

# De la suspension CRONE hydractive à la suspension CRONE électrique

Audrey RIZZO<sup>1-2</sup>, Xavier MOREAU<sup>1</sup>, Vincent HERNETTE<sup>2</sup>, Alain OUSTALOUP<sup>1</sup>

<sup>1</sup> IMS, UMR 5218 CNRS, Université Bordeaux I - ENSEIRB  
351 cours de la Libération, 33405 Talence Cedex, France

[audrey.rizzo@ims-bordeaux.fr](mailto:audrey.rizzo@ims-bordeaux.fr), [xavier.moreau@ims-bordeaux.fr](mailto:xavier.moreau@ims-bordeaux.fr)

<sup>2</sup>PSA Peugeot Citroen – DRIA, Centre Technique de Vélizy A  
Route de Gisy, 78140 VELIZY VILLACOUBLAY

[audrey.rizzo@ext.mpsa.com](mailto:audrey.rizzo@ext.mpsa.com), [vincent.hernette@mpsa.com](mailto:vincent.hernette@mpsa.com)

**Résumé** — L'objectif de cet article est d'adapter la stratégie CRONE développée dans le cadre d'une suspension hydractive à une suspension active électrique. Cette stratégie permet, non seulement de gérer la tenue de caisse et la tenue de roue sur sollicitation route, mais également d'offrir des perspectives plus larges que la suspension CRONE hydractive grâce au changement de technologie utilisée. En effet, l'application de cette stratégie est rendue possible par l'apparition du système *Active Wheel* développé par Michelin et potentiellement industrialisable. Ce nouveau système très compact ouvre des perspectives importantes en matière de contrôle global châssis dans la mesure où il est composé, non seulement d'un moteur-roue, mais aussi d'une suspension active électrique.

**Mots-clés**— suspension active, amortissement, tenue de caisse, tenue de roue, confort, *Active Wheel*, approche CRONE, robustesse, commande hiérarchisée.

## I. INTRODUCTION

La synthèse d'une suspension passive d'un véhicule automobile fait apparaître de nombreux dilemmes, le plus connu étant le dilemme confort-tenue de route. Le dilemme isolation vibratoire-tenue de caisse est un autre exemple révélateur des choix à faire lors de la conception d'une suspension. Heureusement l'introduction de systèmes mécatroniques [1] permet de mieux gérer l'ensemble de ces dilemmes, comme par exemple :

- les suspensions actives [2] [3] [4] [5] ;
- les suspensions hydractives [6] ;
- les suspensions équipées d'Amortisseurs Variables (AmVar) ou Continûment Variables (AmCoVar) [7][8][9] [10] ;
- les solutions hybrides associant ces différentes solutions [11].

Tous ces systèmes actifs, semi-actifs ou hybrides permettent selon la situation de vie et le typage du véhicule propre à chaque constructeur d'améliorer la tenue de caisse, donc le confort, ou la tenue de roue donc la sécurité. Néanmoins, les stratégies présentées dans la littérature sont souvent limitées ou incohérentes avec les systèmes industriels, empêchant ainsi toute application pratique. En effet, dans la plupart des cas, les actionneurs industriels ne peuvent pas apporter d'énergie (ex :AmCoVar). Ceux capables de produire de la puissance ont bien souvent une dynamique trop lente pour gérer de manière optimale les mouvements de la caisse et améliorer la tenue de roue. Or avec un actionneur rapide, la suspension est potentiellement capable d'agir sur 2 dynamiques (voir Fig 1), une dynamique lente : la dynamique de la caisse  $m_2$  (1hz) et une dynamique rapide : celle de la roue  $m_1$  (15hz). Il est donc

possible d'optimiser le confort de la caisse et la tenue de roue via cet élément.

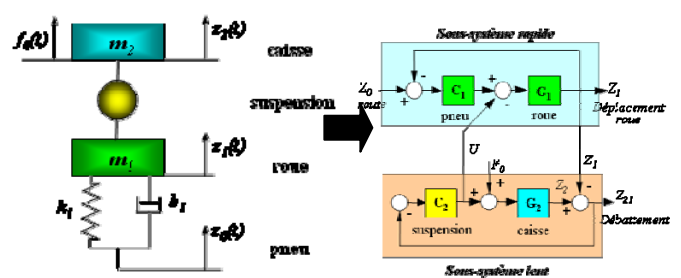


Fig 1. Représentation mono roue de la suspension véhicule

Les nouvelles préoccupations environnementales ont propulsé les véhicules à faible émission de CO<sub>2</sub> en haut de l'affiche et ont donc favorisées le développement des véhicules électrique. L'équipementier Michelin l'a bien compris et a présenté au Mondial de l'automobile 2008 à Paris un système complet de liaison au sol intégré dans la roue permettant ainsi de diminuer la masse du véhicule et de libérer de la place pour les batteries. Ce système se nomme l'*Active wheel* : il comprend une suspension active et un moteur dans la roue. Ce système offre des opportunités en terme de contrôle global châssis encore impossible il y a dix ans.



Fig 2. Système Active wheel de Michelin

Dans ce papier, l'approche CRONE (Commande robuste d'ordre non Entier) est appliquée à l'actionneur électrique de la suspension Active Wheel. Cette stratégie ayant déjà fait ses preuves en hydropneumatique est transposée au cas d'une suspension active électrique. Le spectre d'action possible offert par la suspension électrique de l'Active Wheel est beaucoup plus large que celui de la suspension hydractive ce qui permet de compléter la stratégie de commande.

Ainsi, la section II est dédiée à la stratégie globale utilisée au niveau du véhicule de manière à optimiser la tenue de roue et le confort des passagers suivant les situations de vie et de conduite. Puis, dans la section III, la stratégie mise en place pour le feedback est décrite, permettant ainsi de se ramener à des spécifications globales sur la suspension avec un procédé équivalent à un double intégrateur caractérisé par un

paramètre inertiel (la masse suspendue  $m_2$ ). La contribution du moteur électrique est ensuite déduite du transfert global de la suspension grâce à l'estimation de l'effort du ressort. Dans la section IV, quelques résultats illustratifs permettant de visualiser l'intérêt d'un tel feedback sont présentés. Enfin, les conclusions et les perspectives sont données dans la dernière section.

## II. STRATEGIE GLOBALE DE COMMANDE D'UNE SUSPENSION ACTIVE WHEEL

Comme déjà évoqué en introduction, le principal conflit pour une suspension de véhicule automobile est le dilemme confort–tenue de route. C'est pourquoi la stratégie consiste à optimiser ces deux aspects apparaissant dans des situations de conduite bien distinctes. En effet, sans une action du conducteur sur les organes de conduite (pédales de frein et d'accélération, volant), il est possible de favoriser le confort. Par contre, lors de sollicitations du conducteur, il est primordial de privilégier les tenues de route et de caisse.

### A. Stratégie sur sollicitation route sans action du conducteur

Les sollicitations de la route sont pour l'heure très compliquées à gérer puisque les informations de la route sont issues des capteurs de débattement ou accéléromètres de roue lorsqu'il y en a. Ceci implique que lorsque la sollicitation est repérée il est déjà trop tard. Aucune action anticipatrice ne peut donc être mise en place tant que les véhicules ne seront pas équipés de caméra ou de radar pour lire l'état de la route. L'impact de la route sur le véhicule ne peut, de ce fait, qu'être limité. De nombreux travaux [12] ont montrés que la force développée par la suspension est liée au débattement, dans le domaine opérationnel, par une relation de la forme (Fig 1) :

$$U(s) = -C_2(s) Z_{12}(s), \quad (1)$$

où  $C_2(s)$  représente le transfert entre l'effort de suspension  $U(s)$  et débattement  $Z_{12}(s)$ . Ainsi, la suspension assure naturellement la régulation du débattement autour de la position d'équilibre.

Sans action du conducteur sur les organes de conduite, le véhicule peut être rendu plus confortable en relâchant, par exemple, les contraintes concernant l'amortissement de la suspension. Lorsque le contenu spectral de l'élongation du profil routier (combinaison de la vitesse de translation du véhicule et des irrégularités de la chaussée) est proche de la fréquence du mode de roue, le battement de roue (déplacement vertical) est d'autant plus important que l'amortissement de la suspension est faible. Ceci implique des remontées vibratoires dans la caisse pour les suspensions manquant d'amortissement. Ce phénomène arrive très souvent avec des suspensions hydropneumatiques car les raideurs mises en jeu sont généralement bien plus faibles que celles des suspensions métalliques. Ainsi, le coefficient de frottement visqueux  $B_2$  d'une suspension hydropneumatique doit être plus faible de manière à conserver un facteur d'amortissement sur la caisse  $\zeta_{caisse}$  équivalent à celui d'une suspension métallique, soit :

$$\zeta_{caisse} = \frac{B_2}{2\sqrt{K_2 * M_2}}, \quad (2)$$

où  $K_2$  représente la raideur de suspension et  $M_2$  la masse suspendue. Dans ce cas,  $B_2$  étant plus faible, le facteur d'amortissement du mode de roue  $\zeta_{roue}$  obtenu avec une

suspension hydropneumatique est alors plus faible que celui d'une suspension métallique, soit :

$$\zeta_{roue} = \frac{B_2}{2\sqrt{K_1 * M_1}}, \quad (3)$$

où  $K_1$  représente la raideur du pneumatique et  $M_1$  la masse non suspendue.

Grace à l'approche CRONE (Commande Robuste d'Ordre Non Entier), détaillée dans la troisième section, il est possible de dimensionner une suspension offrant un bon confort des passagers sur les sollicitations route sans dégrader la tenue de roue comme démontré dans les travaux [13] et [14] pour une suspension hydropneumatique passive. La différence ici réside dans le fait que la suspension est métallique.

### B. Stratégie sur sollicitation conducteur

Sur des sollicitations du conducteur, la stratégie est complètement différente. Les actions sur les organes de conduites peuvent être mesurées et donc connues bien avant leurs impacts sur le véhicule. De ce fait, pour ce type de sollicitations, une stratégie anticipatrice peut être mise en place. En effet, sur sollicitations conducteur, deux approches complémentaires peuvent être envisagées : la première consiste à compenser la dynamique du véhicule en virage ou en freinage, la seconde intervient en quasi statique permettant de corriger la hauteur de la caisse dans différentes situations énoncées dans la suite du paragraphe.

Une action sur le volant crée l'apparition d'une accélération latérale appliquée sur le véhicule, de même une action sur la pédale frein induit une accélération ou décélération longitudinale. La stratégie utilisée consiste donc à compenser les mouvements de Pompage, Tangage et Roulis (PTR) dans le but de garder une position de la caisse toujours horizontale (objectif PTR = 0). Elle fut déjà développée dans différents travaux [15], [5] avec des actionneurs type pompe hydraulique. Cette stratégie est basée sur l'écriture des trois équations de la dynamique de PTR associée à l'équation de la Répartition Anti-Devers (RAD) permettant ainsi de déterminer les efforts de suspension à appliquer par chacun des actionneurs pour tenir la caisse sous les sollicitations du conducteur. L'intervention de la RAD permet de modifier le caractère sur-vireur ou sous-vireur du véhicule et ce même en dynamique de manière à optimiser le comportement du véhicule dans un virage. Cet aspect, tout à fait novateur, sera développé dans un prochain papier consacré à l'impact de la suspension sur le comportement dynamique du véhicule.

Enfin la stratégie utilisée permet, sur demande du conducteur, de régler la hauteur du véhicule soit pour des raisons esthétiques, soit pour des raisons pratiques lors d'un chargement. Cette correction d'assiette est possible à travers le dimensionnement du feedback. La hauteur de caisse peut être également modifiée pour des raisons de stabilité et de consommation comme expliqué dans le paragraphe suivant.

### C. Stratégie propre aux autres éléments extérieurs

A grande vitesse les efforts aérodynamiques impactent sur la stabilité du véhicule et sur la consommation de ce dernier s'opposant directement à l'avancement du véhicule. Il est donc intéressant de pouvoir réduire ces efforts. Leur expression est proportionnelle au carré de la vitesse longitudinale du véhicule selon :

$$F_{aéro} = \frac{1}{2} \rho C_x S V_x^2, \quad (4)$$

avec  $\rho$  la densité ou masse volumique de l'air,  $C_x$  le coefficient dynamique,  $S$  la surface frontale projetée soit toute la surface en regardant le véhicule de face et  $V_x$  la vitesse du véhicule. Un moyen simple de diminuer l'effort aérodynamique est de diminuer la surface frontale du véhicule en abaissant la caisse. Pour ce faire il suffit de fixer une consigne variable de débattement en fonction des indications de vitesse.

#### D. Conclusion sur la stratégie de commande

La Fig 3 présente donc la stratégie mise en place avec  $u$  le vecteur des commandes totales. Il est composé de  $u_{ref}$  qui représente le vecteur des commandes de référence issues de la partie feedforward (niveau 3) et  $u_{FB}$  le vecteur des commandes issues de la partie feedback (niveau 2).  $u_{ref}$  est calculé à partir des perturbations mesurables ou estimables  $d_m$  (perturbations conducteurs). La partie feedforward génère aussi le vecteur des entrées de référence  $y_{ref}$  (type : débattement ref et RAD ref). Avec la partie feedback,  $u_{FB}$  est calculé à partir des écarts entre les sorties du procédé et les entrées de référence. Cette partie traite uniquement les perturbations non mesurables  $d$  (perturbations routes). Un superviseur (niveau 4) adapte les objectifs en fonction des situations de conduite estimées à partir de toutes les mesures  $y_m$  disponibles abord du véhicule. Des procédures de diagnostic et de détection de défauts sont aussi implantées au niveau du superviseur.

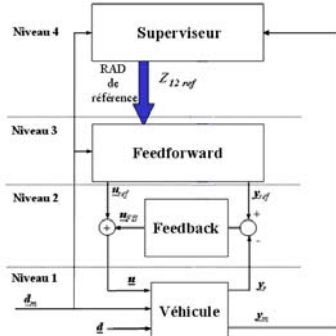


Fig 3. Structure de commande hiérarchisée pour stratégie globale

La suspension doit donc avoir deux méthodologies de dimensionnement : une dédiée à la sécurité de façon exclusive (sur sollicitation conducteur) et une dédiée au confort en priorité tout en s'assurant d'un certain niveau de sécurité. Tout au long de ce papier sera présentée la stratégie propre au confort pondérant la tenue de route.

### III. MISE EN PLACE D'UN FEEDBACK

Comme expliqué précédemment, la suspension joue naturellement le rôle de feedback autour de la position d'équilibre. Des travaux récemment effectués [13], [14] ont permis de montrer qu'il est possible de tenir la caisse, d'assurer une bonne isolation vibratoire et de tenir la roue sur sollicitation route. La stratégie ainsi mise en place est développée dans le cas général c'est-à-dire en cherchant l'effort total de la suspension à appliquer au procédé. La démarche utilisée consiste donc à formaliser les spécifications sur le transfert de suspension aussi bien au niveau de la caisse que de la roue.

#### A. Spécifications sur la caisse

Le dimensionnement de la suspension s'effectue grâce à l'analyse d'un modèle quart de véhicule à 2 degrés de liberté. Ce type de modèle est suffisant pour l'étude du confort vertical. De ce fait aux basses fréquences (au voisinage du mode de pompage) le modèle quart de véhicule peut se simplifier en un modèle à un degré de liberté comme sur la Fig 4 où  $C_2$  représente le transfert force/débattement de la suspension et  $G_2$  le procédé égale à  $1/m_2s^2$ .

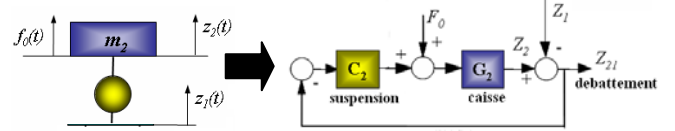


Fig 4. Modèle utilisé pour les spécifications sur la caisse

Le degré de stabilité du système dépend de la marge de phase de la boucle ouverte  $C_2 * G_2$ . La pulsation au gain unité  $\omega_u$  est choisie égale à environ 1hz, et la marge de phase est fixée à 45 degrés de manière à assurer un bon degré de stabilité.

Il y a potentiellement plus de variation de masse sur les futurs véhicules électriques que sur les véhicules thermiques, surtout pour ceux équipés de systèmes Active Wheel. De ce fait il est important d'assurer un même niveau de confort aux passagers qu'ils soient deux ou cinq avec bagages dans l'habitacle. C'est là qu'intervient l'utilisation de l'approche CRONE (Commande Robuste d'Ordre Non Entier). L'intérêt de cette approche est qu'elle conduit à une robustesse du degré de stabilité de la caisse vis-à-vis des variations de masse. Des travaux précédents [13] montrent qu'un blocage de phase sur moins d'une décade au voisinage de 1 Hz est suffisant pour assurer une telle robustesse. Ce blocage n'est que la conséquence d'un gabarit constant de la boucle ouverte autour de la pulsation au gain unité. Le transfert de la suspension doit donc vérifier les spécifications illustrées dans le plan de Black-Nichols sur la Fig 5.

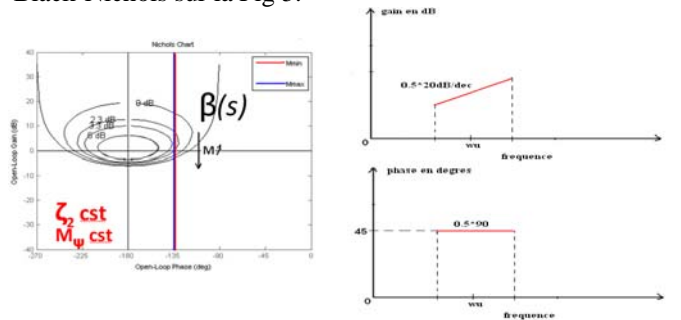


Fig 5. Spécification sur la boucle ouverte  $C_2 * G_2$  (à gauche) et sur le transfert de suspension (à droite) pour assurer la robustesse d'une bonne tenue de caisse vis-à-vis des variations de la masse

Le transfert de suspension associé au gabarit de la fig. 5 est un dérivateur non entier borné en fréquence de la forme :

$$D(s) = D_0 \left( \frac{1 + \frac{s}{\omega_b}}{1 + \frac{s}{\omega_h}} \right)^m, \quad (5)$$

où  $m$  représente l'ordre,  $\omega_b$  et  $\omega_h$  les pulsations transitionnelles basse et haute du transfert. L'ordre du dérivateur fixe le blocage de phase souhaité, à savoir  $m * 90^\circ$ .

## B. Spécifications sur la roue

Il est important de tenir la roue pour des aspects sécuritaires (maintenir un maximum d'adhérence avec le sol) ; mais également de limiter les remontées vibratoires dues aux rebonds de la roue.

La dynamique de la roue (15 Hz) est bien plus rapide que celle de la caisse (1 Hz), c'est pourquoi la masse suspendue  $m_2$  peut être considérée, pour la formalisation des spécifications sur la roue, comme immobile au-delà de 10 Hz (Fig. 6). En réalisant une analyse harmonique stationnaire sur ce modèle simplifié, il est possible d'établir un critère permettant de dimensionner la suspension autour du mode de roue, et ce par rapport à un comportement de référence [13].

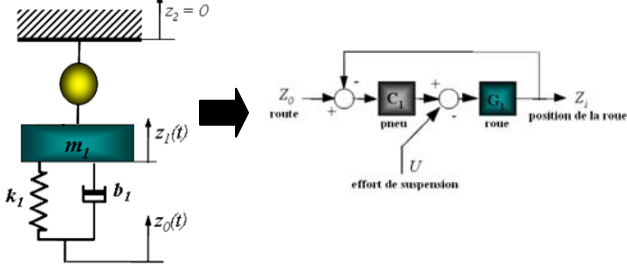


Fig. 6. Modèle utilisé pour les spécifications sur la roue

L'énergie de la roue ne peut se dissiper qu'à travers un élément dissipatif. L'amortissement du pneumatique étant négligeable, seule la suspension peut jouer ce rôle. De ce fait, il est possible de définir une spécification sur le transfert de suspension autour du mode de roue en écrivant une inégalité sur les efforts dissipatifs (6). Le critère ainsi établi dépend, non seulement de la phase, mais aussi du gain du transfert de suspension autour du mode de roue [13].

$$|D(j\omega_r)| \sin(\arg(D(j\omega_r))) \geq |D_{ref}(j\omega_r)| \sin(\arg(D_{ref}(j\omega_r))) \cdot (6)$$

La référence choisie correspond à une suspension métallique dont la raideur est obtenue en choisissant la même fréquence que celle fixée pour la suspension CRONE soit 1Hz. L'amortissement quant à lui est fixé de manière à obtenir un taux d'amortissement de 0.25, valeur permettant une tenue de roue convenable [16]. Les réponses de cette suspension métallique (voir Fig.9 10 11) montrent le bon niveau de tenue de roue mais mettent en évidence le compromis à gérer entre confort et tenue de roue des suspensions classiques puisque dans ce cas l'accélération de la caisse (image du confort des passagers) est importante. Ceci explique que cette suspension ne serve de référence que dans le dimensionnement de la suspension CRONE autour du mode de roue. Le critère devient :

$$|D(j\omega_r)| \sin(\arg(D(j\omega_r))) \geq 75000 \cdot (7)$$

Avec un tel critère, il est nécessaire de poser une hypothèse sur le gain ou la phase de manière à aider au dimensionnement de la suspension. En utilisant la méthodologie présentée dans [14], l'hypothèse est faite sur le gain  $|D(j\omega_r)|$ . Une spécification pessimiste est donc définie sur la phase du transfert de suspension à la pulsation de roue soit  $\arg(D(j\omega_r)) \geq 90^\circ$ . Les limites de la méthodologie de dimensionnement sont ici atteintes (cette méthodologie est décrite plus en détail dans le paragraphe D).

## C. Spécifications aux basses fréquences

L'analyse aux basses fréquences des équations fonctionnelles de la suspension (relations (8) et (9)), permet

d'affirmer que la suspension n'a aucune influence sur la boucle rapide, c'est-à-dire sur la tenue de route. En effet :

$$Z_2 = Z_1 + \frac{1}{C_2} F_0 \text{ et } Z_{12} = \frac{1}{C_2} F_0 \quad (8)$$

$$Z_1 = Z_0, \quad (9)$$

où  $Z_2$  représente la variation de la position de la caisse autour de la position d'équilibre statique,  $Z_1$  celle de la roue et  $Z_0$  l'élongation du profil routier.  $F_0$  représente les sollicitations du conducteur (reports de charge) pour un quart de véhicule. Enfin  $C_2$  correspond au transfert entre l'effort et le débattement de la suspension.

En ce qui concerne la boucle lente (mode de caisse), la sensibilité du déplacement vertical  $Z_2$  de la caisse à l'élongation verticale  $Z_0$  du profil routier est de 100%, traduisant ainsi l'absence d'isolation vibratoire dans cette zone fréquentielle. Par contre en présence de report de charge, la sensibilité de  $Z_2$  à  $F_0$  est d'autant plus faible que le gain basse fréquence de la suspension est grand. C'est aussi le cas de la sensibilité du débattement  $Z_{21}$  de la suspension à  $F_0$ . Par conséquent, de manière à rendre la suspension et la caisse insensible au report de charge, il est nécessaire d'avoir un gain pour  $1/C_2$  nul aux basses fréquences, soit un gain infini pour  $C_2$ . Ceci implique que le transfert de suspension doit avoir une action intégrale aux basses fréquences.

## D. Commande $u_{FB}$ à appliquer

Le transfert final  $C_2$  issu de l'approche CRONE, noté  $Crone(s)$  [13] [14], vérifiant les spécifications énoncées dans les paragraphes précédents est donc de la forme :

$$Crone(s) = D_1 \left( \frac{1+s}{\omega_{z1}} \right) \left( \frac{1+s}{\omega_b} \right)^n \left( \frac{1+s}{\omega_{hi}} \right) \left( \frac{1+s}{\omega_{hd}} \right) \quad (10)$$

Les diagrammes de Bode du transfert  $Crone(s)$  sont présentés Fig. 7 à gauche. Les lieux de Black-Nichols de la boucle ouverte pour les deux cas de charge extremum sont quant-à-eux représentés fig. 7 à droite. Quel que soit le cas de charge, la marge de phase et la marge de module (facteur de résonance) sont identiques.

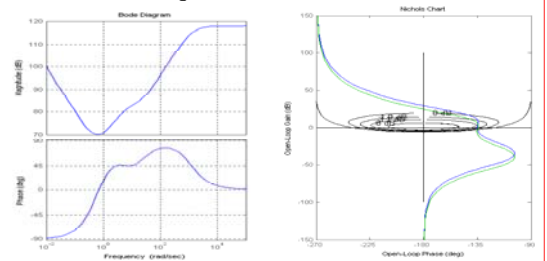


Fig. 7. Diagrammes de Bode du transfert  $Crone(s)$  (à gauche) diagramme de Black-Nichols de la boucle ouverte (à droite) pour le cas de charge minimale (en bleu) et maximale (en vert).

La contribution du moteur électrique dans le transfert global  $Crone(s)$  de la suspension peut être enfin définie à partir de l'équation de la dynamique verticale, soit :

$$m_2 s^2 Z_2(s) = F_{moteur}(s) + F_{ressort}(s) + F_0(s), \quad (11)$$

où  $F_0(s)$  représente les reports de charge,  $F_{ressort}(s)$  l'effort du ressort de suspension et  $F_{moteur}(s)$  l'effort à fournir par le moteur. Compte tenu de la méthodologie exposée précédemment, la relation (11) peut se réécrire sous la forme :

$$m_2 s^2 Z_2(s) = F_{susp}(s) + F_0(s), \quad (12)$$

en posant  $F_{moteur}(s) = F_{susp}(s) - \hat{F}_{ressort}(s)$ , (13)

où  $\hat{F}_{ressort}(s)$  représente l'effort estimé du ressort reconstruit à partir des essais de caractérisation du ressort sur banc. Le schéma de commande associé au système est présenté sur la Fig 8. Afin de ne pas être bridé par des limites technologiques le capteur est supposé idéal ainsi que l'actionneur et le pré-actionneur. Le procédé est un modèle quart de véhicule à deux degrés de liberté avec uniquement un ressort pour suspension.

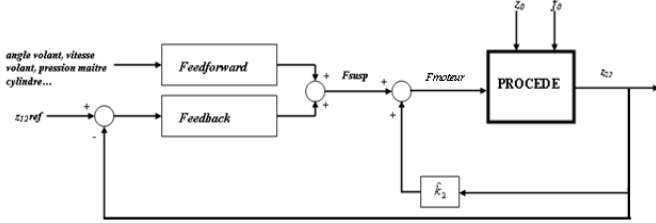


Fig. 8. Schéma de commande de la suspension Active Wheel

#### IV. ILLUSTRATION DU POTENTIEL DE LA COMMANDE HIERARCHISEE

Le modèle de validation est un modèle quart de véhicule. Certes ce type de modèle n'est pas représentatif de la totalité du comportement du véhicule, mais il permet de bien identifier les apports d'une loi de commande en termes de confort vertical. De plus, ce type de modèle permet de vérifier une partie de la stratégie anticipatrice liée aux reports de charge et à la correction d'assiette sur demande conducteur. Le modèle tient compte des limites physiques de débattement (ie +/- 10 cm pour le débattement de la suspension et +/- 1cm pour l'écrasement du pneumatique).

##### A. Résultats sur sollicitation route uniquement

La sollicitation route est un échelon d'amplitude 1cm. Les différents résultats temporels illustrent la robustesse de la tenue de caisse vis-à-vis des variations de la masse, et ce pour une même isolation vibratoire. Sur les Fig. 9 à Fig. 11 sont représentés les résultats temporels du système en mode défaillant c'est-à-dire moteur de la suspension en panne (en rose et cyan) pour les deux cas de charge extremum. En noir et bleu sont tracés les résultats d'une suspension passive considérée confortable d'après [16] et enfin en vert et rouge ceux avec la loi de commande hiérarchisée développée dans ce papier.

L'accélération verticale de la caisse, image du confort, est la meilleure avec la suspension Active Wheel en état de marche (Fig. 10). La tenue de caisse contribuant à la sensation de confort est elle aussi bien améliorée avec un premier dépassement constant quelle que soit la masse suspendue (Fig. 9). Ceci vérifie les résultats fréquentiels présentés précédemment (Fig. 7). La pente à l'origine varie à cause de la technologie métallique de la suspension. En effet, il ne faut pas oublier que la fréquence propre de caisse est de la forme  $\sqrt{k_2/m_2}$  avec  $k_2$  la raideur de suspension qui est constante et  $m_2$  la masse suspendue qui varie. La tenue de roue est équivalente à celle de la suspension métallique ce qui pour un tel confort reste un très bon résultat (Fig. 11).

La Fig. 12 représente dans un diagramme force-vitesse l'effort de la suspension pour un système passif composé du ressort et d'un amortissement constant (à gauche) ainsi que la commande issu du système équipé de la loi complète avec le feedback développé précédemment (à droite). Ces efforts sont représentés en fonction de la vitesse de manière à visualiser le

signe de la puissance mise en jeu. Lorsque le produit est négatif cela implique un apport d'énergie par la loi de commande. Inversement, lorsque la puissance est positive, la suspension dissipe de l'énergie. De ce fait, il est normal que la puissance produite par l'amortisseur constant soit toujours positive. En revanche, il apparait que la commande mise en place dans ce papier dissipe de l'énergie. Ceci signifie que pour des sollicitations de la route, un comportement uniquement dissipatif bien adapté suffit à une bonne gestion des mouvements.

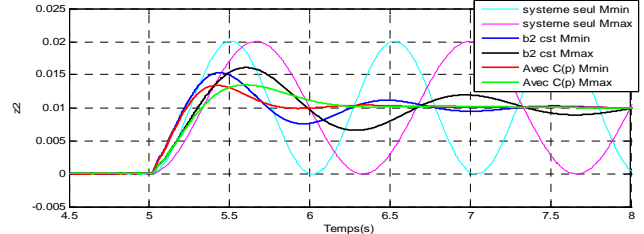


Fig. 9. Position de la caisse en mode défaillant (rose et cyan), pour une suspension métallique passive (bleu et noir) et pour le système en fonctionnement normal (vert et rouge).

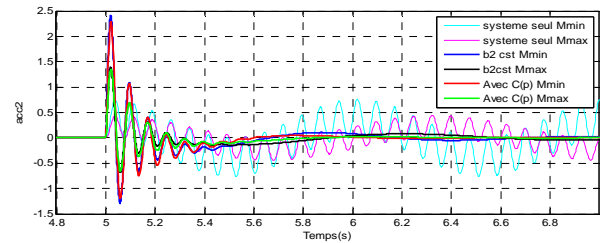


Fig. 10. Accélération de la caisse en mode défaillant (rose et cyan), pour une suspension métallique passive (bleu et noir) et pour le système en fonctionnement normal (vert et rouge).

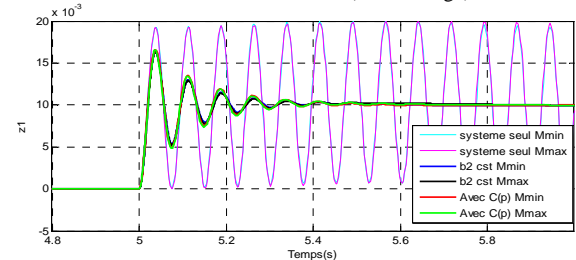


Fig. 11. Position de la roue pour une entrée type échelon en mode défaillant (rose et cyan), pour une suspension métallique passive (bleu et noir) et pour le système en fonctionnement normal (vert et rouge).

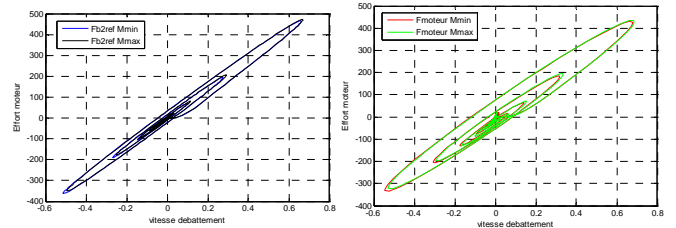


Fig. 12. Effort du moteur (à droite) et effort de l'amortisseur de référence (à gauche) pour les masses min et max.

##### B. Résultats pour une correction d'assiette souhaitée par le conducteur

La stratégie mise en place permet au conducteur de choisir la hauteur de son véhicule. La Fig. 13 représente la réponse de la caisse à une consigne conducteur échelon de +5 cm par rapport à l'assiette d'origine. Le système dégradé ainsi que le système passif ne permettent pas de satisfaire la demande du conducteur. Ceci est du au fait que pour assurer une telle demande il est nécessaire d'apporter de l'énergie (produit vitesse-effort négatif) seul un moteur le permet.

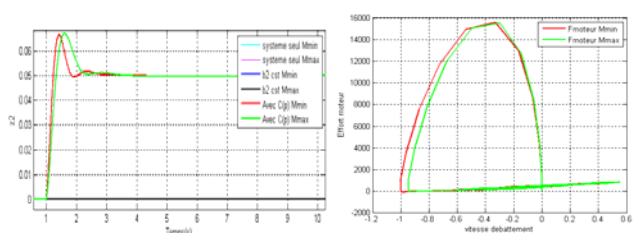


Fig. 13. Evolution de la position de la caisse sur une demande de correction d'assiette de +5cm venant de la part du conducteur (à gauche), Effort du moteur en fonction de la vitesse de débattement pour une correction d'assiette de +5 cm.

Il est intéressant de préciser que sur ce type de sollicitation, comme pour les sollicitations de la route (paragraphe précédent), seul le feedback agit. L'effort fourni par le feedforward est nul.

### C. Résultats pour un report de charge dû à une accélération

Lors d'une accélération longitudinale l'avant de la caisse a tendance à se lever alors que l'arrière s'abaisse, ce phénomène est dû aux reports de charge. En plus de pouvoir corriger l'assiette du véhicule sur demande du conducteur (via le superviseur), la commande est capable de corriger l'assiette du véhicule en dynamique. La Fig. 14 présente les résultats sans action du feedforward (à gauche) et avec le feedforward (à droite) pour une accélération longitudinale de 0.03g à partir de l'instant  $t = 7$  s. Le feedforward permet de corriger 100% du report de charge pour la masse de référence du modèle interne. Lorsque cette dernière s'éloigne de sa valeur de référence la part de l'action du feedforward, par rapport à l'effort total du moteur, diminue et le feedback prend le relai. Le feedback permet ainsi de corriger l'erreur statique. La Fig. 15 montre la part de chaque action du correcteur pour le coté avant droit par exemple. La encore le moteur permet d'agir dans les quatre quadrants et donc d'apporter de l'énergie selon les besoins.

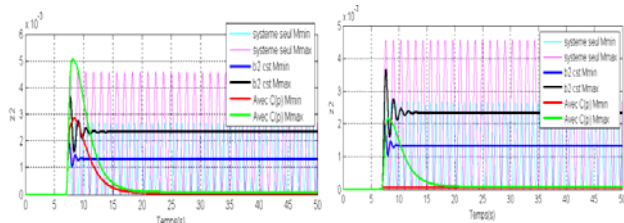


Fig. 14. Position avant droit de la caisse (à gauche) et débattement (à droite) pour un report de charge dû à une accélération de 0.03g.

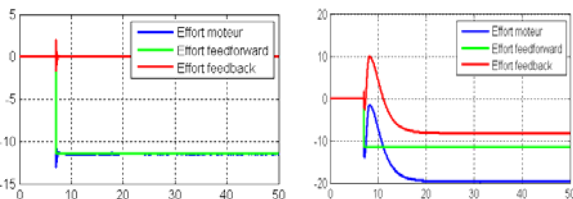


Fig. 15. Effort du moteur (en bleu), part du feedforward (en vert) part du feedback (en rouge), pour la masse min (à gauche) et la masse max (à droite).

## V. CONCLUSION

Dans ce papier, une méthode de dimensionnement pour le feedback ayant déjà fait ses preuves pour une suspension passive [13], [14] et pouvant être tout aussi bien adapté à une suspension active, a été présentée. Le point nouveau dans ce dimensionnement vient de l'ajout d'une action intégrale dans le feedback, chose impossible à faire pour une suspension passive. Les simulations sur quart de véhicule permettent de

vérifier qu'une telle commande améliore sensiblement le confort des passagers et autorise les corrections d'assiette. En ce qui concerne les perspectives à très courts termes, il sera intéressant de développer un modèle complet permettant de vérifier l'intérêt de toute la stratégie envisagée. De plus, certaines hypothèses simplificatrices faites lors de cette étude mériteront d'être levées de manière à mettre en évidence les limites d'une telle loi de commande pour le système réel de l'Active Wheel.

## RÉFÉRENCES

- [1] Isermann R. Mechatronic systems – Innovative products with embedded control. Control Engineering Practice, Journal of the International Federation of Automatic Control, 2007.
- [2] Okada Y., Suzuki K. and Kondo Ryou. Energy regenerative and active control of automobile suspension. Proceedings of the ASME 2007, DETC2007-34112, Las Vegas, Nevada, USA, September 4-7, 2007.
- [3] Alirand M., Lachaize H. and Lebrun M. Study and analysis of an active self levelling suspension. Proceedings of the International Congress IEEE, International Conference on Systems, Man and Cybernetics, Le Touquet, France, Vol. 2, pp. 222-227, October 17-20, 1993.
- [4] ElMadany M. M. Ride Performance Potential of Active Fast Load Leveling Systems. Journal of Vehicle System Dynamics, Vol. 19, pp. 19-47, 1990.
- [5] Moreau X., Rizzo A., Oustaloup A. Application of the CRONE control-design method to a low frequency active suspension system. International Journal of Vehicle Autonomous Systems - à paraître - 2009
- [6] Altet O., Nouillant C., Moreau X. and Oustaloup A. Hydractive CRONE suspension as hybrid system. International Journal of Hybrid System, Vol. 3, N° 2 & 3, pp. 165-188, June & September 2003.
- [7] Ahmadian M. and Blanchard E. Non-dimensional analysis of the performance of semi-active vehicle suspensions. Proceedings of the ASME 2007, DETC2007-35689, Las Vegas, Nevada, USA, September 4-7, 2007.
- [8] Hrovat D., Margolis D. L. and Hubbard M. An Approach Toward the Optimal Semi-Active Suspension. Transactions of the ASME, Vol.110, pp. 289-296, September 1988.
- [9] Karnopp, D. Force Generation in Semi-Active Suspensions Using Modulated Dissipative Elements. Journal of Vehicle System Dynamics, Vol. 16, pp. 333-343, 1987.
- [10] Emura J., Kakizaki S., Yamaoka F. and Nakamura M., "Development of the semi-active suspension based on the sky-hook damper theory", SAE paper 940863, 1994.
- [11] Nouillant C., Moreau X. et Oustaloup A. Stabilité des Suspensions Automobile Pilotées par le formalisme des Systèmes Dynamiques Hybrides. CIFA 2002, session invitée Systèmes Dynamiques Hybrides, Nantes, 8-10 juillet 2002.
- [12] Moreau X., Ramus-Serment C. and Oustaloup A. Fractional Differentiation in Passive Vibration Control; Special Issue on Fractional Calculus in the Journal of Nonlinear Dynamics, Vol.29, pp.343-362, 2002.
- [13] Rizzo A., Moreau X. et Hernette V. A New CRONE suspension, more compact and more efficient, Part1. ASME 2009, IDETC 28-3 septembre 2009.
- [14] Rizzo A., Moreau X. et Hernette V. A New CRONE suspension, more compact and more efficient, Part2. ASME 2009, IDETC 28-3 September 2009.
- [15] Moreau X., Serrier P., Oustaloup A. L'approche CRONE dans le domaine des suspensions hydractive et active basse fréquence. Partie 1 : problématique, stratégie et modélisation. Conférence Internationale Francophone d'Automatique, CIFA'08 - Bucarest, Roumanie, 2008
- [16] De Carbon C. Théorie Mathématique et Réalisation Pratique de la Suspension Amortie des Véhicules Terrestres, Congrès International de l'Automobile, SIC, Paris, 1950.