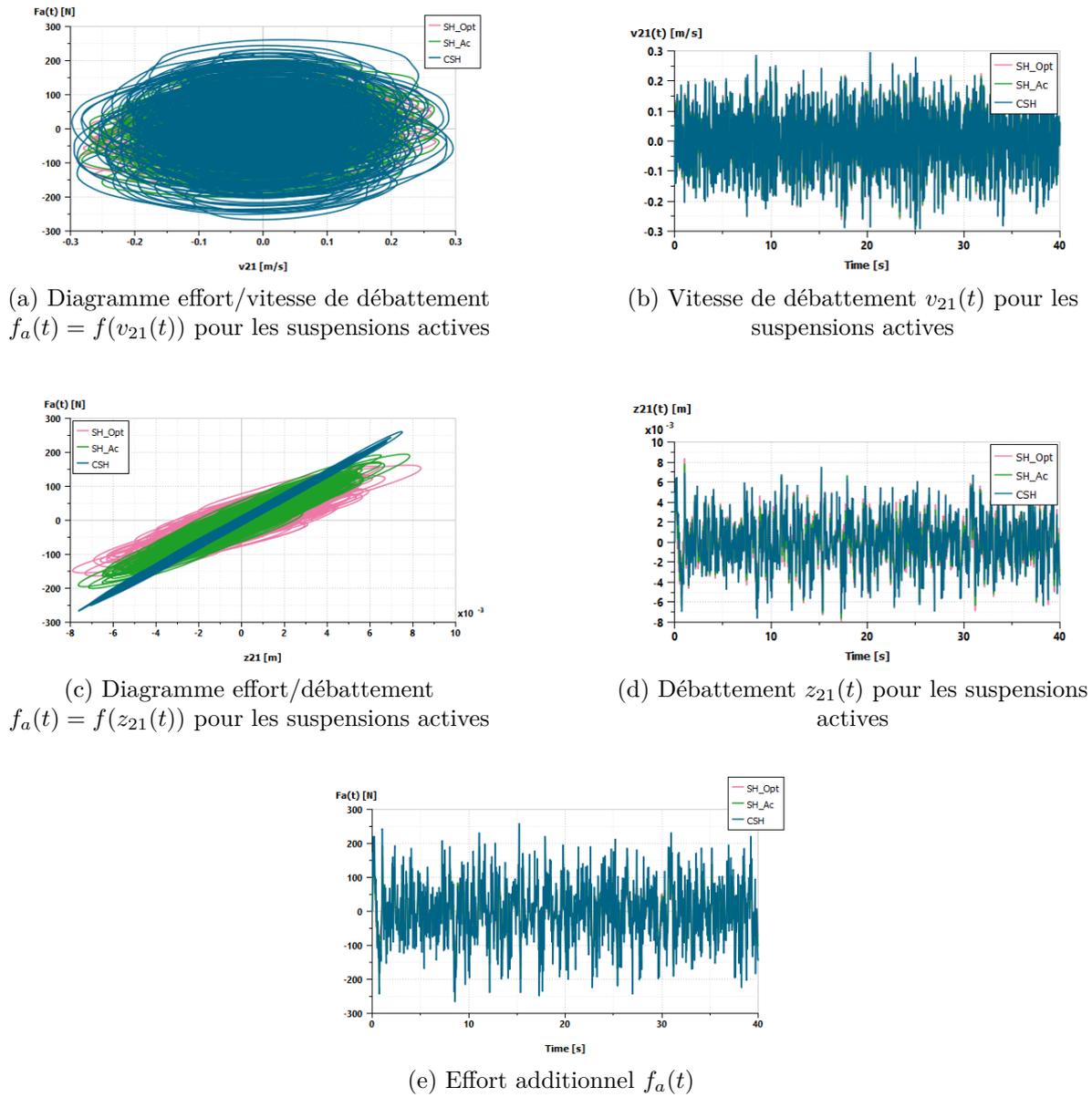


FIGURE 5.19 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation de type route PSA

TABLE 5.2 – Critères J_1 pour les systèmes de suspensions non linéaires

Configuration	J_1 non linéaire	J_1 linéaire
Série	1.562	1.146
Mode dégradé	1.437	1.445
SH_{Opt}	0.875	0.867
SH_{Ac}	0.782	0.793
CSH	0.683	0.695

TABLE 5.3 – Critères J_2 pour les systèmes de suspensions actifs non linéaires

Configuration	J_2 actif non linéaire	J_2 actif linéaire
Mode dégradé	0.867	0.862
SH_{Opt}	0.645	0.640
SH_{Ac}	0.616	0.610
CSH	0.572	0.566

5.2.2 Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire : Test de passivité

Pour les systèmes de suspension semi-actives, l'effort additionnel $f_a(t)$ suit la contrainte de passivité de l'amortisseur donnée par :

$$f_a(t)v_{21}(t) \geq 0. \quad (5.4)$$

En effet, aucune énergie ne peut être introduite dans le système ; les éléments élastiques ne peuvent que stocker l'énergie transmise par le profil routier, tandis que l'amortissement la dissipe.

La figure 5.20 illustre le diagramme effort amortisseur/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ correspondant au principe du test de passivité.

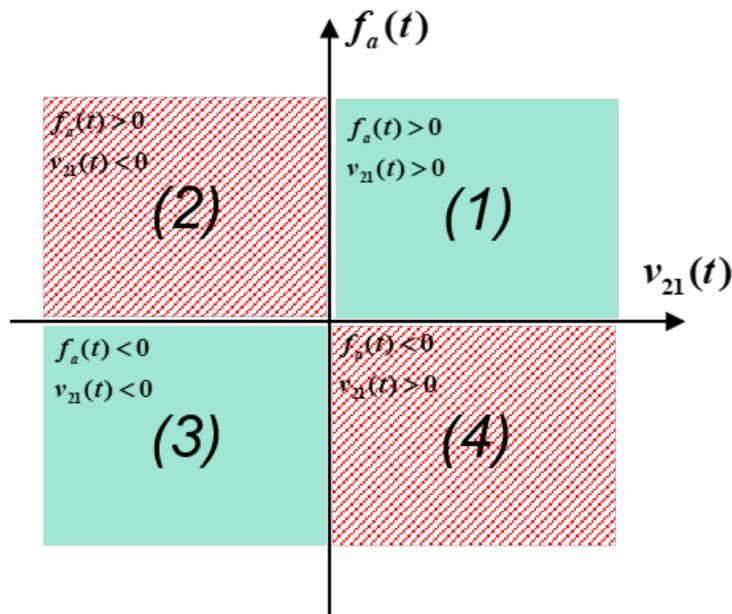


FIGURE 5.20 – Diagramme effort amortisseur/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$: Test de passivité

La figure 5.21 illustre les réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ du modèle quart de véhicule non linéaire semi-actif en comparaison avec celles du modèle quart de véhicule

non linéaire actif.

Les performances des systèmes de suspensions semi-actives, à savoir le SH_{Opt} (en pointillés roses), le SH_{Ac} (en pointillés verts) et le CSH (en pointillés bleus) se sont dégradés par rapport aux performances dans le cas actif.

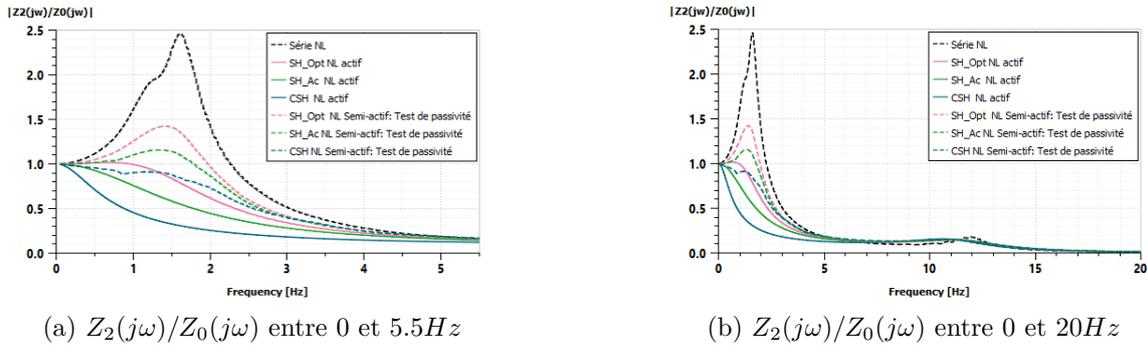


FIGURE 5.21 – Réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Comparaison avec les résultats du modèle quart de véhicule actif non linéaire

Comme dans la section 5.2.1, les performances temporelles pour les différentes sollicitations route précédemment analysées sont illustrées dans ce qui suit.

En effet, pour les performances temporelles de la masse suspendue (Figures 5.22, 5.24 et 5.26), malgré les dégradations par rapport au cas actif, le CSH assure toujours les meilleures performances en terme de déplacements $z_2(t)$ de vitesses $v_2(t)$ et d'accélération $a_2(t)$ comparé aux SH_{Opt} et SH_{Ac} .

Pour les co-simulations réalisées pour une sollicitation de type route PSA (Figure 5.28), les tableaux 5.4 et 5.5 présentent, respectivement, les valeurs des critères J_1 et J_2 . On vérifie bien à travers ces résultats, que le CSH demeure le plus performant en termes de déplacements.

Cependant, le SH_{Ac} devient plus performant que le CSH et le SH_{Opt} en termes d'accélération.

Pour les performances temporelles de la suspension, et ce pour toutes les excitations route (Figures 5.23, 5.25, 5.27 et 5.29), les tracés des diagrammes effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ (Figure 5.23a, 5.25a, 5.27a et 5.29a) permettent de vérifier l'intégration du test de passivité. En effet, les systèmes de suspension SH_{Opt} (en rose), SH_{Ac} (en vert) et CSH (en bleu) ne génèrent de l'effort que dans les cadrants 1 et 3 là où le produit $f_a(t)v_{21}(t)$ est positif.

Ceci peut aussi être confirmé par les tracés des efforts additionnels $f_a(t)$ pour ces systèmes de suspensions semi-actives (Figures 5.23e, 5.25e, 5.27e et 5.29e).

5.2.2.1 Obstacle long

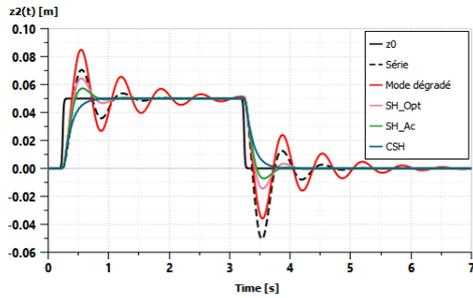
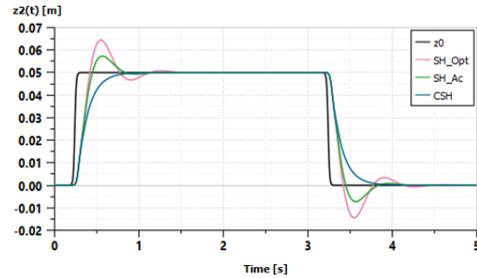
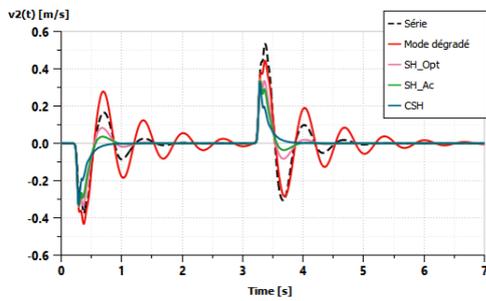
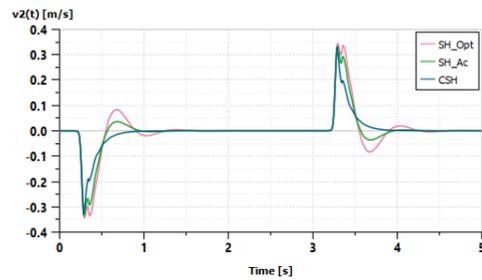
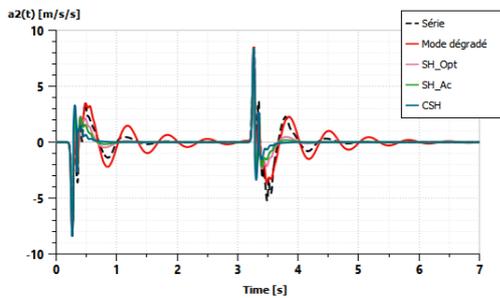
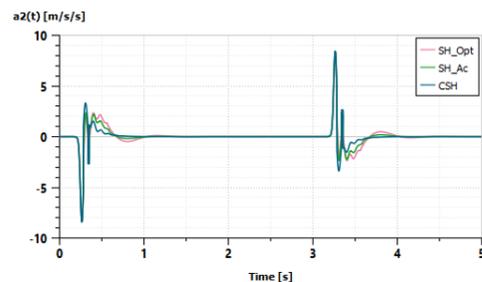
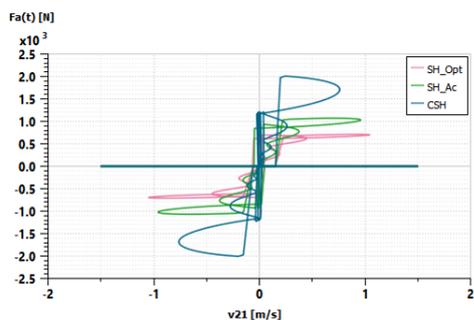
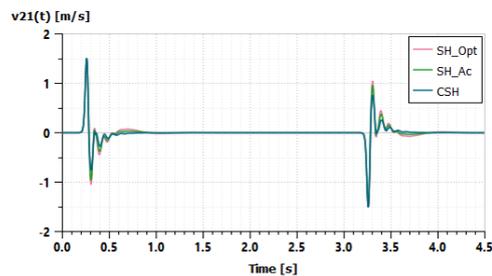
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ (b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ (d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ (f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

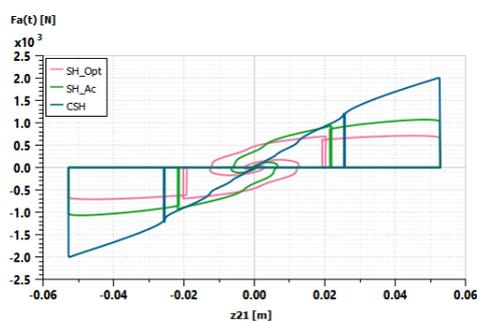
FIGURE 5.22 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle long



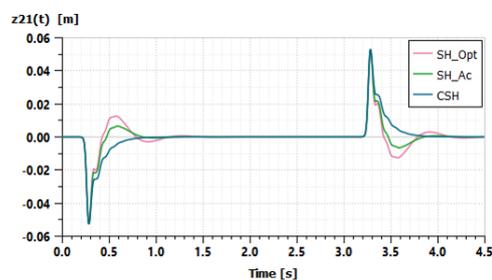
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



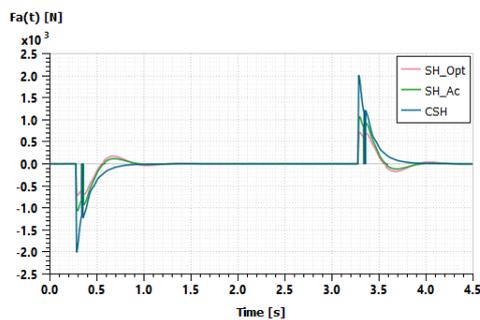
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.23 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle long

5.2.2.2 Obstacle court

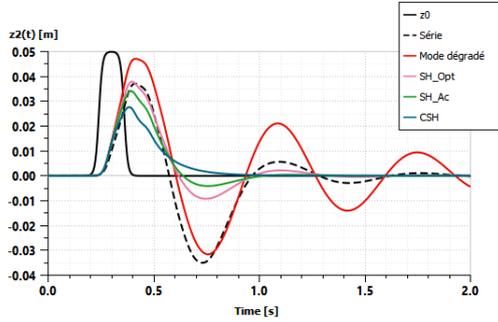
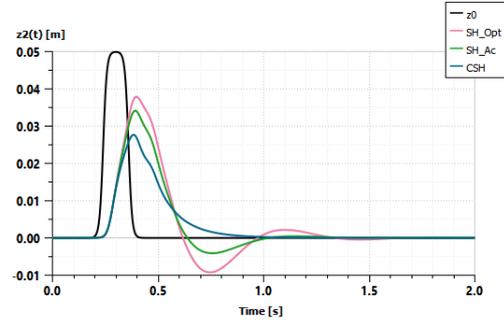
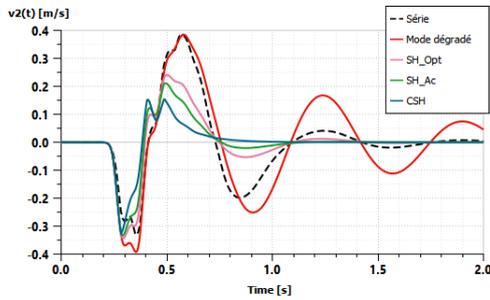
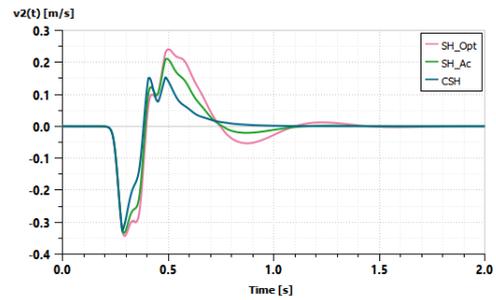
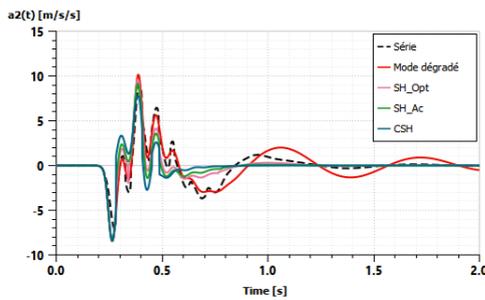
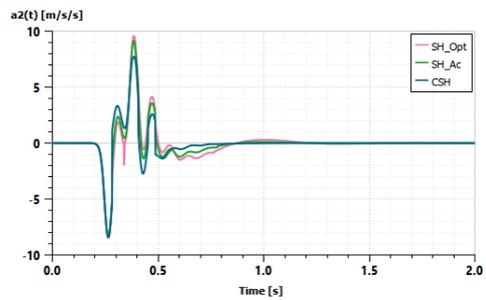
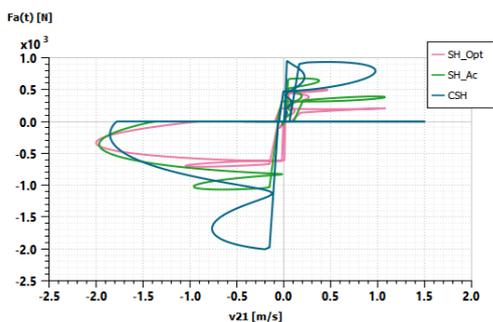
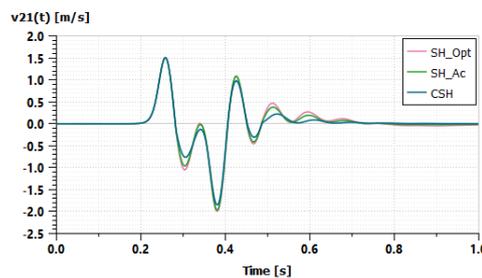
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ (b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ (d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ (f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

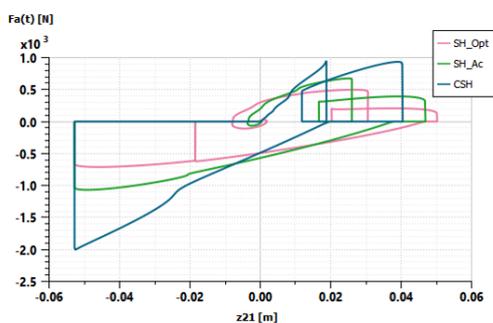
FIGURE 5.24 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle court



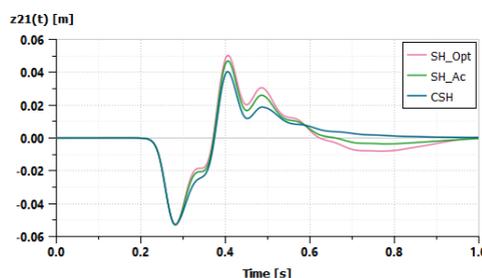
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



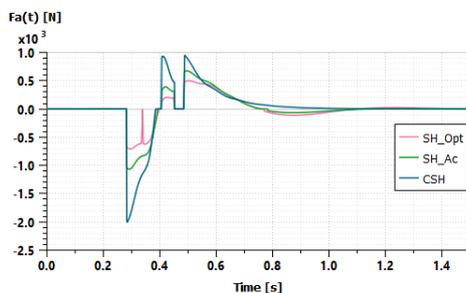
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



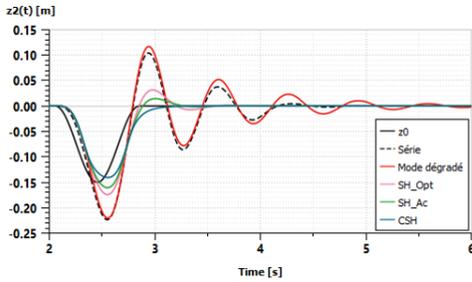
(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



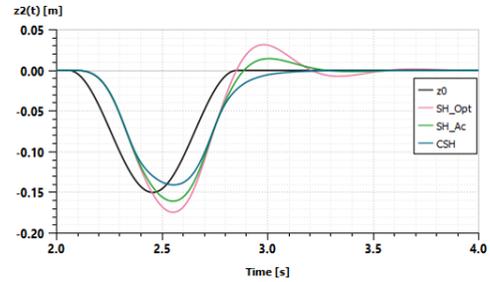
(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.25 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle court

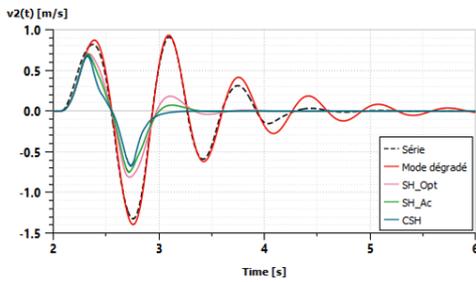
5.2.2.3 Cuvette



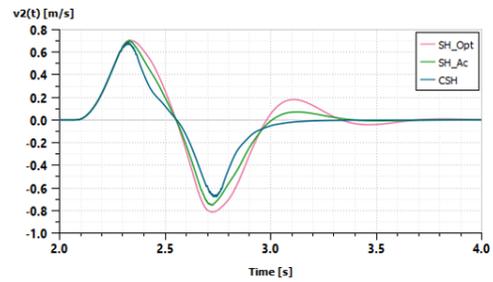
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



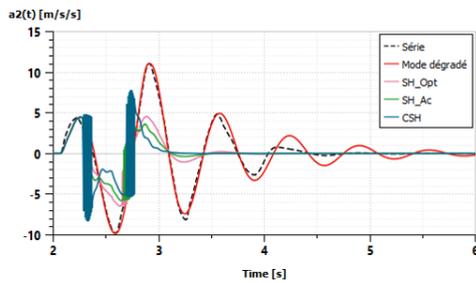
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives



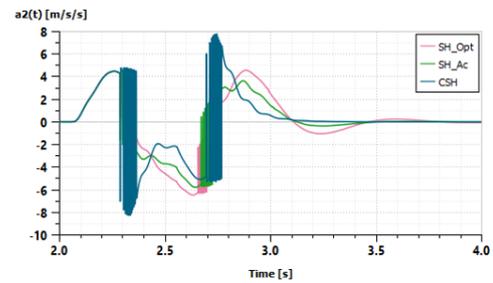
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

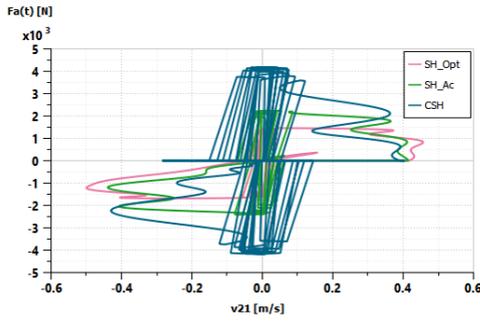


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

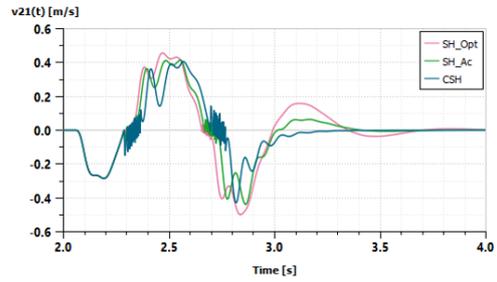


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

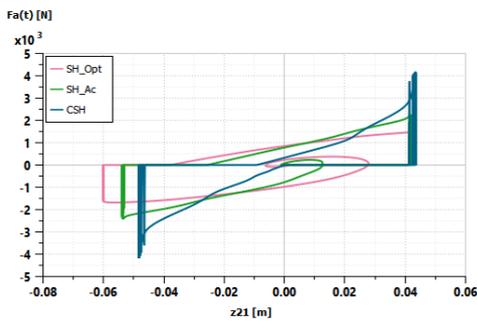
FIGURE 5.26 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type cuvette



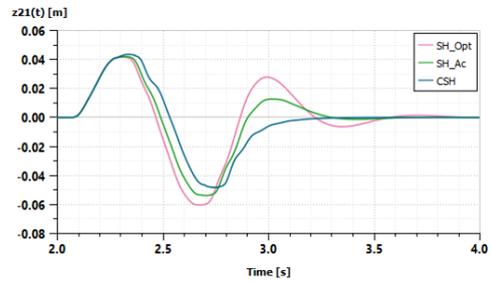
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



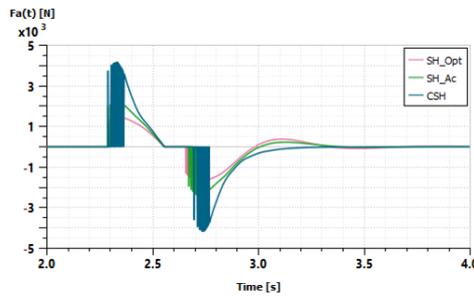
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.27 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette

5.2.2.4 Route PSA

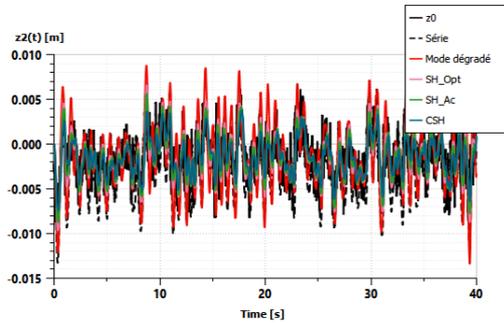
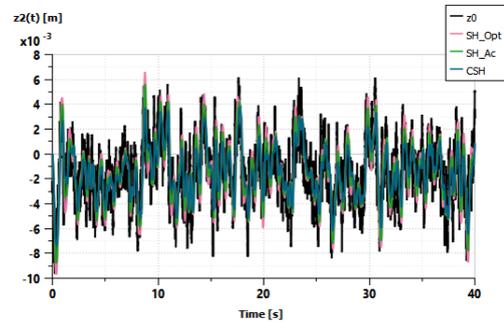
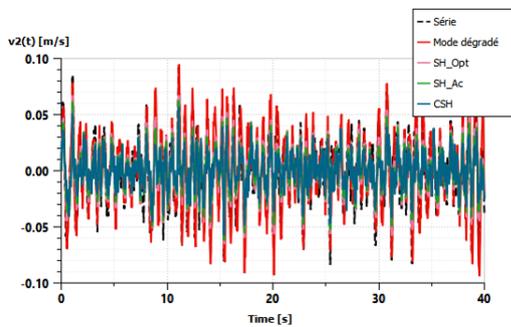
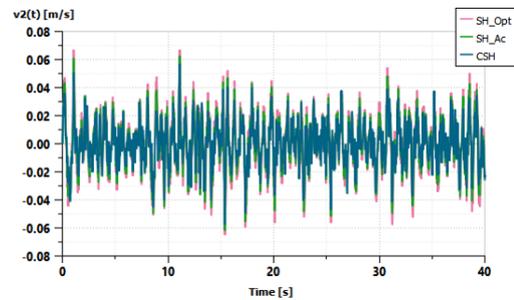
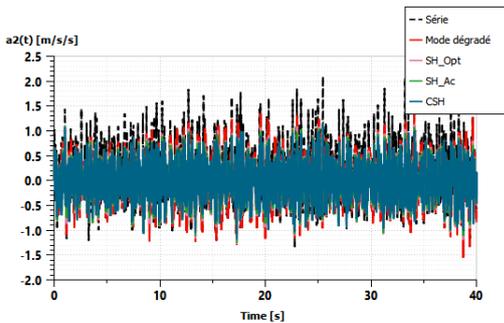
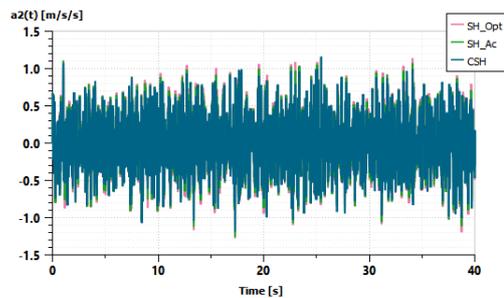
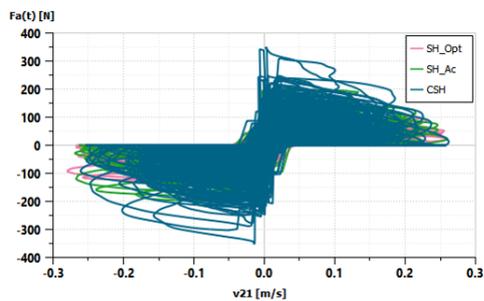
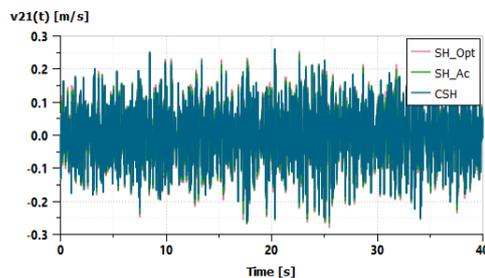
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ (b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ (d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ (f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

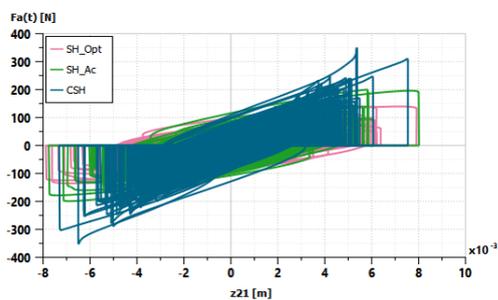
FIGURE 5.28 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation de type route PSA



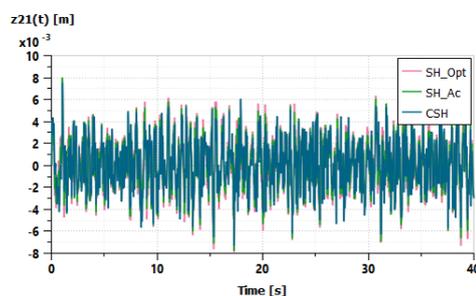
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



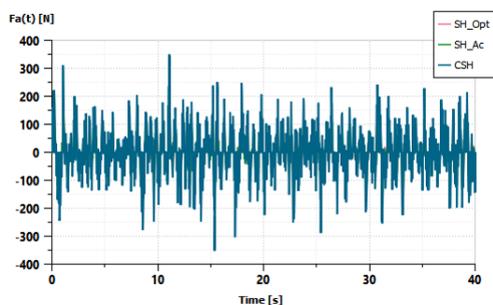
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.29 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation de type route PSA

TABLE 5.4 – Critères J_1 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité

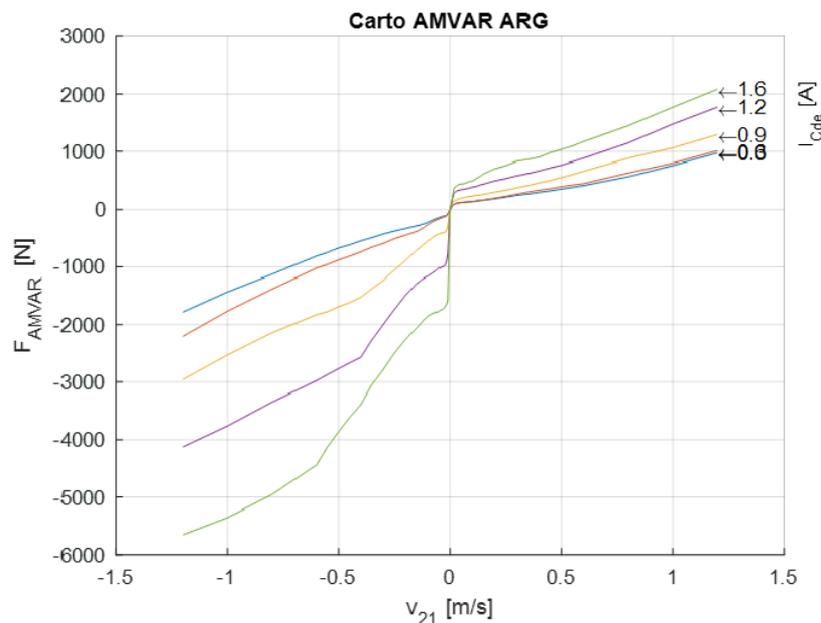
Configuration	J_1 semi-actif non linéaire : Test de passivité	J_1 actif non linéaire	J_1 actif linéaire
Série	1.562	1.562	1.146
Mode dégradé	1.437	1.437	1.445
SH_{Opt}	1.050	0.875	0.867
SH_{Ac}	0.968	0.782	0.793
CSH	0.853	0.683	0.695

TABLE 5.5 – Critères J_2 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité

Configuration	J_2 semi-actif non linéaire : Test de passivité	J_2 actif non linéaire	J_2 actif linéaire
Mode dégradé	0.867	0.867	0.862
SH_{Opt}	0.736	0.645	0.640
SH_{Ac}	0.735	0.616	0.610
CSH	0.765	0.572	0.566

5.2.3 Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement

En plus du test de passivité, les limites de fonctionnement de l'amortisseur AMVAR sont introduites au modèle quart de véhicule semi-actif non linéaire. Il s'agit d'appliquer des saturations sur les efforts additionnels suivant la cartographie $F_{AMVAR}(t) = f(v_{21}(t))[N]$ illustrée par la figure 5.30.

FIGURE 5.30 – Cartographie de l'amortisseur AMVAR $F_{AMVAR}(t) = f(v_{21}(t))[N]$ pour différentes valeurs de courant de pilotage : Limites de fonctionnement

La figure 5.31 illustre les réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ du modèle quart de véhicule non linéaire semi-actif incluant le test de passivité et les limites de fonctionnement de l'actionneur en comparaison avec celles du modèle quart de véhicule non linéaire actif. Les performances des systèmes de suspensions semi-actives, à savoir le SH_{Opt} (en pointillés roses), le SH_{Ac} (en pointillés verts) et le CSH (en pointillés bleus) se sont dégradés par rapport aux performances dans le cas actif.

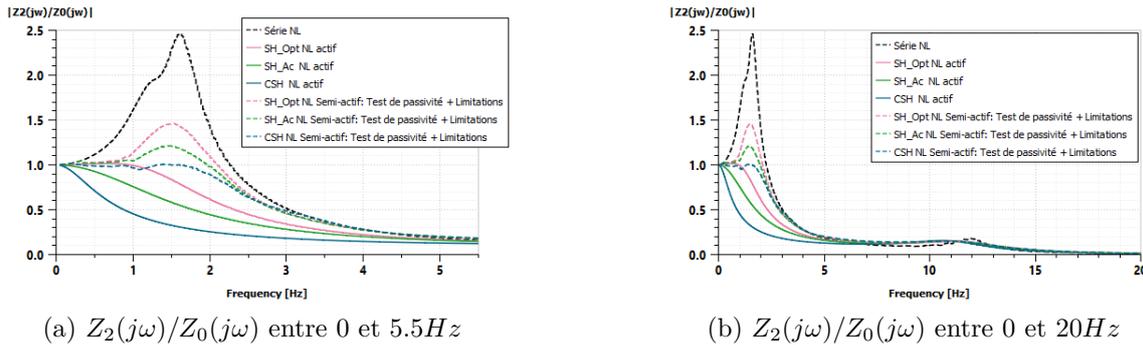


FIGURE 5.31 – Réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Comparaison avec les résultats du modèle quart de véhicule actif non linéaire

Comme dans les sections 5.2.1 et 5.2.2, les performances temporelles pour les différentes sollicitations route précédemment analysées sont illustrées dans ce qui suit.

En effet, sur les tracés des performances temporelles de la masse suspendue (Figures 5.32, 5.34 et 5.36), on voit bien les dégradations par rapport aux cas actif et semi-actif incluant uniquement le test de passivité. Cependant, le CSH assure des performances légèrement meilleures en terme de déplacements $z_2(t)$ de vitesses $v_2(t)$ et d'accélération $a_2(t)$ que le SH_{Opt} et le SH_{Ac} .

Pour les co-simulations réalisées pour une sollicitation de type route PSA (Figure 5.38), les tableaux 5.6 et 5.7 présentent, respectivement, les valeurs des critères J_1 et J_2 . En termes de déplacements, c'est le CSH qui demeure le plus performant. Cependant, en termes d'accélération, c'est le SH_{Ac} qui l'emporte.

Pour les performances temporelles de la suspension, et ce pour toutes les excitations route (Figures 5.33, 5.35, 5.37 et 5.39), les tracés des diagrammes effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ (Figures 5.33a, 5.35a, 5.37a et 5.39a) permettent de vérifier l'intégration du test de passivité et des limites de fonctionnement de l'actionneur (saturations). En effet, les systèmes de suspension SH_{Opt} (en rose), SH_{Ac} (en vert) et CSH (en bleu) ne génèrent de l'effort que dans les cadrants 1 et 3 là où le produit $f_a(t)v_{21}(t)$ est positif.

Sur les tracés des efforts additionnels $f_a(t)$ pour ces systèmes de suspensions semi-actives (Figures 5.33e, 5.35e, 5.37e et 5.39e), on voit bien que ces efforts ont été limités pour le cas du CSH.

5.2.3.1 Obstacle long

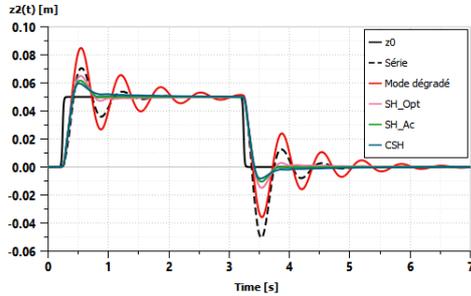
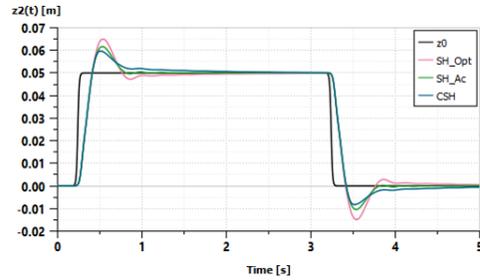
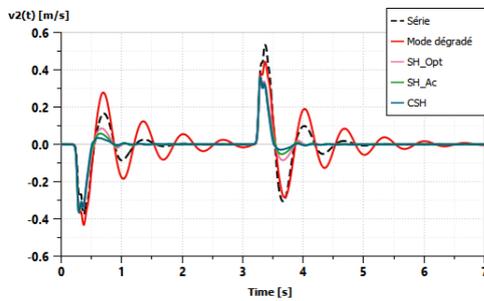
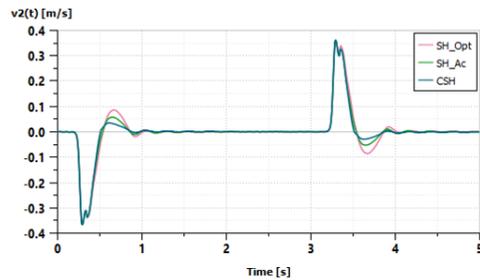
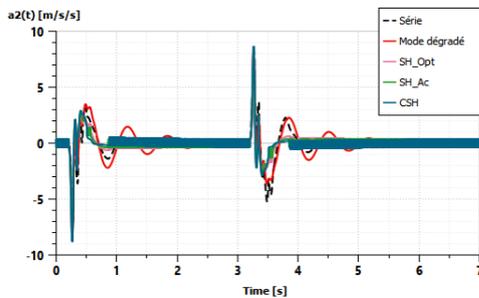
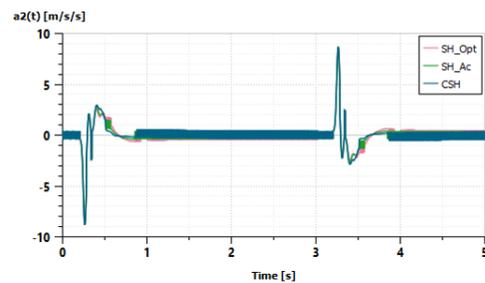
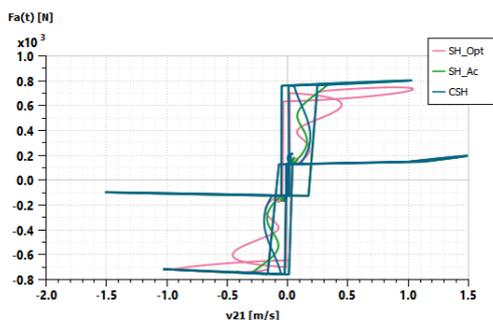
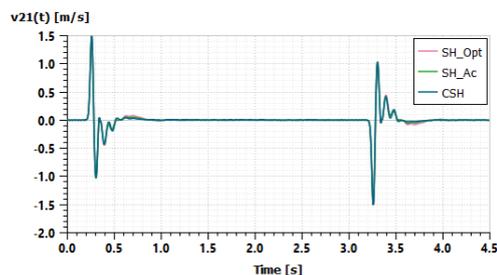
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ (b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ (d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ (f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

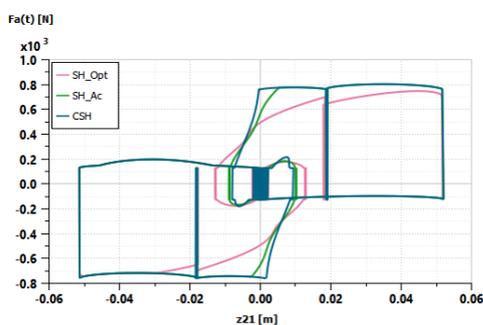
FIGURE 5.32 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle long



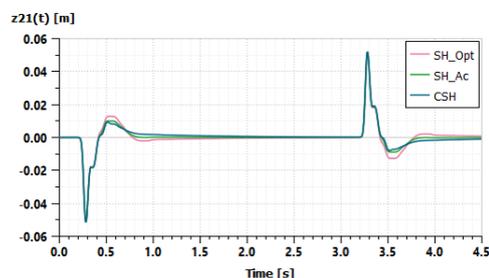
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



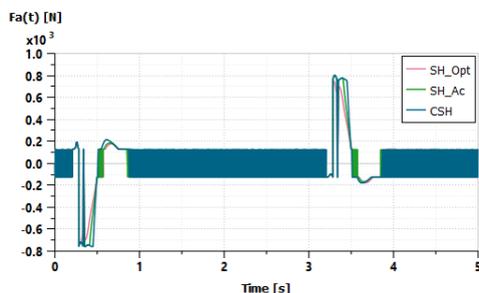
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.33 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle long

5.2.3.2 Obstacle court

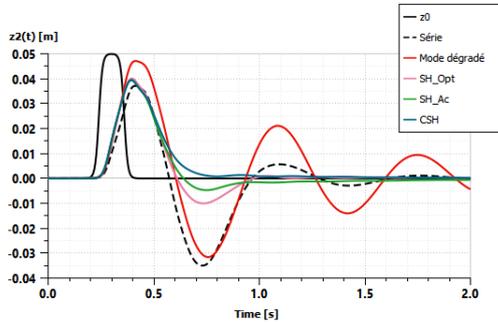
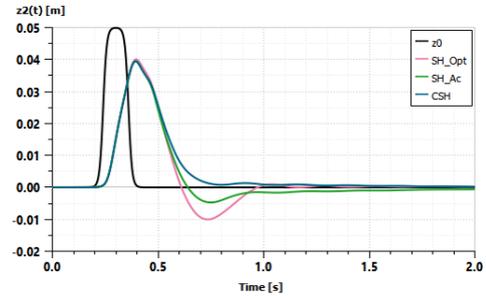
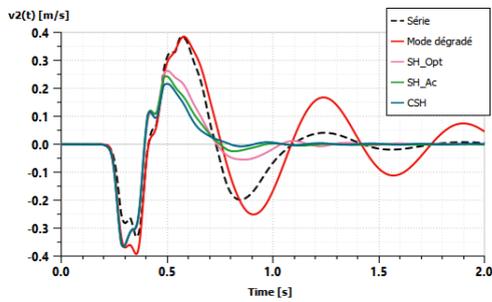
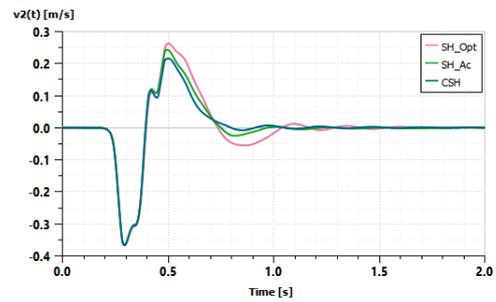
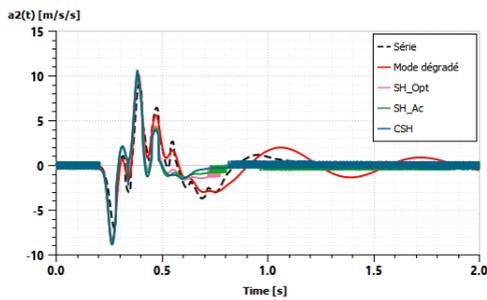
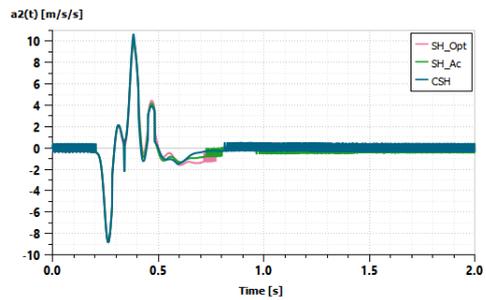
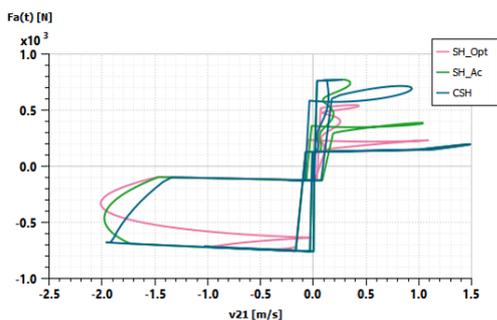
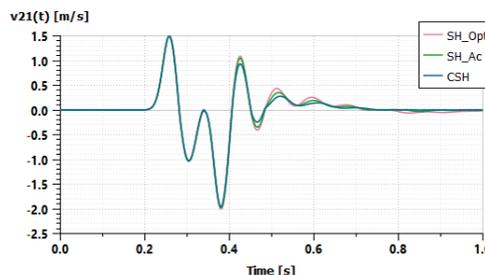
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ (b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ (d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ (f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

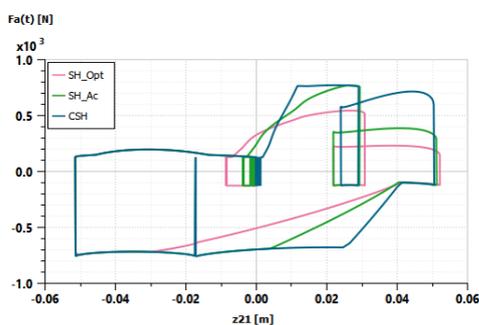
FIGURE 5.34 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle court



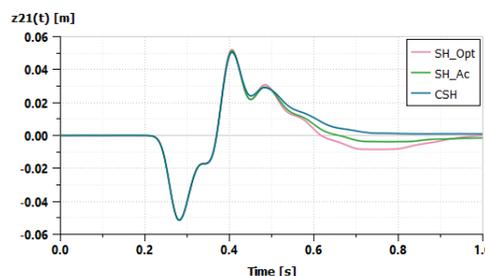
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



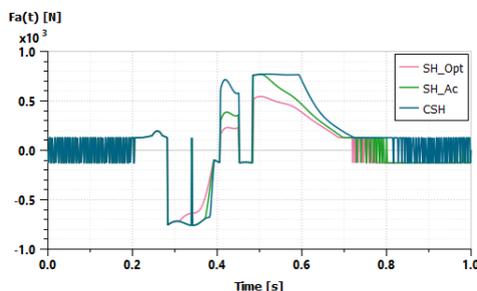
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



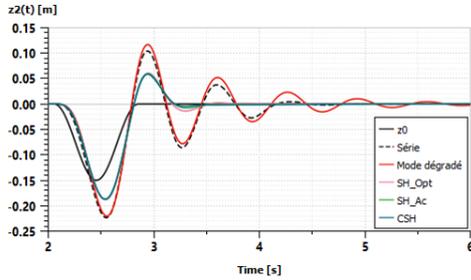
(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



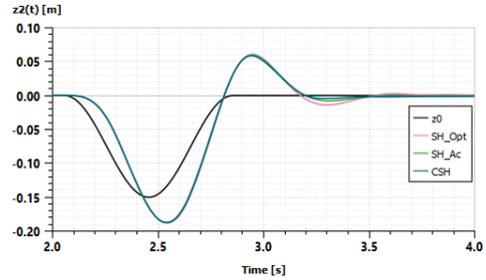
(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.35 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle court

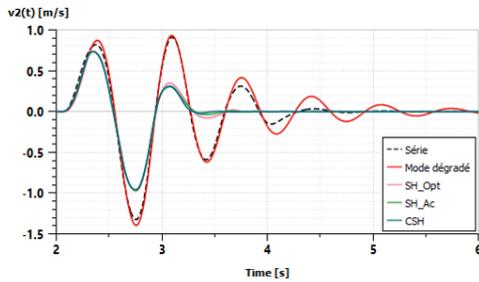
5.2.3.3 Cuvette



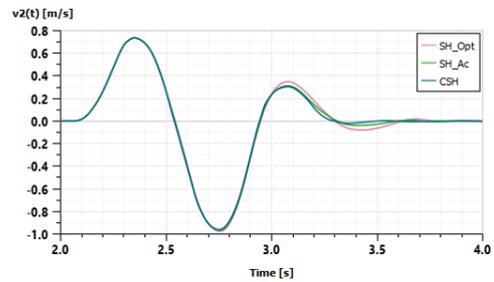
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



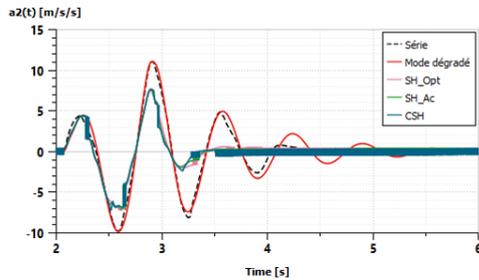
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives



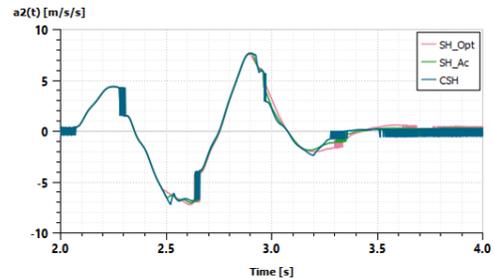
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

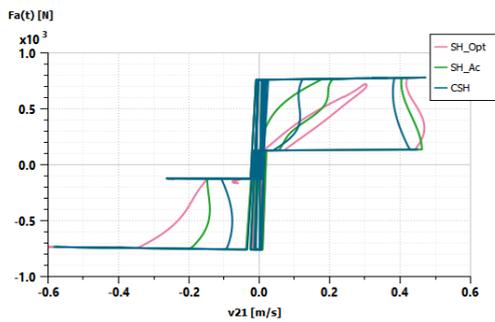


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

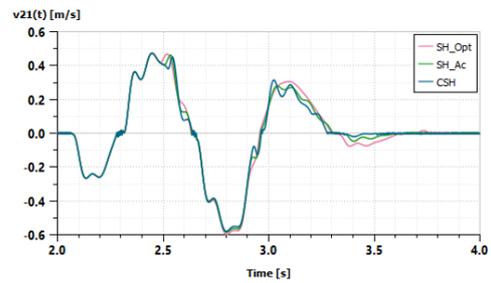


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

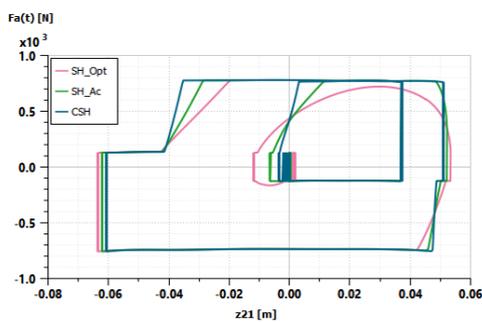
FIGURE 5.36 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de cuvette



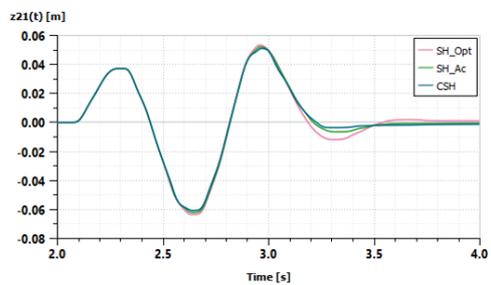
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



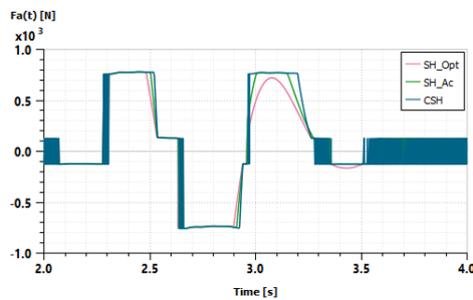
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



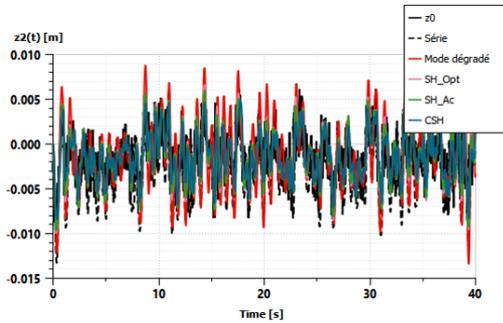
(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



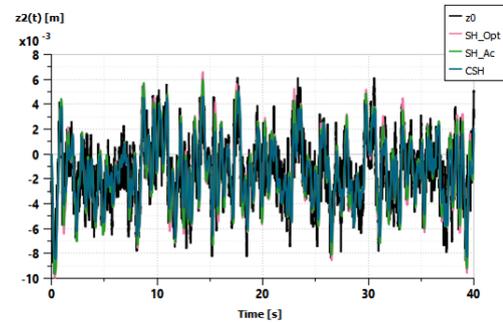
(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.37 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette

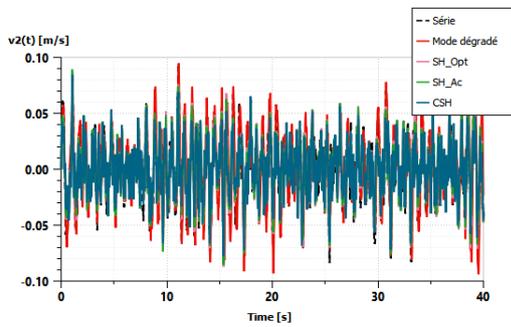
5.2.3.4 Route PSA



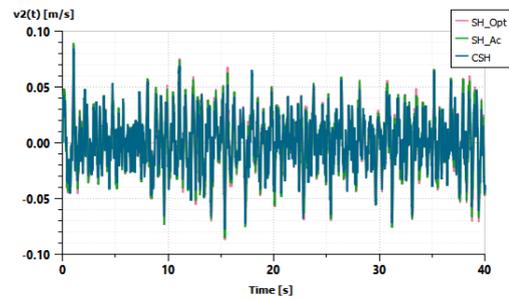
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



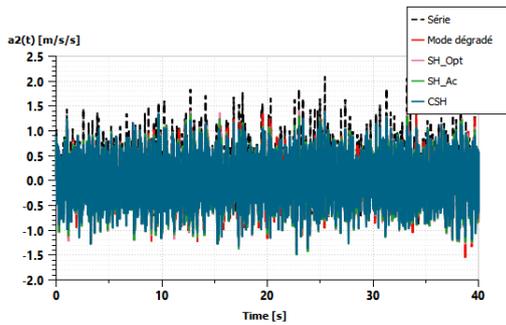
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives



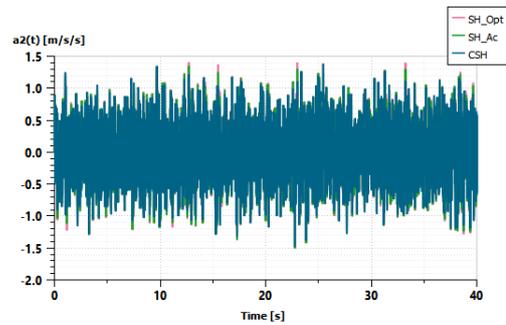
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives



(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$



(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

FIGURE 5.38 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation de type route PSA

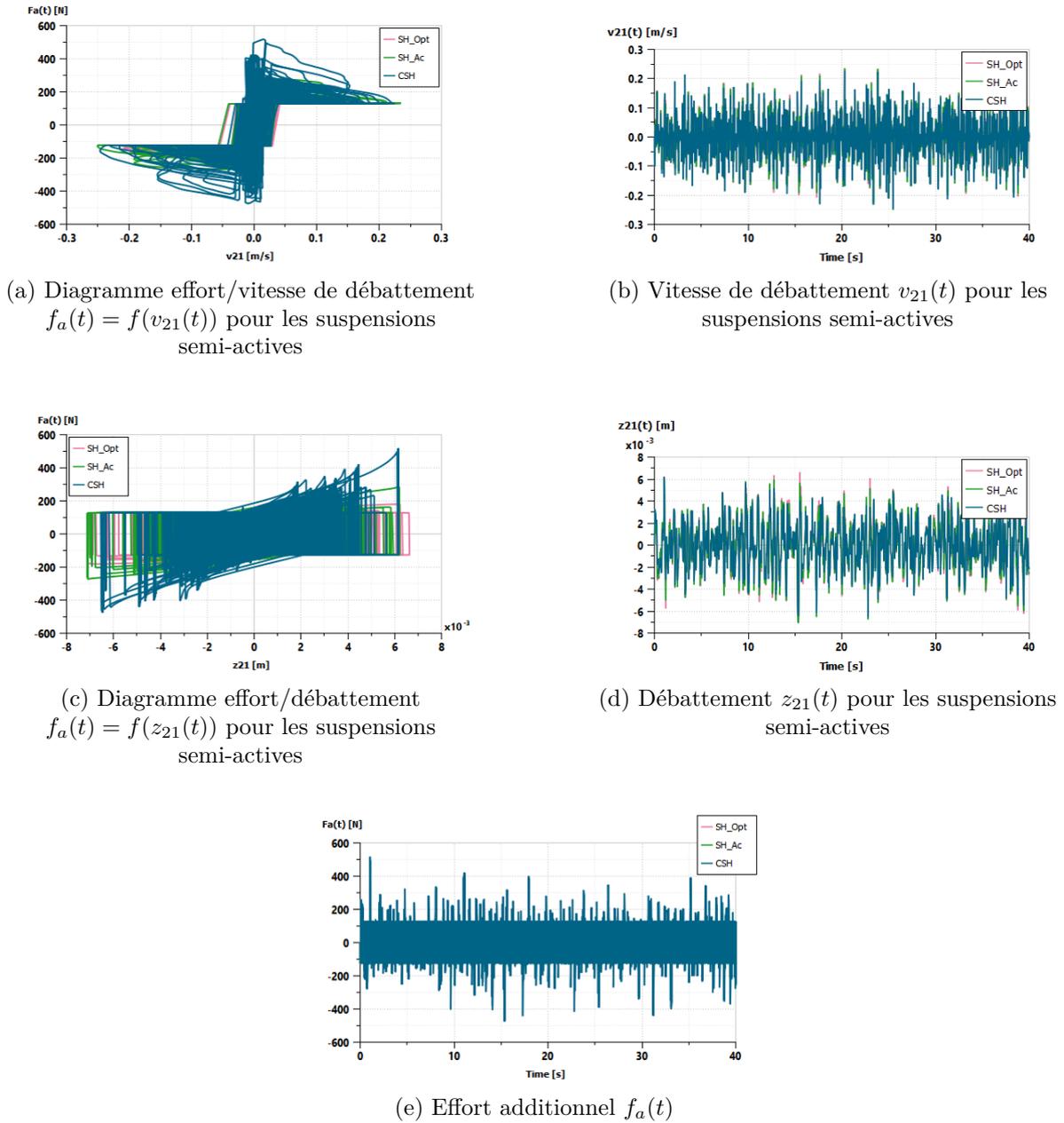


FIGURE 5.39 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation de type route PSA

TABLE 5.6 – Critères J_1 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité + Limites de fonctionnement

Configuration	J_1 semi-actif non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement	J_1 semi-actif non linéaire : Test de passivité	J_1 actif non linéaire	J_1 actif linéaire
Série	1.562	1.562	1.562	1.146
Mode dégradé	1.437	1.437	1.437	1.445
SH_{Opt}	1.143	1.050	0.875	0.867
SH_{Ac}	1.111	0.968	0.782	0.793
CSH	0.992	0.853	0.683	0.695

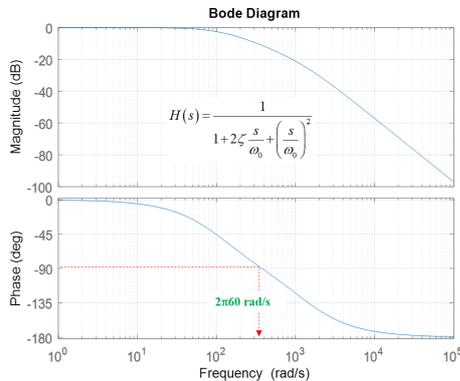
TABLE 5.7 – Critères J_2 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité + Limites de fonctionnement

Configuration	J_2 semi-actif non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement	J_2 semi-actif non linéaire : Test de passivité	J_2 actif non linéaire	J_2 actif linéaire
Mode dégradé	0.867	0.867	0.867	0.862
SH_{Opt}	1.558	0.736	0.645	0.640
SH_{Ac}	1.587	0.735	0.616	0.610
CSH	1.720	0.765	0.572	0.566

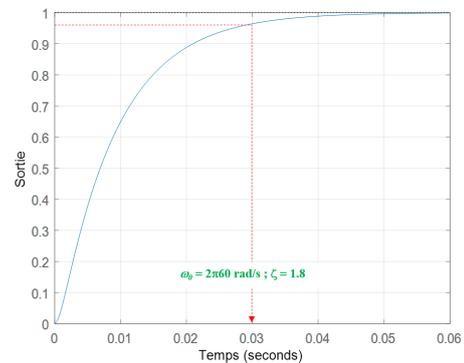
5.2.4 Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension semi-active non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement + Dynamique de l'actionneur

La dernière étape de la démarche descendante consiste à rajouter la dynamique de l'actionneur en plus du test de passivité et des limites de fonctionnement.

Il s'agit d'un filtre du second ordre caractérisé par une fréquence de coupure de 60 Hz et un facteur d'amortissement $\zeta = 1.8$. La réponse fréquentielle de la dynamique de l'actionneur ainsi que sa réponse indicielle sont illustrées par la figure 5.40.



(a) Réponse fréquentielle de la dynamique de l'actionneur : Diagrammes de Bode



(b) Réponse indicielle de la dynamique de l'actionneur

FIGURE 5.40 – Performances fréquentielle et temporelle de la dynamique de l'actionneur

La figure 5.41 illustre les réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ du modèle quart de véhicule non linéaire semi-actif incluant le test de passivité, les limites de fonctionnement ainsi que la dynamique de l'actionneur en comparaison avec celles du modèle quart de véhicule non linéaire actif.

Les performances des systèmes de suspensions semi-actives, à savoir le SH_{Opt} (en pointillés roses), le SH_{Ac} (en pointillés verts) et le CSH (en pointillés bleus) se sont dégradés par rapport aux performances dans le cas actif.

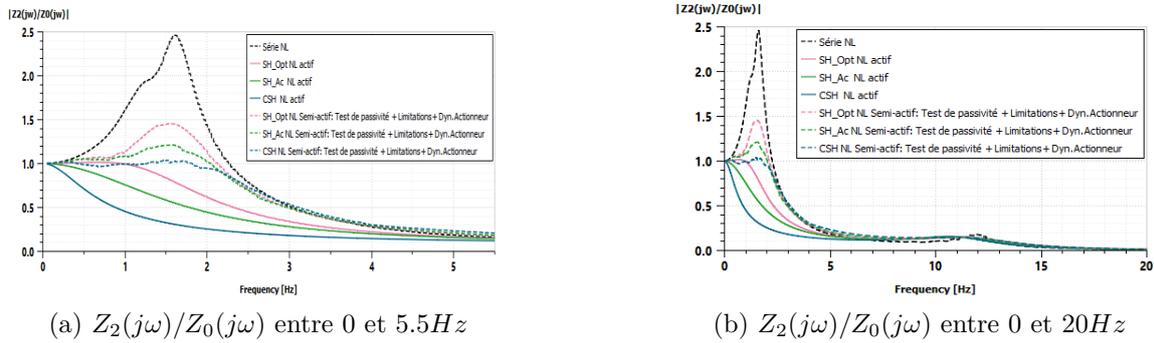


FIGURE 5.41 – Réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Comparaison avec les résultats du modèle quart de véhicule actif non linéaire

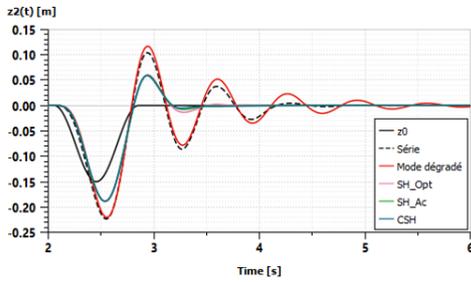
Dans cette section, les performances temporelles présentées sont uniquement celles pour les sollicitations route de type cuvette et route PSA.

En effet, sur les tracés des performances temporelles de la masse suspendue (Figure 5.42), on voit bien les dégradations par rapport aux cas actif et semi-actif incluant uniquement le test de passivité et les limites de fonctionnement de l'actionneur. En effet, les performances du CSH et du SH_{Ac} deviennent comparables et sont légèrement meilleures en terme de déplacements $z_2(t)$, de vitesses $v_2(t)$ et d'accélération $a_2(t)$ que le SH_{Opt} .

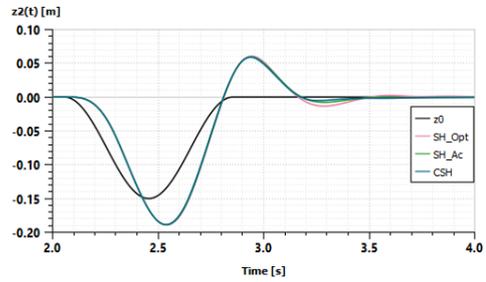
Pour les co-simulations réalisées pour une sollicitation de type route PSA (Figure 5.44), les tableaux 5.8 et 5.9 présentent, respectivement, les valeurs des critères J_1 et J_2 . En termes de déplacements, c'est le CSH qui demeure le plus performant. Cependant, en termes d'accélération, c'est le SH_{Opt} qui l'emporte.

Pour les performances temporelles de la suspension, et ce pour les deux excitations route étudiées dans cette section (Figures 5.43 et 5.45), les tracés des diagrammes effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ (Figures 5.43a et 5.45a) permettent de vérifier l'intégration de la dynamique de l'actionneur. En effet, les oscillations autour de l'origine sont diminuées par rapport aux résultats de la section précédente.

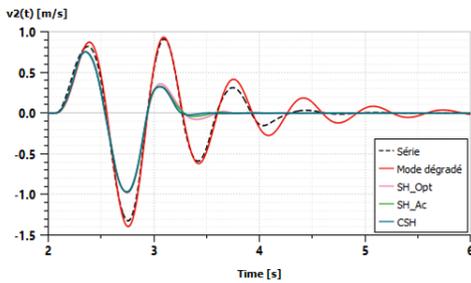
5.2.4.1 Cuvette



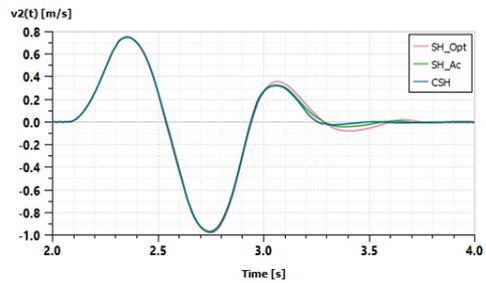
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



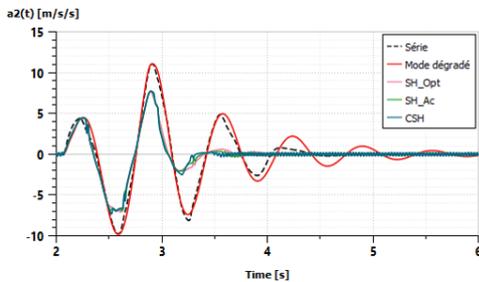
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives



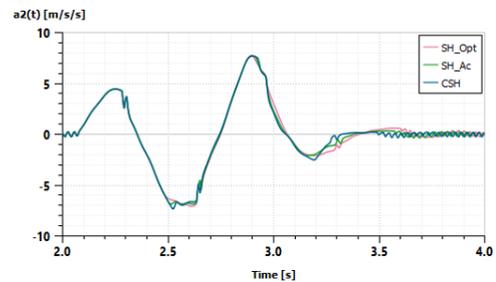
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

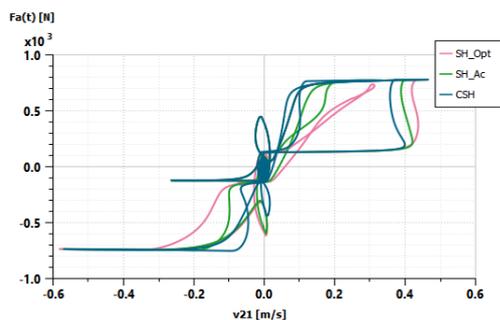


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

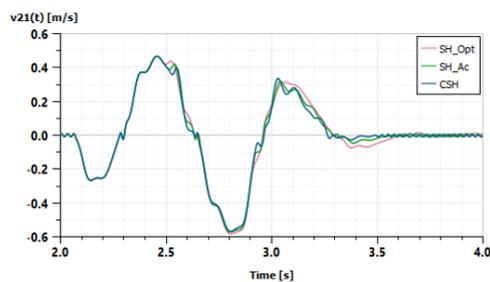


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

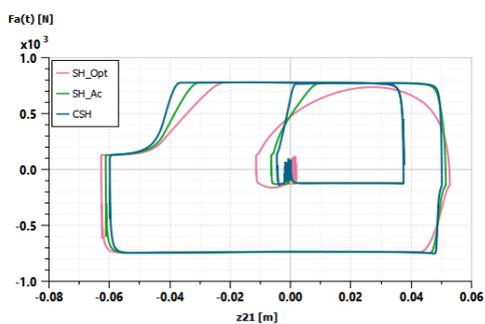
FIGURE 5.42 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type cuvette



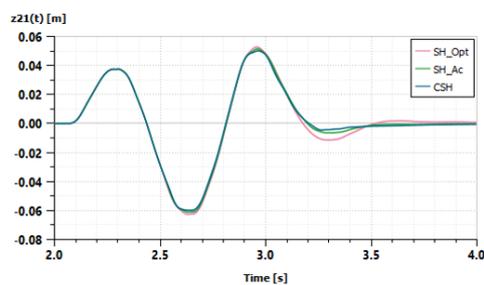
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



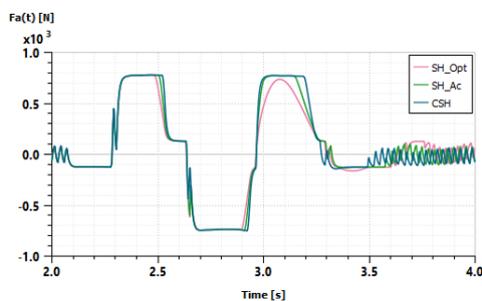
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.43 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette

5.2.4.2 Route PSA

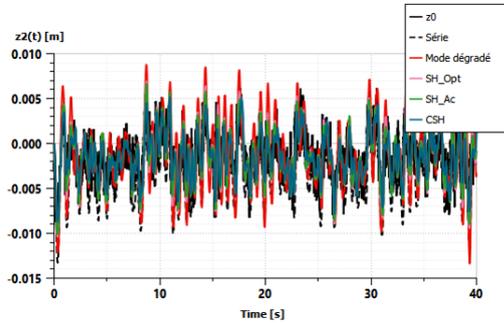
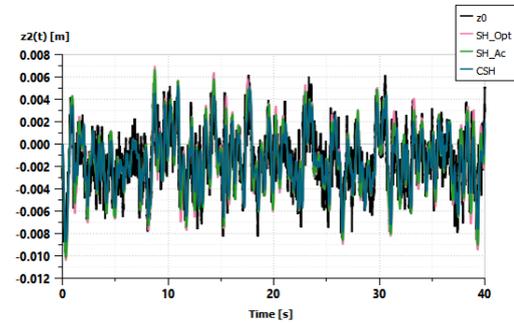
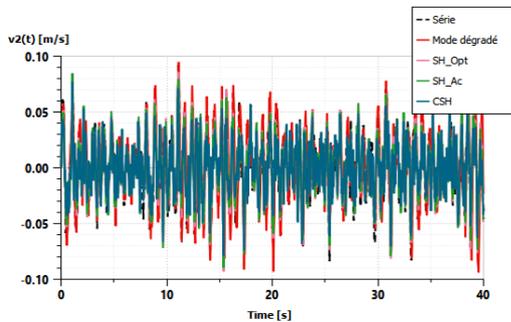
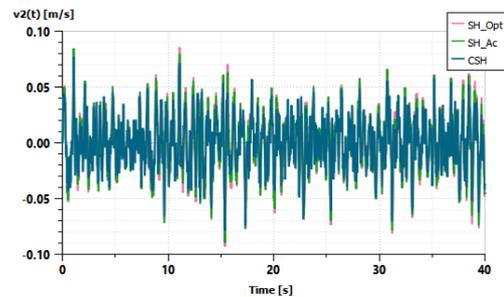
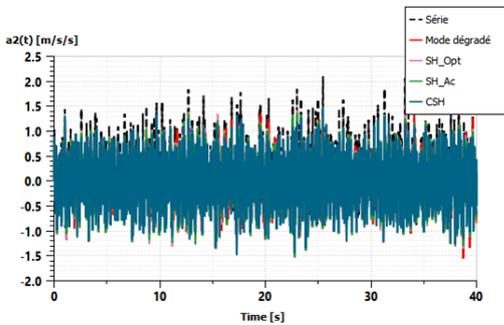
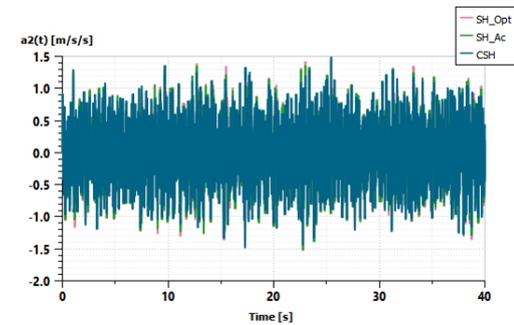
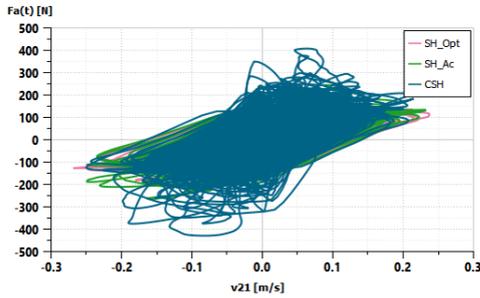
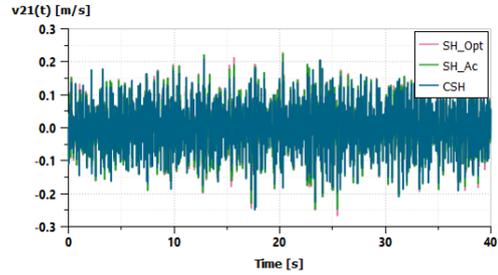
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ (b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ (d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions semi-actives(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ (f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions semi-actives

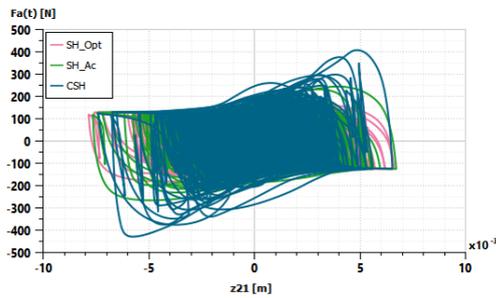
FIGURE 5.44 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation de type route PSA



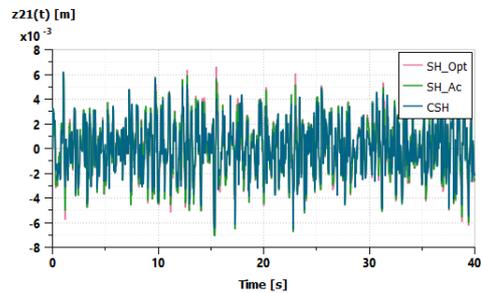
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



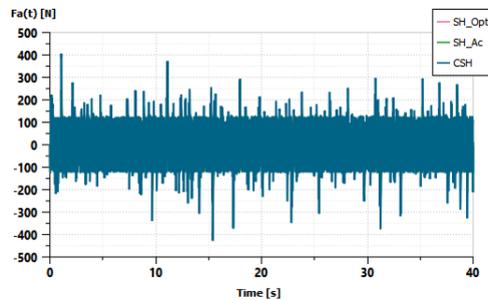
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions semi-actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE 5.45 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation de type route PSA

TABLE 5.8 – Critères J_1 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité + Limites de fonctionnement + Dynamique de l'actionneur

Configuration	J_1 semi-actif non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement + Dynamique de l'actionneur	J_1 semi-actif non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement	J_1 semi-actif non linéaire : Test de passivité	J_1 actif non linéaire	J_1 actif linéaire
Série	1.562	1.562	1.562	1.562	1.146
Mode dégradé	1.437	1.437	1.437	1.437	1.445
SH _{Opt}	1.170	1.143	1.050	0.875	0.867
SH _{Ac}	1.127	1.111	0.968	0.782	0.793
CSH	0.983	0.992	0.853	0.683	0.695

TABLE 5.9 – Critères J_2 pour les systèmes de suspensions semi-actifs non linéaires : Test de passivité + Limites de fonctionnement + Dynamique de l'actionneur

Configuration	J_2 semi-actif non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement + Dynamique de l'actionneur	J_2 semi-actif non linéaire : Test de passivité + Limites de fonctionnement	J_2 semi-actif non linéaire : Test de passivité	J_2 actif non linéaire	J_2 actif linéaire
Mode dégradé	0.867	0.867	0.867	0.867	0.862
SH_{Opt}	1.346	1.558	0.736	0.645	0.640
SH_{Ac}	1.349	1.587	0.735	0.616	0.610
CSH	1.403	1.720	0.765	0.572	0.566

5.3 Conclusion

Dans ce chapitre, une démarche descendante partant de l'échelle fonctionnelle jusqu'à l'échelle organique est mise en exergue.

Les lois de comportement cibles de type SH_{Opt} , SH_{Ac} et CSH synthétisées dans le chapitre précédent sont appliquées sur une suspension active BF et sur une suspension semi-active équipée d'un AMVAR.

Les résultats de la co-simulation, dans les domaines fréquentiel et temporel, montrent que le CSH assure les meilleurs tenue de caisse et filtrage comparé aux modèles utilisés pour le « benchmarking » dans le cas particulier de la suspension active BF.

Cependant, ces performances se sont légèrement dégradées à cause du domaine de fonctionnement étroit de l'AMVAR.

Dans le chapitre suivant, la validation des lois de comportement cibles est réalisée en simulation sur un modèle bicyclette suspendu à 7 ddl et en expérimentation sur un banc d'essai ainsi qu'en roulage.

Chapitre 6

Confrontation validation en simulation - validation en expérimentation

6.1	Introduction	161
6.2	Système de suspension KYB	162
6.2.1	Architecture du système semi-actif	162
6.2.2	Stratégie de contrôle semi-actif	165
6.3	Validation en simulation : Résultats de la co-simulation AMESim/SIMULINK	167
6.4	Validation en expérimentation	172
6.4.1	Essais sur banc 4 vérins (B4V) d'un véhicule complet	174
6.4.2	Essais sur route : Roulages physiques	180
6.5	Conclusion	195

6.1 Introduction

Sous le nom de confort vertical basses fréquences ou confort vertical de suspension, ou encore confort BF (comme Basses Fréquences), on veut parler du **confort ressenti lorsque les suspensions du véhicule débattent de manière significative**, c'est à dire pour des **amplitudes de l'ordre de quelques centimètres**. C'est le domaine où la suspension principale, c'est à dire le système ressort/amortisseur, amplifie ou isole la masse de la caisse des excitations route, généralement dans la bande de fréquences $[0 - 5Hz]$; d'où l'appellation Basses Fréquences.

Subjectivement, le ressenti provient de l'amplitude et de la vitesse des mouvements de caisse dûs aux débattements des suspensions :

- en grands débattements, certains véhicules donnent une impression de « sécheresse » exagérée, d'autres, au contraire peuvent générer des mouvements presque nauséux, avec selon les cas, un « raccordement » de butées de suspension plus ou moins progressif; lorsque l'arrêt sur les butées est brutal, on parlera d'**ensachage** ;
- pour des débattements plus faibles, les passagers ressentent plutôt ce que l'on appelle des **tressautements** ; dans ce cas, la caisse débat moins, mais les passagers «

pompent » sur leurs sièges. Parfois ces mouvements peuvent être si secs et répétés qu'ils suggèrent des suspensions bloquées, la caisse rebondissant sur ses pneus ; d'où le terme d'**effet de balle** ;

- pour des débattements en roulis, on parle de **renvois de roulis** ; en général, plus ils sont rapides, plus leur amplitude est réduite.

L'étude du confort vertical Basses Fréquences (BF) s'appuie sur un certain nombre de mesures :

- des mesures statiques ou quasi-statiques pour la détermination des flexibilités, des raccordements de butées et des frottements de suspension ;
- des mesures de lois d'amortisseurs ;
- des mesures de synthèse véhicule réalisées sur banc 4 vérins qui permettent d'évaluer la prestation confort BF du véhicule.

6.2 Système de suspension KYB

L'avalanche des SUV (acronyme de *Sport Utility Vehicle*) et l'arrivée de la conduite autonome ont poussé les constructeurs automobiles à améliorer le confort de conduite au cours des dernières années.

Au cours des dernières années, le fournisseur KYB (*Kayaba Industry*) a développé un système de suspension semi-active dont l'architecture et la stratégie de contrôle sont présentées dans ce qui suit.

6.2.1 Architecture du système semi-actif

L'architecture du système semi-actif est composée de quatre capteurs de débattement, trois accéléromètres, une ECU (« Electronic Control Unit ») et de quatre amortisseurs pilotés (Figure 6.1).

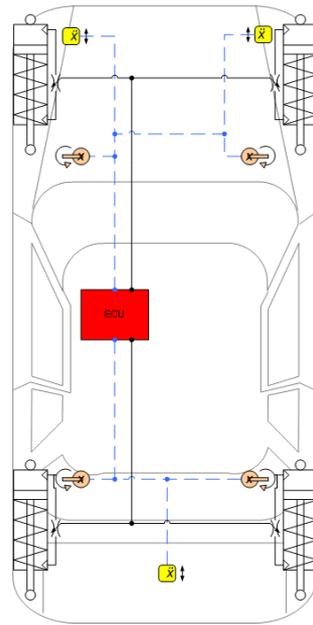


FIGURE 6.1 – Composition du système AMVAR

Le principe de fonctionnement du système est défini en trois étapes suivant la règle générale « Détecter > Définir > Agir ». Les capteurs de débattement mesurent le déplacement relatif Roue/Caisse pour chaque roue et les accéléromètres situés sur la caisse, dont deux sur l'essieu avant et le troisième sur l'arrière, sont chargés de mesurer les accélérations verticales. Ces signaux mesurés par les capteurs, rajoutés à de nombreuses autres informations disponibles directement à partir du Bus CAN (comme la vitesse du véhicule, le mouvement des roues directrices, l'accélération longitudinale et latérale, l'état du freinage, d'autres, . . .), sont traités comme des entrées pour la stratégie de contrôle du calculateur.

Toutes les 2 ms , la stratégie de contrôle du logiciel analyse l'état du véhicule en lisant les signaux d'entrée. Si nécessaire, le calculateur transmet une commande de courant de sortie à chaque actionneur d'amortisseur afin d'augmenter chaque force d'amortissement et de corriger/adapter la déviation de la dynamique du véhicule (Figure 6.2).

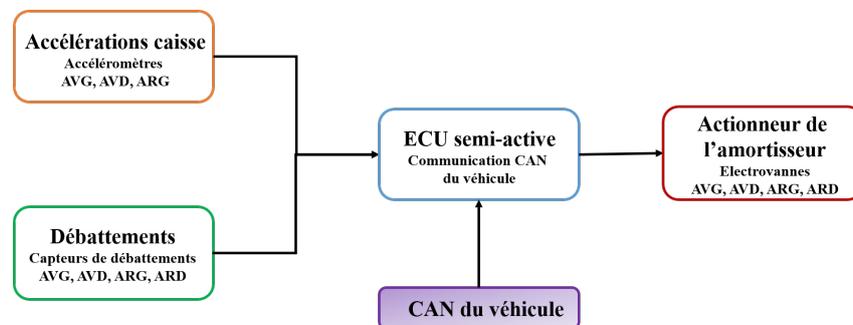


FIGURE 6.2 – Architecture du système

Du point de vue de l'amortisseur, la technologie standard a été combinée avec une électrovanne à réponse rapide. L'objectif est d'adapter le système Force d'amortissement/Vitesse du piston à un système dépendant de la Force d'amortissement/Vitesse du piston/Courant de commande (Figure 6.3).

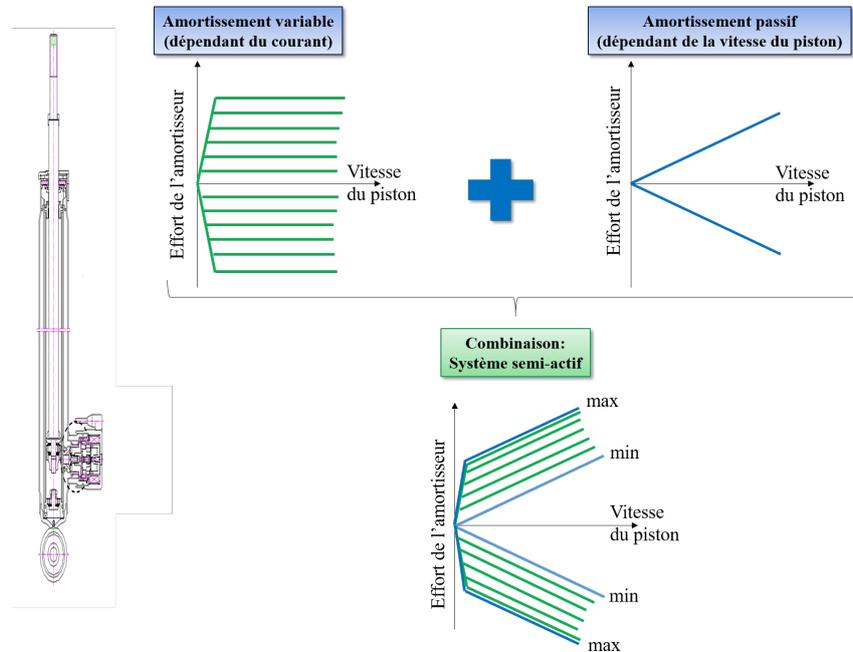


FIGURE 6.3 – Système dépendant de la force d'amortissement, de la vitesse du piston et du courant de commande [Torres, 2018]

Le système d'amortissement variable piloté roue par roue est constitué de quatre amortisseurs dont la loi d'amortissement varie indépendamment et continuellement en fonction de la commande électrique associée. La valeur de cette commande électrique (courant) est fournie par un calculateur et est définie par un logiciel et ses algorithmes de calcul.

Le principe de fonctionnement du système est résultant soit de sollicitations venant de la route, défaut de revêtement de la chaussée, bosses, dos d'âne, non planéité de la route ou soit venant de la part des sollicitations du conducteur qui touche la direction modifiant ainsi les accélérations longitudinales et transversales. La figure 6.4 illustre les différents liens entre les sollicitations et les réponses induites de l'AMVAR.

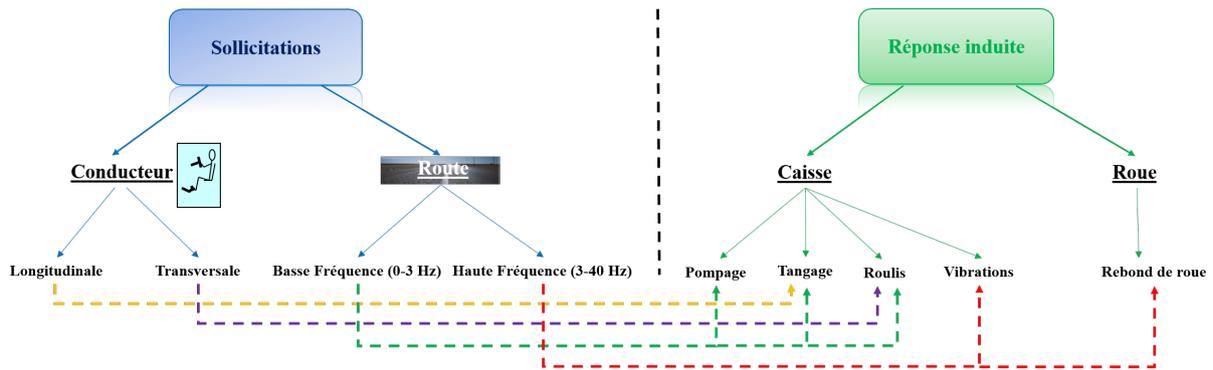


FIGURE 6.4 – Liens entre les sollicitations et les réponses induites de l'AMVAR

6.2.2 Stratégie de contrôle semi-active

Pendant la conduite, le système semi-actif doit gérer de nombreuses situations différentes. En combinant l'état du véhicule avec les entrées du conducteur et de la route, toutes ces situations de vie sont collectées et la stratégie de contrôle semi-active doit être capable de faire face à toutes ces situations (Figure 6.5).

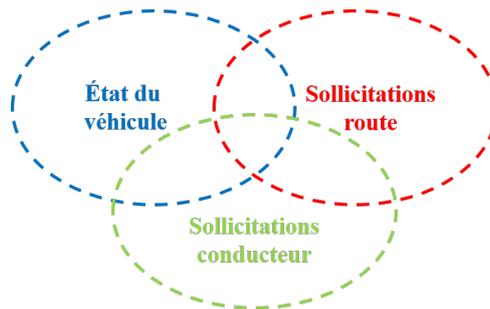


FIGURE 6.5 – Situations réelles de conduite d'un véhicule

Le comportement du véhicule doit répondre aux trois objectifs principaux de la figure 6.6. Chacun d'entre eux est assuré par des fonctions ou outils présentés dans la figure 6.7.

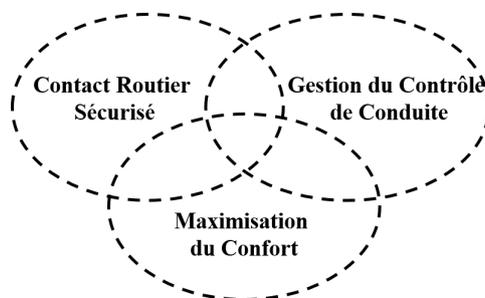


FIGURE 6.6 – Objectifs de comportement des véhicules

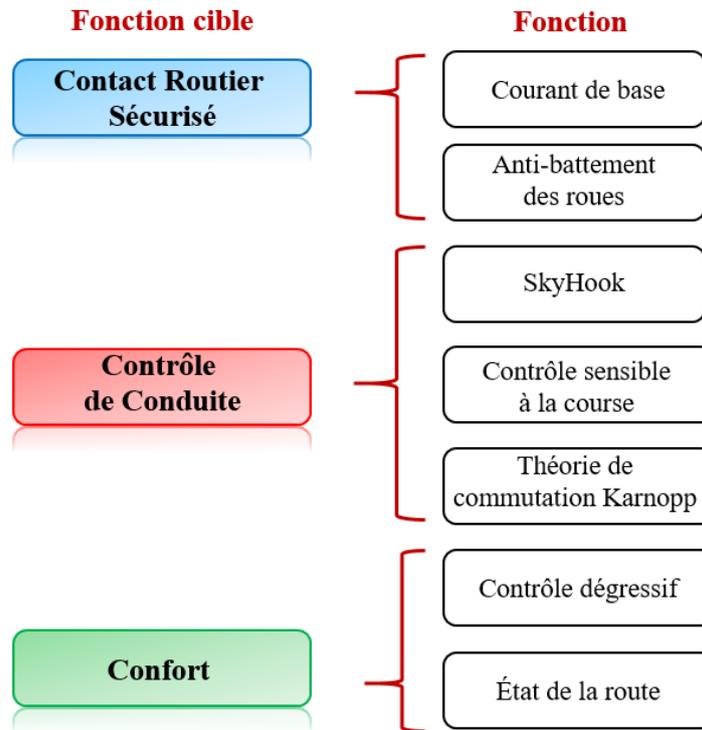


FIGURE 6.7 – Fonctions de stratégie logicielle pour les sollicitation route

Les principaux modules du soft KYB complet sont présentés par le diagramme de la figure 6.8. Plusieurs autres modules constituant ce soft ne sont pas étudiés dans ce mémoire.

En effet, les mesures des accélérations caisse reçues à travers les 3 accéléromètres installés sur la voiture à l'avant droit, à l'avant gauche et à l'arrière gauche sont par la suite converties, par intégration, en vitesses caisse (AVD, AVG et ARG). Une matrice de passage fonction des paramètres géométriques du véhicule appliquée à ces dernières permet de passer aux vitesses modales, à savoir les vitesses de pompage, de tangage et de roulis. Ces vitesses, en plus de la vitesse longitudinale du véhicule, sont utilisées pour la synthèse de la loi de contrôle commande (LCC). En effet, les efforts modaux, à savoir l'effort de pompage et les couples de tangage et de roulis résultent de la multiplication de ces vitesses par l'amortissement critique ainsi que l'application d'une cartographie de pondération. Ces efforts générés sont répartis sur les quatre coins du véhicule via une autre matrice assurant le passage du CdG aux quatre roues (AVD, AVG, ARD et ARG). Ensuite, dans le module Karnopp, ces quatre efforts subissent un test de passivité (comme défini dans la section 5.2.2) ainsi que des saturations traduisant les limites de fonctionnement de l'AMVAR. Les efforts générés sont appelés efforts Karnopp dans le reste du mémoire. Finalement, ces efforts sont convertis en courants de commande de l'AMVAR grâce à une cartographie Effort/Courant.

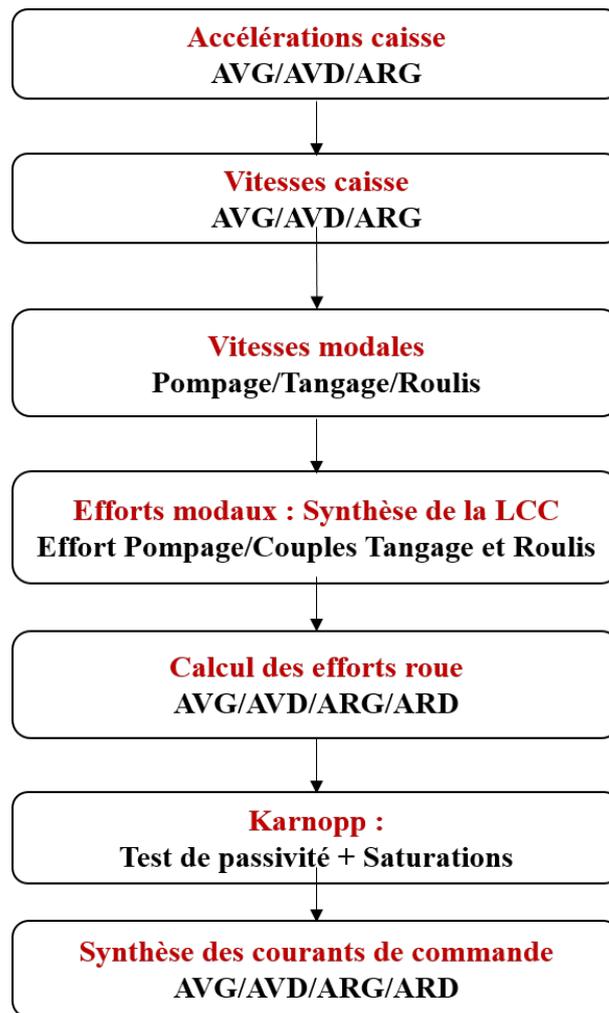


FIGURE 6.8 – Principaux modules du soft KYB

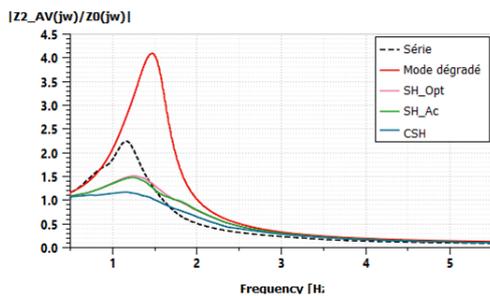
6.3 Validation en simulation : Résultats de la co-simulation AMESim/SIMULINK

Afin de valider les performances de l’approche CSH sur un modèle plus complexe que le modèle quart de véhicule utilisé dans le chapitre précédent, un modèle de véhicule complet à 14 ddl est utilisé. Ce modèle intègre toutes les non linéarités de la raideur, de l’amortissement ainsi que le frottement sec de la suspension.

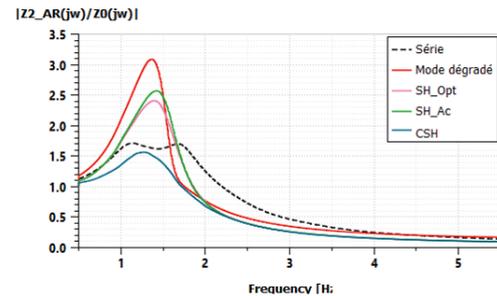
Les résultats de la co-simulation pour ce modèle équipé d’une suspension AMVAR sont réalisées avec l’approche CSH (en bleu) comparée à celles SH_{Opt} (en rose), et SH_{Ac} (en vert), au mode dégradé (en rouge) et à la suspension série (en pointillés noir). Les réponses fréquentielles $Z_{2AV}(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_{2AR}(j\omega)/Z_0(j\omega)$ relatives, respectivement, aux masses suspendues avant et arrière sont illustrées sur une plage de fréquence $[0; 5.5] Hz$ par les figures 6.9a et 6.9b. Celles relatives aux masses non suspendues avant et arrière et

réalisées entre 0 et 30 Hz, à savoir $Z_{1AV}(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_{1AR}(j\omega)/Z_0(j\omega)$, sont présentées par les figures 6.9c et 6.9d.

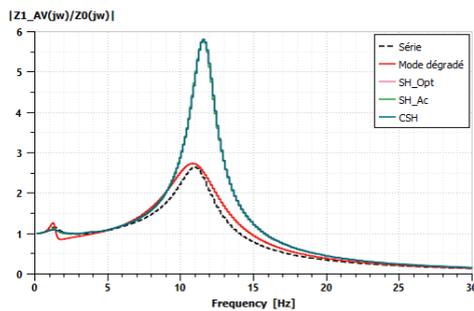
À l'issue de ces co-simulations en pompage, comparativement aux modèles de « benchmarking », il apparaît que le CSH permet d'assurer une meilleure tenue de caisse et ce conformément à la démarche d'analyse et de conception. Cependant, la meilleure tenue de roue est assurée par la suspension série.



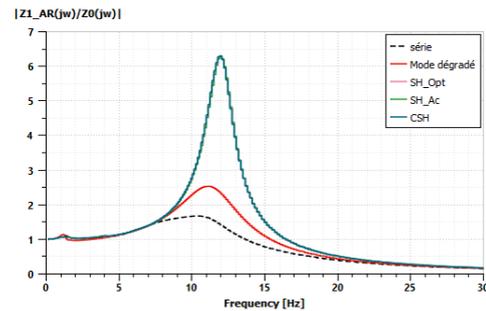
(a) $Z_{2AV}(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et 5.5 Hz



(b) $Z_{2AR}(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et 5.5 Hz



(c) $Z_{1AV}(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et 30 Hz



(d) $Z_{1AR}(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et 30 Hz

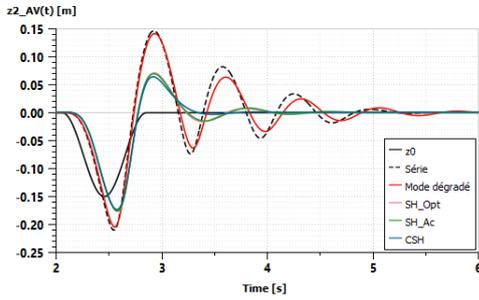
FIGURE 6.9 – Réponses fréquentielles $Z_{2AV}(j\omega)/Z_0(j\omega)$, $Z_{2AR}(j\omega)/Z_0(j\omega)$, $Z_{1AV}(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_{1AR}(j\omega)/Z_0(j\omega)$

Les co-simulations dans le domaine temporel du modèle véhicule complet à 14 ddl sont réalisées avec une sollicitations route $z_0(t)$ de type cuvette (Figure 2.6b).

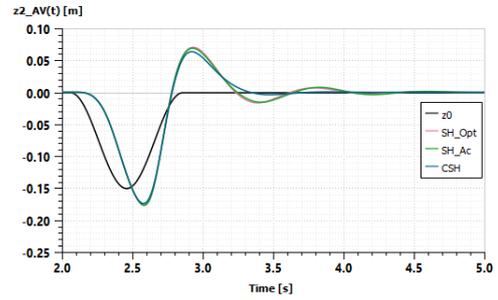
Pour les performances temporelles des masses suspendues (avant et arrière), sont observés :

- les déplacements $z_{2AV}(t)$ (Figures 6.10a et 6.10b) et $z_{2AR}(t)$ (Figures 6.10c et 6.10d) ;
- les vitesses $v_{2AV}(t)$ (Figures 6.11a et 6.11b) et $v_{2AR}(t)$ (Figures 6.11c et 6.11d) ;
- les accélérations $a_{2AV}(t)$ (Figures 6.12a et 6.12b) et $a_{2AR}(t)$ (Figures 6.12c et 6.12d).

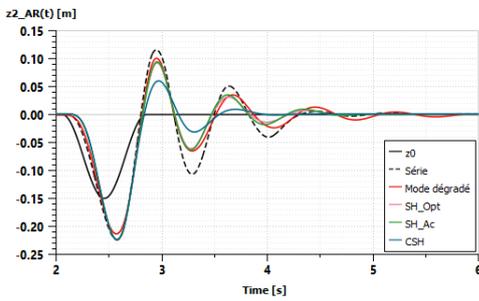
Ces tracés montrent que le CSH assure les niveaux les plus faibles à l'arrière en terme de déplacement, de vitesse et d'accélération. Une légère amélioration est observée à l'avant pour le CSH comparé aux SH_{Opt} et SH_{Ac} .



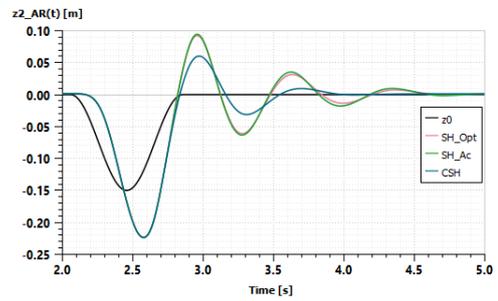
(a) Déplacement de la masse suspendue AV $z_{2AV}(t)$



(b) Déplacement de la masse suspendue AV $z_{2AV}(t)$ pour les suspensions semi-actives

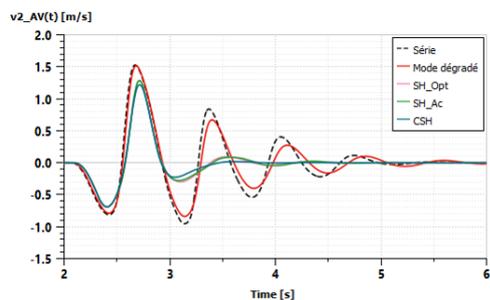


(c) Déplacement de la masse suspendue AR $z_{2AR}(t)$

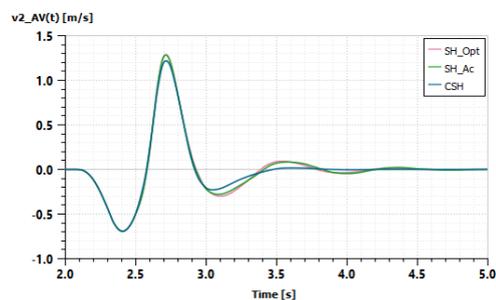


(d) Déplacement de la masse suspendue AR $z_{2AR}(t)$ pour les suspensions semi-actives

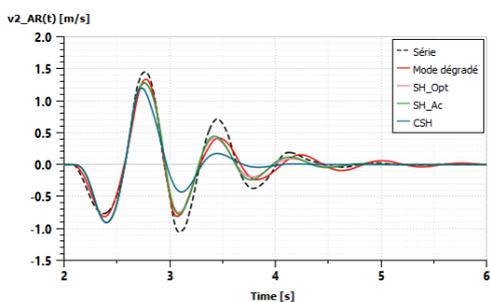
FIGURE 6.10 – Déplacements des masses suspendues AV et AR pour une excitation route de type cuvette



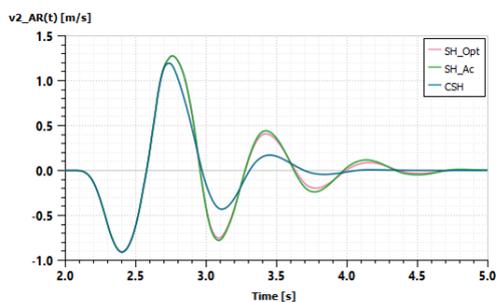
(a) Vitesse de la masse suspendue AV $v_{2AV}(t)$



(b) Vitesse de la masse suspendue AV $v_{2AV}(t)$ pour les suspensions semi-actives

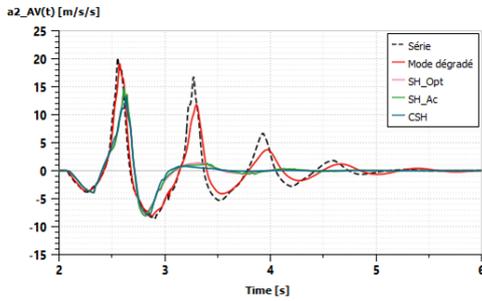


(c) Vitesse de la masse suspendue AR $v_{2AR}(t)$

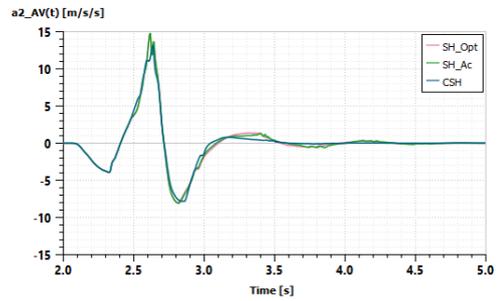


(d) Vitesse de la masse suspendue AR $v_{2AR}(t)$ pour les suspensions semi-actives

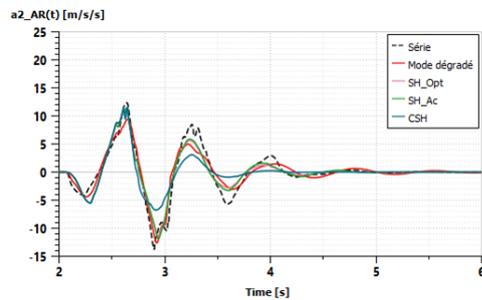
FIGURE 6.11 – Vitesses des masses suspendues AV et AR pour une excitation route de type cuvette



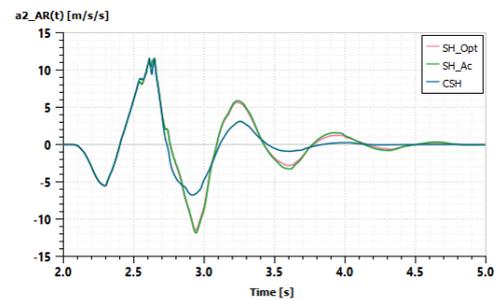
(a) Accélération de la masse suspendue AV
 $a_{2AV}(t)$



(b) Accélération de la masse suspendue AV
 $a_{2AV}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(c) Accélération de la masse suspendue AR
 $a_{2AR}(t)$



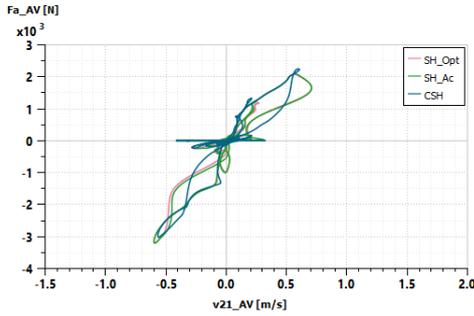
(d) Accélération de la masse suspendue AR
 $a_{2AR}(t)$ pour les suspensions semi-actives

FIGURE 6.12 – Accélérations des masses suspendues AV et AR pour une excitation route de type cuvette

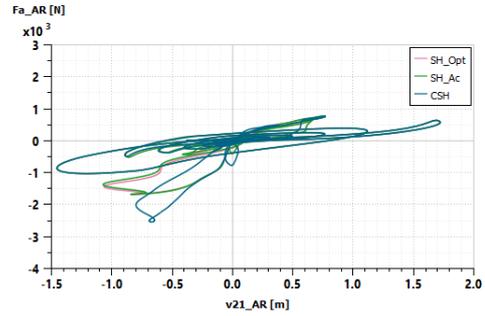
Pour les performances temporelles des suspensions pilotées avant et arrière, sont illustrées :

- les diagrammes effort/vitesse de débattement $f_{aAV}(t) = f(v_{21AV}(t))$ (Figure 6.13a) et $f_{aAR}(t) = f(v_{21AR}(t))$ (Figure 6.13b) ;
- les vitesses de débattement $v_{21AV}(t)$ (Figure 6.13c) et $v_{21AR}(t)$ (Figure 6.13d) ;
- les efforts additionnels de l'actionneur $f_{aAV}(t)$ (Figure 6.13e) et $f_{aAR}(t)$ (Figure 6.13f).

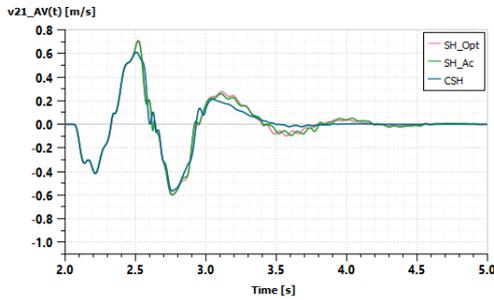
Ces tracés montrent que les suspensions pilotées génèrent un effort plus important à l'avant qu'à l'arrière et que le CSH permet d'avoir les niveaux les plus faibles en terme de vitesse de débattement surtout à l'arrière.



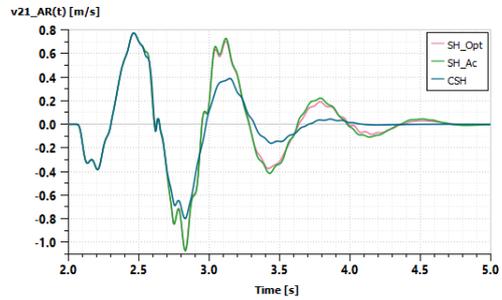
(a) Diagramme effort AV/vitesse de débattement AV $f_{aAV}(t) = f(v_{21AV}(t))$ pour les suspensions semi-actives



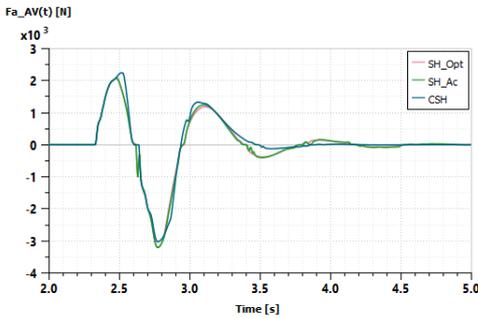
(b) Diagramme effort AR/vitesse de débattement AR $f_{aAR}(t) = f(v_{21AR}(t))$ pour les suspensions semi-actives



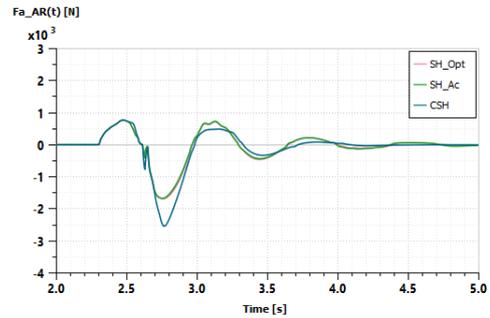
(c) Vitesse de débattement AV $v_{21AV}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(d) Vitesse de débattement AR $v_{21AR}(t)$ pour les suspensions semi-actives



(e) Effort additionnel AV $f_{aAV}(t)$



(f) Effort additionnel AR $f_{aAR}(t)$

FIGURE 6.13 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette

6.4 Validation en expérimentation

Dans un premier temps, une validation en expérimentation du véhicule complet, à savoir la DS7 CrossBack, est réalisée sur un banc d'essai de type Banc quatre vérins. Ensuite, les enregistrements des roulages réalisés sur route sont exploités afin de valider les performances obtenues en simulation.

Ce type de validation ainsi que les essais sur route présentés dans la dernière section de ce chapitre, sont réalisés grâce à une MicroAutoBox II (MABX II) installée dans le coffre de la voiture et reliée au logiciel ControlDesk de dSpace via un câble Ethernet. En effet, la MABX II (Figure 6.14) représente un système de prototypage compact et robuste pour les applications véhicule embarquées. C'est un système temps réel destiné au prototypage rapide de fonctions.



FIGURE 6.14 – MicroAutoBoX II

Quant à ControlDesk, il s'agit d'un logiciel d'instrumentation et d'expérimentation modulaire pour le développement des calculateurs. Il peut être utilisé dans différentes tâches, parmi lesquelles :

- Prototypage rapide de lois de commande ;
- Simulation Hardware-In-the-Loop (HIL) ;
- Mesure, calibration et diagnostic du calculateur ;
- Accès aux systèmes de bus du véhicule (CAN, CAN FD, LIN, Ethernet).

La figure 6.15 illustre les interfaces ControlDesk développés pour cette application et utilisées au cours des roulages physiques réalisés et présentés dans ce qui suit.

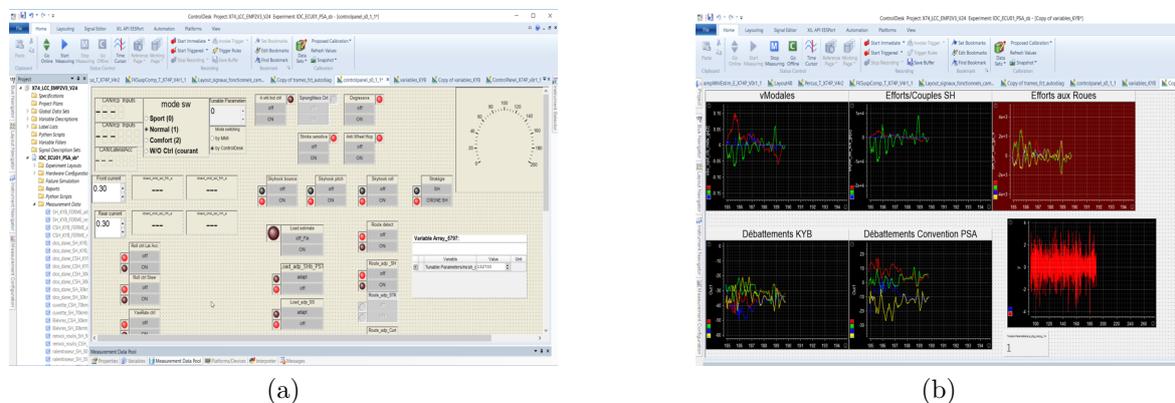
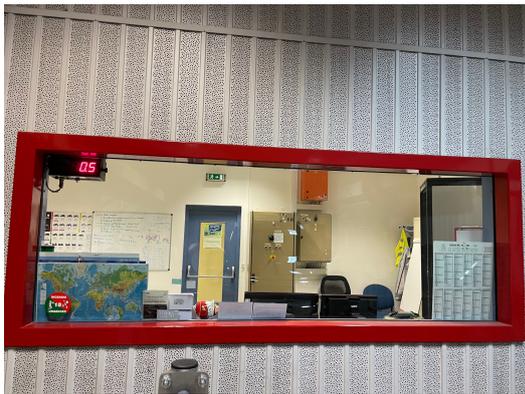


FIGURE 6.15 – Interfaces ControlDesk

6.4.1 Essais sur banc 4 vérins (B4V) d'un véhicule complet

Il s'agit d'un banc à excitation verticale qui permet de caractériser en confort vibratoire la liaison au sol des véhicules.

Le véhicule est installé sur 4 vérins hydrauliques que l'on pilote en amplitude, un accéléromètre γ_{ref} est posé sur l'un des vérins pour servir de référence, deux accéléromètres sont fixés sur la caisse : γ_{AV} au droit de la suspension AV, γ_{AR} au droit de la suspension AR. La présentation du B4V est illustrée par la figure 6.16.



(a) Station de commande des vérins du B4V



(b) Vue de dessous du B4V : Illustration des quatre vérins



(c) Photo de la DS7 CrossBack



(d) Instrumentation de la DS7 CrossBack sur le B4V

FIGURE 6.16 – Présentation du B4V

Un balayage sinusoïdal est effectué entre 0.6 et 5Hz dans les conditions synthétisées dans la Table 6.1.

TABLE 6.1 – Conditions des essais sur B4V

	Amplitude du balayage	Type d'excitation	Mesures réalisées	Résultats
POMPAGE	$\pm 15mm$	4 vérins excités en phase	Fonctions de transfert :	Détermination :
TANGAGE	$\pm 15mm$	vérins AV et AR en opposition de phase	γ_{AV}/γ_{ref}	- des fréquences propres de suspension ;
ROULIS	$\pm 5mm$	vérins droit et gauche en opposition de phase	γ_{AR}/γ_{ref}	- des surtensions

Un exemple de résultats du traitement de données provenant des capteurs est présenté par la figure 6.17. Les deux courbes d'en haut présentent les amplitudes des gains avant (AV) et arrière (AR), respectivement des transferts γ_{AV}/γ_{ref} et γ_{AR}/γ_{ref} . Les deux courbes d'en bas représentent quant à elles les phases correspondantes en Hz .

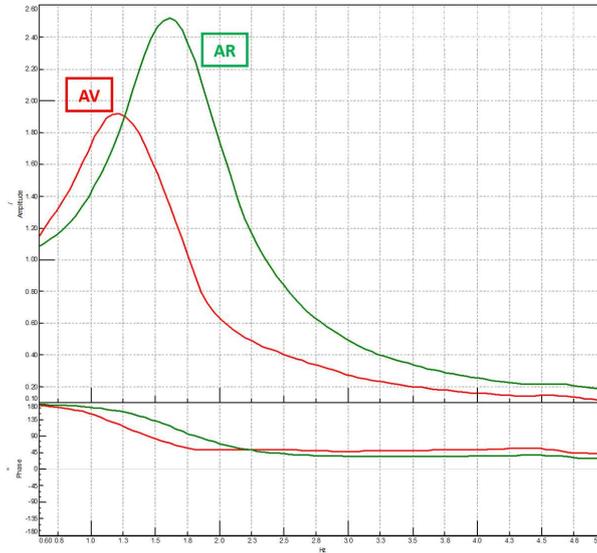


FIGURE 6.17 – Exemple de mesures obtenues sur le B4V

6.4.1.1 Exploitation des mesures au banc 4 vérins

Au vu de ces courbes de réponses, on constate, dans cette bande de fréquences, que les véhicules se comportent comme un modèle simple à un 1 ddl de système masse/ressort (figure 6.18). f_r et Q_2 étant, respectivement, la fréquence et le facteur de résonance.

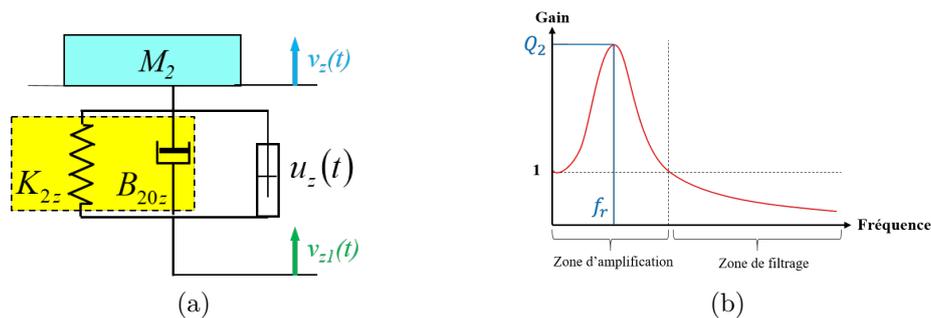


FIGURE 6.18 – Pseudo-Bode (b) d'un modèle masse/ressort à 1 ddl (a)

Sur les schémas précédents, on remarque clairement la zone d'amplification sur le mode dit de suspension et la zone dite de filtrage; elles correspondent aux 2 domaines ressentis subjectivement : la qualité des grands débats étant liée à l'amplification sur le mode de suspension, et la qualité d'isolation dépendant, elle, de l'atténuation des vibrations dans la zone de filtrage.

La détermination des fréquences et des facteurs de résonance donne une indication sur le typage du véhicule :

- par exemple, des fréquences de résonance élevées impliquent des raideurs de suspension importantes (vis à vis de la masse du véhicule) donc témoignent d'un typage plutôt comportement que confort ;
- des facteurs de résonance faibles reflètent un sur-amortissement bénéfique pour l'impression de sécurité ou le comportement ; à contrario, des facteurs de résonance (aussi appelés « surtension » dans le milieu industriel) élevés sont plutôt favorables au confort.

Selon les critères de PSA, le classement suivant peut être proposé :

$$\begin{aligned}
 f_r \leq 1Hz & \quad \text{véhicule très confortable} \\
 1Hz \leq f_r \leq 1.3Hz & \quad \text{véhicule confortable} \\
 1.3Hz \leq f_r \leq 1.6Hz & \quad \text{véhicule assez confortable} \\
 1.6Hz \leq f_r & \quad \text{véhicule peu confortable à inconfortable}
 \end{aligned}$$

Les déplacements des plateaux AVD et ARG du banc pour un essai en tangage sont illustrés par la figure 6.19. On voit bien sur la figure 6.19b (qui représente un zoom de la figure 6.19) l'opposition de phase entre les vérins avant et arrière.

Pour l'essai en pompage, cette même excitation est appliquée au véhicule avec une mise en phase des quatre vérins.

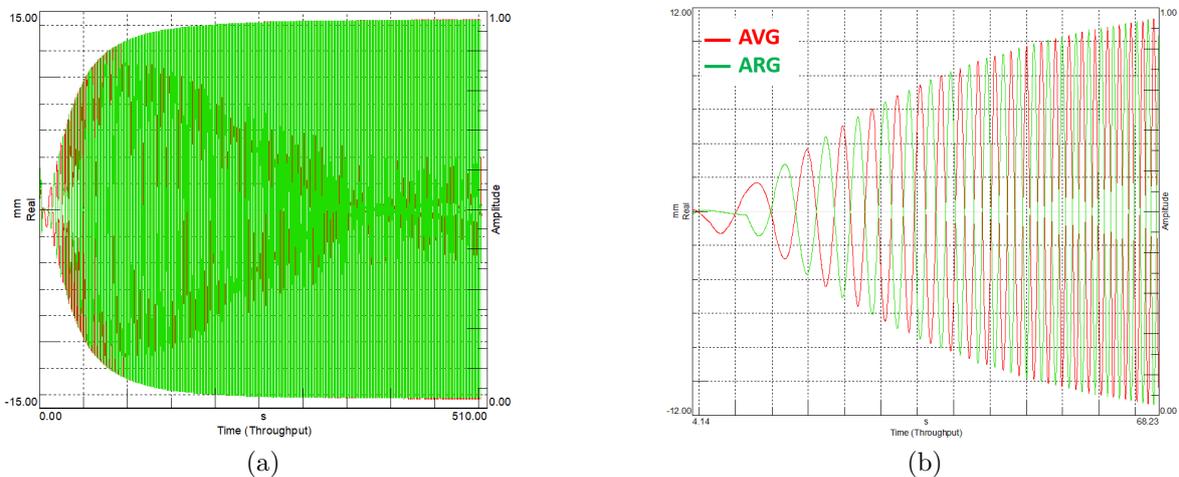


FIGURE 6.19 – Déplacements des plateaux AVG et ARG du B4V en tangage

Les mesures en pompage obtenues sont illustrées par la figure 6.20 pour les configurations série (en noir), SH KYB (en vert) et CSH (en bleu).

Ces tracés montrent qu'avec la configuration CSH, on arrive à atteindre une meilleure tenue de caisse. En effet, on arrive à diminuer le facteur de résonance à l'avant comme à l'arrière par rapport à la série (Tableau 6.2).

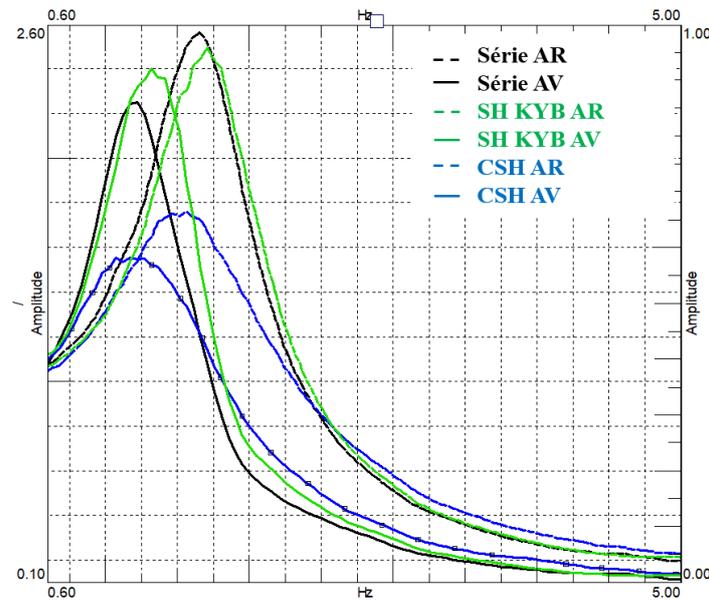


FIGURE 6.20 – Diagrammes de gain en échelle linéaire du transfert Caisse/Roue du véhicule DS7 CrossBack équipé d’un AMVAR en configuration série (courbes noires), en configuration SH KYB (courbes vertes) et en configuration CSH (courbes bleues) pour une sollicitation sinusoïdale de fréquence comprise entre 0.6 et 5 Hz et d’amplitude 15 mm pour le cas de charge à vide : **Essai en pompage**

TABLE 6.2 – Récapitulatif des résultats expérimentaux d’une voiture DS7 CrossBack équipé d’un AMVAR en matière de fréquence de résonance f_r (en Hz) et de facteur de résonance Q_2 obtenus sur banc 4 vérins pour le transfert Caisse/Roue avec une sollicitation de type sinus balayé entre 0.6 et 5 Hz à une amplitude de 15 mm

	Avant (AV)		Arrière (AR)	
	f_r	Q_2	f_r	Q_2
Série	1.20	1.92	1.66	2.56
SH KYB	1.21	2.25	1.61	2.52
CSH	1.08	1.49	1.47	2.05

Les résultats expérimentaux en tangage (Figure 6.21) mettent en évidence une meilleure tenue de caisse avec l’approche CSH comparée à celle SH KYB et à la série.

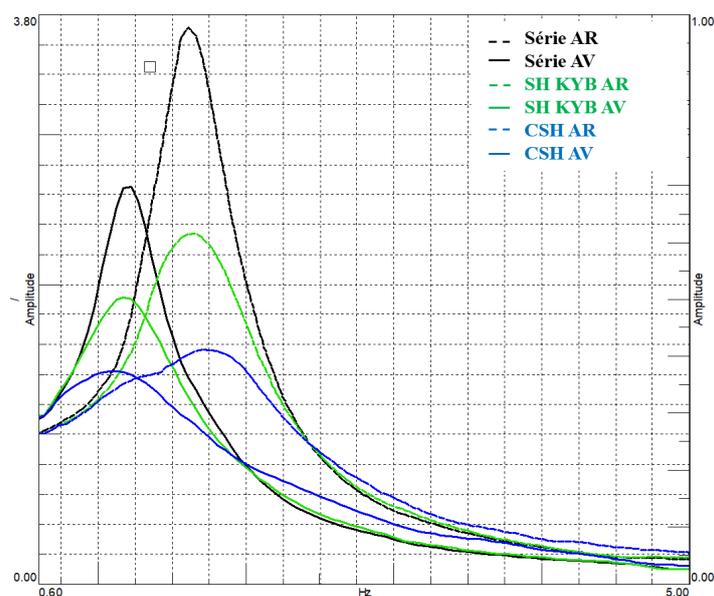


FIGURE 6.21 – Diagrammes de gain en échelle linéaire du transfert Caisse/Roue du véhicule DS7 CrossBack équipé d'un AMVAR en configuration série (courbes noires), en configuration SH KYB (courbes vertes) et en configuration CSH (courbes bleues) pour une sollicitation sinusoïdale en opposition de phase entre l'avant et l'arrière de fréquence comprise entre 0.6 et 5 Hz et d'amplitude 15 mm pour le cas de charge à vide : **Essai en tangage**

Le roulis est une sollicitation bien connue qui définit les mouvements autour de l'axe \vec{x} . Pour obtenir du roulis, la sollicitation en entrée est déphasée entre le côté gauche et le côté droit du véhicule. Sur banc, les sollicitations sur le côté gauche et le côté droit sont de même amplitude et déphasées.

Les déplacements des plateaux AVD et AVG du banc pour un essai en roulis sont illustrés par la figure 6.19.

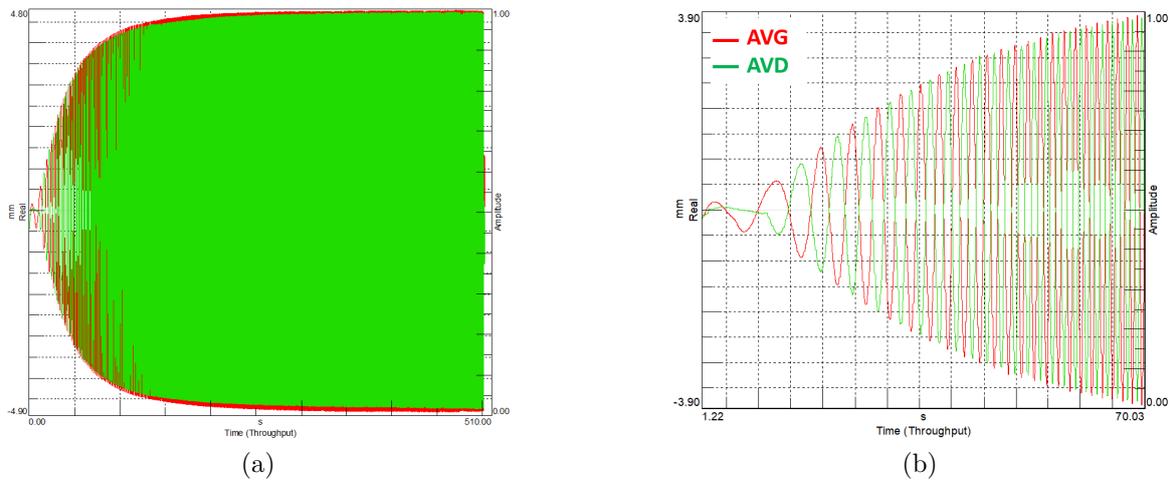


FIGURE 6.22 – Déplacements des plateaux AVD et AVG du B4V en roulis

Les résultats expérimentaux (Figure 6.23) montrent qu'en configuration CSH, le véhicule assure une meilleure tenue de caisse que les configurations SH KYB et série. Cependant, cette configuration génère une légère dégradation du filtrage aux basses fréquences.

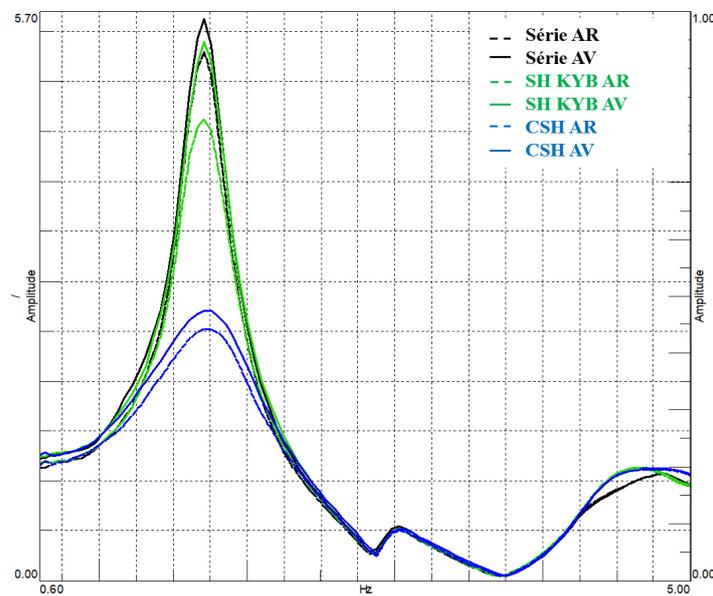


FIGURE 6.23 – Diagrammes de gain en échelle linéaire du transfert Caisse/Roue du véhicule DS7 CrossBack équipé d'un AMVAR en configuration série (courbes noires), en configuration SH KYB (courbes vertes) et en configuration CSH (courbes bleues) pour une sollicitation sinusoïdale en opposition de phase entre la droite et la gauche de fréquence comprise entre 0.6 et 5 Hz et d'amplitude 15 mm pour le cas de charge à vide : **Essai en roulis**

6.4.2 Essais sur route : Roulages physiques

Une dernière étape de la validation expérimentale consiste à faire des essais sur route, appelés aussi roulages physiques.

Parmi plusieurs essais sur routes réalisées, les résultats expérimentaux d'un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h , sont tracés dans ce qui suit, permettant ainsi de se comparer aux performances obtenues en simulation.

À chaque fois, un zoom est réalisé entre 10 et 13 s correspondant au passage de l'obstacle.

Les trois accéléromètres (AVD, AVG et ARG) ainsi que les quatre capteurs de débattement (AVD, AVG, ARD et ARG) installés sur le véhicule permettent de mesurer :

- les accélérations AVD, AVG et ARG (Figures 6.24 et 6.25) ;
- les débattements AVD, AVG, ARD, et ARG (Figures 6.26 et 6.27).

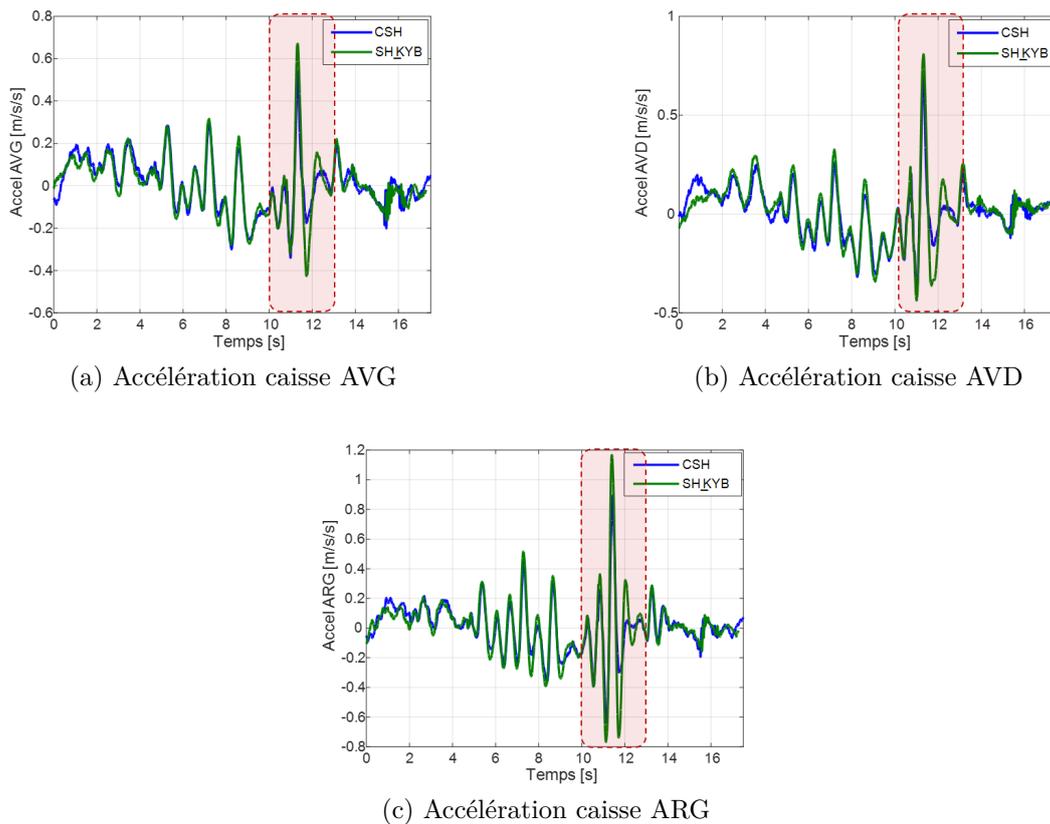
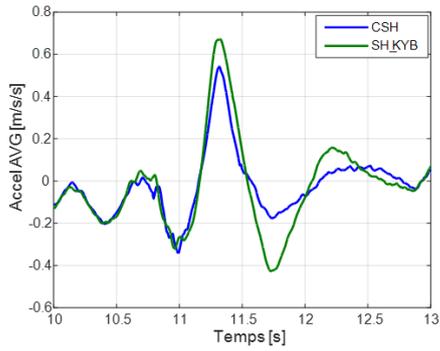
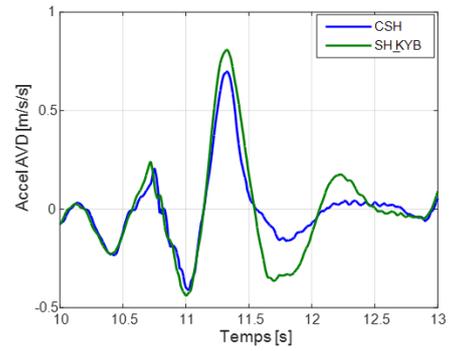


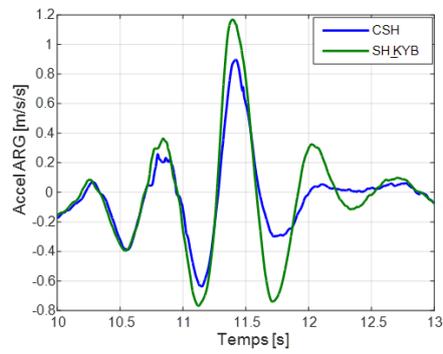
FIGURE 6.24 – Évolution des accélérations caisse pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h



(a) Accélération caisse AVG



(b) Accélération caisse AVD



(c) Accélération caisse ARG

FIGURE 6.25 – Zoom sur les accélérations caisse pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de $[10; 13] \text{ s}$

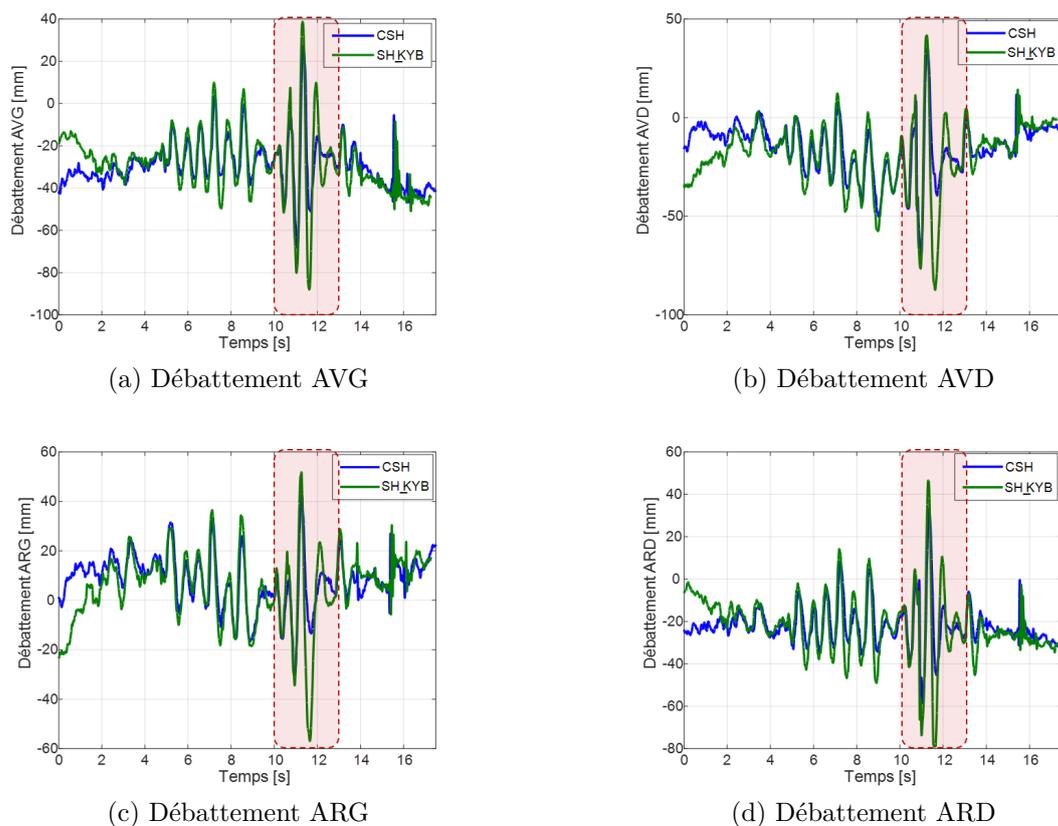


FIGURE 6.26 – Évolution des débattements pour un franchissement d’une cuvette à 70 Km/h

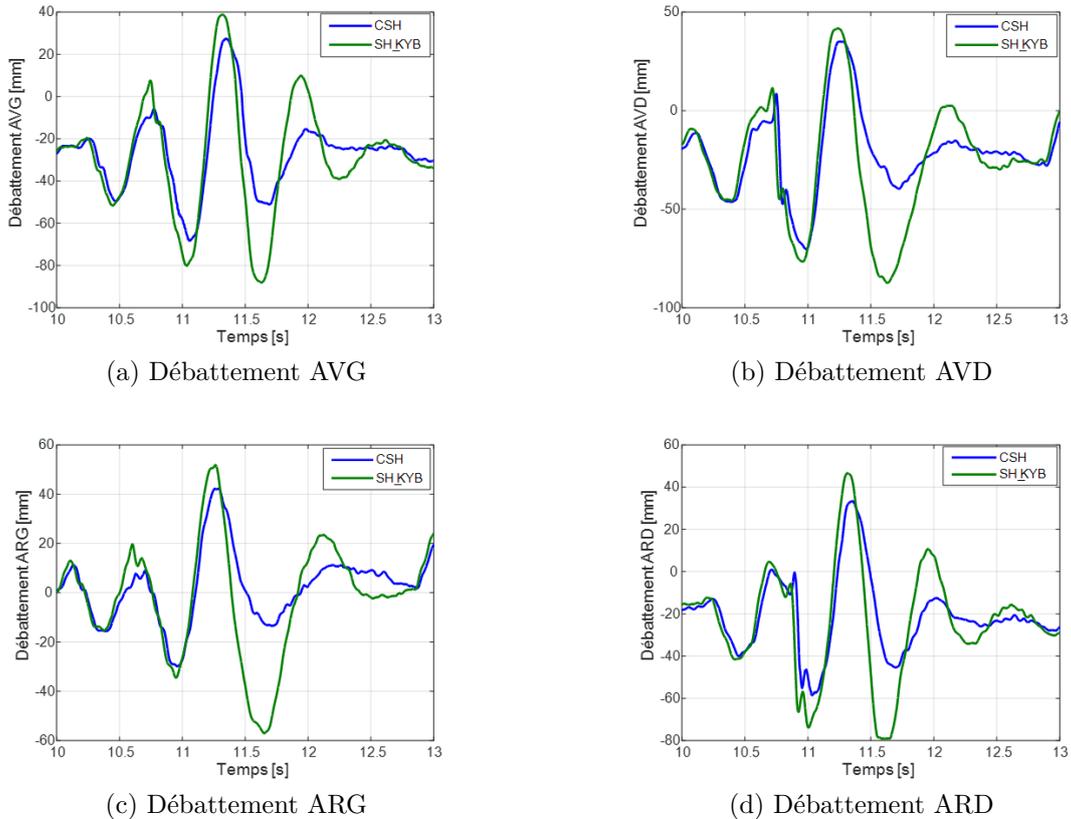
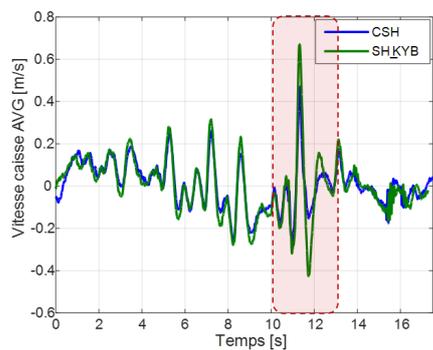


FIGURE 6.27 – Zoom sur les débattements pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de $[10; 13] \text{ s}$

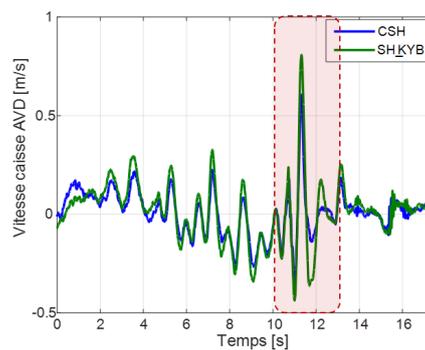
À partir de ces mesures, et suivant le diagramme des principaux modules du Soft KYB (Figure 6.8), sont tracés :

- les vitesses caisse AVD, AVG et ARG (Figures 6.28 et 6.29) ;
- les vitesses modales, à savoir les vitesses de pompage, de tangage et de roulis (Figures 6.30a et 6.31a) ;
- les efforts modaux, à savoir les efforts de pompage et les couples de tangage et de roulis (Figures 6.32 et 6.33) ;
- les efforts roue AVD, AVG, ARD et ARG (Figures 6.34 et 6.35) ;
- les efforts Karnopp AVD, AVG, ARD et ARG (Figures 6.36 et 6.37) ; ces efforts résultent du test de passivité, des limitations de l'AMVAR ainsi que sa dynamique appliqués aux efforts roue ;
- les courants de commande de l'AMVAR AVD, AVG, ARD et ARG (Figures 6.38 et 6.39).

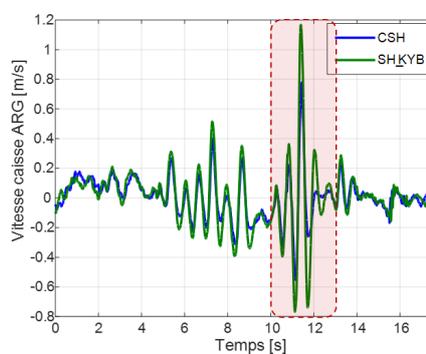
Les résultats expérimentaux permettent de corréliser ceux obtenus en simulation avec le modèle véhicule complet. En effet, ces résultats mettent en évidence une meilleure tenue de caisse avec l'approche CSH. Ce phénomène est vérifié expérimentalement.



(a) Vitesse caisse AVG



(b) Vitesse caisse AVD



(c) Vitesse caisse ARG

FIGURE 6.28 – Évolution des vitesses caisse pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h

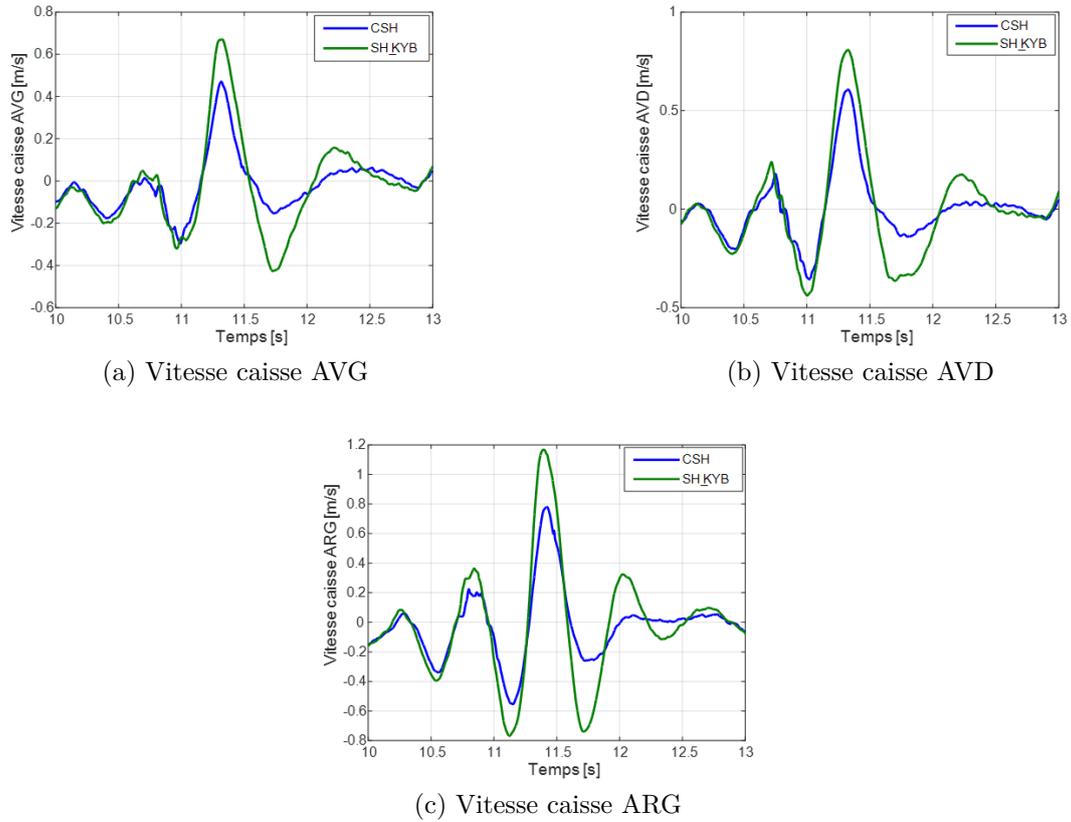


FIGURE 6.29 – Zoom sur les vitesses caisse pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de $[10; 13] \text{ s}$

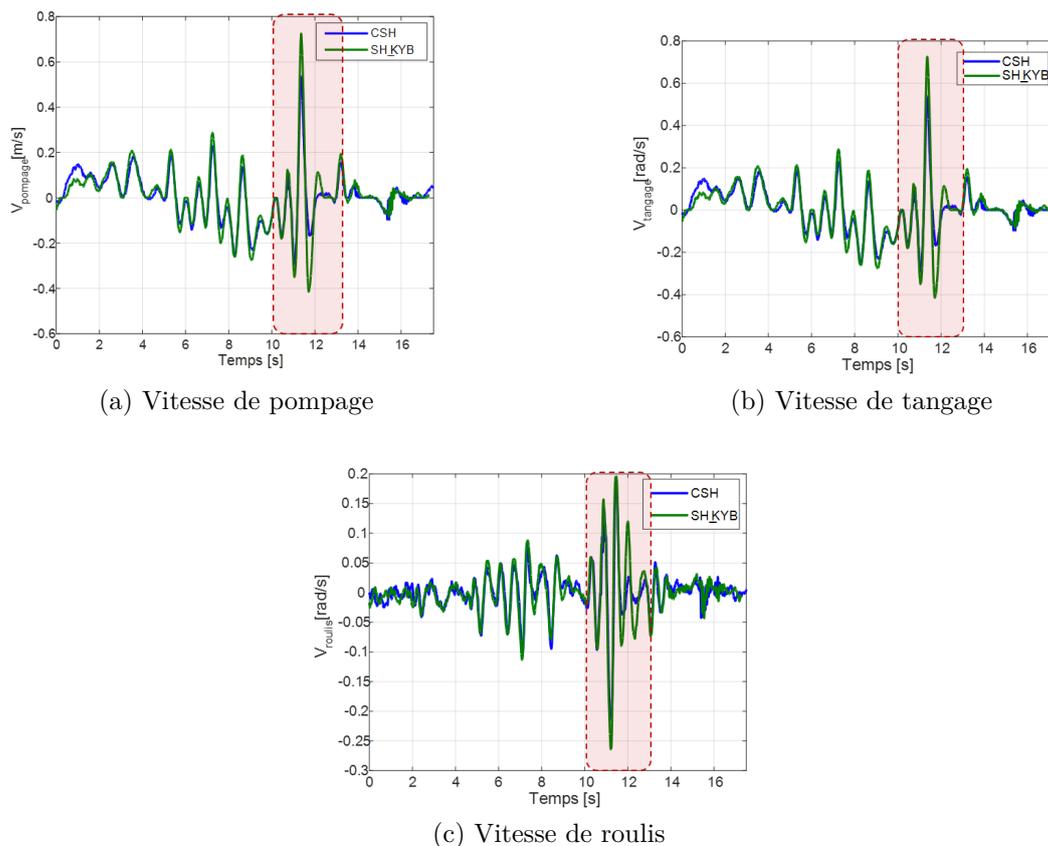


FIGURE 6.30 – Évolution des vitesses modales pour un franchissement d’une cuvette à 70 Km/h

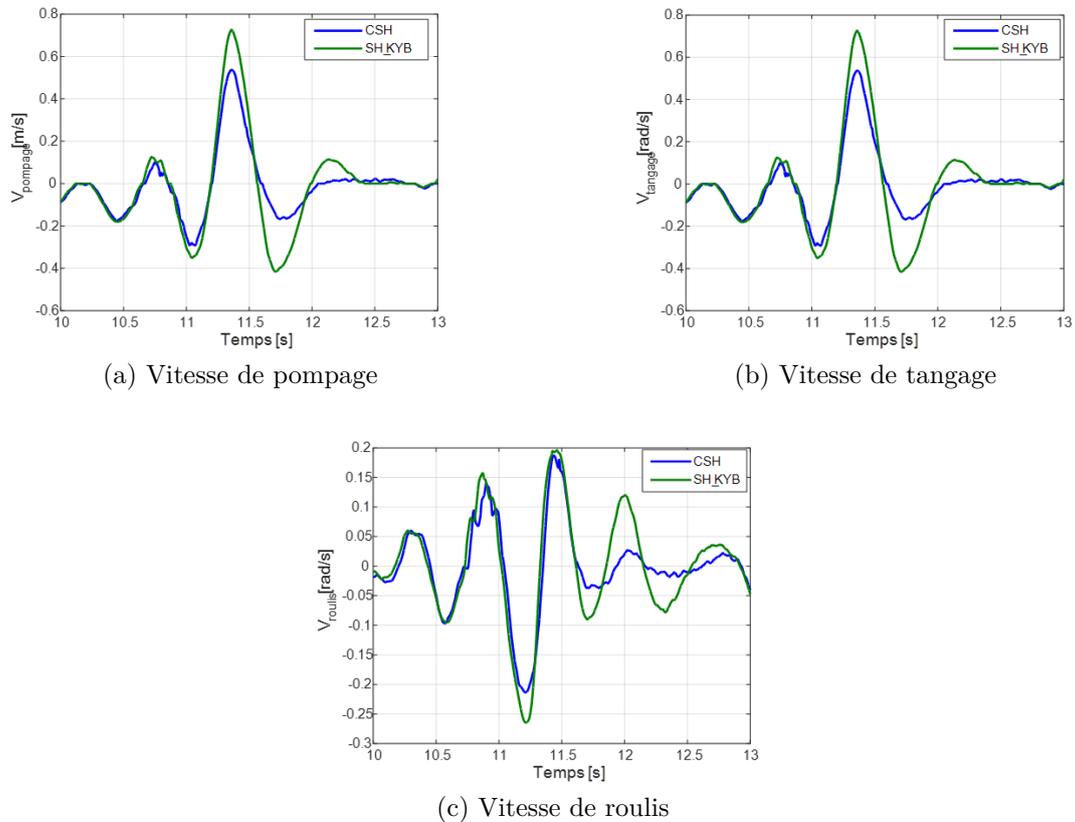


FIGURE 6.31 – Zoom sur les vitesses modales pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de $[10; 13] \text{ s}$

Les efforts modaux générés par le CSH à peu près 4 fois plus importants que ceux générés par le SH KYB. Ceci se reproduit sur les efforts roue vu qu'ils résultent de la répartition des efforts modaux sur les quatre coins du véhicule via une matrice de passage fonction de ses paramètres géométriques.

Ces quatre efforts sont par la suite saturés (et donc réduits) lors du passage dans le module Karnopp qui inclut le test de passivité ainsi que les limites de fonctionnement de l'actionneur.

Finalement, la conversion de ces efforts en courant de commande de l'AMVAR est effectuée à l'aide d'une cartographie.

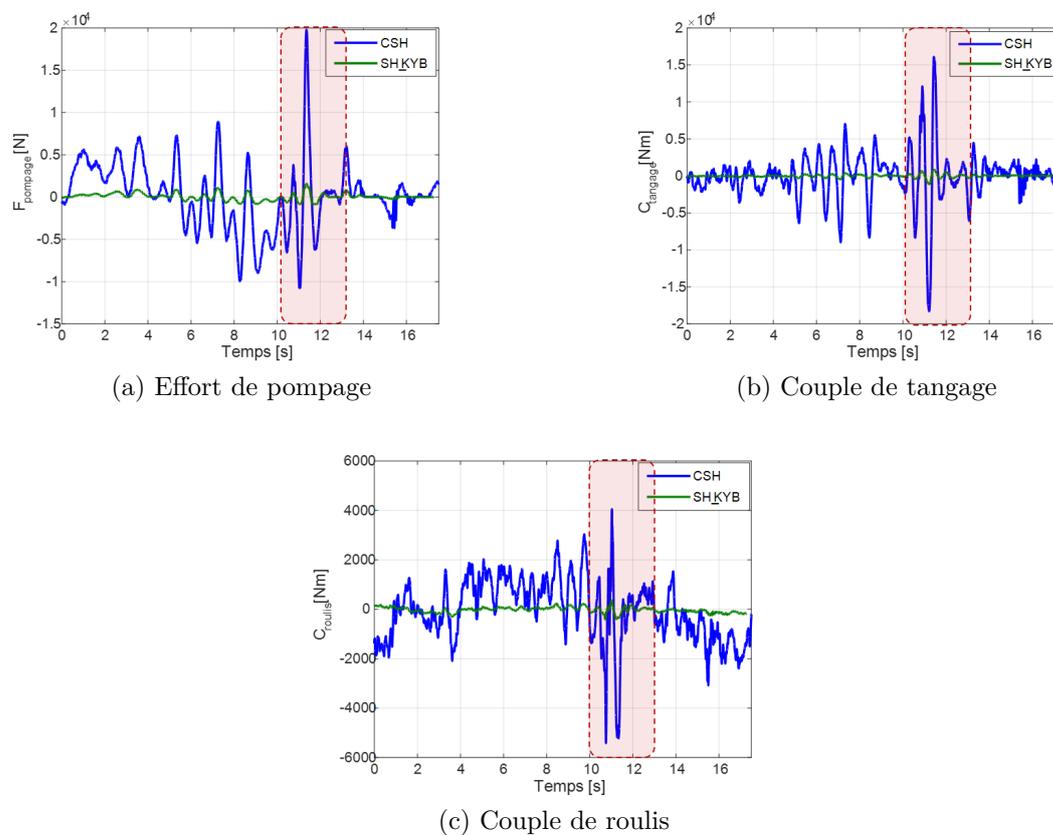
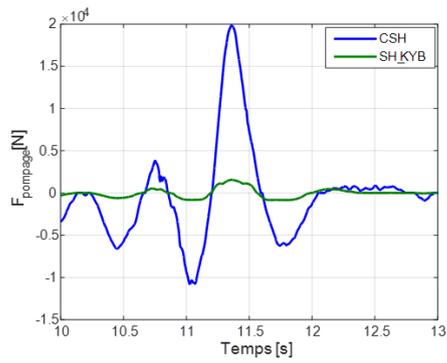
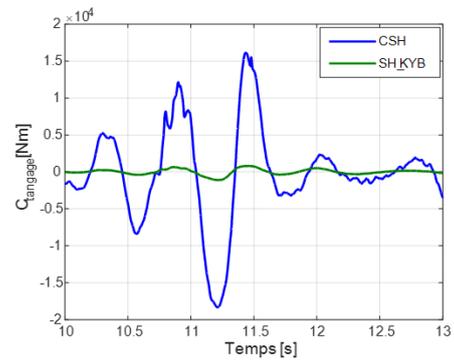


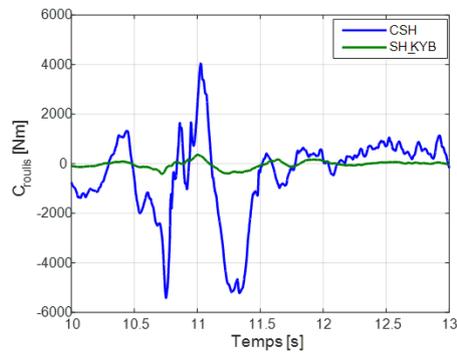
FIGURE 6.32 – Évolution des efforts modaux pour un franchissement d’une cuvette à 70 Km/h



(a) Effort de pompage

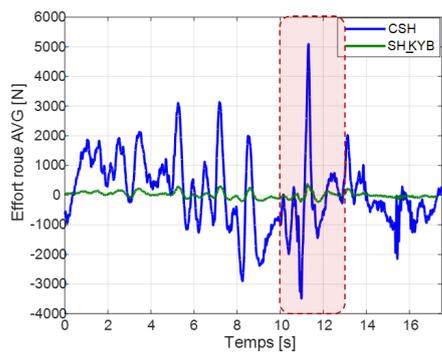


(b) Couple de tangage

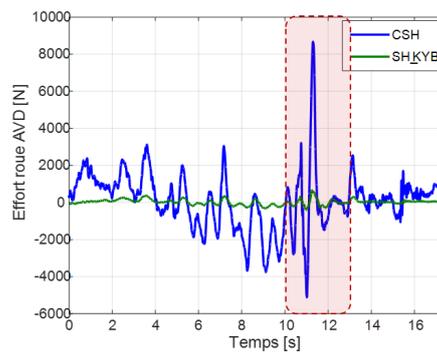


(c) Couple de roulis

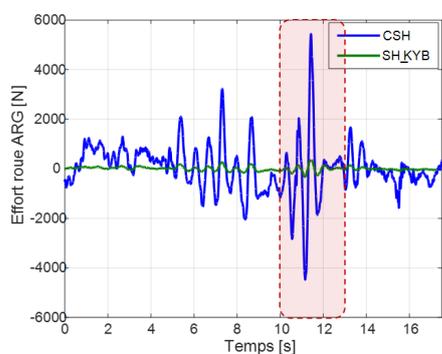
FIGURE 6.33 – Zoom sur les efforts modaux pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de $[10; 13] \text{ s}$



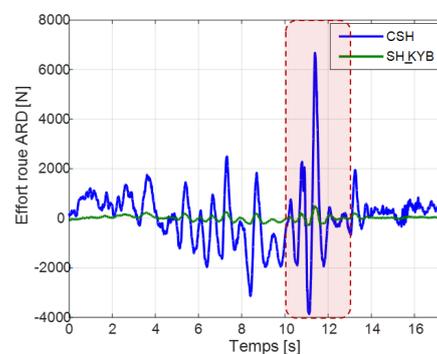
(a) Effort roue AVG



(b) Effort roue AVD

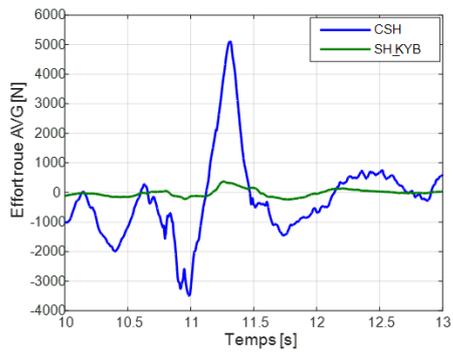


(c) Effort roue ARG

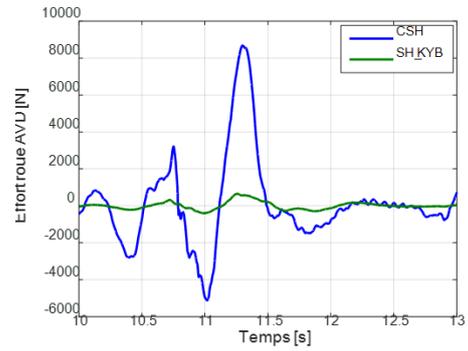


(d) Effort roue ARG

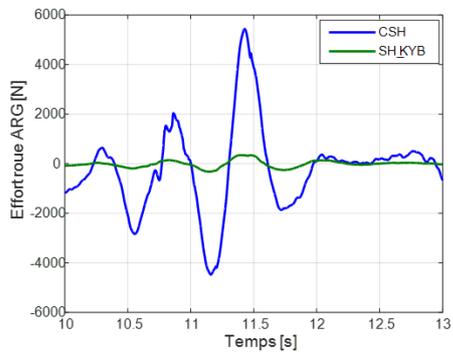
FIGURE 6.34 – Évolution des efforts roue pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h



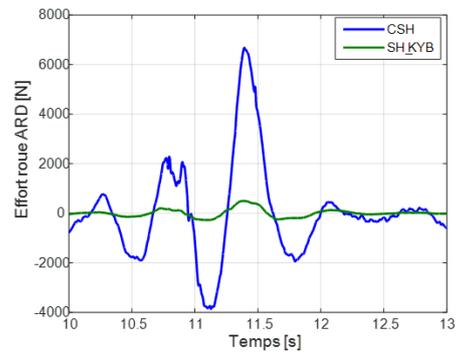
(a) Effort roue AVG



(b) Effort roue AVD

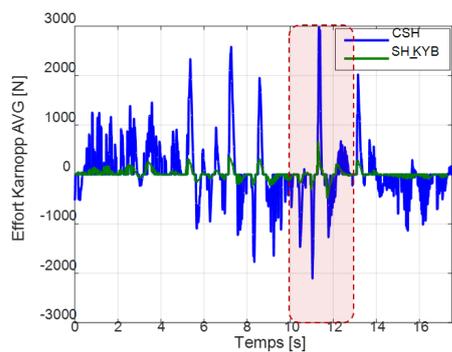


(c) Effort roue ARG

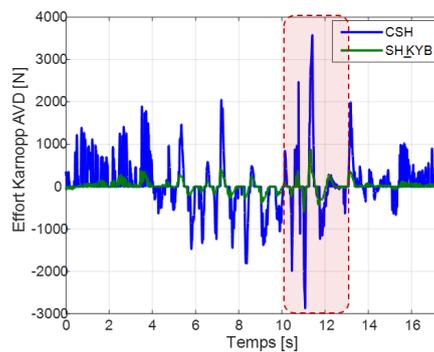


(d) Effort roue ARG

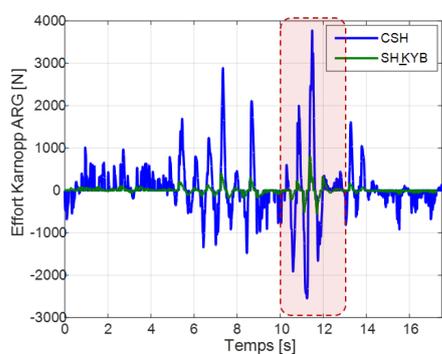
FIGURE 6.35 – Zoom sur les efforts roue pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de $[10; 13] \text{ s}$



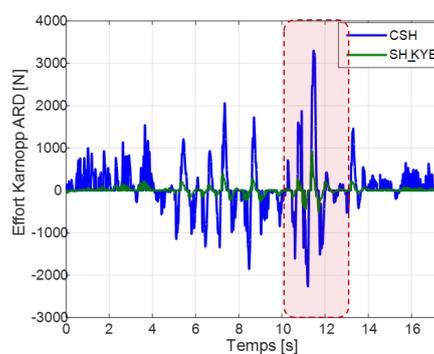
(a) Effort Karnopp AVG



(b) Effort Karnopp AVD

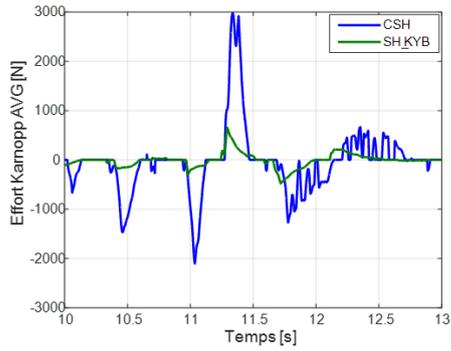


(c) Effort Karnopp ARG

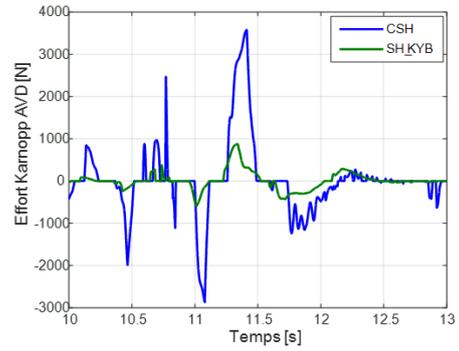


(d) Effort Karnopp ARG

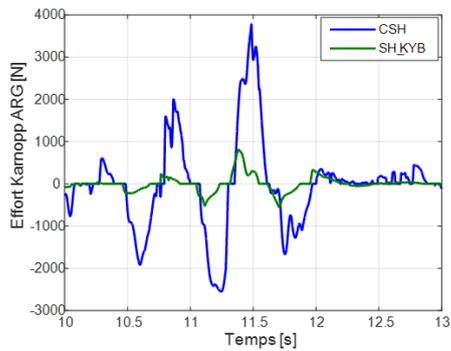
FIGURE 6.36 – Évolution des efforts Karnopp pour un franchissement d’une cuvette à 70 Km/h



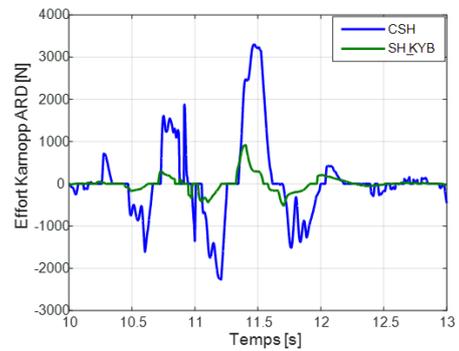
(a) Effort Karnopp AVG



(b) Effort Karnopp AVD

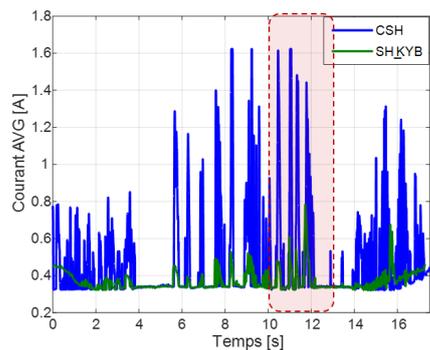


(c) Effort Karnopp ARG

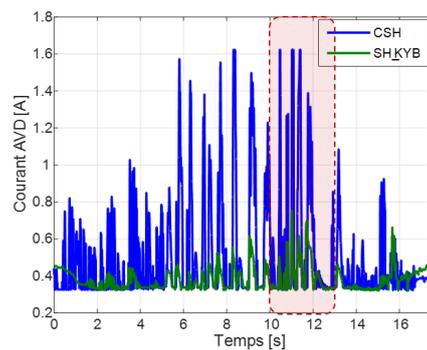


(d) Effort Karnopp ARD

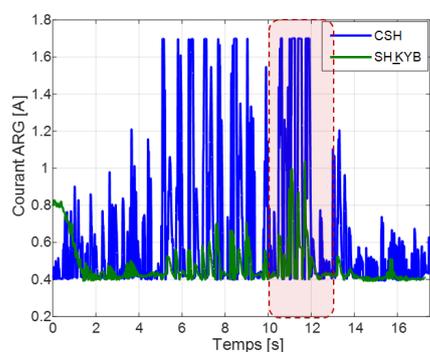
FIGURE 6.37 – Zoom sur les efforts Karnopp pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de $[10; 13] \text{ s}$



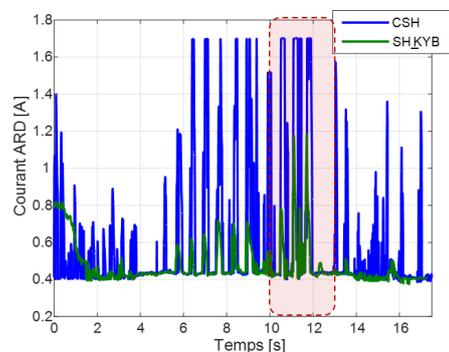
(a) Courant de commande AVG



(b) Courant de commande AVD



(c) Courant de commande ARG



(d) Courant de commande ARD

FIGURE 6.38 – Évolution des courants de commande pour un franchissement d'une cuvette à 70 Km/h

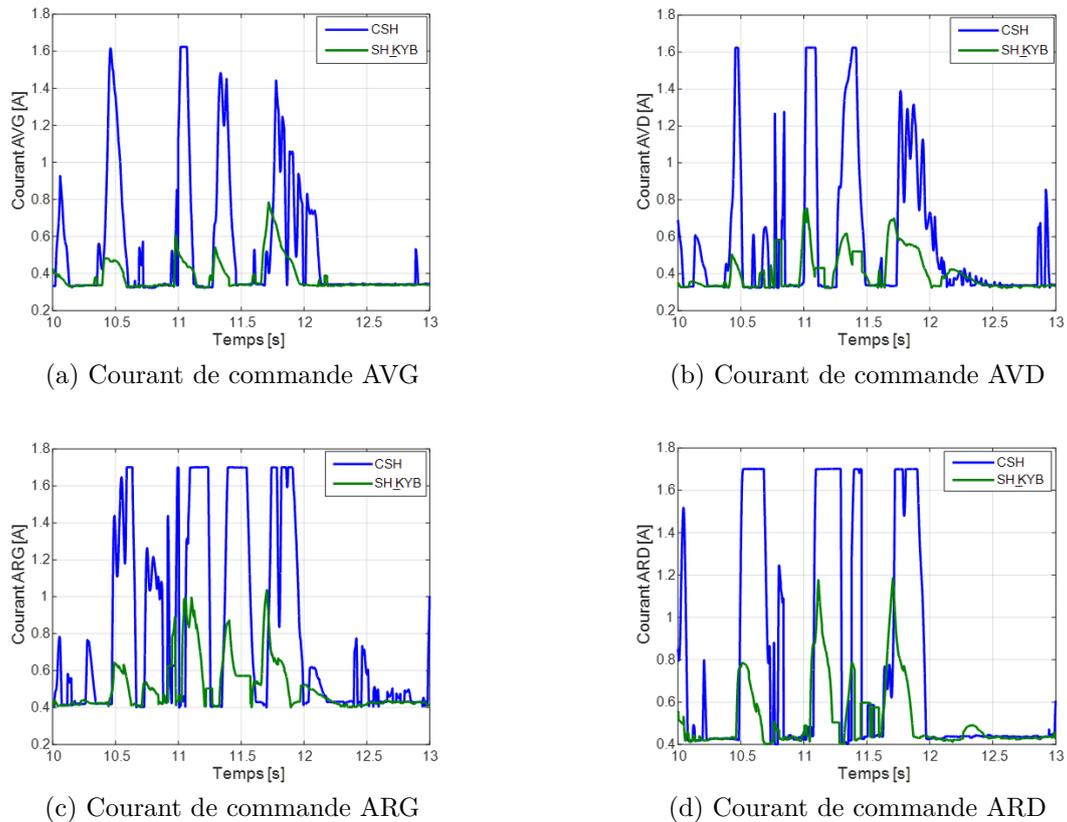


FIGURE 6.39 – Zoom sur les courants de commande pour un franchissement d’une cuvette à 70 Km/h dans un intervalle de $[10; 13]\text{ s}$

6.5 Conclusion

Dans ce chapitre, les validations de l’approche CSH en simulation et en expérimentation sont réalisées.

Pour la validation numérique, les co-simulations dans les domaines fréquentiel et temporel sont réalisées sur un simulateur de type modèle véhicule complet à 14 ddl intégrant les non-linéarités de la raideur et de la suspension ainsi que les limites de fonctionnement et la dynamique de l’AMVAR.

Pour la validation expérimentale, des premiers essais sur le B4V sont réalisés sur la DS7 CrossBack en pompage, en tangage et en roulis. Dans un deuxième temps, des essais sur route de type franchissement d’une cuvette à une vitesse de 70 Km/h sont concrétisés.

Les résultats numériques et expérimentaux permettent de valider une telle approche. En effet, bien que la solution technologique permettant de reproduire fidèlement les lois de comportement cibles développées dans le cadre du confort BF est la suspension active

(basses fréquences), la validation sur véhicule complet équipée d'une suspension semi-active de type AMVAR vérifie bien ces résultats.

Conclusion Générale et Perspectives

Conclusion générale

L'objectif de cette thèse est d'évaluer l'amélioration du confort par la remise à plat de la loi de commande de la suspension, notamment celle des AMVAR implantée sur les véhicules du Groupe PSA qui est aujourd'hui issue d'une stratégie dite «SkyHook».

En résumé, les travaux de la thèse sont présentés en 3 parties principales et 6 chapitres comme suit :

- Le premier chapitre est dédié à un tour d'horizon sur la dynamique globale du véhicule, sur les différentes architectures du Contrôle Global du Châssis (GCC) ainsi que sur les suspensions dans le domaine de l'automobile. Une classification des systèmes de suspension est détaillée dans la dernière partie de chapitre.

En effet, la suspension automobile est un système complexe exerçant un rôle important sur la dynamique globale du véhicule. Tandis que son action sur la dynamique verticale du véhicule semble directe, elle agit aussi indirectement sur les dynamiques latérales et longitudinale du véhicule face aux perturbations émanant du conducteur ou de la route.

Plusieurs domaines de fonctionnement de la suspension, reliés à différents domaines d'étude d'un véhicule automobile, peuvent alors être déterminés. En effet, tandis que le domaine d'étude du confort vibratoire est notamment associé aux « petits » débattements de suspensions (souvent associées aux simples variations du profil routier), d'autres domaines (comportement routier et limites de fonctionnement) justifieront l'étude de cette suspension sous de plus grandes amplitudes de débattement. Dès lors, plusieurs modèles peuvent être définis. Ces modèles, allant du modèle de validation au modèle de synthèse, permettent de prendre en compte ces domaines afin de faciliter la synthèse et la validation d'une architecture de suspension.

- Le deuxième chapitre permet, dans un premier temps, de définir les différents modèles utilisés pour le véhicule et pour les simulations.

Ces différents modèles sont adoptés dans les chapitres pour la synthèse et pour la validation des différentes lois de commande cibles.

Dans un second temps, différentes lois de contrôle commande mises en œuvre dans la littérature sont passées en revue.

Finalement, une architecture d'un modèle de suspension SkyHook est proposée et utilisée pour la synthèse de la commande SkyHook optimale. Les performances fré-

quentielles relatives sont présentées et analysées en se comparant au mode dégradé de ce type de système de suspension.

- Face à une problématique aussi complexe que la coordination de l'ensemble des ADAS présents dans un véhicule, surtout dans un contexte autonome et connecté, une architecture hiérarchisée et générique est mise en œuvre dans le troisième chapitre. Dans cette architecture, le **Superviseur** joue un rôle essentiel en raison, notamment, de la présence des modules **Fusion de données** de l'environnement, **Surveillance**, **Alerte** et **Décision**. Les variables de références et les états paramétriques des régulateurs robustes transmis aux niveaux inférieurs dépendent du domaine de fonctionnement (confort, comportement routier ou sécurité) estimés par le superviseur. Ensuite, le niveau **Commandes Globales** situé au niveau inférieur, à l'échelle fonctionnelle, permet de définir des stratégies générales indépendamment des contraintes liées aux solutions technologiques (mécanique, électrique, hydraulique, ...). Puis, le niveau **Répartition** assure le passage des **Commandes Globales** à celui des **Commandes Locales**, situé à l'échelle organique, en choisissant la ou les liaisons au sol concernées par la mise en œuvre de la stratégie de commande. Enfin, le dernier niveau est composé de toutes les boucles des commandes locales indispensables pour atteindre les différents objectifs.

Un exemple d'illustration proposé dont le domaine d'étude se résume à une situation de freinage en ligne droite sur route sèche, lisse et horizontale. Ainsi, dans le domaine associé au confort, l'objectif est de tenir la caisse sous sollicitations conducteur par action sur la suspension. Les performances temporelles simulées mettent en évidence l'intérêt d'une telle approche pour atteindre l'objectif.

- Dans le quatrième chapitre, une nouvelle stratégie de contrôle est présentée pour améliorer le confort BF.

En tenant compte d'un amortissement qui assure une tenue de roue minimale, et en se basant sur une boucle ouverte équivalente, un contrôleur CSH généralisé est proposé et comparé à un contrôleur SH_{Opt} . Les performances fréquentielles de ces systèmes de suspension ainsi que leur mode dégradé ont été juxtaposées à une suspension métallique utilisée pour l'étude comparative. Les résultats montrent l'amélioration apportée par le contrôleur CSH.

- Dans le cinquième chapitre, une démarche descendante partant de l'échelle fonctionnelle jusqu'à l'échelle organique est mise en exergue.

Les lois de comportement cibles de type SH_{Opt} , SH_{Ac} et CSH synthétisées dans le chapitre précédent sont appliquées sur une suspension active BF et sur une suspension semi-active équipée d'un AMVAR.

Les résultats de la co-simulation, dans les domaines fréquentiel et temporel, montrent que le CSH assure les meilleurs tenue de caisse et filtrage comparé aux modèles utilisés pour le « benchmarking » dans le cas particulier de la suspension active BF. Cependant, ces performances se sont légèrement dégradées à cause du domaine de fonctionnement étroit de l'AMVAR.

- Dans le dernier chapitre, les validations de l'approche CSH en simulation et en expérimentation sont réalisées.

Pour la validation numérique, les co-simulations dans les domaines fréquentiel et

temporel sont réalisées sur un simulateur de type modèle véhicule complet à 14 ddl intégrant les non-linéarités de la raideur et de la suspension ainsi que les limites de fonctionnement et la dynamique de l'AMVAR.

Pour la validation expérimentale, des premiers essais sur le B4V sont réalisés sur la DS7 CrossBack en pompage, en tangage et en roulis. Dans un deuxième temps, des essais sur route de type franchissement d'une cuvette à une vitesse de 70 Km/h sont concrétisées .

Les résultats numériques et expérimentaux permettent de valider une telle approche. En effet, bien que la solution technologique permettant de reproduire fidèlement les lois de comportement cibles développées dans le cadre du confort BF est la suspension active (basses fréquences), la validation sur véhicule complet équipée d'une suspension semi-active de type AMVAR vérifie bien ces résultats.

Perspectives

L'approche CSH proposée améliore significativement le tenue de caisse. Cependant, en terme de filtrage, on dégrade légèrement par rapport à l'existant.

L'objectif sera est de mettre en œuvre une démarche générique de conception de la partie Contrôle Global de la Suspension (CGS) fondée sur une approche multi-architecture. Le caractère multi-architecture se situe aussi bien :

- **à l'échelle organique** avec par exemple un vérin de suspension connecté à un réseau hydraulique [Hernette et al., 2015] et/ou pneumatique [Bouvin et al., 2019] [Hernette et al., 2018] [Hernette et al., 2018] [Bouvin et al., 2017] équipé d'ElectroValves (EV) Tout Ou Rien (TOR) pouvant isoler ou mettre en communication certaines parties (à l'image de la suspension Hydractive [Rizzo, 2012] [Létévé et al., 2013] [Létévé, 2014] qui présente deux architectures), ou encore par exemple des amortisseurs à plusieurs lois d'amortissement (AMVAR) ;
- **qu'à l'échelle fonctionnelle** avec différentes stratégies de commande prédéfinies et sélectionnées en temps réel selon le domaine de fonctionnement estimé (**confort**, **comportement routier** ou **sécurité active**) [Hamrouni et al., 2018].

Cette démarche générique de conception de la partie **Contrôle Global de la Suspension** sera mise en œuvre rapidement pour améliorer le confort lors du franchissement d'obstacles isolés, permettant ainsi la remise à plat de la loi de commande de la suspension, notamment celle des AMVAR implantée sur les véhicules du Groupe PSA qui est aujourd'hui issue d'une stratégie dite « SkyHook ». Dans un deuxième temps, et de la même manière, cette démarche sera mise en œuvre pour améliorer la stratégie « RoadHook » relative à la maîtrise du rebond de roue (tenue de roue) et la maîtrise des mouvements de caisse (tenue de caisse). Ainsi les deux composantes du traditionnel dilemme **Confort / Tenue de Route** incontournable dans le cas des suspensions passives sera traité par des lois de commande dédiées avec comme résultat attendu une amélioration des deux composantes (confort et tenue de route).

Bibliographie

- [Allen, 1985] Allen, K. (1985). Air suspension systems.
- [ANNEX, 2008] ANNEX, B. (2008). General motors corporation.
- [Attia et al., 2014] Attia, R., Orjuela, R., and Basset, M. (2014). Dual-mode control allocation for integrated chassis stabilization. *IFAC Proceedings Volumes*.
- [Autran et al., 1995] Autran, F., Bessière, F., Lévine, J., and Rouchon, P. (1995). La fonction suspension, du passif à l’actif : l’approche valeo. *Proceedings of the Journées Automatique Automobile. Bordeaux, France*.
- [Bakker et al., 1987] Bakker, E., Nyborg, L., and Pacejka, H. B. (1987). Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies. In *SAE Technical Paper*. SAE International.
- [Benine-Neto et al., 2017] Benine-Neto, A., Moreau, X., and Lanusse, P. (2017). Robust control for an electro-mechanical anti-lock braking system : the crone approach. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1) :12575–12581.
- [BMW, 2010] BMW (2010). Bmw. the international bmw website.
- [Bouvin, 2019] Bouvin, J.-L. (2019). *Vers une version alternative à la suspension CRONE Hydractive*. PhD thesis, Université de Bordeaux.
- [Bouvin et al., 2017] Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P., and Oustaloup, A. (2017). Crone body control under driver inputs through heave velocity regulation. In *2017 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, pages 1–5. IEEE.
- [Bouvin et al., 2019] Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P., and Oustaloup, A. (2019). Crone body control with a pneumatic self-leveling suspension system. *Journal of Applied Nonlinear Dynamics*, 8(1) :79–96.
- [Brugger et al., 1989] Brugger, F., Burckhardt, M., and Faulhaber, A. (1989). Anti-lock brake system. *US Patent*, 4.
- [Carbibles, 2009] Carbibles (2009).
- [Casciati et al., 2012] Casciati, F., Rodellar, J., and 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.
- [Chang and Wu, 1997] Chang, S.-L. and Wu, C.-H. (1997). Design of an active suspension system based on a biological model. In *Proceedings of the 1997 American Control Conference (Cat. No. 97CH36041)*, volume 5, pages 2915–2919. IEEE.

- [Cherry and Jones, 1995] Cherry, A. and Jones, R. (1995). Fuzzy logic control of an automotive suspension system. *IEE Proceedings-Control Theory and Applications*, 142(2) :149–160.
- [Choi et al., 2000] Choi, S., Choi, Y. T., and Park, D. (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.
- [Chokor, 2019] Chokor, A. (2019). *Design of several centralized and decentralized multi-layer robust control architectures for global chassis control*. PhD thesis, Compiègne.
- [Chou and Novel, 2005] Chou, H. and Novel, H. D. (2005). Global vehicle control using differential braking torques and active suspension forces. *Vehicle System Dynamics*.
- [Collet et al., 2013] Collet, R. ., J.L. M., and L., H. (2013). Diffusion de l’automobile en France : vers quels plafonds pour la motorisation et l’usage. *Economie et statistiques*.
- [Connair et al., 1999] Connair, K. M., Bodie, M. O., Chaumette, P., and Catalan, A. (1999). Development of a common vehicle model for chassis control design. Technical report, SAE Technical Paper.
- [Daou et al., 2011] Daou, R. A. Z., Moreau, X., and Francis, C. (2011). Effect of hydro-pneumatic components nonlinearities on the crone suspension. *IEEE transactions on vehicular technology*, 61(2) :466–474.
- [David, 2001] David, P. (2001). *Synthèse d’une impédance à comportement local d’ordre non entier : application dans le domaine des suspensions de véhicule*. PhD thesis, Bordeaux 1.
- [De Larminat et al., 1993] De Larminat, P. et al. (1993). *Automatique : commande des systèmes linéaires*. Hermes Paris.
- [Deprez et al., 2005] Deprez, K., Moshou, D., and Ramon, H. (2005). Comfort improvement of a nonlinear suspension using global optimization and in situ measurements. *Journal of sound and vibration*, 284(3-5) :1003–1014.
- [Dixon and of Automotive Engineers, 1996] Dixon, J. C. and of Automotive Engineers, S. (1996). Tires, suspension, and handling.
- [Dugoff et al., 1970] Dugoff, H., Fancher, P. S., and Segel, L. (1970). An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance. In *SAE Technical Paper*. SAE International.
- [Elbeheiry et al., 1996] Elbeheiry, E. M., Karnopp, D. C., ElAraby, M. E., and Abdel-Raaouf, A. M. (1996). Suboptimal control design of active and passive suspensions based on a full car model. *Vehicle System Dynamics*, 26(3) :197–222.
- [Emura et al., 1994] Emura, J., Kakizaki, S., Yamaoka, F., and Nakamura, M. (1994). Development of the semi-active suspension system based on the sky-hook damper theory. *SAE transactions*, pages 1110–1119.
- [Esmailzadeh and Fahimi, 1997] Esmailzadeh, E. and Fahimi, F. (1997). Optimal adaptive active suspensions for a full car model. *Vehicle System Dynamics*, 27(2) :89–107.
- [Fenaux, 2005] Fenaux, E. (2005). *Dynamique du véhicule*.

- [Ferguson, 2007] Ferguson, S. A. (2007). The effectiveness of electronic stability control in reducing real-world crashes : a literature review. *Traffic injury prevention*, 8(4) :329–338.
- [Fialho and Balas, 1998] Fialho, I. and Balas, G. (1998). Adaptive vehicle suspension design using lqv methods. In *Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No. 98CH36171)*, volume 1, pages 469–474. IEEE.
- [Fialho and Balas, 2000] Fialho, I. J. and Balas, G. J. (2000). Design of nonlinear controllers for active vehicle suspensions using parameter-varying control synthesis. *Vehicle System Dynamics*, 33(5) :351–370.
- [Gay, 2000a] Gay, F. (2000a). *Lois de commande en vue du Contrôle Global de châssis d'un Véhicule : le CGC*. PhD thesis.
- [Gay, 2000b] Gay, F. (2000b). *Lois de commande en vue du contrôle global de châssis d'un véhicule : Le CGC*. PhD thesis, Nantes.
- [Gianguilio, 2006] Gianguilio, E. (2006). 14 d.o.f. vertec model, vehicle dynamic simulator implementation and validation. *3rd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction*.
- [Gillespie, 1992a] Gillespie, T. D. (1992a). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE International.
- [Gillespie, 1992b] Gillespie, T. D. (1992b). *Fundamentals of vehicle dynamics*, volume 400. Society of automotive engineers Warrendale, PA.
- [Gillespie, 1997] Gillespie, T. D. (1997). *Vehicle dynamics*. Warren dale.
- [Giua et al., 1999] Giua, A., Seatzu, C., and Usai, G. (1999). Semiactive suspension design with an optimal gain switching target. *Vehicle System Dynamics*, 31 :213–232.
- [Gordon et al., 2003] Gordon, T., Howell, M., and Brandao, F. (2003). Integrated control methodologies for road vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 40(1-3) :157–190.
- [Gosselin-Brisson, 2006] Gosselin-Brisson, S. (2006). *Étude d'un système de contrôle pour suspension automobile*. Université du Québec à Chicoutimi.
- [Guglielmi and Levy-Vehel, 1998] Guglielmi, M. and Levy-Vehel, J. (1998). Analysis and simulation of road profile by means of fractal model. In *AVCS'98, IEEE International Conference in Advances in vehicle Control Safety, Amiens*,.
- [Guthrie and Evans, 2004] Guthrie, R. H. and Evans, S. G. (2004). Magnitude and frequency of landslides triggered by a storm event, Loughborough Inlet, British Columbia. *Natural Hazards and Earth System Science*, 4(3) :475–483.
- [Hac, 1995] Hac, A. (1995). Decentralized control of active vehicle suspensions with preview.
- [Hamrouni et al., 2018] Hamrouni, E., Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P., and Oustaloup, A. (2018). Approche hiérarchisée pour le contrôle global du châssis. *Automatique*, 2(1).
- [Hamrouni et al., 2019] Hamrouni, E., Moreau, X., Benine-Neto, A., and Hernette, V. (2019). Skyhook and CRONE active suspensions : A comparative study. *9th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control AAC 2019*, 52(5) :243 – 248.

- [Happian-Smith, 2001] Happian-Smith, J. (2001). *An introduction to modern vehicle design*. Elsevier.
- [He et al., 2006] He, J., Crolla, D., Levesley, M., and Manning, W. (2006). Coordination of active steering, driveline and braking for integrated vehicle dynamics control. *Proc. IMechE, Part D : J. Automobile Engineering*.
- [Hernette et al., 2018] Hernette, V., Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., and Oustaloup, A. (2018). Suspension pneumatique confort multi cellules, arrangement parallèle de cellules rc série.
- [Hernette et al., 2015] Hernette, V., Létévé, A., and Moreau, X. (2015). Suspension hydro-pneumatique pour véhicule automobile comportant un vérin à double effet relié à deux accumulateurs de pression.
- [Hrovat, 1997] Hrovat, D. (1997). Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. *Automatica*, 33(10) :1781–1817.
- [Hrovat and Hubbard, 1981] Hrovat, D. and Hubbard, M. (1981). Optimum vehicle suspensions minimizing rms rattlespace, sprung-mass acceleration and jerk.
- [Johansen and Fossen, 2013] Johansen, T. A. and Fossen, T. I. (2013). Control allocation. *A survey. Automatica*, 49 :1087–1103.
- [Juricic, 2004] Juricic, J. (2004). Virtual test driving. *Vehicle Dynamics International*.
- [Karnopp, 1989] Karnopp, D. (1989). Analytical results for optimum actively damped suspensions under random excitation.
- [Karnopp et al., 1974] Karnopp, D., Crosby, M. J., and Harwood, R. (1974). Vibration control using semi-active force generators.
- [Kitching et al., 1999] Kitching, K., Cebon, D., and Cole, D. (1999). An experimental investigation of preview control. *Vehicle System Dynamics*, 32(6) :459–478.
- [Kruczek and Stribrsky, 2004] Kruczek, A. and Stribrsky, A. (2004). A full-car model for active suspension-some practical aspects. In *Proceedings of the IEEE international conference on mechatronics*, volume 4, pages 41–45.
- [Lanusse et al., 2013] Lanusse, P., Malti, R., and Melchior, P. (2013). Crone control system design toolbox for the control engineering community : tutorial and case study. *Phil. Trans. R. Soc. A*, 371(1990) :20120149.
- [Létévé, 2014] Létévé, A. (2014). *Etude de l'influence des suspensions de véhicule de tourisme sur le confort vibratoire, le comportement routier et les limites de fonctionnement : l'approche CRONE en matière de formalisation, d'analyse et de synthèse*. PhD thesis, Université de Bordeaux.
- [Létévé et al., 2013] Létévé, A., Moreau, X., Hernette, V., and Rizzo, A. (2013). La suspension crone hydractive. analyse et synthese. *Journal Européen des Systèmes Automatisés (JESA)*, 47(4-8) :519–545.
- [Lévine, 1999] Lévine, J. (1999). Are there new industrial perspectives in the control of mechanical systems? In *Advances in Control*, pages 197–226. Springer.
- [Linn et al., 1998] Linn, D., Solessio, E., Perlman, I., and Lasater, E. (1998). The role of potassium conductance in the generation of light responses in müller cells of the turtle retina. *Visual neuroscience*, 15(3) :449–458.

- [Milliken et al., 1995] Milliken, W. F., Milliken, D. L., et al. (1995). *Race car vehicle dynamics*, volume 400. Society of Automotive Engineers Warrendale, PA.
- [Moline et al., 1994] Moline, D., Floyd, S., Vaduri, S., and Law, E. H. (1994). Simulation and evaluation of semi-active suspensions. *SAE transactions*, pages 1120–1130.
- [Monot et al., 2017] Monot, N., Moreau, X., Benine-Neto, A., Rizzo, A., and Aioun, F. (2017). Dynamic stability control system : the crone approach. *IFAC-PapersOnLine*, 50(1) :13822–13827.
- [Moreau, 1995] Moreau, X. (1995). *La dérivation non entière en isolation vibratoire et son application dans le domaine de l'automobile ; la suspension Crone : du concept à la réalisation*. PhD thesis, Bordeaux 1.
- [Moreau et al., 2004] Moreau, X., Altet, O., and Oustaloup, A. (2004). The crone suspension : Management of the dilemma comfort-road holding. *Nonlinear Dynamics*, 38(1-4) :461–484.
- [Moreau et al., 1998] Moreau, X., Oustaloup, A., and Nouillant, M. (1998). Sky hook and crone suspensions : a comparison. *IFAC Proceedings Volumes*, 31(2) :353–358.
- [Moreau et al., 1999] Moreau, X., Oustaloup, A., and Nouillant, M. (1999). From analysis to synthesis of vehicle suspensions : the crone approach. In *1999 European Control Conference (ECC)*, pages 4094–4099. IEEE.
- [Moreau et al., 2012a] Moreau, X., Rizzo, A., Mermoz, J.-L., Leteve, A., Morand, A., and Melchior, P. (2012a). Etude de l'influence de la dissymétrie du chargement sur de la tenue de route. Partie 1 : du modèle de validation au modèle d'analyse. In *CIFA 2012*, Grenoble, France.
- [Moreau et al., 2012b] Moreau, X., Rizzo, A., Mermoz, J.-L., Leteve, A., Morand, A., and Melchior, P. (2012b). Etude de l'influence de la dissymétrie du chargement sur de la tenue de route. Partie 2 : analyse de la stabilité. In *CIFA 2012*, Grenoble, France.
- [Nouillant, 2002] Nouillant, C. (2002). *Contribution au pilotage coopératif des systèmes de liaisons au sol d'une automobile par commande hybride hiérarchisée*. PhD thesis, Bordeaux 1.
- [Odenthal et al., 1999] Odenthal, D., Bünthe, T., and Ackermann, J. (1999). Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance. In *1999 European Control Conference (ECC)*, pages 598–603. IEEE.
- [Oustaloup, 1991] Oustaloup, A. (1991). *La commande CRONE : Commande robuste d'ordre non entier*. Edition Hermès, Paris.
- [Oustaloup, 2014] Oustaloup, A. (2014). *Diversity and non-integer differentiation for system dynamics*. John Wiley & Sons.
- [Oustaloup et al., 1995] Oustaloup, A., Mathieu, B., and Lanusse, P. (1995). The crone control of resonant plants : application to a flexible transmission. *European Journal of control*, 1(2) :113–121.
- [Oustaloup et al., 1996] Oustaloup, A., Moreau, X., and Nouillant, M. (1996). The crone suspension. *Control Engineering Practice*, 4(8) :1101–1108.

- [Oustaloup and Nouillant, 1990] Oustaloup, A. and Nouillant, M. (1990). Nouveau système de suspension : la suspension crone. Brevet déposé le 30 avril 1990 sous le n° 90 046 13 et publié sous le n° 2660386.
- [Pacejka, 2004] Pacejka, H. (2004). *Tire and Vehicle Dynamics*. Elsevier Butterworth-Heinemann.
- [Pacejka, 2005] Pacejka, H. (2005). *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier.
- [Page et al., 2011] Page, Y., T, H., and S, C. (2011). How safe is vehicle safety? the contribution of vehicle technologies to the reduction in road casualties in france from 2000 to 2010. In *Annals of Advances in Automotive Medicine/Annual Scientific Conference*. p. 101.
- [Park and Kim, 1999] Park, J. H. and Kim, Y. S. (1999). An h/sub infinity/ controller for active suspensions and its robustness based on a full-car model. *IFAC Proceedings Volumes*, 32(2) :8178–8183.
- [Perrin, 2013] Perrin, B. (2013). Comprendre : La voiture sans accident. *Auto Journal*.895, pp.32–34.
- [Portaz, 2008] Portaz, C. (2008). *Contribution ‘a la conception d’un Contrôle Global Châssis*. PhD thesis.
- [Poussot-Vassal et al., 2006] Poussot-Vassal, C., Sename, O., Dugard, L., Ramirez-Mendoza, R., and Flores, L. (2006). Optimal skyhook control for semi-active suspensions. *IFAC Proceedings Volumes*, 39(16) :608–613.
- [Rakshith et al., 2014] Rakshith, M., Kumar, Y., and Vikas, S. (2014). Bose automotive suspension. *International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)*, 3(4).
- [Ramirez Mendoza, 1997] Ramirez Mendoza, R. A. (1997). *Sur la modélisation et la commande des véhicules automobiles*. PhD thesis, Grenoble INPG.
- [Richard et al., 1999] Richard, C., Guyomar, D., Audigier, D., and Ching, G. (1999). Semi-passive damping using continuous switching of a piezoelectric device. In *Smart Structures and Materials 1999 : Passive Damping and Isolation*, volume 3672, pages 104–111. International Society for Optics and Photonics.
- [Rizzo, 2012] Rizzo, A. (2012). *L’approche CRONE dans le domaine des architectures complexes des suspensions de véhicules automobiles : la suspension CRONE Hydractive*. PhD thesis, Bordeaux 1.
- [Sammier, 2001] Sammier, D. (2001). *Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG.
- [Savaresi et al., 2010] Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., and Dugard, L. (2010). *Semi-active suspension control design for vehicles*. Elsevier.
- [Sename et al., 2013] Sename, O., Gaspar, P., and Bokor, J. (2013). *Robust Control and Linear Parameter Varying Approaches : Application to Vehicle Dynamics*. Lecture Notes in Control and Information Sciences. Springer Berlin Heidelberg.
- [Serrier, 2008] Serrier, P. (2008). *Analyse de l’influence des non-linéarités dans l’approche CRONE : Application en isolation vibratoire*. PhD thesis, Bordeaux 1.

- [Sohn et al., 2000] Sohn, H.-C., Hong, K.-S., and Hedrick, J. (2000). Semi-active control of the macpherson suspension system : hardware-in-the-loop simulations. In *Proceedings of the 2000. IEEE International Conference on Control Applications. Conference Proceedings (Cat. No. 00CH37162)*, pages 982–987. IEEE.
- [Soliman and Kaldas, 2012] Soliman, A. M. and Kaldas, M. M. (2012). An investigation of anti-lock braking system for automobiles. Technical report, SAE Technical Paper.
- [Standard, 2018] Standard, S. (2018). J3016_201806. *Taxonomy and definitions for terms related to driving automation systems for on-road motor vehicles*.
- [Tanelli et al., 2009] Tanelli, M., Corno, M., Boniolo, I., and Savaresi, S. M. (2009). Active braking control of two-wheeled vehicles on curves. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 7(3-4) :243–269.
- [Taymans, 2018] Taymans, A. (2018). *Gestion de trafic par les assistances coopératives*. PhD thesis, Université de Bordeaux.
- [Thompson and Chaplin, 1996] Thompson, A. and Chaplin, P. (1996). Force control in electrohydraulic active suspensions. *Vehicle System Dynamics*, 25(3) :185–202.
- [Titli and Boverie, 1995] Titli, A. and Boverie, S. (1995). Fuzzy and neuro control for semi-active and active suspension. In *Advances in Automotive Control 1995*, pages 49–53. Elsevier.
- [Torres, 2018] Torres, A. A. (2018). Semi-active suspension, extending the limits. *KYB technical review= KYB*, (56) :68–73.
- [Tseng and Hrovat, 2015] Tseng, H. E. and Hrovat, D. (2015). State of the art survey : active and semi-active suspension control. *Vehicle System Dynamics*, 53(7) :1034–1062.
- [Van der Aa et al., 1997] Van der Aa, M., Muijderman, J., and Veldpaus, F. (1997). Constrained optimal control of semi-active suspension systems with preview. *Vehicle System Dynamics*, 28(4-5) :307–323.
- [Vassal, 2008] Vassal, C. P. (2008). *Commande Robuste LPV Multivariable de Ch[^]assis Automobile*. PhD thesis.
- [Venture, 2003] Venture, G. (2003). *Identification des paramètres dynamiques d’une voiture*. PhD thesis, Ecole Centrale de Nantes (ECN) ; Université de Nantes.
- [VISACTU, 2020] VISACTU (2020). Les tués sur les routes en France métropolitaine.
- [Vivas-López et al., 2013] Vivas-López, C.A., Hermàndez-Alcantara, D., Tudòn-Martnez, J., and Morales-Menendez, R. (2013). Review on global chassis control. *IFAC*.
- [Watanabe and Sharp, 1999] Watanabe, Y. and Sharp, R. (1999). Mechanical and control design of a variable geometry active suspension system. *Vehicle system dynamics*, 32(2-3) :217–235.
- [Yamashita et al., 1994] Yamashita, M., Fujimori, K., Hayakawa, K., and Kimura, H. (1994). Application of h/∞ control to active suspension systems. *Automatica*, 30(11) :1717–1729.
- [Yamashita et al., 1990] Yamashita, M., Fujimori, K., Uhlik, C., Kawatani, R., and Kimura, H. (1990). H/∞ control of an automotive active suspension. In *29th IEEE Conference on Decision and Control*, pages 2244–2250. IEEE.

- [Yu and Crolla, 1998] Yu, F. and Crolla, D. (1998). An optimal self-tuning controller for an active suspension. *Vehicle System Dynamics*, 29(1) :51–65.
- [Zin, 2005a] Zin, A. (2005a). *On the robust control of automobile suspensions for global chassis control*. Theses, Institut National Polytechnique de Grenoble - INPG.
- [Zin, 2005b] Zin, A. (2005b). Robust automotive suspension control toward global chassis control. *Laboratoire d'Automatique de Grenoble (now GIPSA-lab), Grenoble, France, Ph. D. Thesis*.
- [Zin et al., 2008] Zin, A., Sename, O., Gaspar, P., Dugard, L., and Bokor, J. (2008). Robust l_p - ∞ control for active suspensions with performance adaptation in view of global chassis control. *Vehicle System Dynamics*, 46(10) :889–912.

Annexe A

Commande CRONE

A.1	Schéma de commande et données pour la synthèse	209
A.2	Commande CRONE de première génération	213
A.3	Commande CRONE de deuxième génération	214
A.4	Commande CRONE de troisième génération	218
A.5	CRONE Control System Design Toolbox	221
A.5.1	Prise en compte des incertitudes du procédé	222
A.5.2	Saisie des spécifications	222
A.5.3	Choix de la commande CRONE	223
A.5.4	Synthèse de la forme rationnelle du régulateur	223

La commande CRONE (Commande Robuste d'Ordre Non Entier) (Oustaloup, 1991) est une méthodologie de Synthèse Fréquentielle de Commande Robuste (SFCR) fondée sur le concept de dérivation non entière. Depuis les années 1980, trois générations de commandes (CRONE Group, 2005) ont été développées. L'avantage par rapport à la synthèse H_∞ est que les incertitudes du processus sont prises en compte sans distinction de nature, qu'elles soient endogènes (incertitudes du modèle) ou exogènes (perturbations).

A.1 Schéma de commande et données pour la synthèse

La Figure A.1 présente le schéma utilisé pour la synthèse de la commande.

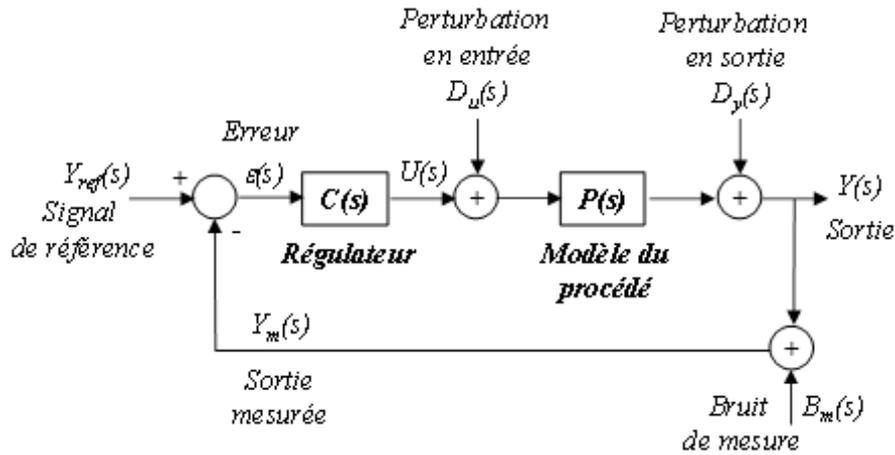


FIGURE A.1 – Schéma de commande pour la synthèse

Les équations fonctionnelles associées au schéma de la Figure A.1 sont :

— pour la sortie $Y(s)$:

$$Y(s) = S(s) D_y(s) + SP(s) D_u(s) + T(s) Y_{ref}(s) - T(s) B_m(s) ; \quad (\text{A.1})$$

— pour l'erreur $\epsilon(s)$:

$$\epsilon(s) = -S(s) D_y(s) - SP(s) D_u(s) + S(s) Y_{ref}(s) - S(s) B_m(s) ; \quad (\text{A.2})$$

— pour la commande $U(s)$:

$$U(s) = -SC(s) D_y(s) - T(s) D_u(s) + SC(s) Y_{ref}(s) - SC(s) B_m(s) , \quad (\text{A.3})$$

avec

$$\left\{ \begin{array}{l} \beta(s) = C(s) P(s) : \text{la fonction de transfert en boucle ouverte} \\ S(s) = \frac{1}{1 + \beta(s)} : \text{la fonction de sensibilité} \\ T(s) = 1 - S(s) : \text{la fonction de sensibilité complémentaire} \\ SP(s) = S(s) P(s) : \text{la fonction de sensibilité à la perturbation en entrée} \\ SC(s) = S(s) C(s) : \text{la fonction de sensibilité de l'entrée} \end{array} \right. \quad (\text{A.4})$$

Les données nécessaires à la Synthèse Fréquentielle de la Commande Robuste (SFQR) se répartissent en deux groupes :

— les modèles des signaux (souvent difficiles à obtenir, notamment en ce qui concerne le bruit de mesure) et surtout le modèle linéaire incertain du procédé qui dans le cas d'une approche fréquentielle se présente sous la forme d'une fonction de transfert $P(s)$ (Figure A.1) dont les domaines d'incertitude des paramètres θ_i sont précisés, par exemple, sous la forme d'intervalles bornés, soit $\theta_i \in [\underline{\theta}_i ; \bar{\theta}_i]$;

— les spécifications du cahier des charges en matière de :

- **degré de stabilité** à travers le facteur d'amortissement ζ du mode associé à la commande tel que $\zeta \geq \zeta_{\min}$, où ζ_{\min} désigne la valeur minimale acceptable du facteur d'amortissement ;
- **rapidité**, à travers la constante de temps τ du mode associé à la commande qui doit être la plus petite possible ;
- **précision** en régime permanent, à travers l'erreur relative, $\epsilon(\%)$;
- **saturation**, à travers la valeur maximale de la commande, U_{\max} ;
- **sensibilité de la commande au bruit de mesure**, à travers une valeur égale à $x\%$ de U_{\max} .

Dans le cadre d'une SFCR, il est essentiel de traduire les deux premières spécifications temporelles du cahier des charges en spécifications fréquentielles, soit :

- pour le **degré de stabilité**, à travers le facteur de résonance Q_T de la réponse fréquentielle de la fonction de sensibilité complémentaire $T(s)$, ou à travers les marges de stabilité (marge de module, marge de phase, marge de gain, marge de retard, ...);
- pour la **rapidité**, à travers la bande passante de la réponse fréquentielle de la fonction de sensibilité complémentaire $T(s)$ ou à travers la fréquence au gain unité en boucle ouverte, notée ω_u .

En l'absence d'information supplémentaire, notamment en ce qui concerne le bruit de mesure, il est difficile (voire impossible) de déterminer la fréquence au gain unité nominale, ω_{unom} , de manière précise.

Cependant, une approche simplifiée consiste à fixer la contribution c_m acceptable du bruit de mesure par rapport à la valeur maximale U_{\max} de la commande (par exemple $c_m = 10\%$). En l'absence de modèle précis du bruit de mesure, tout en sachant que son spectre fréquentiel est plutôt concentré vers les hautes fréquences, on se place en régime harmonique stationnaire. L'amplitude B_m du bruit de mesure est estimée par rapport à l'Etendue de Mesure EM du capteur (par exemple $B_m = 1\%EM$). Ainsi, à partir de la relation (1.45), on impose :

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} |U(j\omega)| = \lim_{\omega \rightarrow \infty} |SC(j\omega)| B_m \leq c_m U_{\max}, \quad (\text{A.5})$$

ou encore, sachant que $\lim_{\omega \rightarrow \infty} |SC(j\omega)| \rightarrow \lim_{\omega \rightarrow \infty} |C(j\omega)|$,

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} |U(j\omega)| \approx \lim_{\omega \rightarrow \infty} |C(j\omega)| B_m \leq c_m U_{\max}. \quad (\text{A.6})$$

Ainsi, une contrainte concernant le gain C_∞ du régulateur pour les hautes fréquences est

établie, soit :

$$C_\infty = \lim_{\omega \rightarrow \infty} |C(j\omega)| \leq \frac{c_m U_{\max}}{B_m}. \quad (\text{A.7})$$

Si la structure du régulateur utilisé est fixée **à priori**, comme c'est le cas avec un régulateur PID ou un régulateur CRONE 1ère génération par exemple, alors il existe une relation analytique entre le gain $|C(j\omega_u)|$ du régulateur à ω_u et le gain C_∞ du régulateur aux hautes fréquences. Il est ainsi possible à l'aide de cette relation et de la contrainte (1.50) de déterminer ω_{umax} et d'imposer la condition $\omega_u \leq \omega_{umax}$.

Si la structure du régulateur n'est pas fixée a priori, comme c'est le cas avec une approche loop-shaping, alors une première approche permettant d'avoir un ordre de grandeur de ω_{umax} consiste à considérer dans un premier temps un régulateur avec une simple action proportionnelle C_0 . Dans ce cas, la contrainte sur C_∞ est la même pour C_0 . Ainsi, en se plaçant à l'égalité stricte, soit :

$$C_0 = C_\infty = \frac{c_m U_{\max}}{B_m}, \quad (\text{A.8})$$

et compte tenu de la définition de ω_{umax} , soit

$$|\beta(j\omega_{umax})| = C_0 |P(j\omega_{umax})| = 1, \quad (\text{A.9})$$

ω_{umax} est déterminée en résolvant l'égalité

$$|P(j\omega_{umax})| = \frac{1}{C_0} \Leftrightarrow |P(j\omega_{umax})| = \frac{B_m}{c_m U_{\max}}, \quad (\text{A.10})$$

conduisant ainsi à la contrainte $\omega_u < \omega_{umax}$.

Concernant la spécification en matière de **degré de stabilité**, sa traduction du domaine temporel au domaine fréquentiel peut se faire en supposant que le mode dominant de la commande est assimilable à celui d'un deuxième ordre. En effet, dans le cas particulier d'un deuxième ordre, il existe une relation entre le facteur d'amortissement ζ et le facteur de résonance Q , soit :

$$Q = \frac{1}{2 \zeta \sqrt{1 - \zeta^2}}. \quad (\text{A.11})$$

Ainsi, imposer une contrainte sur le degré de stabilité de la commande dans le domaine temporel à l'aide d'un facteur d'amortissement minimal ζ_{min} revient à imposer dans le domaine fréquentiel une contrainte sur le facteur de résonance Q_T de la réponse fréquentielle de la fonction de sensibilité complémentaire $T(s)$ à l'aide d'un facteur de résonance maximal Q_{Tmax} , soit :

$$zeta \geq \zeta_{min} \Leftrightarrow Q_T \leq Q_{Tmax} = \frac{1}{2 \zeta_{min} \sqrt{1 - \zeta_{min}^2}}. \quad (\text{A.12})$$

Pour le lecteur peu familiarisé avec l'approche fréquentielle, il est rappelé que la valeur du contour d'amplitude (si celle-ci est supérieure à $0dB$) de l'abaque de Black-Nichols tangenté par la réponse fréquentielle $\beta(j\omega)$ de la boucle ouverte donne la valeur du facteur de résonance Q_T (figure 1.14). De plus, dans le cas particulier d'un comportement

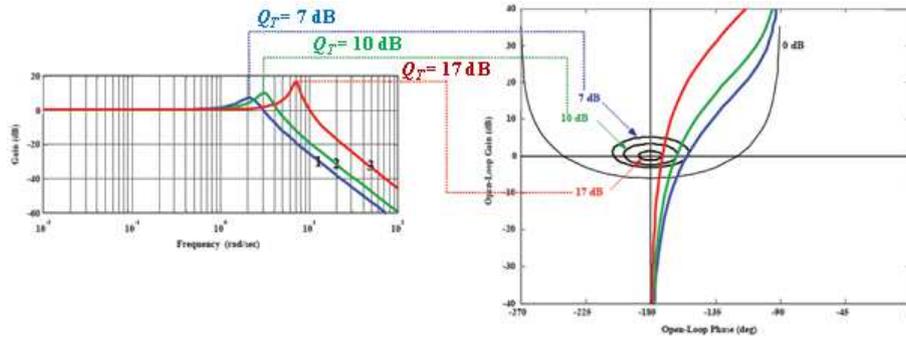


FIGURE A.2 – Illustration du lien entre contour tangenté par la réponse fréquentielle $\beta(j\omega)$ de la boucle ouverte dans le plan de Black-Nichols et facteur de résonance Q_T de la réponse fréquentielle $T(j\omega)$ de la fonction de sensibilité complémentaire

intégrateur d'ordre n (avec $1 < n < 2$) au voisinage de la fréquence au gain unité en boucle ouverte, ω_u , il est facile en matière de degré de stabilité de traduire la spécification fréquentielle de boucle fermée, Q_T , en spécification fréquentielle de boucle ouverte à l'aide de la marge de phase M_ϕ , et ce dans la mesure où ces deux grandeurs ne dépendent que de l'ordre n (cf paragraphe A.3 – Commande CRONE de deuxième génération).

Ainsi, la spécification sur le degré de stabilité peut s'écrire sous la forme :

$$\zeta \geq \zeta_{\min} \Leftrightarrow Q_T \leq Q_{T\max} \Leftrightarrow M_\phi \geq M_{\phi\min} \quad (\text{A.13})$$

avec M_ϕ la valeur minimale spécifiée de la marge de phase.

A.2 Commande CRONE de première génération

La première génération de la commande CRONE est basée sur un régulateur $C(s)$ à phase constante (au voisinage de la fréquence au gain unité en boucle ouverte ω_u) obtenu pour une plage de fréquences limitées $[\omega_A, \omega_B[$, soit :

$$C(s) = C_0 \left(\frac{1 + s/\omega_l}{1 + s/\omega_h} \right)^m \quad (\text{A.14})$$

avec C_0 , ω_l , ω_h et $m \in \mathbb{R}$.

Lorsque la phase du processus est constante autour de la fréquence ω_u et que les perturbations n'engendrent que des variations de gain (autour de ω_u), le régulateur à phase constante assure la robustesse de la marge de phase M_ϕ . Afin que le régulateur

CRONE respecte les spécifications en matière de niveau du signal de commande et en matière de précision en régime stationnaire, il faut ajouter un intégrateur d'ordre m_I sur une plage de fréquences limitée et un filtre passe-bas d'ordre m_F . Ainsi, le régulateur CRONE de première génération est défini par :

$$C_F(s) = C_0 \left(\frac{1 + s/\omega_I}{s/\omega_I} \right)^{m_I} \left(\frac{1 + s/\omega_l}{1 + s/\omega_h} \right)^m \frac{1}{(1 + s/\omega_F)^{m_F}} \quad (\text{A.15})$$

avec $m_I, m_F \in \mathbb{N}$ et $\omega_I, \omega_F \in \mathbb{R}$.

Cette forme peut être considérée comme un régulateur avec $C_R(s)$ sa forme rationnelle définie à l'aide d'une approximation pour la partie non entière obtenue par une distribution récursive de pôles et de zéros à valeur réelle, soit :

$$C_R(s) = C_0 \left(\frac{1 + s/\omega_I}{s/\omega_I} \right)^{m_I} \frac{1}{(1 + s/\omega_F)^{m_F}} \prod_{i=1}^N \frac{1 + s/\omega'_i}{1 + s/\omega_i} \quad (\text{A.16})$$

avec $N \in \mathbb{N}$ et $\omega_i, \omega'_i \in \mathbb{R}$.

La figure 1.15 présente les diagrammes asymptotiques de Bode pour la partie non entière où :

$$\frac{\omega'_{i+1}}{\omega'_i} = \frac{\omega_{i+1}}{\omega_i} = \alpha\eta > 1, \quad (\text{A.17})$$

$$\frac{\omega_i}{\omega'_i} = \alpha \text{ et } \frac{\omega'_{i+1}}{\omega_i} = \eta, \quad (\text{A.18})$$

$$\alpha\eta = \left(\omega_h/\omega_l \right)^{1/N}, \quad (\text{A.19})$$

$$\alpha = (\alpha\eta)^m \text{ et } \eta = (\alpha\eta)^{1-m}, \quad (\text{A.20})$$

$$\omega'_1 = \omega_1 \eta^{1/2} \text{ et } \omega_N = \omega_h \eta^{-1/2}. \quad (\text{A.21})$$

Généralement, les paramètres ω_i et ω'_i peuvent être calculés en fixant une valeur pour N qui assure $\alpha\eta \approx 5$.

La robustesse de la marge de phase M_ϕ est assurée seulement si ω_u se situe dans la plage de fréquence où la phase du système est constante. Lorsque cette condition n'est pas respectée, il faut utiliser la commande CRONE de deuxième génération.

A.3 Commande CRONE de deuxième génération

Le respect des spécifications en matière de niveau du signal de commande ne permet pas toujours de choisir une fréquence au gain unité en boucle ouverte, ω_u , dans une plage de fréquence où le processus a un comportement asymptotique. Ainsi, lorsque la fréquence ω_u désirée n'est pas comprise dans le comportement asymptotique, le régulateur CRONE précédent défini par (1.57) ne peut pas assurer la robustesse du degré de stabilité

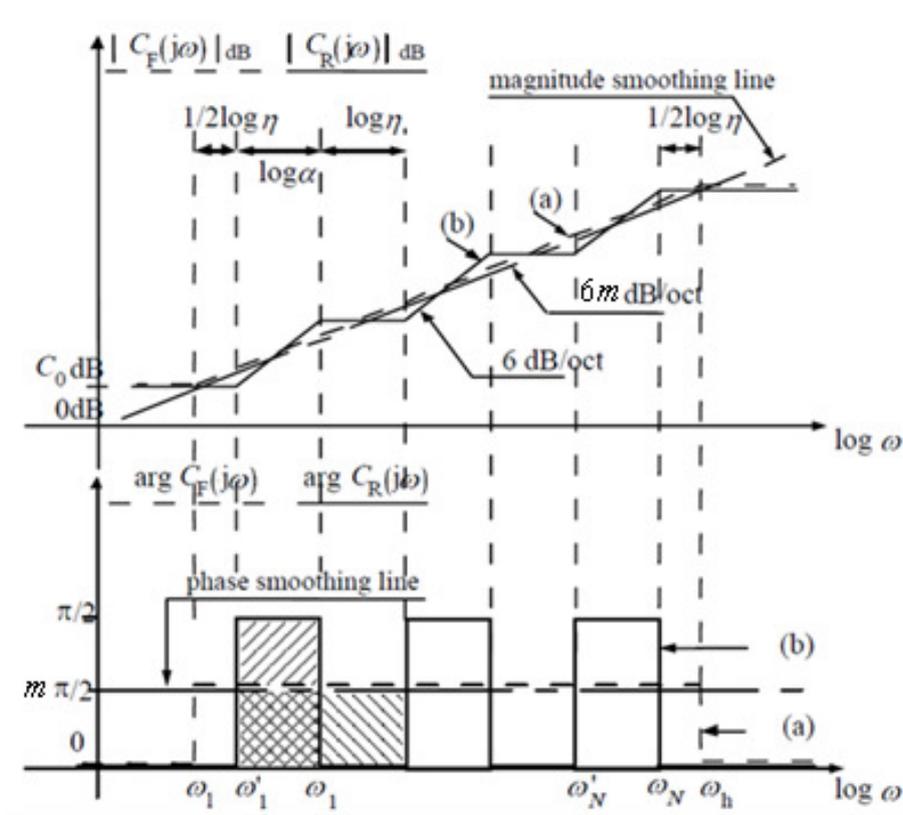


FIGURE A.3 – Diagrammes asymptotiques de Bode du régulateur CRONE fractionnaire (a) et rationnel (b) pour $m \in [0, 1[$

du système en boucle fermée. Cependant, comme Bode l'a établi (Bode, 1945) pour la conception d'un amplificateur de simple boucle parfaitement stable avec des gains de tube qui varient, seul un régulateur robuste permet d'obtenir une fonction de transfert à phase constante pour une certaine plage fréquentielle. Ainsi, pour une fréquence ω_u comprise dans une plage de fréquence où les incertitudes du système ne donnent que des variations de gain, l'approche CRONE définit la fonction de transfert de boucle ouverte (sur la plage fréquentielle $([\omega_A, \omega_A])$ par un intégrateur fractionnaire, soit :

$$\beta(s) = \left(\frac{\omega_u}{s}\right)^n \quad (\text{A.22})$$

avec $n \in \mathbb{R}$ et $n \in [1, 2[$.

La fonction de sensibilité complémentaire $T(s)$ et la fonction de sensibilité $S(s)$ s'expriment alors sous la forme :

$$T(s) = \frac{\beta(s)}{1 + \beta(s)} = \frac{1}{1 + \left(\frac{s}{\omega_u}\right)^n} \text{ et } S(s) = \frac{1}{1 + \beta(s)} = \frac{\left(\frac{s}{\omega_u}\right)^n}{1 + \left(\frac{s}{\omega_u}\right)^n} \quad (\text{A.23})$$

Autour de la fréquence ω_u , le lieu de Black-Nichols de $\beta(s)$ est une droite verticale dont

la phase est déterminée seulement par l'ordre n (figure 1.16). Cette droite est la réponse fréquentielle désirée pour la boucle ouverte dans le plan de Black-Nichols. Le gabarit

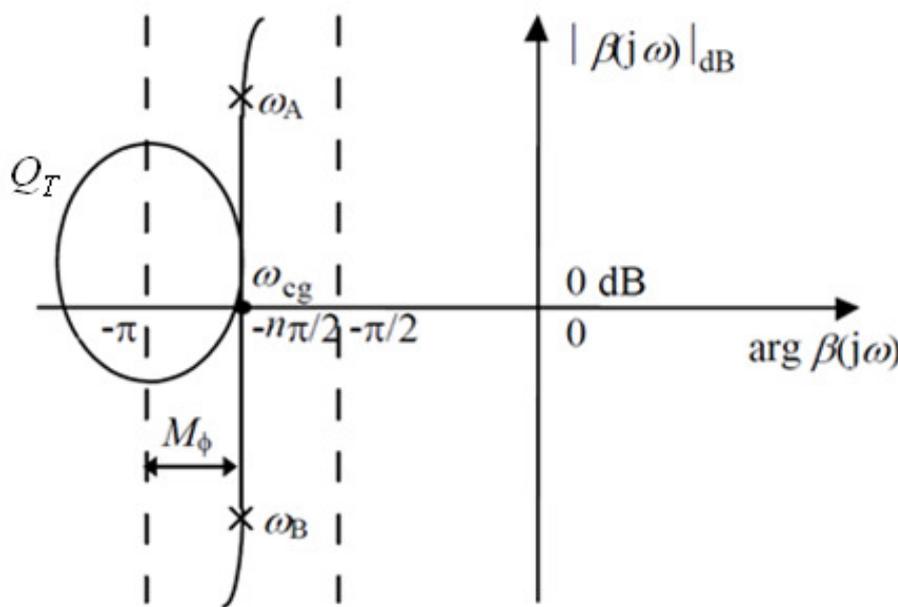


FIGURE A.4 – Forme et droite verticale du gabarit fréquentiel assurant la robustesse de la marge de phase M_ϕ et du facteur de résonance Q_T

vertical ainsi défini peut glisser le long de son propre axe selon la variation des paramètres. Le déplacement vertical assure (Oustaloup, 1983) :

- une marge de phase M_ϕ robuste égale à $(2 - n)\pi/2$;
- un facteur de résonance robuste Q_T exprimé par :

$$Q_T = \frac{\sup_{\omega} |T(j\omega)|}{|T(j0)|} = \frac{1}{\sin(n\pi/2)} \quad (\text{A.24})$$

- une marge de module M_m robuste exprimé par :

$$M_m = \inf_{\omega} |\beta(j\omega) + 1| = \left(\sup_{\omega} |S(j\omega)| \right)^{-1} = \sin(n\pi/2) \quad (\text{A.25})$$

- un amortissement ζ robuste directement déduit de l'angle θ formé par les deux pôles complexes de la boucle fermée :

$$\zeta = \cos \theta = \cos \left(\pi - \frac{\pi}{n} \right) = -\cos(\pi/n) \quad (\text{A.26})$$

Afin que le régulateur gère le niveau du signal de commande et l'erreur en régime stationnaire, l'équation (1.65) est limitée en fréquence et un filtre passe-bas ainsi qu'un intégrateur sont ajoutés. L'expression de la fonction de transfert en boucle ouverte $\beta(s)$

devient :

$$\beta(s) = \beta_0 \left(\frac{1 + s/\omega_l}{s/\omega_l} \right)^{n_l} \left(\frac{1 + s/\omega_h}{1 + s/\omega_l} \right)^n (1 + s/\omega_h)^{-n_h} \quad (\text{A.27})$$

où ω_l et ω_h représentent les fréquences transitionnelles basse et haute, n l'ordre non entier compris entre 1 et 2 au voisinage de la fréquence ω_u , n_l et n_h sont les ordres des comportements asymptotiques aux basses et hautes fréquences (figure 1.17) et β_0 une constante qui assure un gain unité à la fréquence ω_u dont l'expression est donnée par :

$$\beta_0 = (\omega_u/\omega_l)^{n_l} \left(1 + (\omega_u/\omega_l)^2 \right)^{(n-n_l)/2} \left(1 + (\omega_u/\omega_h)^2 \right)^{(n_h-n)/2} \quad (\text{A.28})$$

Le comportement asymptotique fractionnaire (figure 1.17) est défini sur un intervalle fréquentiel $[\omega_A, \omega_B[$ autour de la fréquence nominale ω_{unom} . Pour respecter la robustesse du degré de stabilité, il est nécessaire d'imposer :

$$\forall \omega_u \in [\omega_{u \min} ; \omega_{u \max}] , \omega_A \leq \omega_u \leq \omega_B \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} \omega_A \leq \omega_{u \min} \\ \omega_B \geq \omega_{u \max} \end{cases} \quad (\text{A.29})$$

De plus, pour obtenir un comportement asymptotique fractionnaire sur l'intervalle $[\omega_A, \omega_B[$

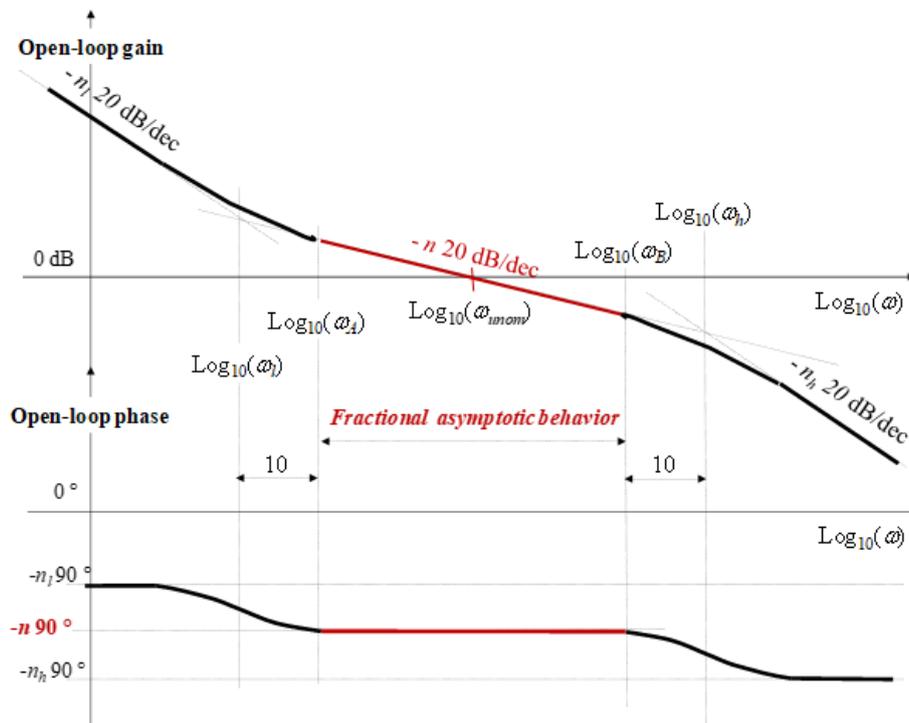


FIGURE A.5 – Diagrammes asymptotiques de Bode de $\beta(j\omega)$

(figure 1.17), une règle pratique conduit à choisir (Oustaloup, 1995)

$$\begin{cases} \omega_l = \omega_A/10 \\ \omega_h = 10 \omega_B \end{cases} \quad (\text{A.30})$$

En prenant ω_l et ω_h distribuées géométriquement autour de ω_{unom} et en introduisant $r = \omega_B/\omega_A$, soit :

$$\begin{cases} \sqrt{\omega_l \omega_h} = \omega_{unom} \\ r = \frac{\omega_B}{\omega_A} \end{cases} \quad (\text{A.31})$$

ω_l et ω_h sont données par :

$$\begin{cases} \sqrt{\omega_l \omega_h} = \omega_{unom} \\ \frac{\omega_h}{\omega_l} = 100 r \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \omega_l = \omega_{unom} / (10 \sqrt{r}) \\ \omega_h = \omega_{unom} 10 \sqrt{r} \end{cases} \quad (\text{A.32})$$

Quant au calcul du rapport r , il est déduit de la pente de $-n20\text{dB}/\text{dec}$ au voisinage de ω_{unom} et de la variation ΔB de gain en boucle ouverte due aux incertitudes paramétriques (figure 1.18). Ainsi, on trouve :

$$r = \Delta\beta^{1/n} \quad (\text{A.33})$$

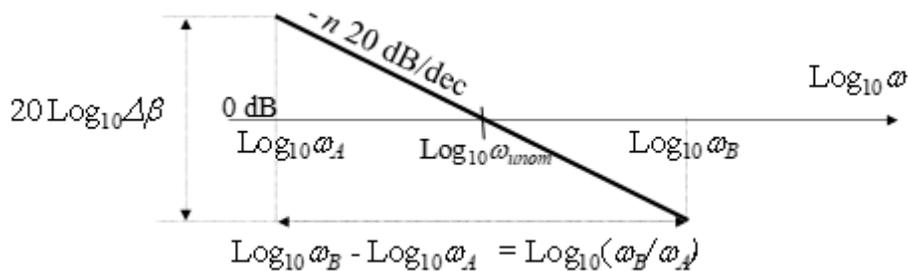


FIGURE A.6 – Illustration du calcul de r

Enfin, sachant que

$$\beta(j\omega) = C_F(j\omega) P(j\omega) \quad (\text{A.34})$$

la forme fractionnaire $C_F(j\omega)$ de la réponse fréquentielle du régulateur CRONE est alors déduite à partir de la réponse fréquentielle $P_0(j\omega)$ du procédé nominal, soit :

$$C_F(j\omega) = \beta(j\omega)/P_0(j\omega) \quad (\text{A.35})$$

Finalement, une dernière étape est nécessaire pour déterminer la forme rationnelle $C_R(j\omega)$ de la fonction de transfert fractionnaire $C_F(j\omega)$ qui, selon le cas, est obtenue soit analytiquement à l'aide d'une distribution récursive de pôles et de zéros (voir (Oustaloup, 1995)), soit numériquement à partir de la réponse fréquentielle de $C_F(j\omega)$ et d'un module spécifique de la Toolbox CRONE (voir (CRONE Group, 2005)).

A.4 Commande CRONE de troisième génération

Pour des cas plus généraux que des variations de gain du système, le gabarit vertical du lieu de Black-Nichols ne suffit pas. Cependant, il est toujours plus pratique de définir un gabarit en ligne droite (autour de la fréquence ω_u) pour l'état paramétrique nominal du processus, mais peu importe la direction. La fonction de transfert de la boucle ouverte est

maintenant définie comme la partie réelle d'un intégrateur d'ordre fractionnaire complexe, soit :

$$\beta(s) = \operatorname{Re}_{/i} \left(\frac{\omega_u}{s} \right)^n \quad (\text{A.36})$$

avec $n = a + ib \in \mathbb{C}_i$ and $s = \sigma + j\omega \in \mathbb{C}_j$. L'ordre réel a détermine le placement en phase du lieu de Black-Nichols et la partie imaginaire b détermine son angle par rapport à la verticale comme l'illustre la figure 1.19 Parmi le nombre infini de gabarits possibles,

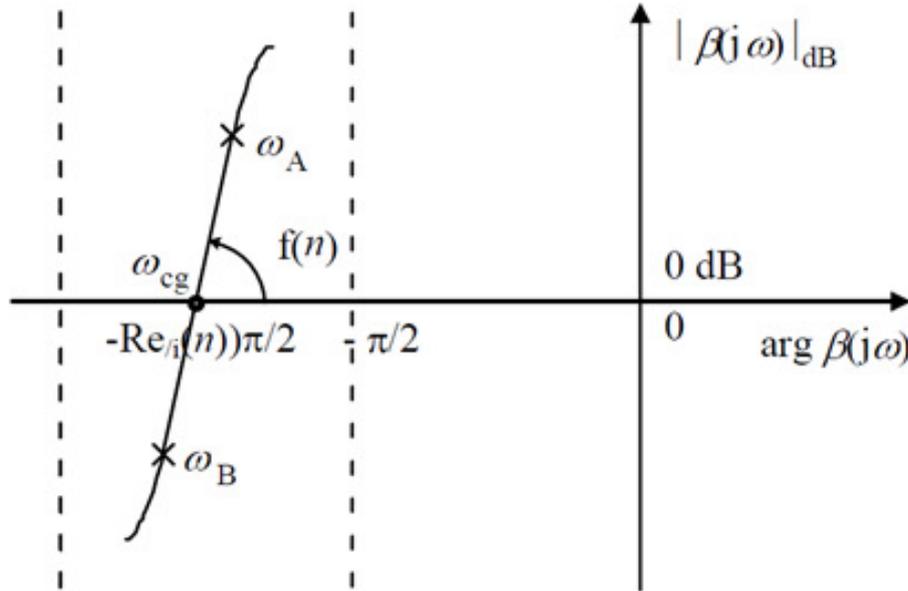


FIGURE A.7 – Gabarit généralisé dans le plan de Black-Nichols

quel est celui qui tangente le contour en relation avec la valeur requise du facteur de résonance Q_{T0} pour l'état paramétrique nominal du procédé ? Le gabarit optimal peut être défini comme celui permettant de minimiser les variations de Q_T provenant du domaine fréquentiel incertain lui-même découlant des diverses réponses fréquentielles obtenues pour le système perturbé. Le principe de la commande CRONE de troisième génération consiste à optimiser les paramètres de la fonction de transfert en boucle ouverte nominale $\beta_0(s)$ de façon à inclure une intégration d'ordre fractionnaire complexe sur une plage de fréquences, soit :

$$\beta_0(s) = \beta_l(s)\beta_m(s)\beta_h(s) \quad (\text{A.37})$$

où $\beta_m(s)$ est un ensemble de modèles généralisés sur une plage de fréquence :

$$\beta_m(s) = \prod_{k=-N^-}^{N^+} C_k^{\operatorname{sign}(b_k)} \left(\alpha_k \frac{1 + s/\omega_{k+1}}{1 + s/\omega_k} \right)^{a_k} \left(\operatorname{Re}_{/i} \left\{ \left(\alpha_k \frac{1 + s/\omega_{k+1}}{1 + s/\omega_k} \right)^{ib_k} \right\} \right)^{-q_k \operatorname{sign}(b_k)} \quad (\text{A.38})$$

avec

$$\alpha_k = \left(\frac{\omega_{k+1}}{\omega_k} \right)^{1/2} \text{ pour } k \neq 0 \text{ et } \alpha_0 = \left(\frac{1 + (\omega_r/\omega_0)^2}{1 + (\omega_r/\omega_1)^2} \right)^{1/2} \quad (\text{A.39})$$

et où

$$\beta_l(s) = C_l \left(\frac{1 + s/\omega_{N^-}}{s/\omega_{N^-}} \right)^{n_l} \text{ et } \beta_h(s) = C_h \left(\frac{s}{\omega_{N^+}} + 1 \right)^{-n_h} \quad (\text{A.40})$$

avec N^+ , N^- et $q_k \in \mathbb{N}^+$; ω_r , ω_k , ω_{k+1} , α_k , C_k , C_l , C_h , a_k et $b_k \in \mathbb{R}$.

Les gains C_x sont choisis de telle sorte que ω_r soit la fréquence nominale de résonance en boucle fermée. Quand c'est nécessaire, N^+ et N^- sont différents de 0 pour augmenter le nombre paramètres réglables.

Les paramètres de boucle ouverte étant optimisés pour réduire les variations du facteur de résonance Q_T de la fonction de sensibilité complémentaire $T(s)$, la fonction coût J de la robustesse à minimiser peut être de la forme :

$$J = \left(Q_{T0} - \min_P |Q_T| \right)^2 + \left(\max_P |Q_T| - Q_{T0} \right)^2 \quad (\text{A.41})$$

où Q_{T0} est la valeur nominale désirée du facteur de résonance en boucle fermée (pour le procédé nominal P_0), et ce tant que l'ensemble des inégalités suivantes sont respectées pour tout procédé P et pour tout $\omega \in \mathbb{R}^+$:

$$\left. \begin{aligned} \min_P |T(j\omega)| \geq T_l(\omega), \max_P |T(j\omega)| \leq T_u(\omega), \max_P |S(j\omega)| \leq S_u(\omega) \\ \max_P |CS(j\omega)| \leq CS_u(\omega) \text{ et } \max_P |PS(j\omega)| \leq PS_u(\omega) \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.42})$$

avec

$$\left. \begin{aligned} T(s) = \frac{P(s)C(s)}{1+P(s)C(s)}, S(s) = \frac{1}{1+P(s)C(s)}, \\ SC(s) = \frac{C(s)}{1+P(s)C(s)}, SP(s) = \frac{P(s)}{1+P(s)C(s)} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.43})$$

Il est facile de mettre en évidence que l'incertitude multiplicative $\Delta_m \beta(s)$ de la réponse fréquentielle en boucle ouverte, qui définit l'incertitude du domaine fréquentiel dans le plan de Black-Nichols, est invariante et égale à celle du procédé, soit :

$$\beta(s) = P(s)C(s) = P_0(s) \Delta_m P(s) C(s) = \beta_0(s) \Delta_m P(s) \quad (\text{A.44})$$

avec $P_0(s)$ le processus nominal et $\beta_0(s)$ la fonction de transfert en boucle ouverte et où $\Delta_m P(s)$ (ou $\Delta_m \beta(s)$) est l'incertitude multiplicative du modèle. Ainsi, les incertitudes sur le domaine fréquentiel liées au lieu de Black-Nichols de $\beta_0(s)$ sont définies par l'ensemble des valeurs possibles des paires ordonnées $(\arg \Delta_m P(j\omega), |\Delta_m P(j\omega)|_{dB})$. En minimisant J (relation (1.83)), les paramètres optimaux pour la boucle ouverte positionnent les incertitudes du domaine fréquentiel de manière à ce qu'elles chevauchent le moins possible la zone de faible stabilité du plan de Black-Nichols. Étant donné que les incertitudes sont prises en compte par la méthode la moins conservatrice, seule une méthode d'optimisation non linéaire peut être utilisée. Pour $N^- = N^+ = 0$, seuls quatre paramètres indépendants de boucle ouverte doivent être optimisés. Le paramétrage de la fonction de transfert en boucle ouverte par des ordres fractionnaires complexes simplifie considérablement l'optimisation. Lors de l'optimisation, un ordre complexe joue le rôle d'un grand ensemble de

paramètres utilisés pour un régulateur rationnel. Finalement, le régulateur fractionnaire $C_F(s)$ est défini par sa réponse fréquentielle $C_F(j\omega)$ sous la forme :

$$C_F(j\omega) = \frac{\beta_0(j\omega)}{P_0(j\omega)} \quad (\text{A.45})$$

Les paramètres de la fonction de transfert rationnelle $C_R(s)$ avec une structure prédéfinie d'ordre faible sont déterminés pour s'adapter à la réponse fréquentielle idéale $C_F(j\omega)$ en utilisant une technique d'identification de système dans le domaine fréquentiel. L'avantage de cette méthodologie de conception est que, quelle que soit la complexité du problème de commande, une valeur réduite de l'ordre du régulateur (généralement autour de 6) peut être utilisée.

A.5 CRONE Control System Design Toolbox

La boîte à outils "**The CRONE Toolbox**" a été développée depuis le début des années 90. Elle a fait l'objet de plusieurs publications, thèses et articles, et d'un enregistrement auprès de l'Agence pour la Protection des Programmes (APP) en 1993 et 1994 (Malti, et al., 2011) (Lanusse, et al., 2013) (Lanusse, et al., 2016) (Lanusse, 2010). Chaque module concerne un des thèmes d'application de la dérivation non entière. Certains de ces modules ont initialement été programmés en Turbo Pascal. Ces modules ont été totalement réécrits sous la forme d'une boîte à outils Matlab V5.3 sous Windows (Oustaloup, et al., 2000).

Le choix de Matlab a été motivé par les nombreux avantages de ce logiciel : algorithmes de calculs numériques sur des matrices complexes, langage de programmation de haut niveau, fonctions d'affichage graphique, création aisée d'IHM (menus, champs de saisie, *etc.*...). La portabilité sur d'autres systèmes est aussi un avantage important, notamment pour faciliter la diffusion de cette boîte à outils.

De plus, la plupart des laboratoires universitaires et des services R&D industriels utilisent ce logiciel. Il est de fait un standard mondial des logiciels de calcul pluridisciplinaire et particulièrement dans le domaine de l'automatique.

Actuellement, la toolbox CRONE comporte trois modules :

- "**Fractional calculus**" : ce module mathématique comprend les unités "Fractional Derivative", "Explicit Form System (Differential Equations)", "Implicit Form System", "Fractional Differentiator", "Fractional Polynomial Roots", "Laplace Transform" ;
- "**System Identification by Fractional Model**" : le module identification par modèles non entier ;
- "**CRONE Control System Design (CCSD)**" : ce module commande comprend

"First Crone CSD method", "Second Crone CSD method", et "Third Crone CSD method".

Le lecteur intéressé trouvera dans (CRONE Group, 2005) plus de détails concernant ces différentes unités. La suite de ce paragraphe se focalise uniquement sur le module "CRONE Control System Design (CCSD)".

A.5.1 Prise en compte des incertitudes du procédé

Un des atouts de la commande CRONE est sa prise en compte non pessimiste des incertitudes portant sur le procédé, qu'elles soient paramétriques ou non structurées. Ainsi, à partir des réponses fréquentielles possibles du procédé et de celle qui est choisie comme réponse fréquentielle nominale, le logiciel permet de générer les domaines d'incertitudes fréquents structurés de type polygonal. Il est ainsi possible de condenser les données quand un grand nombre de réponses fréquentielles est considéré.

A.5.2 Saisie des spécifications

L'étape suivante est la saisie des spécifications issues du cahier des charges. Elles peuvent être relatives à la rapidité (par exemple la fréquence au gain unité en boucle ouverte, ω_u , que l'on sait proche de la fréquence de coupure en boucle fermée) et au degré de stabilité de la commande (valeurs nominale et maximale du facteur d'amortissement ζ ou du facteur de résonance Q_T correspondant), à la précision en régime établi, ainsi qu'aux quatre fonctions de sensibilité que sont les fonctions : sensibilité S , sensibilité complémentaire T , sensibilité de l'entrée SC , sensibilité à la perturbation d'entrée du procédé SP .

La figure 1.20 présente un exemple de fenêtres de dialogue pour la saisie des spécifications dans les domaines temporel ou fréquentiel.

La figure 1.21 présente un exemple de contraintes fréquentielles portant sur la fonction sensibilité complémentaire T .

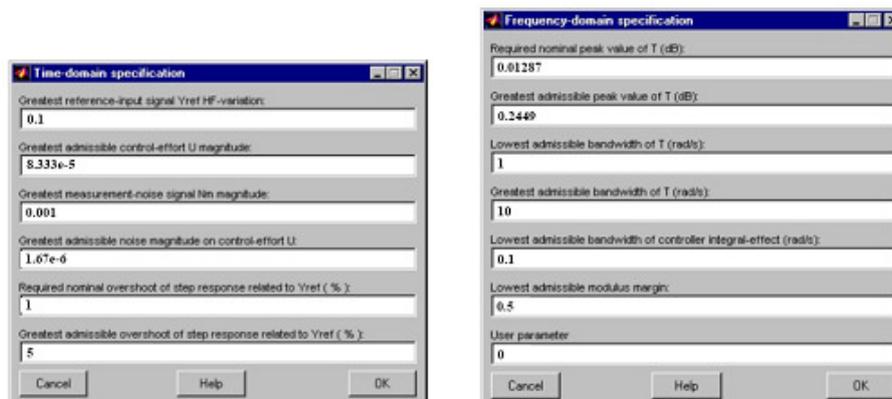


FIGURE A.8 – Exemple de fenêtres de dialogue pour la saisie des spécifications dans les domaines temporel ou fréquentiel

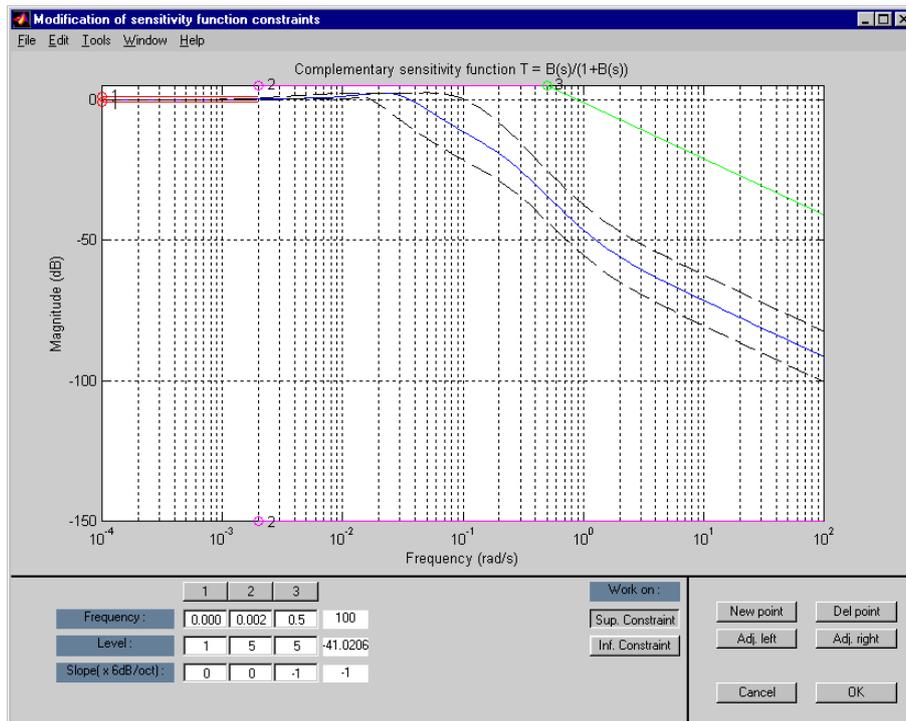


FIGURE A.9 – Exemple de contraintes fréquentielles portant sur la fonction sensibilité complémentaire

A.5.3 Choix de la commande CRONE

Suivant la nature du procédé, de ses incertitudes fréquentielles et des spécifications, il est alors possible de choisir la génération de commande CRONE à utiliser, sachant qu'une aide au choix est proposée à l'utilisateur.

La figure 1.22 présente un exemple de fenêtre de dialogue dans le cas de la commande CRONE de troisième génération.

A.5.4 Synthèse de la forme rationnelle du régulateur

Le régulateur est ensuite défini par le rapport entre la réponse fréquentielle en boucle ouverte et la réponse fréquentielle nominale du procédé : $C(j\omega) = \beta(j\omega)/P_0(j\omega)$. Une synthèse assistée, ainsi que différents algorithmes d'identification fréquentielle sont proposés. L'utilisation de la fonction `Constr` de l'**Optimization Toolbox** de Matlab permet ensuite d'affiner ce résultat.

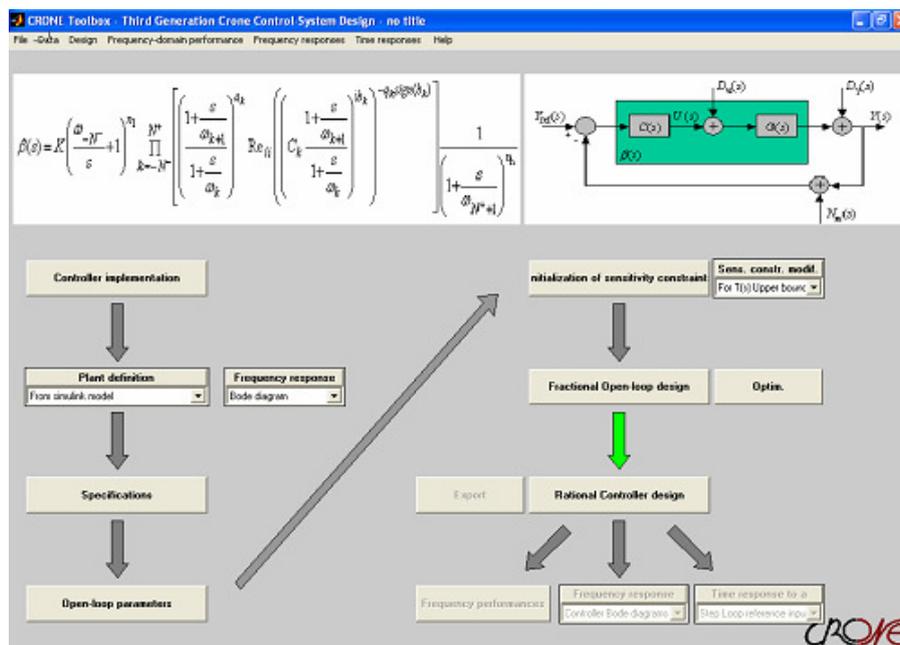


FIGURE A.10 – Exemple de fenêtre de dialogue dans le cas de la commande CRONE de troisième génération

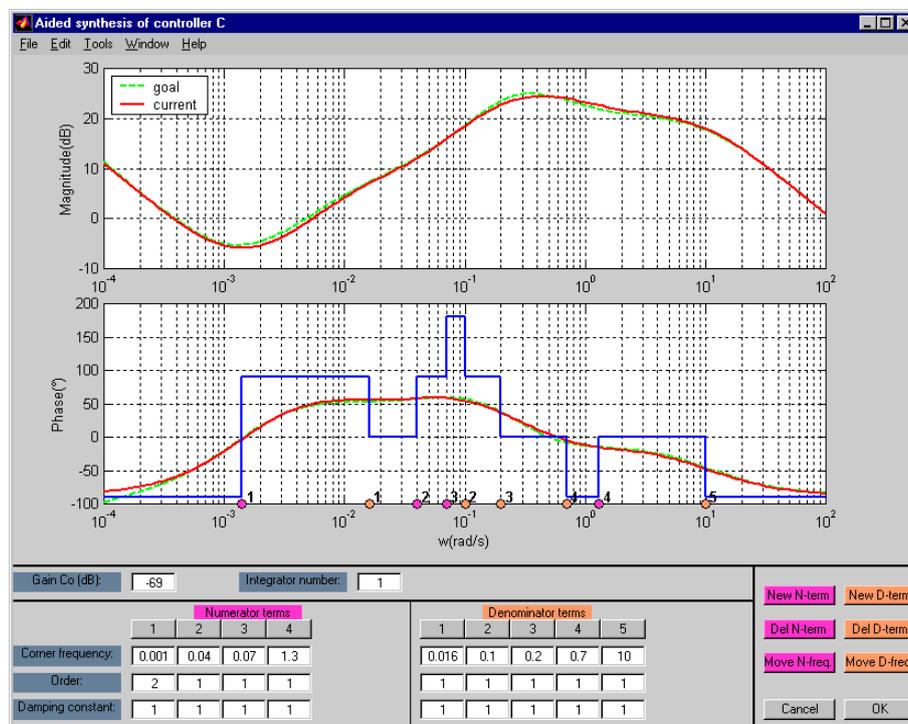


FIGURE A.11 – Synthèse assistée du régulateur à partir de sa réponse fréquentielle idéale

Annexe B

Modèle quart de véhicule équipé d'une suspension active linéaire

B.1	Obstacle long	227
B.2	Obstacle court	230
B.3	Cuvette	233
B.4	Route PSA	236

Pour ce modèle, une première étape consiste à montrer que les simulations fréquentielles réalisées dans Matlab (analytiquement) et dans AMESim (en Co-simulation) sont identiques.

Le simulateur AMESim conçu pour le modèle quart de véhicule actif linéaire est illustré par la figure B.1.

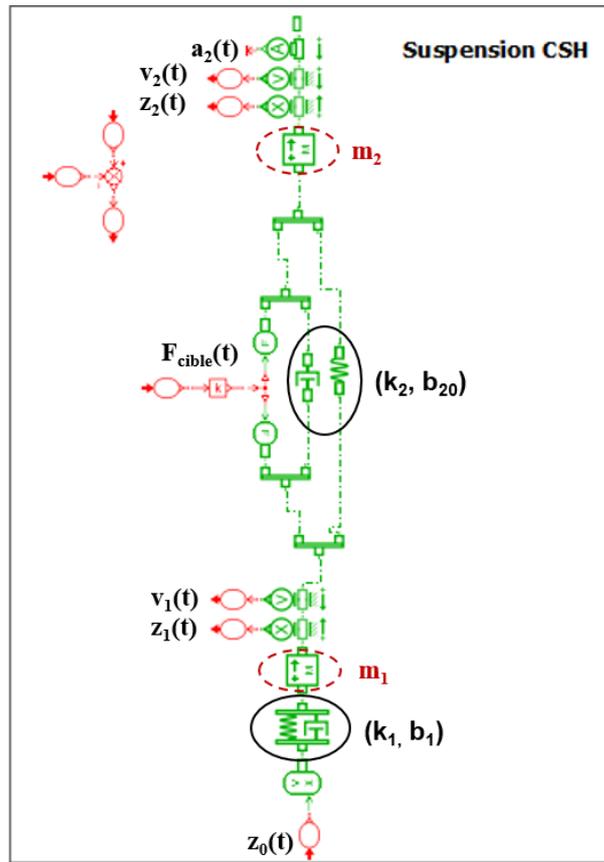


FIGURE B.1 – Modèle quart de véhicule actif linéaire : Simulateur AMESim

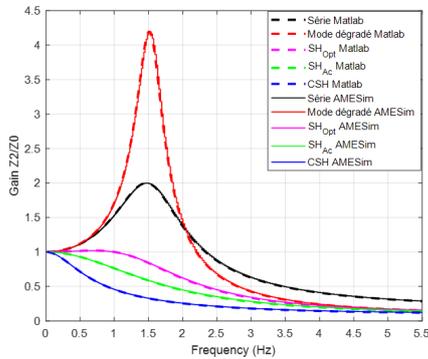
Les variables ainsi que les valeurs numériques des paramètres linéaires utilisés pour ce modèle sont définis dans le tableau B.1.

TABLE B.1 – Variables et valeurs numériques des paramètres utilisés pour le modèle 1/4 de véhicule

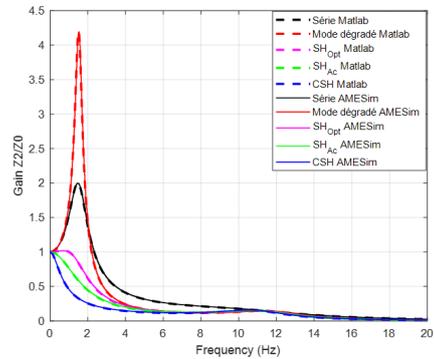
Paramètre/Variable	Description	Valeur numérique
m_2	masse suspendue	329.5 [Kg]
m_1	masse non suspendue	50 [Kg]
k_2	raideur de la suspension	34 550 [N/m]
k_1	raideur du pneumatique	250 000 [N/m]
b_{20}	coefficient d'amortissement visqueux de la suspension	1041 [Ns/m]
b_2	coefficient d'amortissement visqueux de la suspension de « benchmarking »	2600 [Ns/m]
b_1	coefficient d'amortissement visqueux du pneumatique	50 [Ns/m]
$a_2(t)$	accélération de la masse suspendue [m/s/s]	
$v_2(t)$	vitesse de la masse suspendue [m/s]	
$z_2(t)$	déplacement de la masse suspendue [m]	
$v_1(t)$	vitesse de la masse non suspendue [m/s]	
$z_1(t)$	déplacement de la masse non suspendue [m]	
$z_0(t)$	élongation verticale du profil routier [m]	
$F_{cible}(t)$	Effort additionnel cible de l'amortisseur [N]	

La figure B.2 illustre les réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$ résultant de la simulation analytique dans Matlab et de la co-simulation AMESim/SIMULINK.

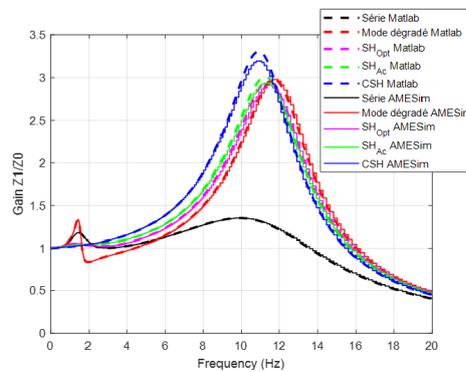
On vérifie bien que ces résultats sont identiques.



(a) $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et $5.5Hz$



(b) $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et $20Hz$



(c) $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$ entre 0 et $30Hz$

FIGURE B.2 – Les réponses fréquentielles $Z_2(j\omega)/Z_0(j\omega)$ et $Z_1(j\omega)/Z_0(j\omega)$: Superposition des résultats de la simulation analytique dans Matlab et de la co-simulation AMESim/SIMULINK

Dans ce qui suit, seules les performances fréquentielles issues de la co-simulation sont illustrées.

B.1 Obstacle long

Les performances temporelles de la masse non suspendue pour ce type d'excitation sont illustrées dans la figure B.3.

En effet, sauf pour le mode dégradé qui a une réponse oscillatoire, tous les autres types de systèmes de suspension ont le même comportement en terme de déplacements $z_1(t)$ et de vitesses $v_1(t)$ de la masse non suspendue m_1 .

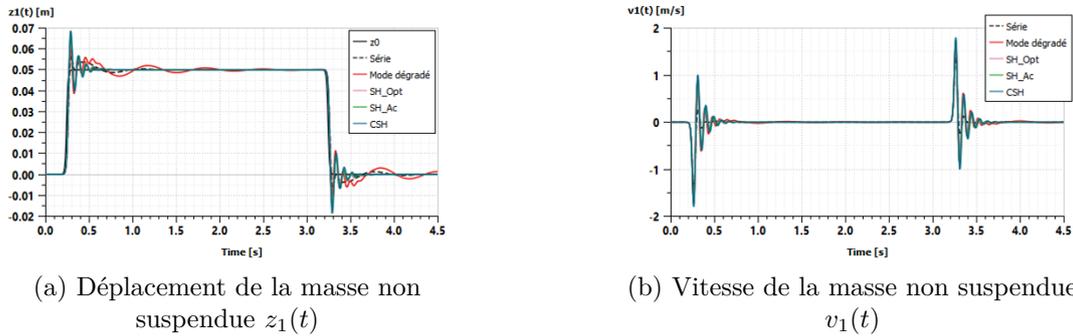


FIGURE B.3 – Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle long

La figure B.4 illustre les performances temporelles de la masse suspendue m_2 pour une sollicitation route $z_0(t)$ de type obstacle long.

Les figures B.4c et B.4e représentent, respectivement, les déplacements $z_2(t)$, les vitesses $v_2(t)$ et les accélérations $a_2(t)$ de la masse suspendue pour les systèmes de suspension série (en pointillés noirs), en mode dégradé (en rouge), SH_{Opt} (en rose), SH_{Ac} (en vert) et CSH (en bleu).

Ces tracés montrent que :

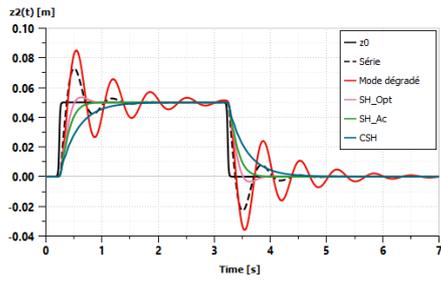
- les performances sont symétriques dans les phases de montée et de descente de l'obstacle long ;
- la suspension en mode dégradé est celle qui tient moins bien la caisse vu la présence des oscillations ;

Afin de mieux visualiser les performances des suspensions actives, les figures B.4b, B.4d et B.4f sont tracées.

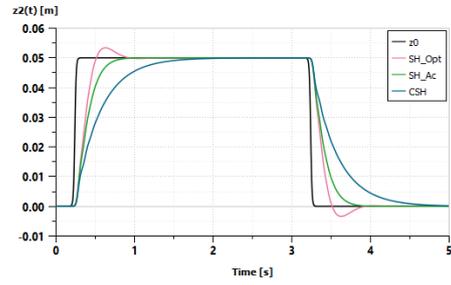
En terme de déplacements de la masse suspendue, les trois systèmes de suspensions ont une réponse très amortie (absence d'oscillations). Cependant, le système de suspension CSH présente un comportement apériodique, d'où sa meilleure tenue de caisse contrairement aux systèmes SH_{Ac} et SH_{Opt} .

Aussi, c'est le système de suspension CSH qui fournit les niveaux les plus faibles en terme de vitesse et d'accélération.

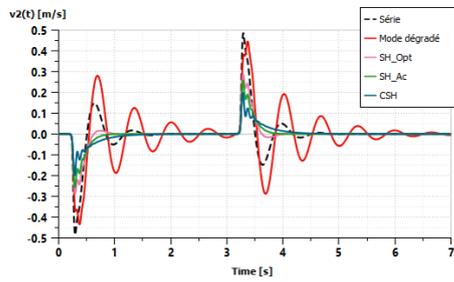
Les diagrammes effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ de la figure B.5a montrent qu'il s'agit bien de systèmes de suspensions actives. En effet, l'actionneur génère de l'effort dans les quatre quadrants.



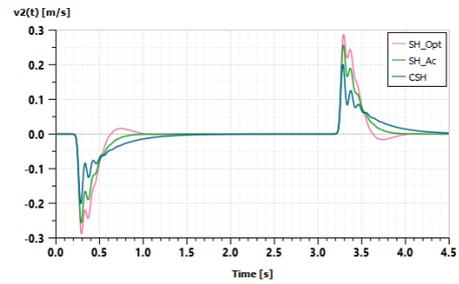
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



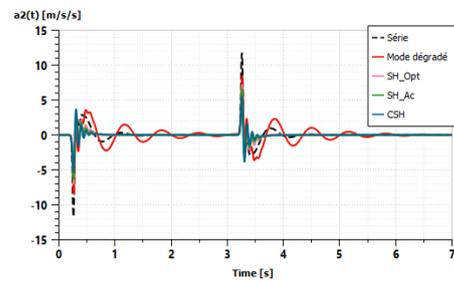
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions actives



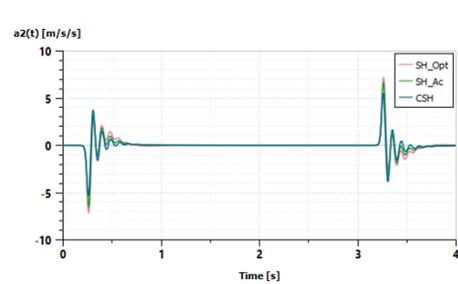
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions actives

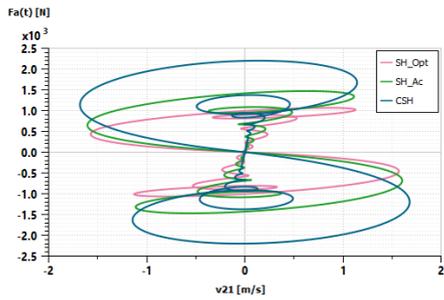


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

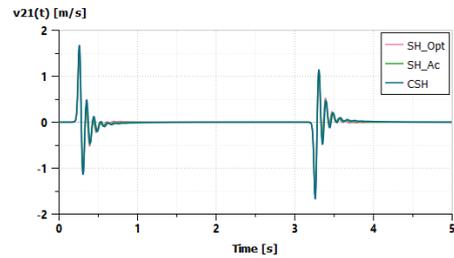


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions actives

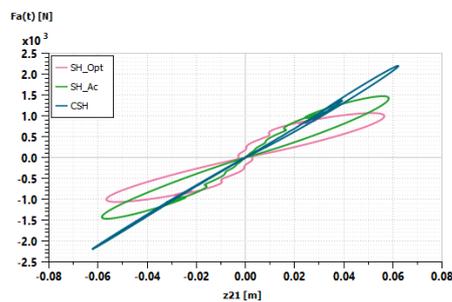
FIGURE B.4 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle long



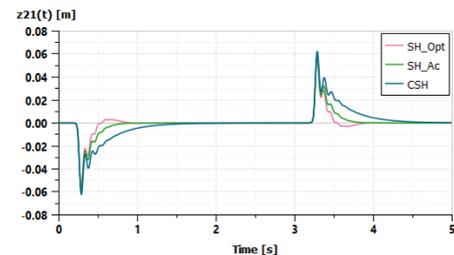
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions actives



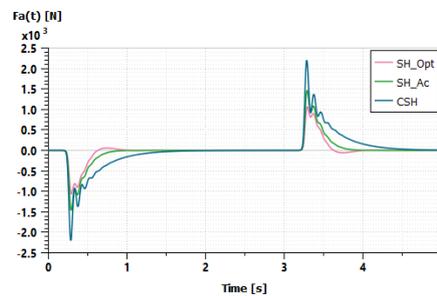
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions actives

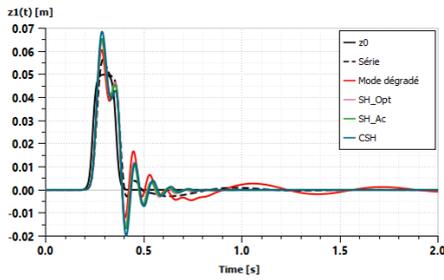


(e) Effort additionnel $f_a(t)$

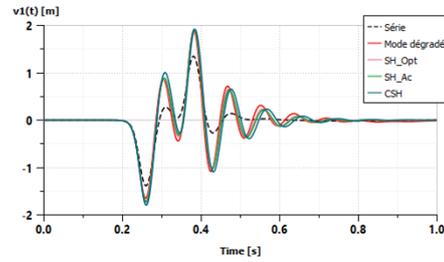
FIGURE B.5 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle long

B.2 Obstacle court

La figure B.6 illustre les performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle court. Les systèmes de suspension active, à savoir le SH_{Opt} , le SH_{Ac} et le CSH, présentent des comportements comparables en terme de déplacements $z_1(t)$ et de vitesses $v_1(t)$ de la masse non suspendue m_1 . Cependant, le système de suspension série ainsi que le mode dégradé oscillent beaucoup plus que ces derniers.



(a) Déplacement de la masse non suspendue $z_1(t)$



(b) Vitesse de la masse non suspendue $v_1(t)$

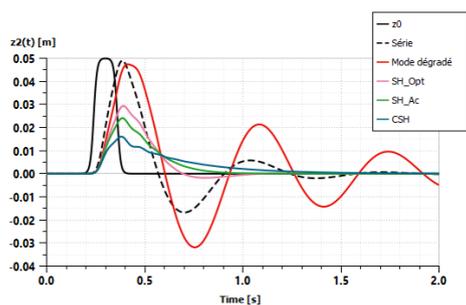
FIGURE B.6 – Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type obstacle court

Pour les performances temporelles de la masse suspendue pour ce type d'excitation, les tracés de la figure B.7 montrent que :

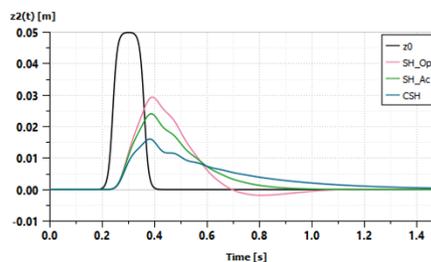
- les suspensions actives sont plus performantes que les systèmes de suspensions série et en mode dégradé ;
- le CSH assure les niveaux les plus faibles en terme de déplacement $z_2(t)$, de vitesse $v_2(t)$ et d'accélération $a_2(t)$ comparé au SH_{Opt} et au SH_{Ac} .

Afin d'analyser les performances temporelles de la suspension pour une excitation de type obstacle court, sont présentés les tracés de la figure B.8. En effet, comme pour l'obstacle long, les tracés de la figure B.8a permettent de vérifier qu'il s'agit bien de suspensions actives du fait qu'elles génèrent de l'effort dans les quatre quadrants.

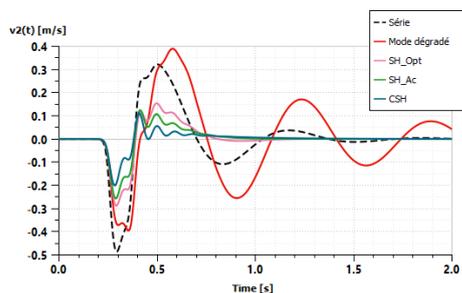
Cet effort additionnel $f_a(t)$ est illustré par la figure B.8e. Ces tracés montrent que le CSH fournit un effort plus important que dans les cas du SH_{Opt} et du SH_{Ac} .



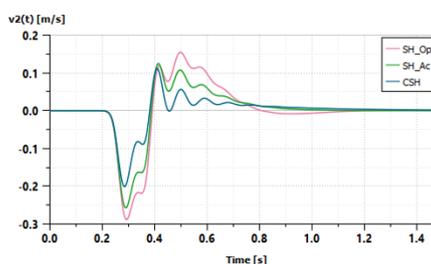
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



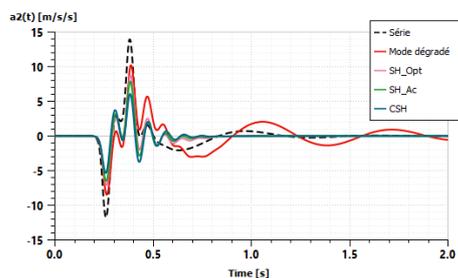
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions actives



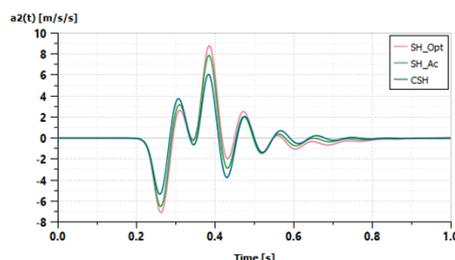
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions actives

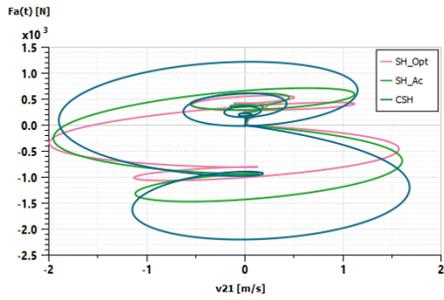


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

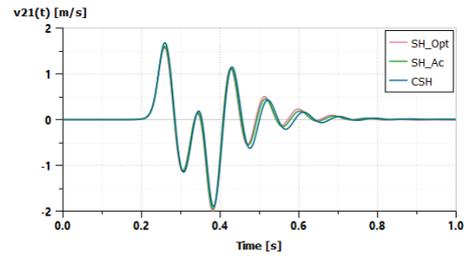


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions actives

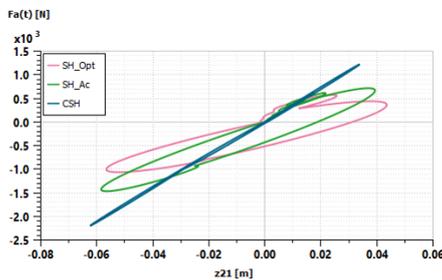
FIGURE B.7 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type obstacle court



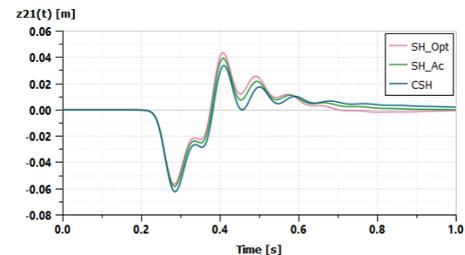
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions actives



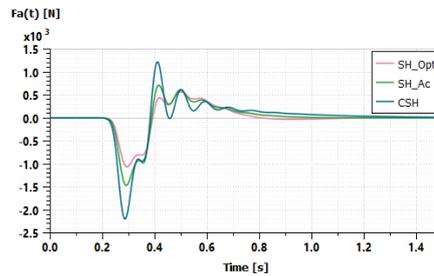
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE B.8 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type obstacle court

B.3 Cuvette

La figure B.9 illustre les performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type cuvette. Les systèmes de suspension actives, à savoir le SH_{Opt} , le SH_{Ac} et le CSH, présentent des comportements comparables en terme de déplacements $z_1(t)$ et de vitesses $v_1(t)$ de la masse non suspendue m_1 . Cependant, le système de suspension série ainsi que le mode dégradé oscillent beaucoup plus que ces derniers.

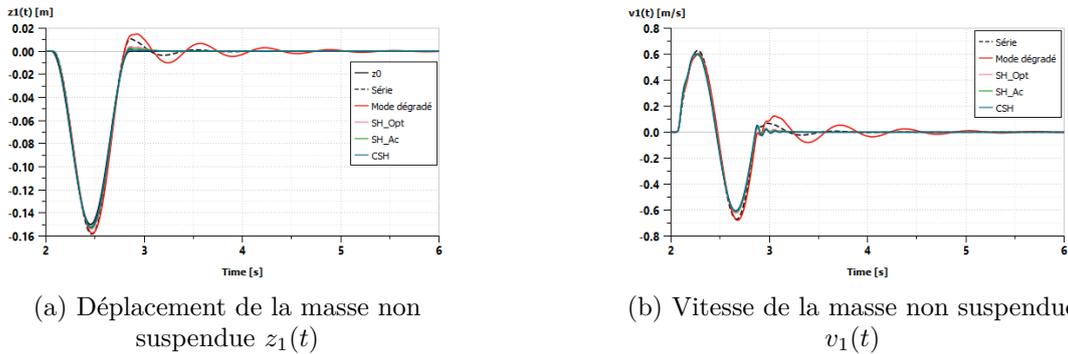


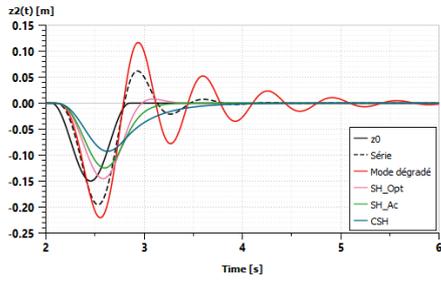
FIGURE B.9 – Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route de type cuvette

Pour les performances temporelles de la masse suspendue pour ce type d'excitation, les tracés de la figure B.10 montrent que :

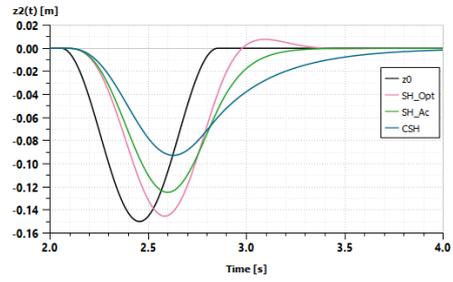
- les suspensions actives sont plus performantes que les systèmes de suspensions série et en mode dégradé ;
- le CSH assure les niveaux les plus faibles en terme de déplacement $z_2(t)$, de vitesse $v_2(t)$ et d'accélération $a_2(t)$ comparé au SH_{Opt} et au SH_{Ac} .

Afin d'analyser les performances temporelles de la suspension pour une excitation de type cuvette, sont présentés les tracés de la figure B.11. En effet, comme pour l'obstacle long, les tracés de la figure B.11a permettent de vérifier qu'il s'agit bien de suspensions actives du fait qu'elles génèrent de l'effort dans les quatre quadrants.

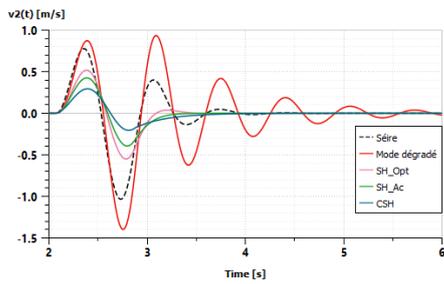
Cet effort additionnel $f_a(t)$ est illustré par la figure B.11e. Ces tracés montrent que le CSH fournit un effort plus important que dans les cas du SH_{Opt} et du SH_{Ac} .



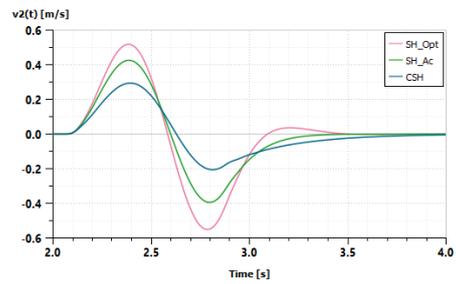
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



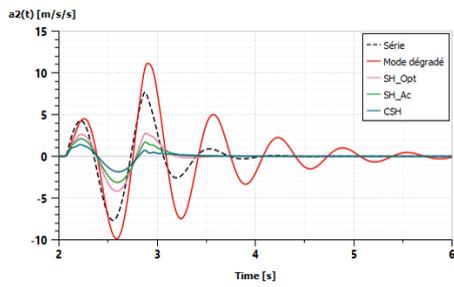
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions actives



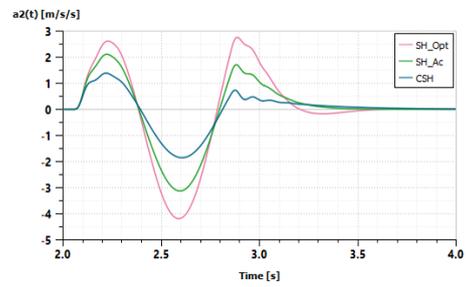
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions actives

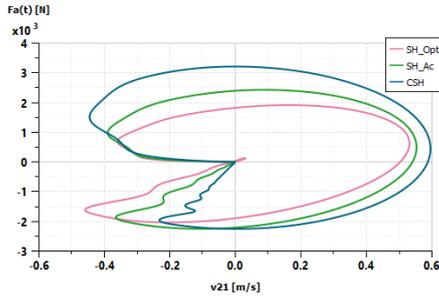


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

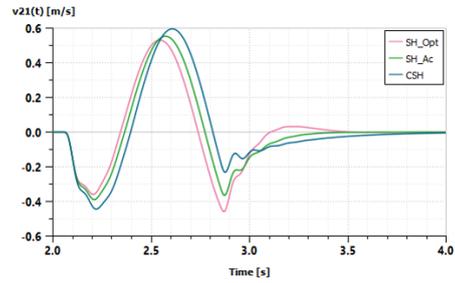


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions actives

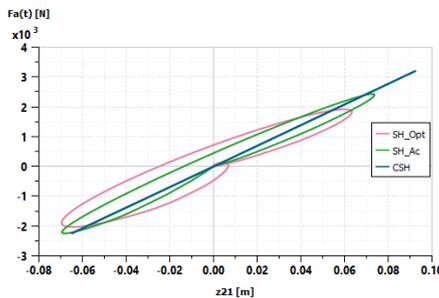
FIGURE B.10 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route de type cuvette



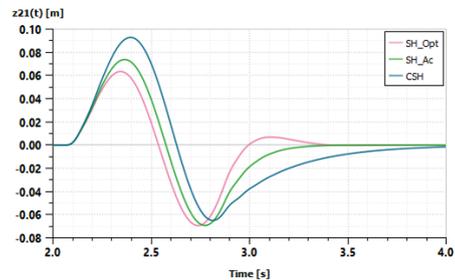
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions actives



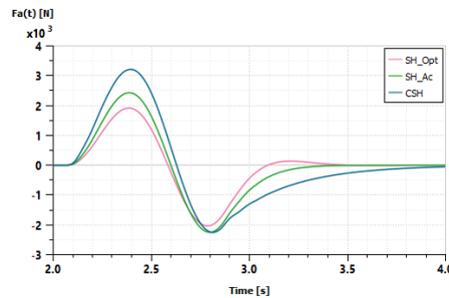
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE B.11 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route de type cuvette

B.4 Route PSA

Comme pour les obstacles précédents, sont tracées les performances temporelles pour une excitation de type de type route PSA, qu'on appellera route PSA tout au long de chapitre. Celles de la masse suspendue sont illustrées par la figure B.13, celles de la masse non suspendue sont présentées par la figure B.12 et celles de la suspension sont fournies par les tracés de la figure B.14.

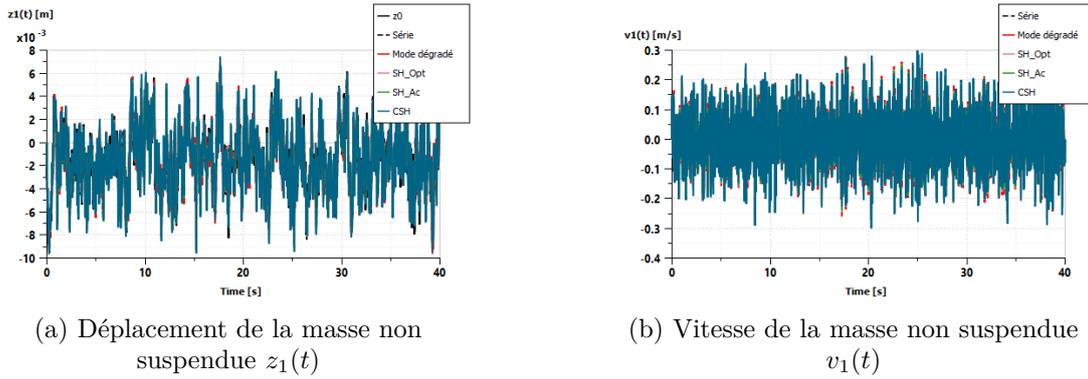
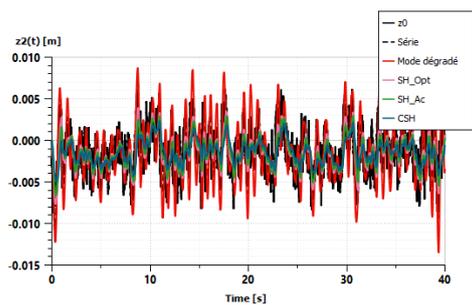
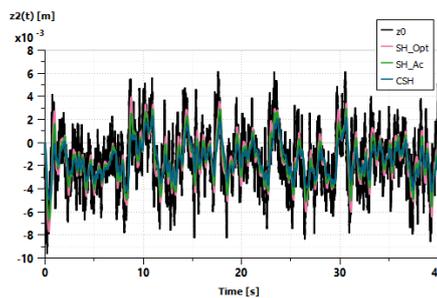


FIGURE B.12 – Performances temporelles de la masse non suspendue pour une excitation route stochastique

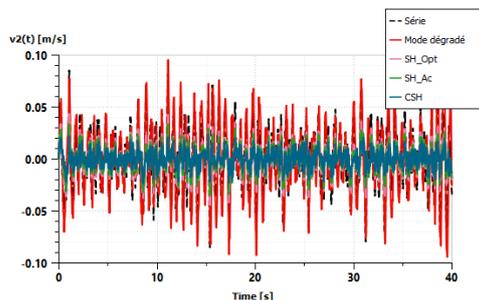
Les valeurs des critères J_1 et J_2 présentés, respectivement, dans les tableaux B.2 et B.3, montrent que le CSH est le plus performant pour des co-simulations réalisées sur un modèle quart de véhicule actif non linéaire.



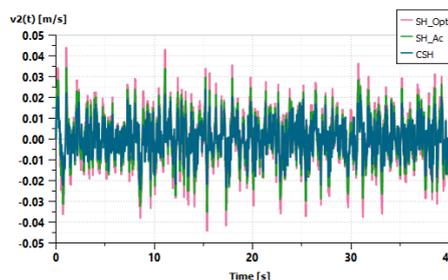
(a) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$



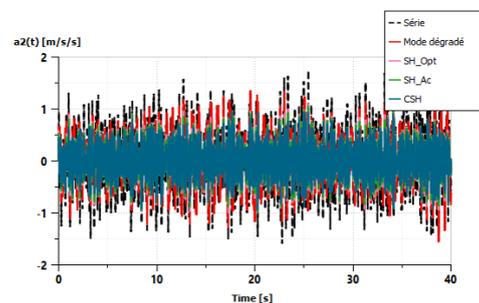
(b) Déplacement de la masse suspendue $z_2(t)$ pour les suspensions actives



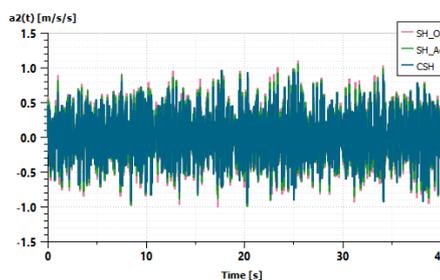
(c) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$



(d) Vitesse de la masse suspendue $v_2(t)$ pour les suspensions actives

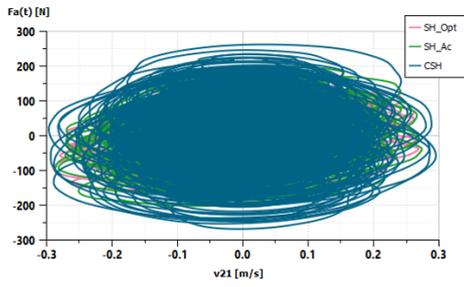


(e) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$

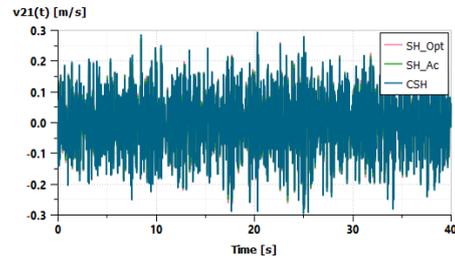


(f) Accélération de la masse suspendue $a_2(t)$ pour les suspensions actives

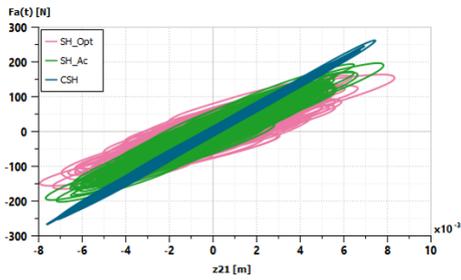
FIGURE B.13 – Performances temporelles de la masse suspendue pour une excitation route stochastique



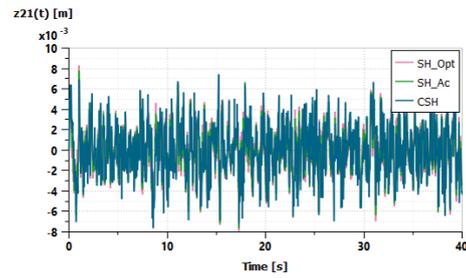
(a) Diagramme effort/vitesse de débattement $f_a(t) = f(v_{21}(t))$ pour les suspensions actives



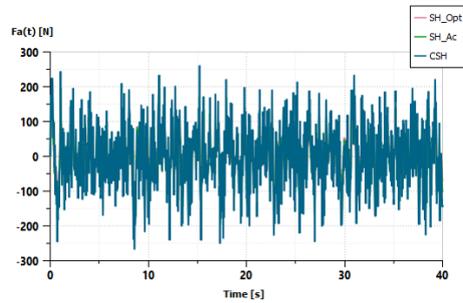
(b) Vitesse de débattement $v_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(c) Diagramme effort/débattement $f_a(t) = f(z_{21}(t))$ pour les suspensions actives



(d) Débattement $z_{21}(t)$ pour les suspensions actives



(e) Effort additionnel $f_a(t)$

FIGURE B.14 – Performances temporelles de la suspension pour une excitation route stochastique

TABLE B.2 – Critères J_1 pour les systèmes de suspensions actifs linéaires

Configuration	J_1 actif linéaire
Série	1.146
Mode dégradé	1.445
SH_{Opt}	0.867
SH_{Ac}	0.793
CSH	0.695

TABLE B.3 – Critères J_2 pour les systèmes de suspensions actifs linéaires

Configuration	J_2 actif linéaire
Mode dégradé	0.862
SH_{Opt}	0.640
SH_{Ac}	0.610
CSH	0.566

Annexe C

Principe de la co-simulation

De nos jours, les ingénieurs doivent composer des systèmes complexes en faisant appel à plusieurs domaines scientifiques simultanément lorsqu'ils conçoivent un composant ou un dispositif.

Un tel travail nécessite une bonne maîtrise de nombreuses connaissances, d'où l'interconnexion entre les différents spécialistes afin de simuler un système complet.

La complexité de n'importe quel domaine et la précision des résultats de la simulation ont poussé les entreprises de logiciels à se développer davantage dans un domaine particulier de l'ingénierie (ex : *ADAMS* pour les dynamiques multi-corps, *Fluent* pour la dynamique des fluides numérique, *AMESim* pour la modélisation de l'énergie et la modélisation des dispositifs électromécaniques). Mais, comment comprendre le comportement complet d'un système mécatronique ?

Disposer d'un outil de simulation global peut être assez compliqué à manipuler et à modifier au fur et à mesure que le projet évolue. Par conséquent, le logiciel de simulation de connexion est la réponse à une simulation complexe à travers différents domaines. Ce principe est appelé **Co-simulation**, ou en d'autres termes **simulation partagée**, car les modèles de fonctionnement et d'analyse sont partagés entre les logiciels. Des parties spécifiques du système sont modélisées dans différents environnements de simulation.

Pendant le processus de simulation, chaque environnement échange des informations afin de calculer sa propre dynamique et envoie des sorties aux autres à temps de pas réguliers. On peut constater qu'une telle méthodologie de simulation est assez proche de la simulation *Hardware-in-the-Loop* (HIL), car elle traite de la communication logiciel-logiciel au lieu de la communication logiciel-matériel.

En effet, l'ensemble du processus est virtuellement présenté dans une Co-simulation alors que dans une HIL, certaines parties sont des dispositifs physiques, connectés au logiciel. De telles études ont souvent été réalisées comme la plus récente [Choi et al., 2000].

A ce stade, la Co-simulation semble être une bonne transition entre la simulation complète et les tests pratiques, car elle permet de conserver des parties séparées du modèle qui peuvent être testées et optimisées dans une HIL.

Une brève explication sur le principe et la méthodologie de Co-simulation AMESim-Simulink, choisie pour cette partie, est présentée dans ce qui suit.

AMESim (marque déposée d'Imagine S.A.) est un environnement de modélisation avancée pour réaliser des simulations de systèmes d'ingénierie. Basé sur plusieurs années d'expérience industrielle, ce logiciel est plus dédié aux systèmes hydrauliques et aux dispositifs mécaniques. Son interface graphique permet aux utilisateurs de concevoir des circuits hydrauliques et des composants mécaniques avec des symboles ISO ou connus. La principale qualité d'AMESim est son solveur puissant, totalement transparent pour l'utilisateur, permettant de choisir entre les algorithmes afin de générer la meilleure réponse pour un système donné.

Simulink est un logiciel de Matlab (marque déposée de Mathworks Inc.) pour la simulation de systèmes dynamiques. Il fournit également une interface graphique permettant de concevoir des modèles de dispositifs.

Au fil des années, Simulink s'est imposé comme un outil classique dans la communauté de l'automatisation.

Le couplage de ces deux outils de simulation permet aux utilisateurs de modéliser des systèmes physiques complexes dans AMESim et de calculer des lois de commande élaborées dans Simulink, comme le montre la figure C.1.

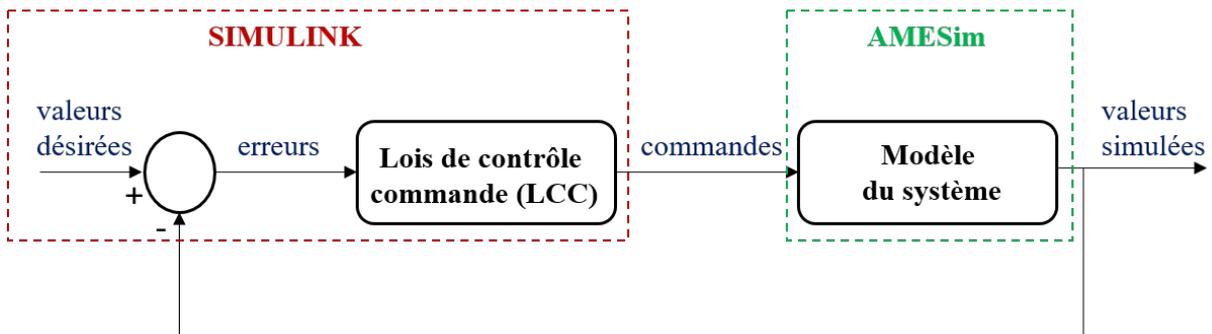


FIGURE C.1 – Boucle de co-simulation présentée sous la forme d'une boucle contrôle Feedback

Pour cette tâche de simulation, trois méthodes possibles peuvent être suivies, comme le montre la figure C.2 :

1. Importer le modèle AMESim dans Simulink sous forme d'une *S-Function* (programme en code C interprétable par Simulink) et ensuite simuler dans l'environnement Simulink uniquement. Cette méthode correspond davantage à une "modélisation partagée".
2. Importer le modèle de contrôle Simulink dans AMESim et simuler uniquement dans AMESim. Cela est possible grâce au transducteur *Real Time Workshop* (RTW) qui traduit le modèle Simulink en code C (interprétable par AMESim).
3. Exécution de la co-simulation : au lieu de créer une fonction ou un programme qui peut être chargé dans l'un ou l'autre environnement, il suffit de créer les deux modèles. En effet, il faut concevoir le modèle dynamique sur AMESim, synthétiser la loi de contrôle commande sur Simulink et relier les deux grâce à l'interface de

co-simulation d'AMESim (AME2SLCOSIM). Ainsi, une boucle de rétroaction dynamique est créée entre les deux environnements avec des informations transmises régulièrement pendant l'exécution de la co-simulation. Cette méthode est en parfait accord avec la boucle logique de la figure 1. Avec un premier résultat obtenu par le processus de simulation, la loi de commande peut être traduite en code C avec RTW et appliquée à un banc d'essai via une carte d'acquisition et de contrôle *dSpace*. D'où son application directe au système réel.

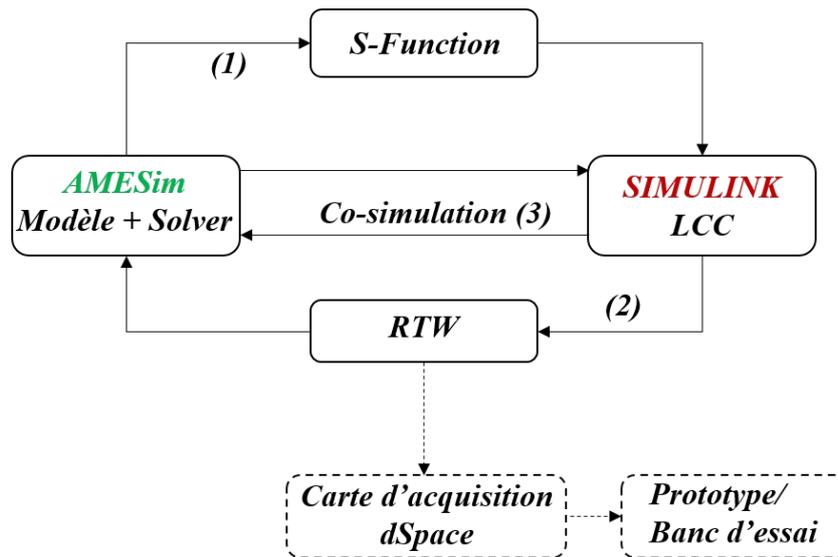


FIGURE C.2 – Méthodes de co-simulation

Les avantages du solveur AMESim sont perdus dans la solution 1, car il faut choisir parmi les algorithmes Simulink pour la simulation. Cela nécessite une bonne connaissance du système avant de le simuler. Pour les problèmes rigides, la question devient assez compliquée et une autre difficulté est ajoutée pour un tel principe.

Dans la solution 2, une recompilation complète doit être générée pour toute modification du modèle de contrôle importé.

Avec la méthodologie de co-simulation (solution 3) les sous-systèmes n'échangeront les entrées et les sorties qu'à des moments définis au cours du processus de simulation. Les deux solveurs sont en charge de leur propre sous-système, ce qui évite tout problème numérique.

L'analyse des résultats peut enfin être effectuée dans chaque logiciel, en profitant de la convivialité et d'outils spécifiques en fonction des variables ou des états étudiés. Ainsi, un potentiel maximal est conservé à travers cette méthodologie. De plus, ce formalisme de co-simulation est en parfait accord avec la simulation HIL. Il devient très simple d'implémenter la conception de la loi de commande sur Simulink à un banc d'essai via une MiroAutobox dSpace.

Bibliographie de l'auteur

Publications dans des revues internationales

[Hamrouni et al., 2018] Hamrouni, E., Bouvin, J.-L., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P. et Oustaloup, A. (2018). "Approche hiérarchisée pour le Contrôle Global du Châssis". Revue Automatique (Ed. ISTE OpenSciences), Numéro 1, Volume 2, 28 Août 2018.

Communications dans des congrès internationaux

[Bouvin et al., 2018] Bouvin, J.-L., Hamrouni, E., Moreau, X., Benine-Neto, A., Hernette, V., Serrier, P. et Oustaloup, A. (2018). "Hierarchical approach for Global Chassis Control". 2018 European Control Conference (ECC), Limassol, Cyprus, 13-15 Juin 2018, pp. 2555-2560.

[Hamrouni et al., 2019] Hamrouni, E., Moreau, X., Benine-Neto, A. et Hernette, V. (2019). "Skyhook and CRONE active suspensions : A comparative study". 9th IFAC International Symposium on Advances in Automotive Control (AAC), Orléans, France, 23 – 27 Juin 2019, IFAC-PapersOnLine, 52(5), pp.243-248.

[Bel Haj Frej et al., 2020] Bel Haj Frej, G., Moreau, X., Hamrouni, E., Benine-Neto, A. et Hernette, V. (2020). "Multi-modes control for semi-active suspension systems". IFAC WORLD CONGRESS, Allemagne, 11-17 Juillet 2020 IFAC-PapersOnLine, 53(2), pp.14407-14412.

[Hamrouni et al., 2020] Hamrouni, E., Bel Haj Frej, G., Moreau, X., Benine-Neto, A. et Hernette, V., (2020). "Improvement of Low-Frequency Comfort through the design of CRONE-SkyHook Suspension Systems". 28th Mediterranean Conference on Control and Automation (MED'20), Saint-Raphaël, France, 16-18 Septembre 2020, pp. 194-199. IEEE.

[Bel Haj Frej et al., 2020] Bel Haj Frej, G., Moreau, X., Hamrouni, E., Benine-Neto,

A. et Hernette, V. (2020). "A Multi-Modes Semi-Active Suspension Control Strategy for Peugeot 308 RCZ Vehicle". I28th Mediterranean Conference on Control and Automation (MED'20), Saint-Raphaël, France, 16-18 Septembre 2020, pp. 200-205. IEEE.

Brevets déposés

[Hernette et al., 2020] Hernette, V., Hamrouni, E., Moreau, X., Benine-Neto, A., Bel Haj Frej, G. et Allegre, J-M. (2020). "Système de suspension d'un véhicule automobile : dispositif de pilotage des amortisseurs variables par une loi de contrôle commande CRONE Skyhook ". France, n° de brevet : 2003817. <hal-02887300>.