



HAL
open science

Commande MIMO LPV / H^∞ de suspension semi-active

Manh Quan Nguyen, Olivier Sename, Luc Dugard

► **To cite this version:**

Manh Quan Nguyen, Olivier Sename, Luc Dugard. Commande MIMO LPV / H^∞ de suspension semi-active. JD-JN-MACS 2015 - 6èmes Journées Doctorales/Journées Nationales MACS, Jun 2015, Bourges, France. hal-01226549

HAL Id: hal-01226549

<https://hal.science/hal-01226549>

Submitted on 9 Nov 2015

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.

Commande MIMO LPV/H_∞ de suspension semi-active

M.Q NGUYEN, O. SENAME, L. DUGARD

Univ.Grenoble Alpes, Gipsa-lab, F-38000 Grenoble, France,
CNRS, Gipsa-lab, F-38000 Grenoble, France.

{manh-quan.nguyen, olivier.sename, luc.dugard}@gipsa-lab.grenoble-inp.fr

Résumé— Cet article présente une nouvelle commande LPV/H_∞ de suspension semi-active qui prend en compte les trois mouvements principaux de la dynamique verticale du véhicule (rebond, roulis et tangage) qui affectent le confort des passagers. La nouvelle approche, utilisant la détection des mouvements du véhicule, a pour objectif de concevoir un contrôleur qui adapte les forces de suspension dans les quatre coins selon les mouvements du véhicule, pour atténuer les vibrations induites par la route. L'idée principale de cette stratégie est d'utiliser trois paramètres variants, représentant la distribution de mouvement dans la dynamique de la voiture, afin d'adapter et distribuer efficacement les actionneurs de suspension. La stratégie de détection du mouvement se base sur une méthode de calcul énergétique [20]. Un modèle vertical à 7 degrés de liberté (DOF) du véhicule est utilisé pour décrire les mouvements du châssis et des roues, et de synthétiser le régulateur LPV. Ce régulateur est conçu dans le cadre H_∞/LPV pour les systèmes polytopiques. Des résultats de simulation sont présentés pour valider l'approche proposée.

Mots-clés— Dynamique de véhicule, commande LPV/H_∞ , commande de suspension, détection du mouvement.

I. INTRODUCTION

Le véhicule est un système extrêmement complexe qui se compose de multiples sous-systèmes afin d'améliorer le confort de conduite, la stabilité et la sécurité grâce, soit à des solutions passives (ceinture de sécurité...) soit à des solutions actives utilisant différents actionneurs (ESC contrôle électronique de stabilité, ABS - système de freinage d'urgence, suspensions contrôlées...).

Les systèmes de suspension jouent un rôle très important dans la dynamique de véhicule. En effet, un système de suspension bien conçu peut considérablement améliorer non seulement le confort de passagers, mais aussi la tenue de route du véhicule. Plusieurs problèmes de conception de contrôle pour des systèmes de suspension ont déjà été abordés avec beaucoup d'approches différentes pendant les dernières décennies. Dans [15], les auteurs ont présenté plusieurs stratégies de commande pour les suspensions semi-actives (basées sur le Skyhook, le Groundhook, ADD, et l'approche LPV). Quelques travaux concernant le modèle quart de véhicule ont utilisé la commande optimale [6], la commande adaptative [8], la commande robuste [10] ou la commande CRONE [12]. Les problèmes de contrôle de suspension ont aussi été résolus pour un modèle demi-véhicule : une commande optimale [9], la commande multi-objectifs [17] et stratégie du découplage [21]. Enfin, un modèle vertical complet de la voiture est considéré pour gérer simultanément les mouvements de rebond, de tangage et de roulis, avec une commande mixte multi-objectif H_2/H_∞ [11].

D'autre part, comme les mouvements du véhicule

dépendent des conditions de routes, il peut être intéressant d'adapter en ligne le réglage des suspensions selon l'état de la route ou selon le comportement de la voiture. Certaines études ont ainsi été développées pour adapter les actionneurs de suspension selon les environnements routiers [3] et [18]. Récemment, dans [20] une méthode de détection du mouvement du véhicule a été développée en calculant les énergies respectives de différents modes (roulis, tangage, rebond...). Cette stratégie a été utilisée dans [2] afin de proposer une commande commutée pour gérer les mouvements du rebond, du roulis et du tangage. Cependant, l'inconvénient réside ici dans la commutation entre les différents modes dont ni la fréquence ni la stabilité ne sont maîtrisées. Cette stratégie de détection de mouvement sera utilisée dans cet article et combinée avec une commande LPV afin d'éviter les changements brutaux dûs à la commutation, pour assurer la stabilité globale du système en boucle fermée et simplifier l'étape de mise en œuvre de commande.

La contribution principale de cet article est de proposer un contrôleur LPV multi-entrées multi-sorties (MIMO) qui améliore la dynamique verticale du véhicule en utilisant seulement des actionneurs de suspension. Puisque le confort des passagers est principalement considéré dans ce travail, l'objectif est d'améliorer l'isolation des vibrations induites par la route, notamment pour le rebond, le roulis et le tangage. La stratégie de commande MIMO de suspension est conçue dans le formalisme LPV pour tenir compte de l'adaptation des performances en temps réel selon la dynamique de véhicule. En outre, le contrôleur LPV/H_∞ assure la stabilité et les performances du système en boucle fermée pour toutes les variations de paramètre. De plus, en utilisant une stratégie appropriée de définition des paramètres variants, le contrôleur admet une transition lisse d'un mode à l'autre. Finalement, nous tenons à souligner les avantages d'utiliser un seul contrôleur de suspension qui peut être compatible avec les contrôleurs des autres sous-systèmes (tels que les systèmes de direction et de freinage).

La structure de cet article est la suivante : la section II est consacrée à la description du modèle complet du véhicule utilisé pour la synthèse et la validation. La section III présente la méthode permettant de détecter les différents mouvements du véhicule. La section IV décrit la conception d'un contrôleur LPV/H_∞ de suspension séquencé en fonction des trois mouvements du châssis. Dans la section V, les résultats de la méthode proposée sont présentés avec des simulations dans le domaine temporel. Enfin, certaines conclusions sont données dans la dernière section.

Dans cet article, les notations suivantes seront utilisées :

indices $i = (f, r)$ et $j = (l, r)$ pour identifier les positions avant, arrière et gauche, droite du véhicule respectivement. Les indices (s, t) représentent les forces fournies par les suspensions et les pneus, respectivement. Les indices (x, y, z) représentent les forces dynamiques dans les axes longitudinal, latéral et vertical, respectivement. $z_{def_{ij}}$ est le débattement de suspension au niveau de chaque roue du véhicule. $m = m_s + m_{us_{fl}} + m_{us_{fr}} + m_{us_{rl}} + m_{us_{rr}}$ est la masse totale du véhicule.

II. MODÉLISATION DU VÉHICULE

Dans ce travail, un modèle vertical complet de la voiture est utilisé pour l'analyse et le contrôle des comportements dynamiques des véhicules. C'est un modèle de suspension à 7 degrés de liberté (DOF) obtenu à partir du modèle de véhicule complet non linéaire (cf. [13], [4], [7]). Il s'agit non seulement de la modélisation de la dynamique de châssis (verticale (z_s), roulis (θ) et tangage (ϕ)), mais aussi des déplacements verticaux des roues ($z_{us_{ij}}$). L'équation dynamique du modèle vertical 7 DOF est donnée comme suit :

$$\begin{cases} m_s \ddot{z}_s &= -F_{s_{fl}} - F_{s_{fr}} - F_{s_{rl}} - F_{s_{rr}} + F_{dz} \\ I_x \ddot{\theta} &= (-F_{s_{fr}} + F_{s_{fl}})l_f + (-F_{s_{rr}} + F_{s_{rl}})l_r \\ &\quad + mha_y + M_{dx} \\ I_y \ddot{\phi} &= (F_{s_{rr}} + F_{s_{rl}})l_r - (F_{s_{fr}} + F_{s_{fl}})l_f \\ &\quad - mha_x + M_{dy} \\ m_{us} \ddot{z}_{us_{ij}} &= -F_{s_{ij}} + F_{tz_{ij}} \end{cases} \quad (1)$$

où I_x (resp. I_y) est le moment d'inertie de la masse suspendue autour de l'axe longitudinal (resp. latéral), h : la hauteur du centre de gravité (COG), z_s le déplacement vertical du COG, θ l'angle de roulis de la masse suspendue, ϕ l'angle de tangage de la masse suspendue. $F_{tz_{ij}}$ sont les forces verticales des pneus données par :

$$F_{tz_{ij}} = -k_{t_{ij}}(z_{us_{ij}} - z_{r_{ij}}) \quad (2)$$

où $k_{t_{ij}}$: le coefficient du raideur des pneus, $z_{r_{ij}}$: le profil de route.

Modèle de suspension : $F_{s_{ij}}$ est la force de suspension verticale. Elle est modélisée par un ressort et un amortisseur ([22]) avec des caractéristiques non linéaires pour la simulation et linéaires pour la conception de commande. L'équation ci-dessous permet de modéliser la force de suspension utilisée dans la conception de commande :

$$F_{s_{ij}} = k_{ij}(z_{s_{ij}} - z_{us_{ij}}) + c_{ij}(\dot{z}_{s_{ij}} - \dot{z}_{us_{ij}}) + u_{ij}^{H_\infty} \quad (3)$$

où k_{ij} : le coefficient du raideur de ressort, $z_{s_{ij}}$: la position du châssis à chaque coin du véhicule, c_{ij} : le coefficient nominal d'amortissement et $u_{ij}^{H_\infty}$: les commandes de suspension ($u_{ij}^{H_\infty} \equiv 0$ pour la suspension passive).

En substituant l'équation de force des pneus (2) et l'équation de force de suspension (3) dans l'équation de la dynamique du véhicule (1) et en supposant que le corps de châssis est rigide, que les caractéristiques de ressort et d'amortissement sont linéaires, et que le déplacement autour du point d'équilibre est petit, alors l'équation

dynamique (1) peut être réécrit sous la forme d'une représentation d'état comme suivant ([14]) :

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_1w(t) + B_2u \quad (4)$$

où :

$x = [z_s \ \theta \ \phi \ z_{us_{fl}} \ z_{us_{fr}} \ z_{us_{rl}} \ z_{us_{rr}} \ \dot{z}_s \ \dot{\theta} \ \dot{\phi} \ \dot{z}_{us_{fl}} \ \dot{z}_{us_{fr}} \ \dot{z}_{us_{rl}} \ \dot{z}_{us_{rr}}]^T$ est le vecteur d'état du modèle complet du véhicule.

$w = [z_{r_{fl}} \ z_{r_{fr}} \ z_{r_{rl}} \ z_{r_{rr}} \ F_{dz} \ M_{dx} \ M_{dy}]^T$ est le vecteur de la perturbation d'entrée, et $u = [u_{fl}^{H_\infty}, u_{fr}^{H_\infty}, u_{rl}^{H_\infty}, u_{rr}^{H_\infty}]^T$ est le vecteur de la commande.

et $A = \begin{pmatrix} 0_{7 \times 7} & I_{7 \times 7} \\ -M_z^{-1}K_z & -M_z^{-1}B_z \end{pmatrix}$; $B_2 = \begin{pmatrix} 0_{7 \times 4} \\ M_z^{-1}T_a \end{pmatrix}$;

$B_1 = \begin{pmatrix} 0_{7 \times 4} & 0_{7 \times 3} \\ M_z^{-1}K_r & I_{7 \times 3} \end{pmatrix}$; $M_z = \begin{pmatrix} M_s & 0_{3 \times 4} \\ 0_{4 \times 3} & M_u \end{pmatrix}$;

$B_z = \begin{pmatrix} TB_s T^T & -TB_s \\ -B_s T^T & B_s \end{pmatrix}$; $K_z = \begin{pmatrix} TK_s T^T & -TK_s \\ -K_s T^T & K_s + K_t \end{pmatrix}$;

$K_r = \begin{pmatrix} 0_{3 \times 4} \\ K_t \end{pmatrix}$; $T_a = \begin{pmatrix} T \\ -I_{4 \times 4} \end{pmatrix}$;

$M_s = \text{diag}[m_s, I_x, I_y]$; $M_u = \text{diag}[m_{us_{fl}}, m_{us_{fr}}, m_{us_{rl}}, m_{us_{rr}}]$;

$B_s = \text{diag}[c_{fl}, c_{fr}, c_{rl}, c_{rr}]$; $K_s = \text{diag}[k_{s_{fl}}, k_{s_{fr}}, k_{s_{rl}}, k_{s_{rr}}]$;

$K_t = \text{diag}[k_{t_{fl}}, k_{t_{fr}}, k_{t_{rl}}, k_{t_{rr}}]$; $T = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ t_f & -t_f & t_r & -t_r \\ -l_f & -l_f & l_r & l_r \end{bmatrix}$;

Dans les sections suivantes, ce modèle à 7 DOF est utilisé pour concevoir un contrôleur LPV avec les actionneurs de suspension (Fig.1). Nous utilisons également la stratégie "Clipped" ([15]) qui assure la caractéristique de dissipativité de la suspension semi-active. Celle-ci utilise la relation force/vitesse de débattement comme dans la Fig. 2. Le principe est simple : pour une vitesse de débattement (\dot{z}_{def}), si le contrôleur donne une force F^* hors de la zone de la force atteignable, la force fournie au système sera la projection F^\perp de F^* sur la zone de force atteignable. Ceci permet d'assurer la propriété de suspension semi-active. Cette méthode sera intégrée dans la simulation.

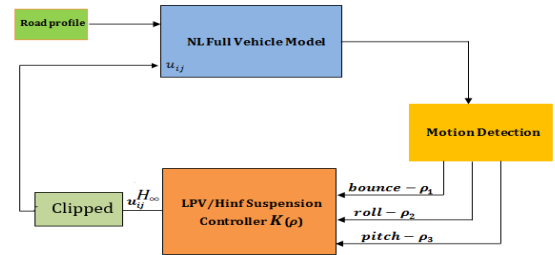


Fig. 1. Commande de suspension avec détection de mouvement

III. DÉTECTION DES MOUVEMENTS DU VÉHICULE

L'étude de la dynamique du véhicule est un domaine complexe puisqu'elle exige de tenir compte des modes de translation (latéral, longitudinal, vertical) et ceux de rotation (roulis, tangage, lacet). Comme souligné dans de nombreux travaux, il y a un fort couplage entre ces mouvements, même si la dynamique du véhicule est souvent décomposée pour résoudre certains problèmes locaux (contrôle de freinage, contrôle de la direction ...).

Cet article se concentre sur l'amélioration de la dynamique

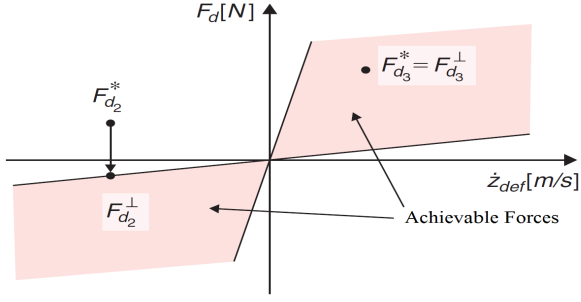


Fig. 2. L'approche "Clipped"

verticale qui inclut le mouvement vertical, le roulis, le tangage. Plus particulièrement, comme présenté dans des études antérieures ([2], [11], [5], [19]...) l'objectif abordé dans ce travail est d'élaborer une stratégie de commande de la suspension qui vise à réduire l'effet des vibrations induites par la route, puis d'améliorer le confort des passagers. Notons que l'objectif de la tenue de route pourrait également être considéré puisque le modèle 7 DOF tient compte aussi la dynamique de position de roue. En outre, comme indiqué dans l'introduction, l'isolation vibratoire pour le mouvement vertical, le roulis et le tangage sera basée sur une stratégie de détection de mouvement. Une telle détection peut être obtenue grâce à la méthode des énergies des modes proposée dans [20] et brièvement expliquée ci-dessous.

La méthode de calcul énergétique des modes (Fig. 3) est basée sur le calcul de la contribution d'énergie de chaque mode par rapport au mouvement entier du véhicule. Le niveau d'énergie d'un mode est l'énergie consacrée à ce mode calculée comme la somme de l'énergie potentiel et l'énergie cinétique. Afin de mener à bien ce travail, l'état du système doit être connu. En fait, le vecteur d'état du système est constitué par le rebond z_s , le roulis θ , le tangage ϕ et les déplacements des roues $z_{u_{ij}}$, et leurs dérivées correspondantes. Par conséquent, cinq capteurs de position sont utilisés pour mesurer les déplacements du châssis et des quatre roues. Deux gyromètres sont nécessaires pour le roulis et le tangage.

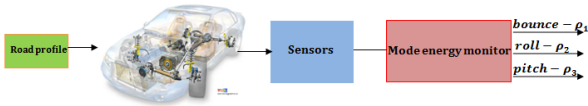


Fig. 3. Détection de mouvement utilisant méthode d'énergie

A partir de la matrice d'état $A_{14 \times 14}$ dans l'équation (4), nous calculons la matrice des valeurs propres $\Omega = \text{diag}[\Lambda \ \Lambda^*]$ et la matrice des vecteurs propres :

$$U = \begin{pmatrix} \Psi & \Psi^* \\ \Psi\Lambda & \Psi^*\Lambda^* \end{pmatrix} \quad (5)$$

où $\Lambda = \text{diag}[\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_7]$ et $\Psi = \text{diag}[\psi_1, \psi_1, \dots, \psi_7, \lambda_i, \psi_i, i = 1, 2, \dots, 7]$ sont les valeurs propres et les vecteurs propres de la matrice d'état A .

Une matrice modale de transformation Γ est ensuite formée pour passer du référentiel des coordonnées physiques (avec les équations couplées de mouvements) au

référentiel des coordonnées principales (avec les équation découplées des mouvements) comme ci-dessous :

$$\Gamma = [\Psi \ \Psi\Lambda]^T \quad (6)$$

Le vecteur d'état du système peut alors être réécrit comme une superposition des modes grâce à la matrice modale de transformation Γ :

$$x(t) = \Gamma q(t) \quad (7)$$

où $q(t)$ est le vecteur d'amplitude modale dans le référentiel des coordonnées principales, $q = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_7]^T$ et $q(t) = \Gamma^\dagger x(t)$. Maintenant, considérons le mode i^e de mouvement $q_i(t)$, la projection de q_i dans le référentiel des coordonnées physiques est donnée par $[d_i(t) \ \dot{d}_i(t)]$, $i = 1, 2, \dots, 7$, où $d_i(t) = \text{Re}(\psi_i q_i(t))$ et $\dot{d}_i(t) = \text{Re}(\phi_i \lambda_i q_i(t))$. De plus, $d_i(t)$ peut s'écrire sous la forme $[d_{qi}(t) \ d_{ui}(t)]$ où d_{qi} concerne les mouvements du châssis et d_{ui} concerne ceux des roues. Et cette analyse modale est utilisée pour calculer le niveau d'énergie pour chaque mode.

Alors l'énergie cinétique ek_i et l'énergie potentiel ep_i stockées dans le mode i^e de mouvement sont obtenues, dont la somme donne le niveau d'énergie e_i du mode i^e de mouvement :

$$\begin{cases} ek_i(t) = \frac{1}{2} M_m \dot{d}_i^2(t) \\ ep_i(t) = \frac{1}{2} H \left(\begin{matrix} T^T d_{qi}(t) - d_{ui}(t) \\ d_{ui}(t) - \tilde{z}_{ri}(t) \end{matrix} \right)^2 \\ e_i(t) = ek_i(t) + ep_i(t) \end{cases} \quad (8)$$

où $M_m = \text{diag}[m_s, I_x, I_y, m_{us_{fl}}, m_{us_{fr}}, m_{us_{rl}}, m_{us_{rr}}]$ et $H = \text{diag}[k_{s_{fl}}, k_{s_{fr}}, k_{s_{rl}}, k_{s_{rr}}, k_{t_{fl}}, k_{t_{fr}}, k_{t_{rl}}, k_{t_{rr}}]$.

Comme mentionné précédemment, nous nous concentrons uniquement sur les modes de mouvement du châssis (rebond, roulis et tangage). Donc l'énergie de ces mouvements et les taux de contribution de chaque mode au mouvement entier du véhicule sont calculés simplement.

Maintenant, les taux de contribution d'énergie ρ_1, ρ_2, ρ_3 du mode de mouvement numéro i ($i = 1, 2, 3$ correspondant au rebond, au roulis et au tangage respectivement) sont définis par :

$$\rho_i = \frac{e_i(t)}{E} \quad (9)$$

où $E(t) = e_1(t) + e_2(t) + e_3(t)$.

Notons que ces taux seront utilisés dans la section suivante en tant que paramètres variants pour adapter la commande de suspension en vue d'améliorer l'isolation vibratoire. En effet, il est évident que $\rho_1, \rho_2, \rho_3 \in [0, 1]$, alors quand $\rho_1 = 0$, cela signifie qu'il n'y a pas de contribution d'énergie du mouvement de rebond. En revanche, si $\rho_1 \neq 0$, le rebond est détecté. Avec le même principe, nous pouvons identifier le roulis, le tangage.

IV. COMMANDE LPV/ H_∞ DE SUSPENSION

Dans cette section, une commande MIMO LPV de suspension est proposée grâce à la stratégie de détection du mouvement précédente, afin d'atténuer les effets induits par la route. Ce contrôleur est conçu dans le cadre H_∞ , ce qui permet d'utiliser des fonctions de pondération dépendant de paramètres, pour obtenir des performances adaptées selon ces paramètres.

A. Structure du modèle de contrôle

Le contrôleur est synthétisé grâce à la stratégie LPV/H_∞ en utilisant un modèle vertical complet à 7 DOF. Le schéma généralisé est présenté dans la Fig.4, qui inclut le modèle et les fonctions de pondération. Comme in-

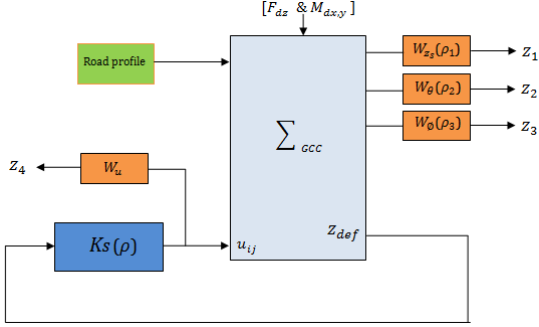


Fig. 4. Le schéma généralisé de la commande de suspension

diqué précédemment, nous utilisons les trois paramètres variants (obtenus de la partie précédente) afin de modifier les fonctions de pondération. Ces fonctions sont choisies de la manière suivante :

- $W_{z_s}(\rho_1) = \rho_1 \frac{3}{s/(2\pi f_1)+1}$ a l'objectif d'atténuer l'amplification du rebond de la masse suspendue (z_s) entre $[0, 10]Hz$.
- $W_\theta(\rho_2) = \rho_2 \frac{2}{s/(2\pi f_2)+1}$, concerne l'atténuation du roulis en basses fréquences .
- $W_\phi(\rho_3) = \rho_3 \frac{2}{s/(2\pi f_3)+1}$ réduit l'amplification du tangage en basses fréquences.

$W_u = 10^{-2}$ est utilisé pour limiter l'amplification de l'entrée de la commande. En outre, certaines fonctions de pondération comme $W_{z_{r_{ij}}} = 3.10^{-2}$ sont utilisées pour limiter le profil de la route ($z_{r_{ij}}$).

Nous soulignons que l'intérêt des fonctions de pondération dépendant de paramètres est de permettre une adaptation douce de la performance selon le comportement du véhicule. En effet, les actionneurs de suspension sont adaptés d'après les paramètres variants en vue d'obtenir la performance désirée. Par exemple, en ce qui concerne le mouvement de rebond, lorsque le paramètre variant $\rho_1 \rightarrow 1$, le gain de la fonction de pondération $W_{z_s}(\rho_1)$ est important, et le rebond est alors pénalisé. De même si ρ_2, ρ_3 sont importants, le roulis et le tangage sont atténués. Il est important de noter que, même si le modèle de suspension est un système LTI, le système généralisé (qui comprend le modèle de suspension et les fonctions de pondération) est un système de LPV grâce aux fonctions de pondération dépendant de paramètres. Le contrôleur de suspension est donc conçu en utilisant une stratégie LPV. L'interconnexion entre le modèle vertical 7 DOF Σ_{vert} (4) et les fonctions de pondération définies ci-dessus donne le système généralisé dépendant de paramètres ($\Sigma_{gv}(\rho)$) ci-dessous :

$$\Sigma_{gv}(\rho) : \begin{cases} \dot{\xi} = A(\rho)\xi + B_1(\rho)\tilde{w} + B_2u \\ \tilde{z} = C_1(\rho)\xi + D_{11}(\rho)\tilde{w} + D_{12}u \\ y = C_2\xi + D_{21}\tilde{w} \end{cases} \quad (10)$$

où $\xi = [\chi_{vert} \ \chi_{wf}]^T$ sont l'état du modèle vertical et l'état des fonctions de pondération.

$\tilde{z} = [z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4]^T$ sont les sorties contrôlées,

$\tilde{w} = [z_{r_{ij}} \ F_{dz} \ M_{dx,y}]$: les signaux d'entrée de perturbation,

$y = z_{def_{ij}}$: les débattements et $u = u_{ij}^{H_\infty}$: la commande de suspension.

$\rho = [\rho_1 \ \rho_2 \ \rho_3] \in [0, 1]$: les paramètres variants.

B. Solution polytopique LPV/H_∞

Le problème LPV/H_∞ consiste à trouver un contrôleur stabilisant, paramétré par ρ , sous la forme :

$$K_c(\rho) : \begin{cases} \dot{x}_c = A_c(\rho)x_c + B_c(\rho)y \\ u_{ij}^{H_\infty} = C_c(\rho)x_c \end{cases} \quad (11)$$

qui minimise la norme H_∞ des fonctions de transfert entre les perturbations entrées et les sorties contrôlées. La synthèse d'une telle commande peut être faite en utilisant la structure LPV/H_∞ et en basant sur la synthèse LMI ([1], [16]) pour les systèmes polytopiques (ici dans le cadre de la stabilisation quadratique).

Ensuite, le système polytopique est une combinaison convexe des systèmes définis à chaque sommet d'un polytope défini par les limites des paramètres variants. Dans notre cas, nous avons trois paramètres variables (ρ_1, ρ_2, ρ_3), donc on a un polytope à 8 sommets. Le contrôleur désiré est également la combinaison convexe de 8 contrôleurs synthétisés aux 8 sommets du polytope. Grâce à l'approche polytopique dans le cadre de la stabilité quadratique, le contrôleur de suspension peut assurer la stabilité globale.

C. Analyse fréquentielle

Dans cette partie, nous nous intéressons à la performance de commande de suspension en analysant la réponse fréquentielle du système en boucle fermée. Les figures suivantes (Fig. 5-8) montrent cette analyse :

Les figures illustrent les diagrammes de Bode du

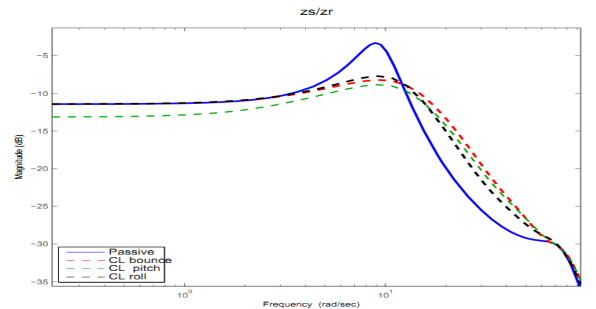


Fig. 5. Réponse fréquentielle de z_s/z_r

système en boucle ouverte et du système en boucle fermée qui varient en fonction des paramètres ρ_i . Les courbes CL_{bounce} , CL_{roll} , CL_{pitch} correspondent aux systèmes aux 3 sommets où (ρ_1, ρ_2, ρ_3) sont $(1, 0, 0)$, $(0, 1, 0)$, $(0, 0, 1)$ respectivement.

Regardons les Fig.5 et Fig.6, nous trouvons que le système en boucle fermée avec la commande LPV présente une meilleure performance au niveau du confort (réponse

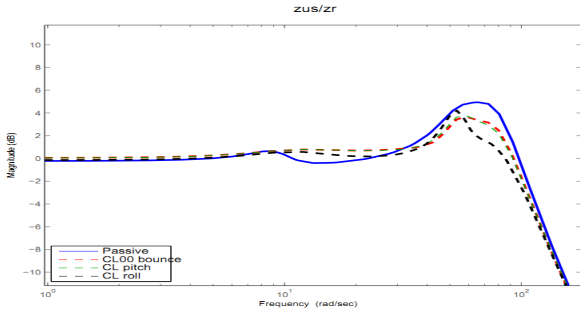


Fig. 6. Réponse fréquentielle de z_{us}/z_r

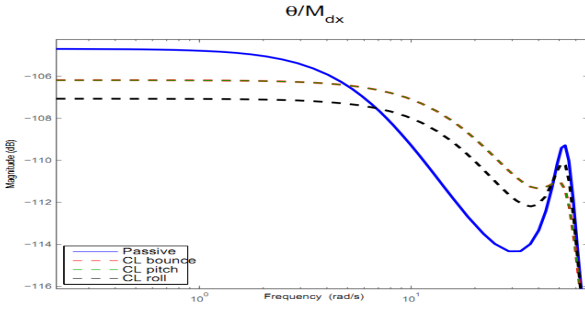


Fig. 7. Réponse fréquentielle de θ/M_{dx}

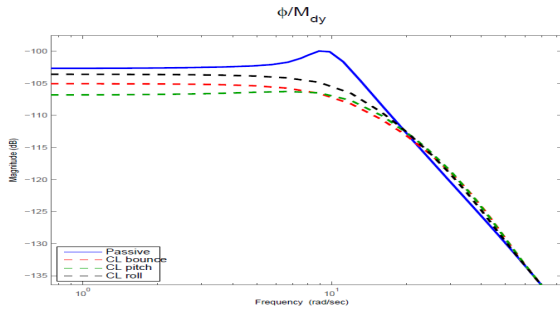


Fig. 8. Réponse fréquentielle de ϕ/M_{dy}

fréquentielle de z_s/z_r) et la tenue de route (réponse fréquentielle de z_{us}/z_r) en comparant au système en boucle ouverte avec la suspension passive. Cela montre l'efficacité de la méthode proposée. Les Fig.7 et Fig.8 concernent les réponses fréquentielles du châssis (roulis et tangage) par rapport aux perturbations.

V. RÉSULTATS DE SIMULATION

Afin de valider la stratégie de commande proposée, les simulations sont effectuées sur un modèle non linéaire complet du véhicule qui comprend les forces de suspension non linéaires et se base sur un Renault Mégane Coupé ([13]). Le scénario suivant est utilisé pour tester l'efficacité du contrôleur LPV/ H_∞ proposé :

- Le véhicule roule à 60km/h en ligne droite sur route sèche ($\mu = 1$, où μ représente l'adhérence à la route).
- Une bosse de 5cm survient simultanément sur les roues à gauche et à droite (de $t = 0.5\text{s}$ à $t = 1\text{s}$) qui sollicite le mouvement de rebond.
- Puis une bosse de 5cm survient sur les roues avant (de $t = 3\text{s}$ à $t = 3.5\text{s}$), ce qui induit un mouvement de tangage.

- Une bosse de 5cm sur les roues à gauche (de $t = 5\text{s}$ à $t = 5.5\text{s}$) et une perturbation de type vent latéral se produisent également dans cette période, ce qui provoque le roulis.

Analyse temporelle : Le profil de route utilisé pour la simulation est montré dans la Fig. 9.

Les résultats de la simulation, qui utilisent la méthode

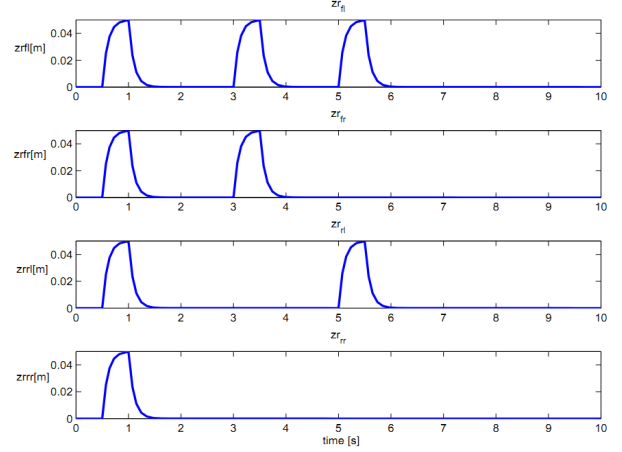


Fig. 9. Le profil de route

d'énergie pour détecter les mouvements du véhicule sont présentés ci-dessous.

La Fig. 10 montre les valeurs des paramètres variants pour la commande LPV. On remarque que de $t = 0.5 - 1\text{s}$, il y a une sollicitation de rebond donc $\rho_1 \neq 0$. De $t = 3 - 3.5\text{s}$, le véhicule est dans le mouvement de tangage ($\rho_3 \rightarrow 1$). De $t = 5 - 5.5\text{s}$, $\rho_2 \neq 0$, le véhicule est dans le mouvement de roulis. Enfin, à partir de $t = 6\text{s}$, il n'y a plus de sollicitation, les paramètres variants sont nuls.

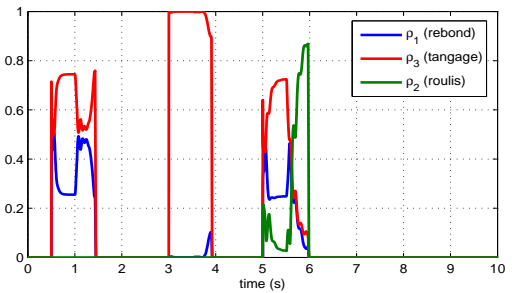


Fig. 10. Les paramètres variants ρ_1 , ρ_2 et ρ_3

Les Fig.11, Fig. 12 et Fig.13 illustrent les trois mouvements principaux du véhicule : rebond, roulis et tangage respectivement en comparant les deux cas : le véhicule avec la commande LPV de suspension en rouge et le véhicule avec la suspension passive en bleu. Évidemment, le contrôleur LPV donne un meilleur résultat de performance pour le véhicule puisqu'il réduit l'amplification des mouvements, et donc améliore le confort des passagers.

VI. CONCLUSIONS

Cet article a présenté une nouvelle commande MIMO LPV de suspensions semi-actives afin d'améliorer la dynamique verticale du véhicule. Un seul contrôleur LPV de

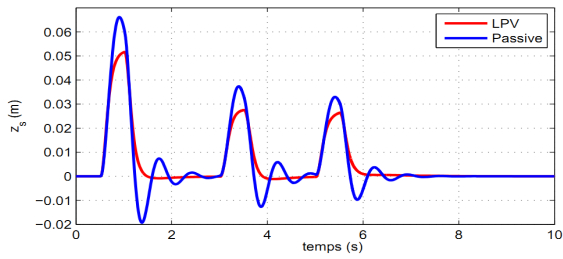


Fig. 11. Mouvement de rebond

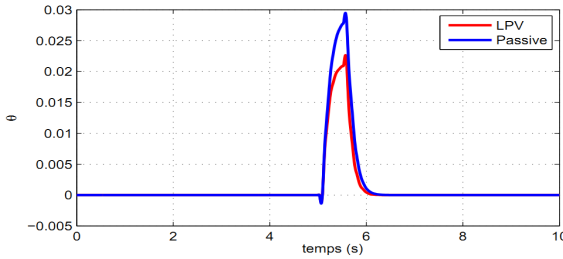


Fig. 12. Mouvement de roulis

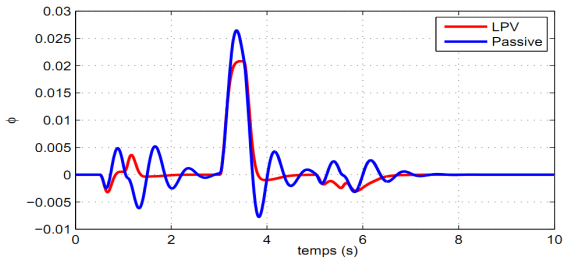


Fig. 13. Mouvement de tangage

suspension est conçu en utilisant la détection du mouvement pour atténuer les vibrations du véhicule et donc garantir la qualité de roulement. Il est important de noter que cette stratégie permet d'avoir une adaptation douce lorsque le véhicule doit faire face à changement de route sans commutation entre plusieurs contrôleurs qui serait consacré à un mode spécifique. Nous soulignons que l'utilisation de la structure LPV permet également de simplifier la procédure d'implémentation. La prochaine étape de ce travail sera la mise en oeuvre de cette stratégie sur un banc d'essai (Fig.14), disponible à Gipsa-lab à Grenoble, développé en collaboration avec une start-up haute technologie "SOBEN". Il se compose d'un véhicule équipé de quatre amortisseurs électro-rhéologiques (ER) contrôlables, et de 4 moteurs à courant continu générant des profils de route différents séparément sous chaque roue.



Fig. 14. Le mini-véhicule équipé 4 amortisseurs ER semi-actifs.

RÉFÉRENCES

- [1] Pierre Apkarian and Pascal Gahinet. A convex characterization of gain-scheduled \mathcal{H}_∞ controllers. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 40(5) :853–864, 1995.
- [2] Haiping Du, Nong Zhang, and Lifu Wang. Switched control of vehicle suspension based on motion-mode detection. *Vehicle System Dynamics*, 52(1) :142–165, 2014.
- [3] Ian Fialho and Gary J Balas. Road adaptive active suspension design using linear parameter-varying gain-scheduling. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 10(1) :43–54, 2002.
- [4] Thomas D Gillespie. *Fundamentals of vehicle dynamics*. 1992.
- [5] Kisaburo Hayakawa, Kenichiro Matsumoto, Masashi Yamashita, Yoshiaki Suzuki, Kazuo Fujimori, and Hidenori Kimura. Robust \mathcal{H}_∞ -output feedback control of decoupled automobile active suspension systems. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 44(2) :392–396, 1999.
- [6] Davor Hrovat. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. *Automatica*, 33(10) :1781–1817, 1997.
- [7] Uwe Kiencke and Lars Nielsen. Automotive control systems : for engine, driveline, and vehicle. *Measurement Science and Technology*, 11(12) :1828, 2000.
- [8] G. Koch and T. Kloiber. Driving state adaptive control of an active vehicle suspension system. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 22(1) :44–57, Jan 2014.
- [9] R Krtolica and D Hrovat. Optimal active suspension control based on a half-car model. In *Decision and Control, 1990., Proceedings of the 29th IEEE Conference on*, pages 2238–2243. IEEE, 1990.
- [10] Christophe Lauwerys, Jan Swevers, and Paul Sas. Robust linear control of an active suspension on a quarter car test-rig. *Control Engineering Practice*, 13(5) :577–586, 2005.
- [11] Jianbo Lu and Mark DePoyster. Multiobjective optimal suspension control to achieve integrated ride and handling performance. *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 10(6) :807–821, 2002.
- [12] Xavier Moreau, Audrey Rizzo, and Alain Oustaloup. Application of the crone control-design method to a low-frequency active suspension system. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 7(3) :172–200, 2009.
- [13] Charles Poussot-Vassal, Olivier Sename, Luc Dugard, Peter Gaspar, Zoltan Szabo, and Jozsef Bokor. Attitude and handling improvements through gain-scheduled suspensions and brakes control. *Control Engineering Practice*, 19(3) :252–263, 2011.
- [14] Damien Sammier. *Sur la modélisation et la commande de suspension de véhicules automobiles*. PhD thesis, Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG, 2001.
- [15] Sergio M Savaresi, Charles Poussot-Vassal, Cristiano Spelta, Olivier Sename, and Luc Dugard. *Semi-active suspension control design for vehicles*. Elsevier, 2010.
- [16] Carsten Scherer, Pascal Gahinet, and Mahmoud Chilali. Multiobjective output-feedback control via lmi optimization. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, 42(7) :896–911, 1997.
- [17] P-Y Sun and H Chen. Multiobjective output-feedback suspension control on a half-car model. In *Control Applications, 2003. CCA 2003. Proceedings of 2003 IEEE Conference on*, volume 1, pages 290–295. IEEE, 2003.
- [18] Juan C Tudon-Martinez, Soheib Fergani, Sébastien Varrier, Olivier Sename, Luc Dugard, Ruben Morales-Menendez, Ricardo Ramirez-Mendoza, et al. Road adaptive semi-active suspension in a pick-up truck using an LPV controller. In *Proceedings of IFAC AAC 2013*, Tokyo, Japan, September 2013.
- [19] Jun Wang and DA Wilson. Multi-objective control of decoupled vehicle suspension systems. In *Decision and Control, 2001. Proceedings of the 40th IEEE Conference on*, volume 1, pages 535–540. IEEE, 2001.
- [20] Nong Zhang, Lifu Wang, and Haiping Du. Motion-mode energy method for vehicle dynamics analysis and control. *Vehicle System Dynamics*, 52(1) :1–25, 2014.
- [21] Yisheng Zhang and AG Alleyne. A new approach to half-car active suspension control. In *American Control Conference, 2003. Proceedings of the 2003*, volume 5, pages 3762–3767, Colorado, US, June 2003. IEEE.
- [22] Alessandro Zin, Olivier Sename, Peter Gaspar, Luc Dugard, and Jozsef Bokor. Robust LPV/ \mathcal{H}_∞ control for active suspensions with performance adaptation in view of global chassis control. *Vehicle System Dynamics*, 46(10) :889–912, 2008.