

Amélioration du confort de conduite d'un tracteur routier par le contrôle des interférences des amortisseurs MR intégrant la cabine en utilisant MSC Adams

S. Boukerroum^a, N. Hamzaoui^b

- a. USTHB/FGMGP, LMA, BP 32 El Allia 16111, Bab Ezouar
Alger, Algérie. Email: sboukerroum@usthb.dz
- b. INSA de Lyon, LVA, Bâtiment A de S^T Exupéry, 25 bis, avenue
Jean Capelle 69621, France. Email: nacer.hamzaoui@insa-lyon.fr

Résumé :

Cet article présente une étude et une analyse des performances des amortisseurs magnéto-rhéologiques (MR) intégrés dans une suspension de cabine de semi-remorque et contrôlés par une loi de commande orientée confort. Le contrôle du modèle virtuel à 18 ddl par une nouvelle loi de commande Skyhook modifiée sous le logiciel MSC Adams via Matlab est validé au moyen d'indicateurs de confort les plus représentatifs, après optimisation des paramètres de la loi de commande semi-active proposée dans cette étude. Ce travail consiste tout d'abord à créer un modèle paramétrique virtuel sous le logiciel Adams précédemment conçu avec le logiciel SolidWorks pour prendre en charge les caractéristiques géométriques et physiques de la structure générale du véhicule. Le contrôle semi-actif de la suspension cabine est effectué en temps réel, grâce à la loi de commande programmée sous le logiciel Matlab, associé au processus de contrôle et de simulation virtuelle sous Adams.

Abstract:

This paper presents a study and a performances analysis of magneto-rheological dampers (MR), integrated into a semitrailer cab suspension and controlled by a comfort-oriented control law. The control under the MSC Adams software of the virtual model at 18 dof by a new modified Skyhook control law via Matlab was then validated by means of the most representative comfort indicators, after optimization of the semi-active control law proposed parameters. This work consists first of all in creating a virtual parametric model under the Adams software previously designed with SolidWorks software to support the geometric and physical characteristics of the overall vehicle structure. The semi-active control of cab suspension is carried out in real time, thanks to the control law programmed under the Matlab software, associated with the control process and the virtual simulation under Adams.

Mots clefs : suspension semi active; amortisseur magnéto-rhéologique (MR), modèle virtuel; confort de conduite; énergie dissipée; contrôle non linéaire, optimisation.

1 Introduction

Les exigences toujours plus grandes en matière de confort vibratoire des véhicules ont favorisé l'émergence de suspensions actives, qui permettent une amélioration sensible des performances par rapport aux suspensions passives. Cependant, parmi les inconvénients qui limitent la mise en œuvre de ce type de suspensions, figure la consommation en énergie qui peut atteindre des niveaux importants selon la sévérité de contrôle à adopter. Une des stratégies de contrôle envisagée pour contourner ce problème est le contrôle semi-actif qui se contente de suivre une loi optimale uniquement lors des phases dissipatrices d'énergie. Cela permet une meilleure maîtrise des dépenses énergétiques sans pour autant trop réduire les performances obtenues par une suspension active. Les suspensions semi-actives adoptant des amortisseurs MR, sont préférées pour leur stabilité inhérente et leur faible consommation d'énergie, particulièrement souhaitable pour les applications mobiles avec des ressources énergétiques limitées [1]. L'amortisseur MR est rempli de fluide MR dont la viscosité peut être influencée par le champ magnétique induit par le courant de commande fourni aux bobines électriques, intégrées au piston de l'amortisseur. Le faible temps de réponse de l'amortisseur MR, qui est en moyenne de 20 ms, rend l'utilisation de ce dispositif un moyen efficace pour améliorer le confort vibratoire [2]. Malgré les avantages des amortisseurs MR, leur comportement dissipatif complexe, tel que rapporté par Song et al. [3], montre des boucles de saturation et d'hystérésis révélées par les courbes force-vitesse, exige une attention particulière quant à leur intégration dans un système de suspension semi-active.

Avec l'apparition des amortisseurs MR vers les années 2000, beaucoup de travaux théoriques, de conception et d'expérimentation sur l'analyse des performances de ces amortisseurs intégrés aux suspensions semi-actives, ont fait l'objet de beaucoup de publications. Plusieurs d'auteurs ont présenté ces dernières années diverses approches dans le contrôle des suspensions semi-actives, en utilisant une modélisation des systèmes articulés qui prennent en compte la dynamique interne des amortisseurs MR intégrés dans la suspension. On peut citer le travail de Georgios Tsampardoukas [4], qui effectue le contrôle hybride d'une suspension de camion par une loi de commande semi active, pouvant équilibrer entre les gains en confort et en tenue de route du véhicule. Les études présentées par Spencer et al. [5] et Sapinski [6], à la suite d'expériences de modélisation et d'identification, suggèrent l'application d'algorithmes de contrôle adaptatifs, issus de la loi Skyhook introduite par Karnopp et al. [7].

Les amortisseurs MR utilisés dans la suspension des cabines de tracteurs routiers, affectent par leurs mutuelles interactions mécaniques le comportement dynamique de la cabine. Cela est dû essentiellement aux interférences entre ces amortisseurs commandés indépendamment lors du contrôle de la suspension cabine. Ce problème dû à la complexité du modèle et aux couplages dynamiques existants, sont beaucoup plus liés au nombre d'amortisseurs contrôlés instantanément. En effet, le contrôle de chaque amortisseur doit prendre en considération le comportement des trois autres, car les variables de contrôle en boucle fermée, déduites des accélérations mesurées des masses suspendues et non suspendues de toute la suspension, peuvent se perturber et fausser ainsi l'amplitude nécessaire de la force d'amortissement délivrée instantanément par le contrôleur à chaque amortisseur. C'est dans cette optique qu'est présentée cette étude, avec pour objectif un choix judicieux d'un schéma de contrôle, via une loi de commande semi-active orientée confort, prenant en compte la dynamique interne des amortisseurs MR intégrés à la suspension de la cabine. Le schéma de contrôle Skyhook modifié proposé, permet le filtrage de ces interférences, après optimisation des coefficients de pondération et des gains de contrôle pour assurer la stabilité des solutions et réduire ainsi les accélérations reçues par le conducteur. Une synthèse de cette étude est présentée dans ce papier, mettant en évidence les principaux résultats de modélisation, de programmation et de simulation virtuelle sous Adams du processus de contrôle de la suspension semi-active de la cabine.

2 Modélisation virtuelle

Le modèle virtuel 3D à 18 ddl illustré par la figure 1 du tracteur routier et de sa remorque, a été conçu sous le logiciel SolidWorks et exporté vers le logiciel Adam/View pour la caractérisation dynamique, le contrôle de la suspension cabine et la simulation virtuelle. La figure 2 montre la cabine suspendue par quatre ressorts et amortisseurs aux quatre points de fixation (suspension avant gauche SAVG, suspension avant droite SAVD, suspension arrière gauche SARG et suspension arrière droite SARD). La figure 3 montre le modèle dynamique 3D simplifié de la suspension cabine et siège-conducteur.

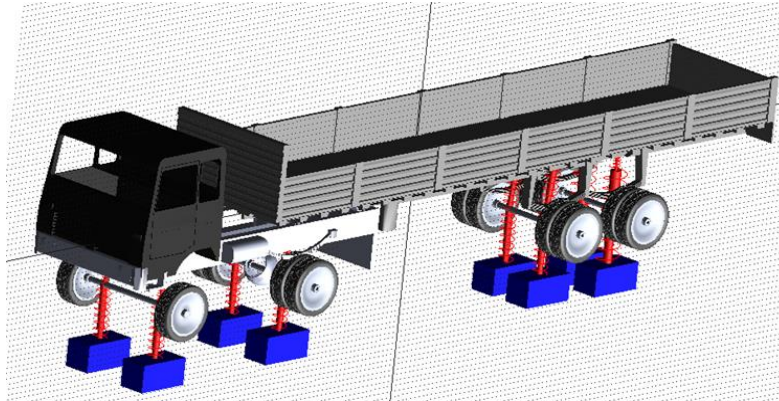


Fig. 1 – Modèle virtuel 3D du tracteur routier et sa remorque par Adams

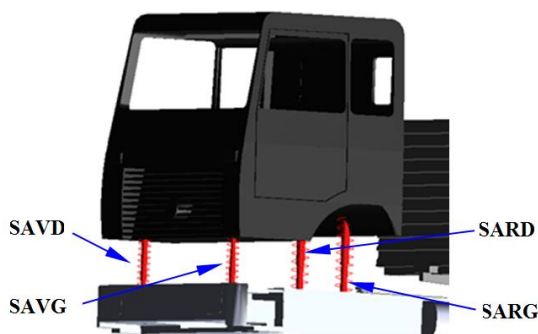


Fig. 2 – Modèle virtuel de la cabine suspendue

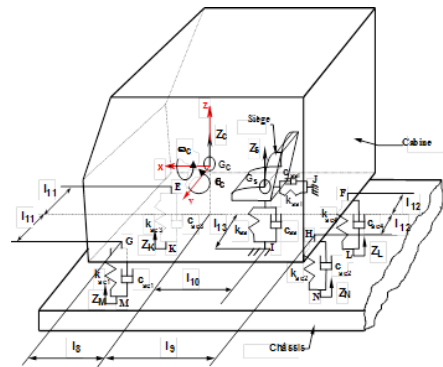


Fig. 3 – Modèle dynamique simplifié de la cabine

3 Fonctions de transfert

L'analyse des couplages élastiques et la contribution de tous les modes sur le mode de pompage du siège-conducteur, permet d'estimer dans un premier temps le degré d'isolation du système de suspension passif de la cabine. La figure 4 montre la fonction de transfert du mouvement de pompage du siège-conducteur, obtenue par Adams pour les deux cas de charge de la remorque, à partir de la matrice de transfert du système générée par Adams :

$$G(j\omega) = \frac{\bar{x}(j\omega)}{\bar{u}_1(j\omega)} \quad (1)$$

Où \bar{x} et \bar{u} , sont respectivement les vecteurs d'état et d'excitation sous forme opérationnelle

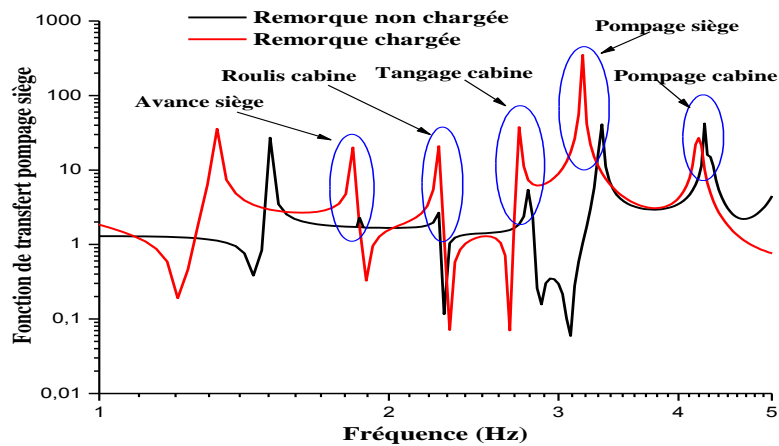


Fig. 4 – Fonction de transfert du mode de pompage siège-conducteur par rapport à une entrée globale

La représentation des pics prédominants sur la bande de fréquences (0-5Hz), correspondants aux fréquences de résonance de la suspension secondaire, montre déjà le couplage très apparent entre les différents modes. Le rôle de la suspension cabine se traduit par un faible effet de la charge remorque sur les fréquences propres, ce qui montre l'insensibilité à la charge remorque de la suspension secondaire régissant la dynamique de la cabine.

4 Suspension semi-active de la cabine

4.1 Contrôle On-Off

Pour ce premier schéma de contrôle, les forces dissipatives générées par les amortisseurs aux points de liaison avant et arrière du châssis avec la cabine, sont obtenues par application de la loi de commande basique On-Off [8] aux quatre nœuds en fonction des vitesses relatives des points de fixation de la cabine. Cette force dissipative s'écrit :

$$F_d = \begin{cases} c_{\max} v_r & \text{si } v_a v_r \geq 0 \\ c_{\min} v_r & \text{si } v_a v_r < 0 \end{cases} \quad (2)$$

Où v_a et v_r sont respectivement les vitesses absolue et relative des points de fixation de la cabine. Les valeurs maximales des coefficients d'amortissement des quatre amortisseurs utilisés aux quatre points de suspension de la cabine sont les valeurs optimales des coefficients d'amortissement de la suspension passive de la cabine ($c_{1\max} = c_{3\max} = 7800\text{N.s/m}$ et $c_{2\max} = c_{4\max} = 1500\text{N.s/m}$).

Les valeurs minimales des coefficients d'amortissement des quatre amortisseurs sont réglées à 250Ns/m , correspondant à un coefficient équivalent au courant délivré à l'amortissement MR égal à 0A.

4.2 Contrôle Skyhook modifiée

L'avantage de ce système de contrôle réside dans l'amélioration du confort vibratoire indépendamment du comportement dynamique tracteur. En d'autres termes, il est souhaitable que les forces dissipatives délivrées par les amortisseurs ne dépendent pas des perturbations produites par les mouvements du châssis. En effet, il est possible d'appliquer aux quatre points de fixation de la cabine des forces dissipatives, calculées en fonction de la vitesse absolue des points de fixation et du coefficient d'amortissement. Ces forces sont régies par la loi de contrôle Skyhook suivante:

$$F_d = \begin{cases} c_{\max} v_a & \text{si } v_a v_r \geq 0 \\ c_{\min} v_a & \text{si } v_a v_r < 0 \end{cases} \quad (3)$$

Les valeurs maximales des coefficients d'amortissement des amortisseurs utilisés pour les quatre points de suspension semi-active de la cabine $c_{s\max}$, sont calculées sur la base des coefficients d'amortissement Skyhook c_{sky} respectifs. Ces derniers représentent les valeurs optimales des coefficients d'amortissement de la suspension passive Skyhook de la cabine :

$$c_{sa\max} = c_{sky} \frac{v_a}{v_r} \quad (4)$$

Où $c_{1sky}=c_{3sky}=5300$ N.s/m et $c_{2sky}=c_{4sky}=1200$ N.s/m

En analysant les performances des suspensions de la cabine passive et semi-active contrôlée par les schémas On-Off et Skyhook, à travers les courbes d'accélération absolue du siège-conducteur dans la direction verticale (Figure 5), on ne peut que confirmer l'avantage d'une suspension semi-active par rapport à une solution purement passive. Par contre, si on compare les accélérations obtenues par les deux solutions semi-actives adaptées à la suspension de la cabine, on remarque l'avantage de la commande Skyhook dans la réduction des accélérations reçues par la cabine et par conséquent par le siège-conducteur, mais pas le temps d'amortissement et la course de suspension, qui restent assez proches pour une excitation impulsion imposée au véhicule. Ce résultat confirme la nature de la loi Skyhook, dont les paramètres optimaux réduisent beaucoup plus l'accélération sans limiter le temps d'amortissement et le déplacement qui sont des facteurs à prendre en considération dans l'amélioration du confort vibratoire.

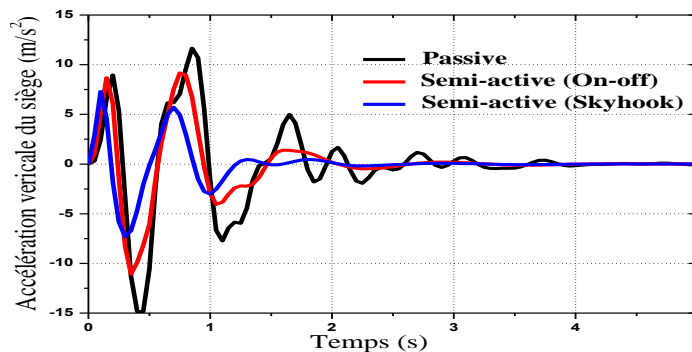


Fig.5 – Evolution temporelle de l'accélération verticale du siège-conducteur

Cet inconvénient peut être éliminé, en adoptant pour la même loi Skyhook une force d'amortissement corrigée, obtenue en répartissant la force dissipative générée par chaque amortisseur MR entre la masse de la cabine et celle du tracteur. Cela permet de rendre chaque amortisseur insensible aux réactions des trois autres et éviter ainsi toute interférence mutuelle. Ce qui donne une autre loi de commande orientée beaucoup plus confort, que nous appelons «Skyhook modifiée». Pour prendre en compte l'effet de déflexion cabine, qui reste un critère fondamental dans le choix des paramètres technologiques de la suspension, nous calculons le coefficient d'amortissement équivalent $c_{eq\max}$ en fonction du coefficient Skyhook et des vitesses absolue et relative de chaque point de suspension de la cabine :

$$c_{eq\max} = c_{sky} \frac{\frac{1}{2} v_a + \frac{1}{2} v_r}{v_r} \quad (5)$$

Cette solution de la loi Skyhook modifiée, vise à dissiper une partie de l'énergie produite par les mouvements du châssis lors des phases de transition des amortisseurs MR. Comme il est montré sur la Figure 5, la loi de commande Skyhook modifiée (Figure 5.b) appliquée à un modèle à 1dd, permet de mieux contrôler l'accélération sans sacrifier la course de suspension. La dissipation de l'énergie par l'amortisseur se concentre sur un petit domaine temporel, où pour une période d'oscillation, l'aire de la fonction condition au-dessous de zéro (cas où c_{\min} ne nécessite pas de force dissipative) est supérieure à celle produite par la loi Skyhook (Figure 5.a).

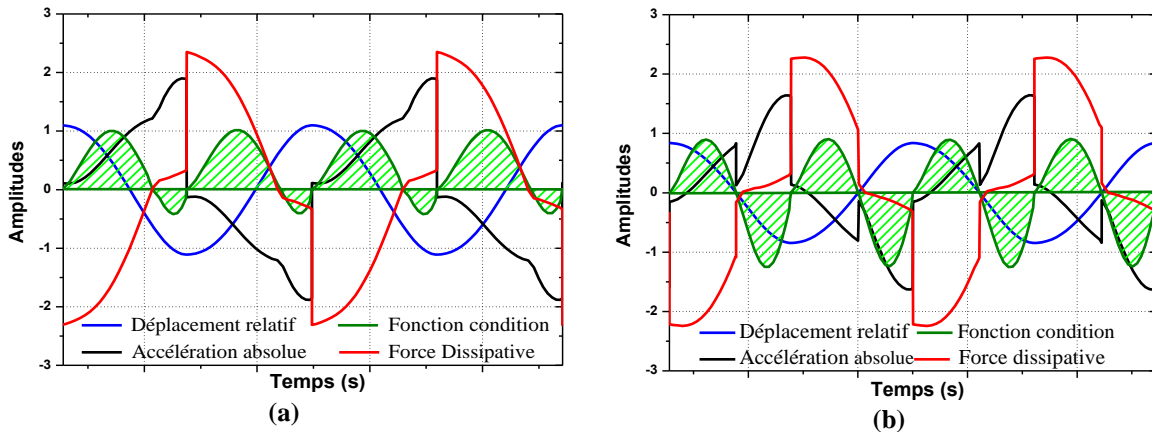


Fig.5 – Evolution temporelle des paramètres de contrôle d'un modèle à 1 ddl pour une excitation sinusoïdale, contrôlée par la loi Skyhook (a) et la loi Skyhook modifiée (b)

L'utilisation des vitesses absolues des points de fixation des quatre amortisseurs au châssis du tracteur dans le calcul des coefficients d'amortissement équivalents, a permis de dissiper une partie de l'énergie produite par la suspension primaire et transmise à la cabine par ses points de fixation. Le tableau 1 indique les valeurs maximales de l'amortissement équivalent généré par la loi de commande Skyhook modifiée pour chaque amortisseur. Ces valeurs se calculent en fonction des vitesses instantanées des points de fixation de la cabine, indiqués sur le modèle virtuel de la cabine (figure 2) et sur le modèle dynamique de la cabine (figure 3).

Tab. 1 – Amortissements équivalents aux quatre points de fixation de la cabine (loi Skyhook modifiée)

SAVG	SAVD
$c_{eq1 \max} = c_{1Sky} \frac{(2\dot{z}_G - \dot{z}_M)}{2(\dot{z}_G - \dot{z}_M)}$	$c_{eq3 \max} = c_{3Sky} \frac{(2\dot{z}_E - \dot{z}_K)}{2(\dot{z}_E - \dot{z}_K)}$
SARG	SARD
$c_{eq2 \max} = c_{2Sky} \frac{(2\dot{z}_H - \dot{z}_N)}{2(\dot{z}_H - \dot{z}_N)}$	$c_{eq4 \max} = c_{4sky} \frac{\frac{1}{2}(2\dot{z}_F - \dot{z}_L)}{2(\dot{z}_F - \dot{z}_L)}$

5. Analyse des performances

La figure 6 donne un récapitulatif des performances tirées de l'analyse temporelle et obtenues par les quatre types de suspension de la cabine.

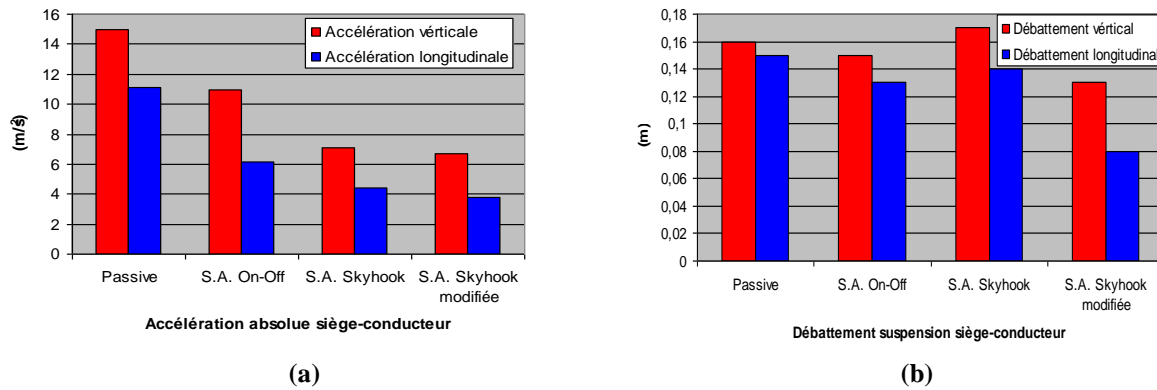


Fig.6 – Performances des quatre types de suspension cabine en termes d'accélération absolue (a) et du déplacement relatif (b) du siège-conducteur

Le contrôle Skyhook modifié de la suspension cabine, permet une meilleure réduction des niveaux d'accélération du siège-conducteur dans les directions verticales et longitudinale (figure 6.a) et une réduction significative des débattements de la suspension du siège-conducteur dans ces deux directions (figure 6.b).

La figure 7 montre la variation de l'énergie cinétique des corps constituant les suspensions primaire et secondaire du modèle. L'effet de la commande Skyhook modifiée de la cabine dans l'absorption de l'énergie transmise au siège-conducteur est significatif, comparativement à celui résultant d'une suspension passive de la cabine.

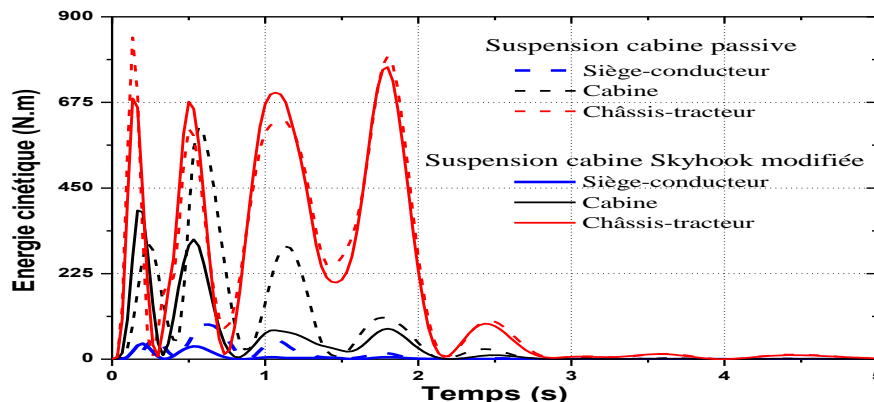


Fig.7 – Énergie cinétique du siège-conducteur, de la cabine et du châssis-tracteur avec et sans suspension semi-active de la cabine

6 Analyse des indicateurs du confort de conduite

6.1 Transmissibilité et DSP du siège-conducteur

La transmissibilité du siège-conducteur calculée sous Adams, nous renseigne sur la capacité de chaque type de suspension cabine à filtrer et atténuer les chocs dynamiques reçus par le conducteur au passage du véhicule sur une bosse exprimée par une fonction impulsionnelle. Dans la direction verticale, cette fonction de transmissibilité exprimée en fonction de la fréquence s'écrit :

$$T_{\text{vert}}(f) = \left| \frac{\ddot{z}_s(f)}{\ddot{z}_1(f)} \right| \quad (6)$$

L'évaluation du confort vibratoire obtenu par les suspensions semi-actives de la cabine, peut se faire à travers l'analyse des réponses fréquentielles du siège-conducteur, excité par une entrée de type route. Cette réponse aléatoire représentée par la densité spectrale de puissance d'accélération du siège-conducteur, est calculée dans la direction verticale à partir de l'expression suivante :

$$S_{\ddot{q}}(j\omega) = \omega^4 \cdot G_q(j\omega) \cdot S_e(\omega) \cdot G_q(j\omega)^T \quad (7)$$

Où $S_e(\omega)$, est la densité spectrale de puissance de l'excitation, et $G_q(j\omega)$, la fonction de transfert de la $q^{\text{ème}}$ coordonnée généralisée.

Les figures 8 et 9 montrent respectivement la transmissibilité verticale du siège-conducteur par rapport à sa base et sa DSP d'accélération verticale, pour un véhicule circulant à 120 km/h sur une route à profil aléatoire de type goudronnée.

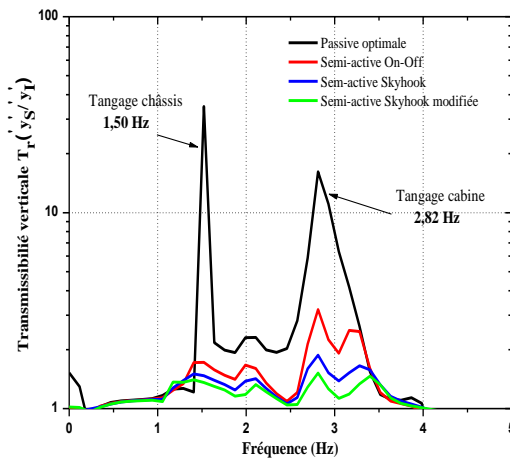


Fig.8 – Transmissibilités du siège-conducteur par rapport à sa base en termes d'accélération verticale

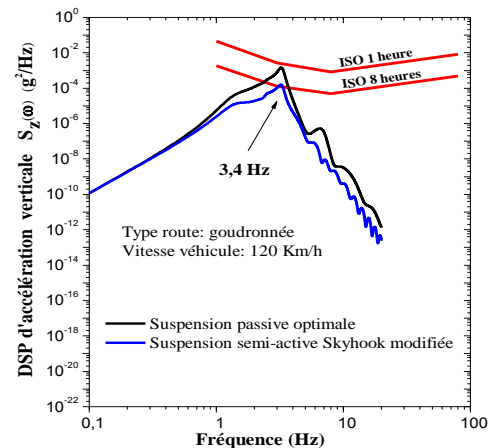


Fig.9 – DSP d'accélération verticale du siège-conducteur comparée aux courbes ISO

La transmissibilité du siège-conducteur obtenue avec tous les types de suspensions, montre une réduction sensible des niveaux d'accélération reçus par le siège-conducteur dans la direction verticale, obtenue par la loi Skyhook modifiée.

La réduction des niveaux d'accélération verticale du siège-conducteur résultant de la suspension semi-actives à commande Skyhook modifiée de la cabine (figure 9), confirme les améliorations obtenues à travers l'analyse temporelle déjà présentée. En effet, au voisinage de la fréquence de résonance de pompage du siège-conducteur (3.40 Hz), la suspension semi-actives à commande Skyhook modifiée, réduit l'amplitude de la DSP à $0.32 \cdot 10^{-3} \text{ g}^2/\text{Hz}$ par rapport à la suspension passive optimisée. Le tableau 2, donne un récapitulatif des performances obtenues par ce schéma de contrôle.

Tab. 2 – DSP d'accélération verticale du siège-conducteur (excitation type route)

Suspension cabine	Fréquence (Hz)	Amplitude maximale des DSP d'accélération (g^2/Hz)			Taux de réduction (%)
		Calculée	limites ISO verticales [9]		
			1 heure	8 heures	
Passive optimale	3.40	$1.31 \cdot 10^{-3}$	$2.68 \cdot 10^{-3}$	$0.25 \cdot 10^{-3}$	/
Skyhook modifiée	3.45	$0.32 \cdot 10^{-3}$	$1.95 \cdot 10^{-3}$	$0.20 \cdot 10^{-3}$	75

6.2 Facteurs ‘SEAT’ et ‘VDV’

Le facteur ‘SEAT’ (Seat Effective Amplitude Transmissibility) [10], donne une estimation de l'efficacité de la suspension d'un siège-conducteur à contribuer à l'isolation du conducteur des vibrations transmises par la base. Cet indicateur est le rapport entre les RMS (Root Mean Square) du siège-conducteur et de sa base. Il est estimé par l'expression suivante :

$$\text{SEAT} (\%) = \frac{\text{RMS}_{\text{siège}}}{\text{RMS}_{\text{base}}} \cdot 100 = \left[\frac{\int S_{\ddot{z}_s}(\omega) \cdot W^2(\omega) d\omega}{\int S_{\ddot{z}_1}(\omega) \cdot W^2(\omega) d\omega} \right]^{1/2} \cdot 100 \quad (8)$$

Où $S_{\ddot{z}_s}(\omega)$ et $S_{\ddot{z}_1}(\omega)$ sont respectivement les DSP d'accélération verticale du siège-conducteur et de sa base. $W^2(\omega)$, est la fonction de pondération tenant compte de la sensibilité humaine aux vibrations [9].

L'autre indicateur introduit dans cette validation est le facteur ‘VDV’ (Valeur de Dose Vibratoire), utilisé afin d'évaluer la durée d'exposition. Le facteur ‘VDV’ est défini par la norme ISO 2631-1 [9] pour quantifier la sévérité des signaux impulsifs. Cet indicateur est estimé par l'expression ci-dessous :

$$\text{VDV} = \left[\int_0^T \ddot{z}_s^4(t) dt \right]^{1/4} \quad (\text{m/s}^{1.75}) \quad (9)$$

Où z_s est l'accélération verticale du siège-conducteur

Les figures 10 et 11, montrent une estimation de ces deux indicateurs obtenus à travers des calculs de simulation effectués sous Adam sur la base des réponses verticales.

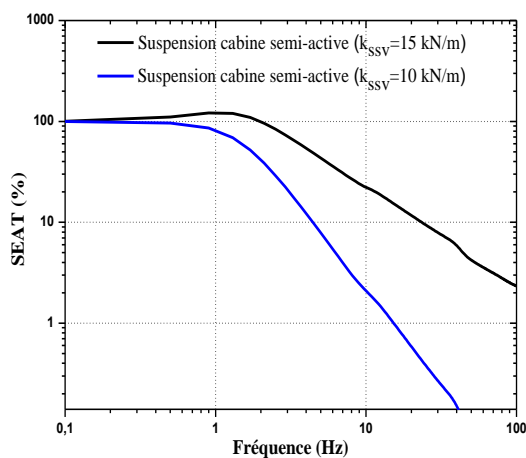


Fig.10 – Evolution du facteur ‘SEAT’ en fonction de la raideur verticale du siège-conducteur

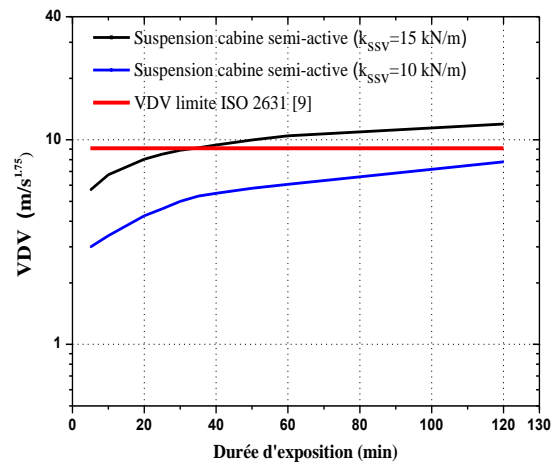


Fig.11 – Evolution du facteur ‘VDV’ en fonction de la raideur verticale du siège-conducteur

En plus d'une suspension semi-active de la cabine contrôlée par la commande Skyhook modifiée qui réduit de manière significative les accélérations transmises à la cabine, un choix judicieux de la raideur du siège-conducteur peut constituer un filtre supplémentaire aux accélérations reçues par sa base. En adoptant une raideur verticale du siège-conducteur $k_{ssv}=10$ kN/m, le facteur ‘SEAT’ illustré par la figure 10 reste inférieur à 100% pour toute la bande de fréquence. Le facteur ‘VDV’ illustré par la figure 11, confirme ce résultat, où avec un siège-conducteur dont on a réduit la raideur verticale à $k_{ssv}=10$ kN/m, la limite admissible du facteur ‘VDV’ établie par la norme ISO 2631[9] qui est de $9.1 \text{m.s}^{-1.75}$ au bout de 35 minutes d'exposition, n'est pas atteinte. Cela veut dire qu'en introduisant un siège-conducteur à suspension, on peut encore réduire les accélérations transmises au conducteur, à

condition de prendre en considération le paramètre de la course de suspension et ce, afin éviter les impacts contre les butées de fin de course du siège-conducteur.

Conclusion

Le logiciel Adams est un outil de simulation virtuelle le plus approprié pour modéliser et analyser une quantité énorme de résultats pouvant être analysés et évalués une fois que la structure de base conçue par un logiciel dédié à la CAO. Bien que la modélisation nécessite un temps relativement long pour la conception du modèle complètement virtuel qui nécessite une validation garantissant la justesse et la fiabilité des résultats, la facilité d'obtenir les résultats améliore la qualité de l'étude ainsi que le processus de simulation global grâce à la validation en amont de la conception.

L'algorithme Skyhook modifié proposé dans cette étude a été optimisé à l'aide des paramètres de la dynamique interne des amortisseurs MR intégrés dans la dynamique globale de la cabine. Dans le cas de la mise en œuvre en temps réel du processus de contrôle et pour assurer la stabilité des réponses dynamiques de chaque point de suspension de la cabine, un compromis doit être trouvé entre précision ou performance et complexité du contrôle. La validation du schéma de contrôle Skyhook modifié à travers les indicateurs présentés dans cette étude, montre qu'il est possible de composer avec les schémas de contrôle semi-actifs On-Off et Skyhook pour réduire les accélérations reçues par la cabine sans sacrifier son débattement, qui affecte la course de suspension et par conséquent le rebondissement du siège-conducteur.

Références

- [1] Piotr Krauze, Jerzy Kasprzyk, Andrzej Kozyra and Jaroslaw Rzepecki. Experimental analysis of vibration control algorithms applied for an off-road vehicle with magnetorheological dampers. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* 0 (2018) 1–21.
- [2] Koo J-H, Goncalves FD and Ahmadian M. A comprehensive analysis of the response time of MR dampers. *J Smart Mater Struct* 2006; 15: 351–358.
- [3] Song X, Ahmadian M and Southward SC. Modeling magnetorheological dampers with application of nonparametric approach. *J Intell Mater Syst Struct* 2005; 16: 421–432.
- [4] G. Tsampardoukas, Charles W. Stammers and E. Guglielmino. Hybrid balance control of a magnetorheological truck suspension. *Journal of Sound and Vibration* 317 2008, 514–536.
- [5] Spencer BF, Dyke SJ, Sain MK, et all. Phenomenological model of a magnetorheological damper. *ASCE J Eng Mech* 1997; 123: 230–238.
- [6] Sapinski B. Magnetorheological dampers in vibration control. Cracow, Poland: AGH University of Science and Technology Press, 2006.
- [7] Karnopp D, Crosby MJ and Harwood RA. Vibration control using semi-active force generators. *J Eng Ind Trans ASME* 2015; 96: 619–626.
- [8] J. Alanoly, S. Sankar. Semi-Active Generators for Shock Isolation. *Journal of sound and vibration*. (1988) 126(1), 145-156.
- [9] Draft International ISO 2631-1. Mechanical vibration and shock: Evaluation of human exposure to whole-body vibration - part 1: General requirement. International Standard, page 33p, 1991.
- [10] I. Hostens and H. Ramon. Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body. *Journal of Sound and Vibration* 266 (2003) 453–464.