

État des récentes avancées en matière de développement de sièges à suspension

Subhash Rakheja
Pierre Marcotte
Karim Hamouda
Krishna Dewangan
Darshan Dorugade

RAPPORTS
SCIENTIFIQUES

R-1127



NOS RECHERCHES travaillent pour vous !

Solidement implanté au Québec depuis 1980, l'Institut de recherche Robert-Sauvé en santé et en sécurité du travail (IRSSST) est un organisme de recherche scientifique reconnu internationalement pour la qualité de ses travaux.

Mission

Contribuer, par la recherche, à la prévention des accidents du travail et des maladies professionnelles ainsi qu'à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes;

Assurer la diffusion des connaissances et jouer un rôle de référence scientifique et d'expertise;

Offrir les services de laboratoires et l'expertise nécessaires à l'action du réseau public de prévention en santé et en sécurité du travail.

Doté d'un conseil d'administration paritaire où siègent en nombre égal des représentants des employeurs et des travailleurs, l'IRSSST est financé par la Commission des normes, de l'équité, de la santé et de la sécurité du travail.

Pour en savoir plus

Visitez notre site Web ! Vous y trouverez une information complète et à jour. De plus, toutes les publications éditées par l'IRSSST peuvent être téléchargées gratuitement. www.irsst.qc.ca

Pour connaître l'actualité de la recherche menée ou financée par l'IRSSST, abonnez-vous gratuitement :

- au magazine *Prévention au travail*, publié conjointement par l'Institut et la CNESST (preventionautravail.com)
- au bulletin électronique [InfoIRSSST](#)

Dépôt légal

Bibliothèque et Archives nationales du Québec, 2021
ISBN 978-2-89797-190-8 (PDF)
(Édition originale : ISBN 978-2-89797-137-3)

© Institut de recherche Robert-Sauvé en santé et en sécurité du travail, 2021

IRSSST - Direction des communications, de la veille et de la mobilisation des connaissances
505, boul. De Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : 514 288-1551
publications@irsst.qc.ca
www.irsst.qc.ca

État des récentes avancées en matière de développement de sièges à suspension

Subhash Rakheja¹, Pierre Marcotte², Karim Hamouda¹,
Krishna Dewangan¹, Darshan Dorugade¹

¹ Département de génie mécanique, industriel et aérospatial,
Université Concordia

² IRSST

RAPPORTS
SCIENTIFIQUES

R-1127



Avis de non-responsabilité

L'IRSST ne donne aucune garantie relative à l'exactitude, la fiabilité ou le caractère exhaustif de l'information contenue dans ce document. En aucun cas l'IRSST ne saurait être tenu responsable pour tout dommage corporel, moral ou matériel résultant de l'utilisation de cette information.

Notez que les contenus des documents sont protégés par les législations canadiennes applicables en matière de propriété intellectuelle.

Cette publication est disponible en version PDF sur le site Web de l'IRSST.



ÉVALUATION PAR DES PAIRS

Conformément aux politiques de l'IRSST, les résultats des travaux de recherche publiés dans ce document ont fait l'objet d'une évaluation par des pairs.

REMERCIEMENTS

Les auteurs reconnaissent avec gratitude le soutien technique fourni par les professionnels suivants au cours de ce projet :

- M. Ario Kordestani, AGCO, Jackson, MN, États-Unis
- Mme Michelle Renberg et M. Tim Hall, Grammer Inc., Hudson, WI, États-Unis
- M. Wayne Ward et M. Jeff Linnberg, Sears Seating, Davenport, IA, États-Unis

RÉSUMÉ

Dans divers secteurs d'activité du Québec, les conducteurs de véhicules sont exposés à des niveaux notables de vibrations globales du corps (VGC) et à des chocs intermittents, associés dans les deux cas à un risque accru de douleurs lombaires et de dégénérescence de la colonne vertébrale. Les sièges à suspension sont largement utilisés pour limiter l'exposition des conducteurs aux VGC. L'efficacité d'un siège à suspension à réduire les vibrations est fortement dépendante de la nature des vibrations du véhicule (amplitude, direction et fréquence). Un siège à suspension ne peut donc offrir une efficacité optimale que lorsque la suspension est mise au point en fonction d'un véhicule cible précis.

Les fabricants de sièges à suspension recommandent généralement un design de siège à suspension particulier pour une large gamme de véhicules. Vu les caractéristiques vibratoires hautement variables d'un véhicule à l'autre, le design en question risque toutefois de ne pas offrir une efficacité de suspension optimale. Bien que des designs de sièges à suspension très différents aient été mis en marché au cours des dernières décennies, les connaissances relatives à la mise au point et à l'adaptation de sièges à suspension pour des véhicules précis demeurent limitées.

Les chercheurs ont souvent reçu des conducteurs de véhicules des demandes de recommandations concernant un siège à suspension adapté à leur véhicule. La présente étude découle du besoin d'élaborer un système-conseil en matière de sièges à suspension à l'intention des conducteurs de véhicules. L'objectif global de ce projet consistait à effectuer une revue des récentes avancées en matière de développement de sièges à suspension afin d'en tirer des connaissances utiles à l'éventuelle mise au point d'un système-conseil en matière de sièges à suspension. L'objectif spécifique du projet était double. Dans un premier temps, il s'agissait de faire le point sur les progrès documentés en matière de sièges à suspension en procédant à une revue exhaustive des publications scientifiques et des brevets octroyés afin d'en tirer des caractéristiques techniques souhaitables et de prendre connaissance des méthodes de conception de sièges à suspension adaptés à divers types de véhicules. Dans un deuxième temps, il s'agissait de passer en revue les caractéristiques techniques des sièges à suspension offerts sur le marché afin de cerner les caractéristiques de fonctionnement des sièges à suspension destinés à différents véhicules en ce qui a trait à l'atténuation des vibrations multiaxiales et aux facteurs de conception ergonomique adéquats.

Ce projet de recherche a donné lieu à un examen approfondi des différentes caractéristiques techniques des sièges à suspension offerts sur le marché, de même qu'à un examen critique des progrès techniques documentés en matière de sièges à suspension active, semi-active et passive, inclusion faite de leurs caractéristiques de fonctionnement et des méthodes d'évaluation de leur efficacité. Les caractéristiques techniques des sièges à suspension offerts sur le marché ont principalement été tirées des données fournies par les sites Web des fabricants. Les données ainsi recueillies ont en outre été complétées dans le cadre d'entretiens personnels avec des chefs de file dans la fabrication de sièges à suspension aux États-Unis et en Europe, de même qu'avec un important fabricant de machines agricoles aux États-Unis. Les examens effectués portaient plus précisément sur l'efficacité d'isolation vibratoire des sièges à suspension et sur leur adaptation aux véhicules utilisés dans différents secteurs d'activité, dont ceux de la construction, de la foresterie, de l'exploitation minière, de l'agriculture, de la manutention et des transports en

commun. Les données relatives aux caractéristiques de conception ergonomique des sièges à suspension, notamment en ce qui a trait au soutien lombaire, à la conception des coussins, au réglage de la hauteur et du poids ainsi qu'à d'autres réglages, ont également été recueillies et examinées. Les études scientifiques faisant état de progrès dans la conception des sièges à suspension ont été revues en mettant plus particulièrement l'accent sur : i) les méthodes d'évaluation de l'efficacité des sièges ; ii) les concepts de sièges à suspension active, semi-active et passive ainsi que leurs applications pratiques ; iii) l'évolution des isolateurs de vibrations avant-arrière et latérales ; iv) les évaluations de sièges à suspension en laboratoire et sur le terrain ; et v) la modélisation et les évaluations numériques.

Il est clairement ressorti de l'examen des sièges à suspension en usage que la grande majorité d'entre eux reposaient sur une plateforme à ciseaux équipée d'un ressort mécanique ou pneumatique, d'un ou deux amortisseurs hydrauliques, et de limiteurs de débattement de la suspension élastiques. Tous les modèles permettaient de régler la hauteur du siège, le plus souvent de concert avec un dispositif de réglage en fonction du poids de l'occupant. Certains modèles offraient un réglage automatique de la hauteur du siège pour assurer une position à mi-hauteur de la suspension, avec pour effet de réduire le risque de chocs induits par interaction avec les limiteurs de débattement de la suspension. Les sièges offraient également un réglage avant-arrière de même qu'un réglage de l'inclinaison du coussin et de l'appui-dos pour plus de confort et un meilleur contrôle de la posture assise. Certains des sièges étaient équipés d'un soutien lombaire fixe ou réglable, bien qu'aucune évaluation quantitative d'un tel soutien n'ait été trouvée. Il convient ici de noter qu'un même design de suspension pouvait être recommandé pour des véhicules très différents présentant des profils de VGC nettement différents, alors que très peu d'information sinon aucune n'était disponible en ce qui concerne l'efficacité des différents sièges à isoler les chocs ou les vibrations. Aucune donnée relative à l'efficacité des isolateurs de siège latéraux et avant-arrière n'était non plus disponible.

Ces dernières années, l'accent a porté sur le développement de suspensions actives et semi-actives, et un grand nombre de designs de contrôleurs ont été proposés pour obtenir une atténuation accrue des VGC. Ces derniers visent surtout l'isolation des vibrations verticales. Les applications pratiques de suspensions actives ont été restreintes à quelques modèles de sièges seulement, alors qu'un certain nombre de fabricants ont développé des sièges à suspension semi-active faisant appel à des amortisseurs magnétorhéologiques réglables. Ces dispositifs se sont avérés plus efficaces à éliminer les impacts avec les limiteurs de débattement de la suspension, mais ils n'offrent qu'un gain minime quant à l'efficacité de la suspension à isoler les vibrations. En outre, les évaluations de sièges à suspensions actives et semi-actives ont été limitées à seulement quelques conditions d'excitation applicables à un véhicule donné.

La revue des développements récents en ce qui concerne les sièges à suspension offerts sur le marché et la revue des progrès techniques documentés en la matière permettent de conclure que les connaissances relatives à la conception de sièges à suspension adaptés à divers types de véhicules demeurent très restreintes. Par ailleurs, les fabricants ne proposent en option que peu de designs d'isolateurs horizontaux visant à contrôler l'exposition aux VGC latérales et avant-arrière. Et l'efficacité d'isolation vibratoire de ces dispositifs n'a pas été étudiée. Des efforts d'analyse et d'expérimentation plus poussés sont donc hautement souhaitables en ce qui concerne l'élaboration de méthodes permettant d'évaluer l'efficacité d'isolation vibratoire de sièges à suspension adaptés à divers types de véhicules, afin de pouvoir développer un futur système-conseil fiable en matière de sièges à suspension.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	i
RÉSUMÉ	iii
LISTE DES TABLEAUX.....	vii
LISTE DES FIGURES.....	ix
1. INTRODUCTION	1
2. OBJECTIF	5
3. MÉTHODOLOGIE	7
3.1 Revue de la littérature pertinente	7
3.2 Revue des sièges à suspension offerts sur le marché	8
4. REVUE DE LA LITTÉRATURE PERTINENTE.....	9
4.1 Caractéristiques et défis de conception des suspensions	10
4.2 Évaluation expérimentale des sièges à suspension	13
4.2.1 Mesures de l'efficacité d'atténuation des vibrations	15
4.2.2 Méthodes d'évaluation en laboratoire et conditions d'excitation normalisées.....	16
4.2.3 Évaluations sur le terrain et en laboratoire.....	21
4.3 Évolution des suspensions passives.....	24
4.3.1 Optimisation de la conception des suspensions	26
4.3.2 Sièges à suspension horizontale	31
4.3.3 Sièges à suspension active et semi-active	32
4.4 Résumé	38
5. REVUE DES SIÈGES À SUSPENSION OFFERTS SUR LE MARCHÉ	39
5.1 Caractéristiques de suspension des sièges offerts sur le marché	39
5.1.1 Types de suspensions.....	39
5.1.2 Atténuation des vibrations dans l'axe vertical et conformité à la norme ISO 7096:2000	40
5.1.3 Contrôle de l'amortissement	40
5.1.4 Isolation des vibrations avant-arrière et latérales.....	41
5.1.5 Réglage de la hauteur et du poids, et course de la suspension	41
5.2 Caractéristiques ergonomiques des sièges.....	42
5.2.1 Soutien lombaire	42
5.2.2 Profil du coussin et réglage de son inclinaison et de sa profondeur.....	42

5.2.3	Réglage de l'appui-dos et des accoudoirs	44
5.2.4	Rotation du siège	45
5.3	Résumé	45
6.	CONCLUSIONS	47
	BIBLIOGRAPHIE	51
	ANNEXE A : RÉSUMÉ DES MODÈLES DE SIMULATION DE SIÈGES À SUSPENSION	63
	ANNEXE B : CARACTÉRISTIQUES DES SIÈGES COMMERCIAUX.....	71
B.I	Caractéristiques des suspensions.....	71
B.II	Caractéristiques ergonomiques des sièges.....	81

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4.1. Valeurs de TEAS acceptables pour différentes classes spectrales (ISO 7096:2000)	18
---	----

LISTE DES FIGURES

Figure 4.1.	a) Vue schématique d'une suspension de siège à ciseaux munie de ressorts mécaniques et pneumatiques. b) vue photographique.....	11
Figure 4.2.	Illustrations de designs de suspensions : a) parallélogramme. b) derrière le siège.....	11
Figure 4.3.	Spectres d'accélération à la base du siège des engins de terrassement.....	17
Figure 4.4.	Spectres vibratoires de trois classes de tracteurs agricoles, tels que définis dans la norme ISO 5007:2003.	20
Figure 4.5.	Limites moyenne et supérieure des spectres de vibrations dans l'axe vertical mesurées à la base du siège a) d'autobus urbains, b) de déneigeuses de trottoirs, c) de chariots élévateurs à fourche de type I, et d) de chariots élévateurs à fourche de type II.....	21
Figure 4.6.	Représentations visuelles de mécanismes de suspension dotés d'un réservoir d'air supplémentaire.	25
Figure 4.7.	Transmissibilité de l'accélération d'un siège à suspension pneumatique doté d'un réservoir d'air supplémentaire, mesurée sous différents niveaux de vibrations de type bruit blanc dans la plage de fréquences de 1 à 20 Hz (chargement du siège = 52,6 kg).....	25
Figure 4.8.	Modèle de siège à suspension à deux degrés de liberté (DDL) avec une masse rigide représentant le corps en position assise.	28
Figure 4.9.	a) Modèle cinétodynamique de suspension de siège ; b) variation de la rigidité effective de la suspension pendant un cycle d'oscillation et effet de la hauteur d'assise.	29
Figure 4.10.	Suspension horizontale pouvant être installée sur un siège à suspension verticale.	31
Figure 5.1.	Configurations de suspensions de sièges comportant deux types de ressort différents : a) suspension pneumatique à un seul ressort pneumatique ; b) suspension mécanique à deux ressorts hélicoïdaux.	39
Figure 5.2.	Sièges présentant deux profils de coussin différents : a) plat et b) avec soutiens latéraux.....	43
Figure 5.3.	Réglages d'un coussin par rapport au cadre supérieur de la suspension : a) réglage de la profondeur du coussin ; b) réglage de l'inclinaison du coussin.	43
Figure 5.4.	a) Réglage de l'appui-dos et b) des accoudoirs. c) siège de machine d'exploitation minière souterraine sans accoudoirs à appui-dos fixe.	44

1. INTRODUCTION

Les conducteurs de véhicules dans les secteurs de la foresterie, de l'exploitation minière, de l'agriculture, du transport de marchandises et des transports en commun sont exposés à d'importants niveaux de vibrations globales du corps (VGC) à basse fréquence et à des chocs intermittents. Outre l'inconfort, la fatigue et la faible performance au volant qu'elles occasionnent, les VGC sont associées, sur le plan épidémiologique, à un risque accru de lombalgie et d'altérations dégénératives de la colonne vertébrale chez les conducteurs exposés (Bovenzi, 2017; Burström, Nilsson et Wahlström, 2015). On estime que 4 à 7 % de l'ensemble des travailleurs aux États-Unis, au Canada et en Europe sont exposés à des VGC potentiellement nuisibles entraînant des coûts annuels en soins de santé, en indemnités et en jours de travail perdus de l'ordre de plusieurs milliards de dollars (Ekman, Johnell et Lidgren, 2005; Punnett *et al.*, 2005), quoique ces coûts ne puissent être entièrement attribués aux VGC, puisqu'il existe plusieurs facteurs de confusion, notamment le fait de rester longtemps assis dans un espace confiné. Bien qu'à l'heure actuelle, on ne dispose pas de données épidémiologiques suffisantes pour établir des rapports dose-effet, l'importance du contrôle des VGC et d'une pondération fréquentielle optimale a été soulignée en ce qui concerne l'évaluation des risques (Lings et Leboeuf-Yde, 2000; Plewa, Eger, Oliver et Dickey, 2012).

Les sièges à suspension constituent le moyen le plus pratique et le plus couramment utilisé pour limiter l'exposition des conducteurs aux VGC, en plus d'offrir des conditions d'assise contrôlées favorisant une conduite de véhicule efficace. Le siège d'un véhicule est le principal vecteur de transmission de VGC au conducteur par l'entremise du coussin de siège et de la suspension, le contact s'effectuant directement sous les tubérosités ischiatiques. Le siège constitue en outre le mécanisme de suspension final visant à isoler le conducteur des VGC induites par le relief. Le choix d'un siège adapté à un véhicule donné s'avère donc essentiel pour limiter l'exposition d'un conducteur humain aux VGC. L'efficacité des systèmes de suspension de siège à isoler les vibrations et les chocs a été largement étudiée sur le plan aussi bien expérimental qu'analytique (Blood, Dennerlein, Lewis, Rynell et Johnson, 2011; Blood, Ploger et Johnson, 2010; Blood, Ploger, Yost, Ching et Johnson, 2010; Boileau et Rakheja, 1997; Dong et Lu, 2012; Ma, Rakheja et Su, 2008a; McManus, Clair, Boileau, Boutin et Rakheja, 2002; Rakheja, Boileau et Wang, 2004; Rakheja, Boileau, Wang et Politis, 2003). Bien que l'environnement vibratoire de nombreux véhicules de travail comporte des vibrations également importantes dans les axes vertical, avant-arrière et latéral (Rakheja, Mandapuram et Dong, 2008), les études publiées ont surtout porté sur les suspensions verticales. Cela s'explique en partie par l'absence de suspensions efficaces à atténuer les vibrations horizontales à très basse fréquence d'un véhicule, généralement prédominantes autour de 1 Hz. Les études publiées ont démontré que l'efficacité d'un siège à suspension à isoler les vibrations est fortement influencée par divers facteurs de conception et d'utilisation, parmi lesquels l'aspérité du relief, les propriétés des pneus et de la suspension du véhicule, la charge du véhicule, les caractéristiques du siège à suspension, la vitesse de déplacement, la masse corporelle du conducteur et la hauteur du siège à suspension par rapport aux limiteurs de mouvements.

Bien que la conception de diverses suspensions de roues ait évolué de façon à limiter efficacement l'exposition aux VGC (Cao, Rakheja et Su, 2010; Pazooki, Rakheja et Cao, 2012; Uys, Els et Thoresson, 2007), le contrôle des vibrations dans les véhicules de petite et moyenne tailles – qui comptent pour la majorité des véhicules de travail au Québec – se limite à une

suspension de siège et à l'utilisation de gros pneus souples. Cela est en partie dû au lien étroit entre le roulement et la stabilité directionnelle et antiroulis des véhicules à suspension, ce qui entraîne des exigences de conception contradictoires en ce qui concerne les suspensions de roues. Les suspensions de roues sont conçues en mettant davantage l'accent sur la stabilité en roulis et en inclinaison que sur les vibrations de roulement. En outre, les caractéristiques de fonctionnement des suspensions de roues en matière de roulement et de maniabilité ou de stabilité se trouvent aux antipodes de l'espace de conception (Els, Theron, Uys et Thoresson, 2007). Malgré l'utilisation largement répandue de sièges à suspension, il est reconnu que l'exposition aux VGC dans nombre de véhicules hors route dépasse les limites de la zone de précaution santé définies dans la norme ISO 2631-1:1997 (International Organization for Standardization [ISO], 1997) et la valeur d'action limite de la *Directive 2002/44/CE* du Conseil de l'Union européenne. De plus, la demande croissante quant à l'utilisation des véhicules à des vitesses relativement plus élevées dans certains secteurs, dont ceux de la construction et de l'exploitation minière à ciel ouvert, est susceptible de favoriser l'exposition à des VGC de plus grande amplitude encore.

Les études publiées ont démontré que l'efficacité d'isolation vibratoire d'un siège à suspension dépend fortement, et de façon non linéaire, de la nature des vibrations rencontrées dans un véhicule donné, plus précisément de l'amplitude et de la fréquence dominante des vibrations. L'efficacité d'un siège à suspension verticale peut être décrite sous trois angles différents, selon la nature des vibrations du véhicule : i) verrouillage de la suspension à faibles niveaux de vibration du véhicule sous l'effet du frottement ; ii) atténuation ou amplification des vibrations à niveaux moyens à élevés de vibration continue, donnant lieu à un débattement acceptable de la suspension à l'intérieur des limites de sa course libre ; et iii) amplification des vibrations et des mouvements de choc lorsque le débattement de la suspension dépasse les limites de sa course libre, ce qui provoque des chocs contre les butées de fin de course élastiques. L'efficacité d'un siège à suspension à isoler les chocs et les vibrations sous les deux derniers angles repose sur des exigences de conception contradictoires, notamment en ce qui concerne l'amortissement de la suspension. Or, l'efficacité de la suspension sous ces deux angles constitue une préoccupation de premier plan à l'égard de la plupart des véhicules de travail, où les VGC sont assorties de mouvements de chocs intermittents et de vibrations de grande amplitude. Un léger amortissement est souhaitable pour atténuer les vibrations continues lorsque le mouvement de la suspension se limite à sa course libre, tandis que la réduction du potentiel d'impact contre les butées de fin de course élastiques sous vibration de grande amplitude ou excitation par choc nécessite un amortissement plus important (Boileau, Rakheja et Wang, 2004; Rakheja *et al.*, 2004).

La conception d'un siège à suspension présente en outre des défis liés à la variabilité de la hauteur du siège et de la masse corporelle des conducteurs. Une variation de la masse corporelle peut modifier la fréquence naturelle de la suspension, et par conséquent l'efficacité d'isolation vibratoire (Hostens, Deprez et Ramon, 2004; Rakheja *et al.*, 2003; Zhou, Zhao, Yu, Yang et Wang, 2018). Un siège à suspension présente une efficacité d'isolation vibratoire optimale lorsqu'il est réglé à mi-hauteur, soit de manière à permettre un débattement maximal de la suspension en compression comme en extension. La rigidité effective de la suspension – surtout dans le cas des suspensions pneumatiques – et le débattement de suspension acceptable varient en effet selon la hauteur de siège choisie par le conducteur, ce qui peut nuire à l'efficacité d'isolation vibratoire et entraîner des chocs contre les butées de fin de course élastiques (Boileau *et al.*, 2004).

Les caractéristiques d'isolation vibratoire des sièges à suspension sont généralement évaluées en laboratoire au moyen de méthodes décrites dans des normes comme ISO 7096:2000 (2000), laquelle requiert des mesures en position à mi-hauteur du siège avec des sujets humains de masse corporelle précise, soit de 52 à 55 kg et de 98 à 103 kg. Quelques études ont également mesuré l'efficacité des suspensions de sièges sur le terrain, et elles font état d'amplitudes de vibrations transmises généralement plus élevées que celles obtenues en laboratoire (Burdorf et Swuste, 1993). Cet écart a été attribué au frottement de la suspension et aux impacts de butées, qui pourraient ne pas survenir lors d'essais normalisés en laboratoire. Des études de terrain visant à mesurer l'efficacité d'atténuation des vibrations de sièges à suspension verticale utilisés dans des chargeuses à pneus et des débusqueurs forestiers ont révélé qu'ils atténuent faiblement, ou pouvaient même amplifier les vibrations verticales du véhicule transmises au conducteur (Cation, Jack, Oliver, Dickey et Lee-Shee, 2008; Wegscheid, 1994). Ces résultats ont été attribués à l'absence de réglage de la suspension pour l'adapter aux composantes d'amplitude et de fréquence de l'environnement vibratoire du véhicule cible (Tiemessen, Hulshof et Frings-Dresen, 2007). Les fabricants de sièges à suspension recommandent généralement un même design pour une large gamme de véhicules dont les vibrations peuvent considérablement différer. Cette approche ne saurait assurer une efficacité optimale du siège à atténuer les vibrations. La conception et la mise au point d'un siège à suspension en fonction de l'environnement vibratoire d'un véhicule cible s'avèrent dès lors indispensables pour limiter l'exposition des conducteurs aux VGC.

La conception de sièges à suspension adaptés à divers types de véhicules n'a pas dûment été abordée à ce jour, ce qui s'explique en partie par un manque de lignes directrices appropriées, et en partie par diverses contraintes et complexités de conception. Plusieurs études n'ont fourni que des directives générales en matière de conception de sièges à suspension, sans fournir de données précises applicables à la conception de sièges adaptés à des véhicules particuliers. Suit un résumé de ces directives :

- a) Un siège à suspension verticale destiné à un véhicule à roues utilisé dans les secteurs de la construction, de l'exploitation minière et de la foresterie doit être conçu de manière à avoir une basse fréquence naturelle, de l'ordre de 1,5 Hz ou moins. Cela permettra d'assurer une isolation adéquate des vibrations et de restreindre le mouvement de la suspension à l'intérieur des limites de sa course libre (Hostens *et al.*, 2004). Une fréquence naturelle encore plus basse est requise dans le cas des suspensions horizontales, puisque les fréquences dominantes y sont très basses, soit de l'ordre de 1 Hz (Rakheja *et al.*, 2008).
- b) Les véhicules routiers à suspensions de roues primaires, comme les autobus urbains, doivent être dotés d'un siège à suspension d'une fréquence naturelle nettement inférieure à 1,5 Hz ou à la fréquence verticale dominante du véhicule (Boileau *et al.*, 2004).
- c) Les designs de sièges à basse fréquence naturelle suscitent un important mouvement de la suspension – ce qui exige un plus grand dégagement à la tête –, et ils provoquent une sensation d'inconfort chez les conducteurs. Le mouvement de la suspension est alors limité par les butées de fin de course élastiques, lesquelles transmettent des chocs à l'occupant sous l'effet de vibrations de grande amplitude ou de mouvements intermittents causés par l'interaction des roues avec des obstacles ou des irrégularités de relief (Boileau *et al.*, 2004; Wu et Griffin, 1997).

- d) Un léger amortissement de la suspension est requis pour atténuer les vibrations en l'absence d'interactions avec les butées de fin de course. Un important amortissement s'avère toutefois essentiel pour limiter les vibrations en résonance et les mouvements de choc, de même que pour réduire les impacts contre les butées de fin de course limitant les mouvements (Ma *et al.*, 2008a).
- e) La fréquence naturelle de la suspension ne doit pas être très sensible aux variations de masse corporelle (Boileau et Rakheja, 1997).
- f) Un siège à suspension doit être pourvu de réglages permettant d'obtenir facilement une position à mi-hauteur et une posture confortable pour le conducteur. Un réglage inadéquat de la hauteur du siège peut donner lieu à des impacts plus fréquents avec les butées de fin de course, et ainsi accroître l'amplitude des vibrations transmises (Boileau et Rakheja, 1997; Wu et Griffin, 1997). Un réglage automatique de la hauteur est donc privilégié.

Ces dernières années, les fabricants de sièges à suspension ont mis l'accent sur leur efficacité à atténuer les vibrations et leur adaptabilité à différentes classes de véhicules, tout en misant sur divers accessoires ergonomiques pour en faciliter les réglages et offrir une plus grande sensation de confort aux conducteurs. Il s'agit notamment d'amortisseurs de suspension magnétorhéologiques (MR) réglables (McManus *et al.*, 2002) et de suspensions actives et semi-actives réglables munies d'actionneurs pneumatiques ou électriques pour accroître l'efficacité d'atténuation des vibrations sous différentes amplitudes de vibrations de base (Blood *et al.*, 2011) ; de modules d'isolation active avant-arrière et latéraux pour limiter la transmission des vibrations horizontales (Sun, S. *et al.*, 2015) ; de sièges moulants à coussin d'air ou en gel-mousse pour réduire au minimum la concentration des pressions de contact élevées et localisées, et donc les tensions sous-cutanées (Lee, S.-H., Park, Jung et Lee, 2016) ; du réglage automatique de la hauteur du siège ; de soutiens lombaires pneumatiques ou mécaniques réglables ; et d'autres encore. On ne dispose cependant que de peu de données pour évaluer l'efficacité d'isolation vibratoire de différents designs de sièges utilisés dans des véhicules précis.

Ce rapport d'activité présente une revue critique des progrès techniques documentés en matière de sièges à suspension active, semi-active et passive, inclusion faite de leurs caractéristiques de fonctionnement et des méthodes d'évaluation employées, ainsi que les développements récents en matière de sièges à suspension, colligés à partir d'une revue exhaustive des caractéristiques techniques des sièges à suspension offerts sur le marché. Les approches de conception visant à adapter les sièges à suspension à des véhicules précis sont tout particulièrement abordées.

2. OBJECTIF

L'objectif global de ce projet consistait à effectuer une revue des récentes avancées en matière de développement de sièges à suspension afin d'en tirer des connaissances utiles à l'éventuelle mise au point d'un système-conseil en matière de sièges à suspension. L'objectif spécifique du projet était double :

Faire le point sur les progrès en matière de sièges à suspension en procédant à une revue exhaustive des publications scientifiques et des brevets octroyés afin d'en tirer des caractéristiques techniques souhaitables et de prendre connaissance des méthodes de conception actuelles de sièges à suspension adaptés à divers types de véhicules.

Passer en revue les caractéristiques techniques des sièges à suspension offerts sur le marché afin de cerner les caractéristiques de fonctionnement des sièges à suspension destinés à différents véhicules en ce qui concerne l'atténuation des vibrations multiaxiales et les facteurs de conception ergonomique.

3. MÉTHODOLOGIE

3.1 Revue de la littérature pertinente

Afin d'approfondir les connaissances relatives aux progrès documentés en matière de conception de sièges à suspension, de même qu'en ce qui concerne leurs caractéristiques de fonctionnement et les méthodes d'évaluation et d'analyse utilisées, une revue exhaustive a été réalisée quant aux études traitant de concepts de designs, de modèles analytiques et numériques, de synthèses de contrôleurs, de méthodes d'évaluation et d'évaluation de l'efficacité des sièges à suspension par voie de simulations numériques ou de mesures en laboratoire et sur le terrain. Une recherche systématique d'études faisant état de développements en matière de sièges à suspension et de contrôle des VGC a été effectuée à l'aide de Google Scholar et de Google. Les mots clés suivants ont été utilisés : *suspension seat*, *active suspension seat*, *semi-active suspension seat*, *suspension seat performance*, *whole-body vibration exposure*, *horizontal seat suspension*, *fore-aft seat suspension*, *vehicle-specific seat suspension*, *seating ergonomics* et *seating dynamics*. La recherche a été restreinte aux publications de langue anglaise recensées depuis 1990.

Les articles ont fait l'objet d'un examen préalable, et ceux qui concordaient avec les objectifs du projet ont été retenus aux fins de la revue de littérature. Les études portant sur des designs de sièges à suspension visant à accroître le confort des conducteurs d'automobiles ou de leurs passagers ont été exclues. La recherche a fait ressortir un certain nombre d'articles publiés dans diverses revues traitant de véhicules et de vibrations (*Journal of Vehicle Design*, *Journal of Heavy Vehicles Systems*, *Journal of Sound and Vibration*, *Applied Ergonomics*, *Journal of Automobile Engineering*, *SAE Journal of Commercial Vehicles*, *International Journal of Industrial Ergonomics*, etc.), ainsi que dans le cadre de colloques pertinents, comme ceux de la Society of Automotive Engineers (SAE).

La recherche a également fait ressortir quelques rapports publiés par le NIOSH et l'IRSST, de même qu'un certain nombre de brevets. À une exception près, les constatations relatives aux brevets examinés ont néanmoins été omises dans ce rapport, soit parce que les sujets traités avaient déjà été abordés dans d'autres publications recensées, soit parce qu'ils ne fournissaient pas d'information sur l'efficacité d'isolation vibratoire du design breveté ou du concept de design. Ces dernières années, la grande majorité des brevets ont porté sur des concepts de designs et des synthèses de sièges à suspension active et semi-active. Ces énoncés de brevets ne fournissent toutefois aucune information sur l'efficacité d'atténuation des vibrations. En outre, certains d'entre eux portaient sur le verrouillage de la suspension pour assurer la sécurité du conducteur en cas d'événements extrêmes tels qu'un freinage excessif, un éventuel capotage ou un accident.

Enfin, les rapports et articles répertoriés ont été regroupés de façon à limiter l'accent aux designs et concepts de suspensions actives, semi-actives et passives, aux évaluations en laboratoire et sur le terrain, à la modélisation analytique, aux analyses d'isolation vibratoire, aux analyses d'efficacité et aux applications axées sur des classes de véhicules précises. Les études publiées portaient principalement sur des suspensions de sièges verticales, et les chercheurs n'en ont trouvé que quelques-unes traitant d'isolateurs de sièges avant-arrière et latéraux.

3.2 Revue des sièges à suspension offerts sur le marché

Cette section présente une revue des sièges à suspension offerts sur le marché à partir des renseignements fournis dans les sites Web des fabricants. La revue portait sur les principales caractéristiques des sièges susceptibles d'être prises en considération lors du choix d'un siège commercial pour une machine et une application données. Onze fabricants de sièges ont été pris en compte dans cette revue, à savoir Grammer, KAB, Sears Seating, Isringhausen, Bose, National Seating, Recaro, Bultar, Knoedler, Amobi Seats et USSC Seats. L'équipe a également mené des entrevues en personne avec des spécialistes en ingénierie de deux fabricants de sièges à suspension aux États-Unis (Sears Seating) et en Europe (Grammer) au sujet des critères de sélection d'un siège pour une machine particulière et de l'efficacité des sièges offerts à atténuer les vibrations. L'équipe a également rencontré le personnel technique d'un constructeur de véhicules (AGCO, États-Unis) pour obtenir le point de vue d'utilisateurs sur l'efficacité des sièges à suspension.

4. REVUE DE LA LITTÉRATURE PERTINENTE

L'environnement vibratoire des véhicules lourds – aussi bien routiers que hors route – en usage dans les transports en commun, le transport de marchandises, la construction et les secteurs de l'industrie et des ressources consiste en vibrations de basse fréquence et en chocs mécaniques répétés de grande amplitude, ou en vibrations transitoires dans la plage de fréquences de 1 à 20 Hz (Périsse et Jézéquel, 2000a). Les chocs mécaniques sont généralement dus à un relief accidenté ou à des irrégularités de la chaussée ou du terrain. L'exposition à ces vibrations et à ces chocs a été reliée à la survenue de troubles de santé chez les conducteurs. Dans un effort visant à contrôler l'exposition aux vibrations globales du corps, l'Union européenne a adopté une directive (*Directive 2002/44/CE*), qui impose une limite d'exposition aux VGC de $1,15 \text{ m/s}^2$ et un niveau d'action de $0,5 \text{ m/s}^2$ pour une période d'exposition de référence de 8 heures mesurée conformément à la norme ISO 2631-1:1997 (1997). Cette norme définit également une zone de précaution santé pour déterminer le potentiel de risques pour la santé dû à l'exposition aux VGC. Un certain nombre de véhicules utilisés dans les secteurs de la construction, de l'exploitation minière et de la foresterie présentent cependant des niveaux d'exposition qui dépassent les valeurs d'exposition et d'action limites au regard de la santé (Cation *et al.*, 2008; Gunaselvam et Van Niekerk, 2005).

La transmission de VGC aux conducteurs de véhicules s'effectue par l'intermédiaire du coussin de siège, directement sous les tubérosités ischiatiques (Griffin, 1990). La suspension du siège d'un véhicule est tenue pour indispensable afin de limiter l'exposition aux VGC. Cela vaut tout particulièrement pour les véhicules de petite taille et de taille moyenne dépourvus de suspension primaire (Jack *et al.*, 2010; Rakheja, Kordestani et Marcotte, 2011). L'évolution des sièges à suspension à basse fréquence a nettement contribué à réduire l'exposition des conducteurs aux vibrations, et par le fait même les risques afférents en matière de santé et de sécurité. Cependant, les progrès réalisés se limitent essentiellement aux suspensions verticales, et ce, bien que la vaste majorité des véhicules hors route affichent des niveaux de vibration tout aussi importants dans l'axe latéral (Y) et dans l'axe longitudinal (X) (Cation *et al.*, 2008; Eger, Kociolek et Dickey, 2013; Marin *et al.*, 2017; Rakheja *et al.*, 2008). Par ailleurs, il a été démontré que, dans nombre d'applications, les sièges à suspension verticale amplifient les vibrations de la base (Cation *et al.*, 2008; Gunaselvam et Van Niekerk, 2005; Lines, Stiles et Whyte, 1995), ce qui est vraisemblablement dû à une conception ou à une mise au point déficiente de la suspension pour des types de véhicules particuliers (Shangguan, Shui et Rakheja, 2017). L'efficacité d'un siège à suspension à atténuer les vibrations est liée de façon hautement complexe à de nombreux facteurs de conception et d'utilisation.

Différents designs de sièges à suspension active, semi-active et passive ont fait l'objet d'études approfondies, aussi bien expérimentales qu'analytiques. Les caractéristiques de fonctionnement publiées pour différents designs et les méthodes d'analyse employées sont décrites dans les sous-sections suivantes, de même que les facteurs importants qui influent sur l'efficacité des sièges à suspension.

4.1 Caractéristiques et défis de conception des suspensions

Bien que les études publiées portent sur différents designs de suspensions de sièges verticales pour véhicules routiers et hors route, ces designs présentent des composants essentiels communs, notamment : a) un mécanisme de liaison assurant un mouvement quasi vertical de l'assiette du siège suspendu ; b) un ressort mécanique ou pneumatique ; c) un amortisseur hydraulique ou à gaz ; d) des butées élastiques limitant le mouvement de l'assiette du siège par rapport à la base du siège et aux commandes du véhicule ; e) un coussin de siège ; f) un dispositif de réglage de la hauteur et de réglage avant-arrière du siège ; et g) un dispositif de réglage en fonction du poids corporel de l'occupant. Les coussins de sièges moulants sont surtout utilisés pour favoriser une posture assise confortable et une distribution raisonnable de la pression corporelle (Ebe et Griffin, 2001; Grujicic *et al.*, 2009). Fait intéressant, un coussin de siège permet de découpler les performances de confort statiques et dynamiques du siège (Périsse et Jézéquel, 2000a). La performance de confort dynamique du siège dépend surtout de la conception de la suspension. La plupart des sièges à suspension verticale utilisés dans des véhicules routiers et hors route comportent une assiette de siège soutenue par un mécanisme à ciseaux qui assure un mouvement quasi vertical de l'assiette du siège suspendu tout en offrant un design compact. La suspension consiste en un ressort mécanique ou pneumatique jumelé à un amortisseur hydraulique et installé à l'intérieur du cadre à ciseaux, comme le montre la figure 4.1. Certains sièges de véhicules routiers reposent sur une plateforme parallélogramme, comme le montre la figure 4.2a. Des designs compacts de suspensions derrière le siège ont également été développés pour les véhicules industriels de petite taille dont l'habitacle n'offre qu'un espace restreint. Dans ce type de design, le ressort de suspension et l'amortisseur sont intégrés à un support de colonne situé derrière le siège, comme le montre la figure 4.2b. Les modèles de suspensions offerts permettent des réglages essentiels, notamment en ce qui a trait à la position avant-arrière du siège, à la hauteur d'assise, au poids corporel de l'occupant et à l'inclinaison du coussin et de l'appui-dos.

Dans les designs à ciseaux, qui sont les plus répandus, les deux extrémités de chaque bras reposent sur une articulation à charnière et une articulation à rotule, le tout pouvant se déplacer horizontalement dans un rail de guidage (figure 4.1). Le mouvement de la rotule dans le rail de guidage génère une importante force de frottement qui dépend de la charge normale instantanée sur les supports guidés. Du fait de leur conception à basse fréquence naturelle (1 à 1,5 Hz), les suspensions de sièges donnent lieu à un important mouvement de l'assiette du siège par rapport à sa base, ce qui peut nuire à l'utilisation des commandes du véhicule par le conducteur. Aussi des butées élastiques sont-elles intégrées à la suspension, afin de limiter le déplacement maximal du siège. Les propriétés d'isolation vibratoire de la suspension du siège sont liées non seulement aux caractéristiques des composants, mais aussi à de nombreux facteurs d'utilisation, et ce, de manière hautement complexe.

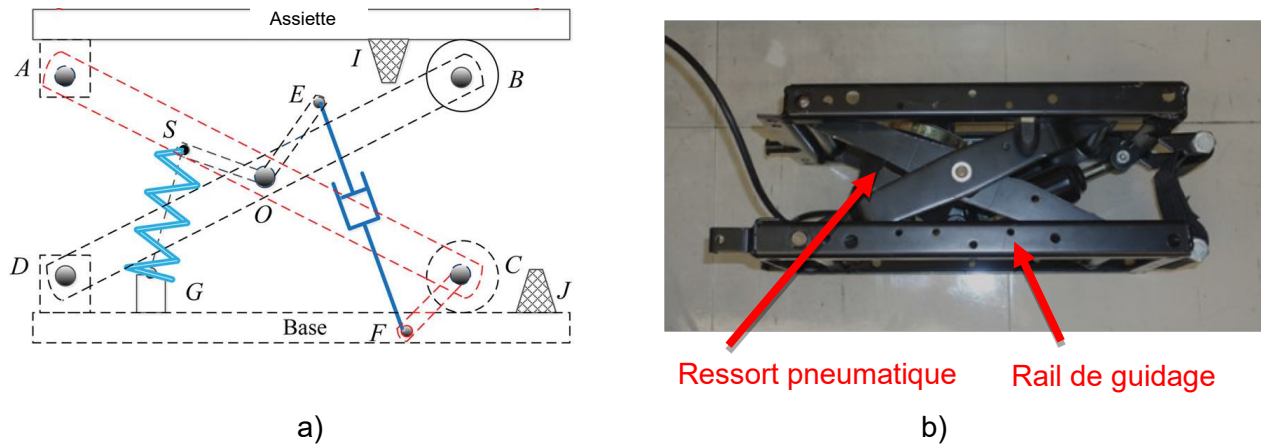
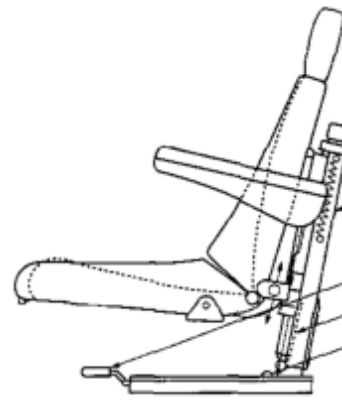


Figure 4.1. a) Vue schématique d'une suspension de siège à ciseaux munie de ressorts mécaniques et pneumatiques. b) vue photographique.
 a) De *The kineto-dynamic analysis and optimal design using suspension seat-human coupled model*, par Y. Shui, 2016. ©Y. Shui, 2016. Reproduit avec permission.



a) Suspension parallélogramme



b) Suspension derrière le siège

Figure 4.2. Illustrations de designs de suspensions : a) parallélogramme. b) derrière le siège.

- a) De *X-Craft C-FORCE suspension seat*, n.d. ©NauticExpo, 2021. Tiré de <https://www.scotseats.co.uk/s2h-seat>. Reproduit avec permission.
 b) Adapté de *Étude des paramètres affectant l'efficacité d'atténuation des vibrations par un siège suspendu*, par P.-É. Boileau et S. Rakheja, 1995. ©IRSST, 1995.

Wu, Rakheja et Boileau (1999) ont traité du fonctionnement d'un siège à suspension verticale sous différentes catégories, selon la nature des vibrations du véhicule : i) verrouillage de la suspension à faibles niveaux de vibrations du véhicule sous l'effet du frottement ; ii) amplification des vibrations de la base en rupture de frottement à des niveaux croissants de vibrations continues, donnant lieu à un débattement acceptable de la suspension à l'intérieur des limites de

sa course libre, selon les composantes fréquentielles des vibrations du véhicule et la conception de la suspension ; iii) atténuation des vibrations sous l'effet d'une augmentation des niveaux de vibrations et des mouvements de la suspension alors que le frottement devient moins marqué ; et iv) augmentation des vibrations transmises et des mouvements de choc sous l'effet d'une augmentation de l'amplitude des vibrations de la base lorsque le débattement de la suspension dépasse les limites de sa course libre, ce qui provoque des chocs contre les butées de fin de course élastiques.

L'efficacité d'un siège à suspension à isoler les chocs et les vibrations sous les deux dernières catégories repose sur des exigences de conception contradictoires, notamment en ce qui concerne l'amortissement de la suspension. Or, l'efficacité de la suspension sous ces deux catégories constitue une préoccupation de premier plan à l'égard de la plupart des véhicules de travail, où les VGC sont assorties de mouvements de chocs intermittents et de vibrations de grande amplitude. Un léger amortissement est souhaitable pour atténuer les vibrations continues lorsque le mouvement de la suspension se limite à sa course libre, tandis que la réduction du potentiel d'impact contre les butées de fin de course élastiques sous vibration de grande amplitude ou excitation par choc nécessite un amortissement plus important (Boileau *et al.*, 2004; Rakheja *et al.*, 2004). Étant donné que l'amplitude des vibrations d'un véhicule varie considérablement en cours d'utilisation, la conception d'un siège à suspension exige des compromis complexes, lesquels sont résumés ci-dessous :

- Le frottement de la suspension entraîne son verrouillage et suscite un effet de broutage, tout en contribuant à l'amortissement (Rakheja, Afework et Sankar, 1994; Rakheja *et al.*, 2003). Il est démontré qu'un coefficient de frottement élevé nuit à l'efficacité de la suspension (Gunston, 2000; Hostens *et al.*, 2004). Il est donc recommandé de réduire au minimum le frottement de la suspension. Les designs actuels de sièges à suspension présentent néanmoins un coefficient de frottement notable, allant de 0,06 à 0,09 (Boileau et Rakheja, 1995).
- Les ressorts de suspension sont choisis de manière à obtenir une basse fréquence naturelle. Les études publiées ont mis l'accent sur les avantages d'un design à basse fréquence naturelle en matière d'atténuation des vibrations (Gad, Metered, Bassuiny et Abdel Ghany, 2015; Lee et Goverdovski, 2002). Un tel design provoque toutefois un important débattement de la suspension lorsque les vibrations de la base sont de grande amplitude. Cela peut occasionner des impacts de butées et ainsi donner lieu à des vibrations de grande amplitude et à des mouvements de choc.
- Un léger amortissement de la suspension est préférable pour accroître l'efficacité d'isolation des vibrations lorsque le mouvement de la suspension se limite à sa course libre. Un tel amortissement n'est possible qu'au prix d'un important débattement de la suspension et d'éventuels impacts de butées sous vibrations plus élevées de la base. Un amortissement plus important est toutefois souhaitable pour limiter le débattement de la suspension (Hostens *et al.*, 2004; Ma *et al.*, 2008a; Rakheja *et al.*, 2004).
- La cinématique du ressort, de l'amortisseur et des liens de la suspension fait considérablement varier les propriétés de rigidité et d'amortissement effectifs de la suspension pendant un cycle d'oscillation. Les effets de la cinématique de la suspension ont cependant été ignorés en grande partie. De récentes études de Shangguan *et al.* (2017) et de Zhou *et al.* (2018) révèlent que la rigidité effective peut varier jusqu'à 100 % durant un cycle vibratoire. Ces études

suggèrent que, compte tenu de la nature hautement variable des vibrations propres à différents véhicules, il pourrait s'avérer impossible d'établir une ligne directrice généralement applicable en matière de conception des suspensions.

- La fréquence naturelle de la suspension et, par conséquent, l'efficacité d'isolation des vibrations varient selon la masse corporelle en position assise (Blood, Ploger, Yost, *et al.*, 2010; Yu, Dong, Zhang et Chen, 2019; Zhao, Y., Zhao et Gao, 2010). Les ressorts pneumatiques peuvent maintenir la fréquence naturelle de la suspension à un niveau quasi constant. Divers designs de suspension offrent un réglage essentiel quant au poids corporel du conducteur, ce réglage n'étant généralement pas indépendant de la hauteur de la suspension.
- Un siège à suspension présente une efficacité d'isolation vibratoire optimale lorsqu'il est réglé à mi-hauteur, soit de manière à permettre un débattement maximal de la suspension en compression comme en extension (Boileau *et al.*, 2004). La rigidité effective de la suspension – surtout dans le cas d'une suspension pneumatique – et le débattement de suspension acceptable varient en effet selon la hauteur de siège choisie par le conducteur, laquelle peut entraîner des chocs contre les butées limitant les mouvements de la suspension. Les propriétés d'isolation vibratoire des sièges se dégradent lorsque la suspension est réglée dans une position autre qu'à mi-hauteur.

Ce qui précède suggère que la conception d'une suspension nécessite de difficiles compromis, compte tenu des incertitudes entourant la nature des vibrations du véhicule, la masse corporelle des conducteurs et les préférences individuelles en matière de hauteur d'assise. Une ligne directrice générale en matière de conception n'a donc pas encore pu être établie. Boileau et Rakheja (1990) ont proposé une fréquence naturelle de suspension de siège de 1,8 Hz ou moins pour les débusqueurs forestiers, tandis que Hostens *et al.* (2004) ont indiqué qu'une fréquence naturelle de suspension de 1,5 Hz offre un bon compromis entre isolation des vibrations et débattement de la suspension. Shangguan *et al.* (2017) ont recommandé une fréquence naturelle de suspension de 1,3 Hz pour les véhicules de terrassement. Nombre de sièges à suspension modernes présentent une fréquence naturelle de près de 1 Hz ou moins, ce qui entraîne un débattement excessif de la suspension. De tels designs peuvent en outre provoquer une perte de contact entre le conducteur et le siège sous l'effet des mouvements d'extension (A.Kordestani, communication personnelle, 2017).

4.2 Évaluation expérimentale des sièges à suspension

L'efficacité des sièges de véhicules a été évaluée au moyen de méthodes subjectives et objectives. Le confort, les soutiens posturaux et d'autres caractéristiques ergonomiques sont généralement évalués au moyen de méthodes subjectives, lesquelles donnent invariablement lieu à d'importantes variations en raison de la diversité des dimensions anthropométriques et des préférences individuelles (Griffin, 1990; Mehta et Tewari, 2000). L'évaluation expérimentale des sièges à suspension s'appuie toutefois généralement sur des mesures objectives de transmission des vibrations, soit le principal facteur de conception. Les évaluations en laboratoire ou sur le terrain sont généralement effectuées dans le but de déterminer le siège le mieux adapté aux applications de véhicules particuliers, et afin d'étudier les propriétés relatives de différents sièges. Ces évaluations peuvent non seulement fournir une appréciation fiable des sièges lorsque des conditions d'essai et des échantillons de sujets représentatifs sont utilisés, mais aussi faciliter la

mise au point d'une suspension en fonction d'applications propres à divers types de véhicules. Les rapports d'évaluations en laboratoire et sur le terrain publiés à ce jour portent sur un très large éventail de designs de sièges à suspension verticale, de mesures objectives, de conditions d'excitation et de chargements de siège (corps rigides et sujets humains de masses variables). Les mesures d'efficacité rapportées ne peuvent donc être comparées.

L'efficacité d'un siège à suspension dépend fortement des propriétés statiques et dynamiques de la suspension, des interactions dynamiques de l'occupant humain en position assise, de la nature de l'excitation (fréquence et amplitude), de la masse corporelle en position assise et de la hauteur d'assise. Aussi les évaluations en laboratoire et sur le terrain des sièges à suspension doivent-elles prendre en compte les facteurs qui suivent.

Le chargement du siège : Les réponses dynamiques du corps influent grandement, et de façon hautement complexe, sur l'efficacité d'un siège à atténuer les vibrations (Lewis, C. H. et Griffin, 2002; Politis, Rakheja, Juras, Boileau et Boutin, 2003). Un siège chargé d'une masse rigide équivalente (masse corporelle soutenue par le siège) peut afficher une plus grande transmissibilité en résonance et une fréquence naturelle beaucoup plus élevée. La réponse biodynamique d'un corps humain en position assise s'apparente cependant à celle d'une masse rigide à des fréquences d'excitation inférieures à 2 Hz (Griffin, 1990), là où se situe la fréquence de résonance de la plupart des sièges à suspension. Les sièges à suspension à basse fréquence naturelle des véhicules dont les vibrations dominantes sont à basse fréquence, comme les autobus urbains et les engins de terrassement, ont affiché une transmissibilité vibratoire moins élevée de 10 % lorsque couplés à des sujets humains. Les sièges utilisés dans des véhicules dont les composantes de fréquence sont relativement plus élevées, comme les chariots élévateurs à fourche, excitent les modes vibratoires du corps en position assise et ont un effet significatif sur la dynamique du corps humain (Politis *et al.*, 2003). Wu et Griffin (1996) ont rapporté que la fréquence de résonance d'un siège à suspension chargé d'un sujet humain ou d'un sac de sable est similaire lorsque l'amplitude de l'accélération d'entrée est élevée. L'amplitude de la transmissibilité à la résonance est toutefois beaucoup plus élevée avec le sac de sable qu'avec un sujet humain.

L'excitation : L'efficacité d'un siège à suspension à atténuer la transmission des vibrations dépend fortement de la nature de l'excitation. Cela est dû à la dépendance non linéaire des propriétés statiques et dynamiques des éléments de la suspension aux composantes d'amplitude et de fréquence de l'excitation (Boileau *et al.*, 2004). Les évaluations devraient donc être effectuées sous une excitation représentative des véhicules utilisés.

La masse corporelle : Les variations de masse corporelle peuvent directement influencer sur la fréquence naturelle de la suspension, et donc sur l'efficacité d'isolation vibratoire du siège à suspension (Blüthner, Hinz, Menzel, Schust et Seidel, 2006; Boileau et Rakheja, 1997; Maciejewski, 2012b; Shangguan *et al.*, 2017; Zhao, Y., Zhao, *et al.*, 2010). L'efficacité d'un siège à suspension à atténuer les vibrations devrait donc être évaluée pour différentes masses corporelles, du 5^e percentile de la population féminine au 95^e percentile de la population masculine.

La hauteur de la suspension : Un siège à suspension présente une efficacité optimale à atténuer les vibrations lorsqu'il est réglé à mi-hauteur. Un réglage du siège dans une position autre qu'à mi-hauteur peut réduire l'efficacité du débattement de la suspension en compression ou en extension, ce qui peut provoquer une amplification des vibrations sous l'effet d'impacts avec les limiteurs de mouvements sous excitations de grande amplitude (Ma *et al.*, 2008a; Marcotte, Beaugrand, Boutin et Larue, 2010; Rakheja *et al.*, 2003). L'efficacité d'un siège à atténuer les vibrations en l'absence d'un mécanisme de réglage automatique de la hauteur devrait donc être évaluée selon diverses positions autres qu'à mi-hauteur, plus particulièrement sous excitations de grande amplitude.

4.2.1 Mesures de l'efficacité d'atténuation des vibrations

Les études publiées font état de mesures très différentes pour évaluer l'efficacité d'isolation vibratoire des sièges à suspension. Les études de terrain emploient généralement des mesures liées à l'exposition aux VGC, à savoir l'accélération pondérée en fréquence et la valeur de dose vibratoire (VDV), calculées comme suit :

$$\bar{a}_s = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2 dt} \quad VDV_s = \sqrt[4]{\int_0^T a_w^4 dt} \quad (4.1)$$

où \bar{a}_s et VDV_s représentent respectivement la valeur efficace et la valeur de dose vibratoire de l'accélération pondérée en fréquence mesurée au niveau de l'interface siège-passager, et T , la période d'intégration. L'accélération pondérée en fréquence a_w due à la vibration s'obtient en utilisant les pondérations définies dans la norme ISO 2631-1:1997 (1997), qui tient compte de la sensibilité humaine aux vibrations globales du corps à des fréquences allant jusqu'à 80 Hz. La mesure de la VDV est utilisée sous excitations de grande amplitude avec chocs occasionnels ou lorsqu'on anticipe des impacts avec les butées élastiques.

Les caractéristiques de la transmissibilité vibratoire des sièges à suspension sont généralement évaluées sous forme de rapport de transmissibilité dans la gamme de fréquences d'intérêt. Sous l'effet de vibrations en balayage sinusoïdal ou aléatoires en large bande, le rapport de transmissibilité $T(\omega)$ se calcule comme suit :

$$T(\omega) = \frac{S_{bs}(\omega)}{S_b(\omega)} \quad (4.2)$$

où $S_{bs}(\omega)$ représente la densité interspectrale de l'accélération à la base et de l'accélération au niveau du siège correspondant à la fréquence d'excitation ω , et $S_b(\omega)$, la densité autospectrale de l'accélération à la base. La mesure ci-dessus est largement utilisée pour déterminer la fréquence naturelle de la suspension et la réponse à la résonance.

L'efficacité de la suspension sous vibration de la base, représentative de celle d'un véhicule, est évaluée en termes de transmissibilité effective de l'amplitude au siège (TEAS), soit une mesure du rapport de l'accélération efficace pondérée en fréquence au niveau du siège, \bar{a}_s , à l'accélération efficace pondérée en fréquence à la base, \bar{a}_b , tel que (Griffin, 1990) :

$$TEAS = \frac{\bar{a}_s}{\bar{a}_b} \quad (4.3)$$

La mesure ci-dessus permet d'établir l'efficacité d'isolation vibratoire globale d'un siège à suspension. Une faible valeur de TEAS reflète une bonne efficacité de la suspension à atténuer les vibrations, tandis qu'une valeur supérieure à 1,0 indique une amplification des vibrations de la base par la suspension. L'efficacité d'un siège à atténuer les vibrations sous excitation assortie de chocs répétés ou occasionnels a été évaluée sous forme de ratio de VDV, défini comme le rapport de la VDV due à l'accélération au niveau du siège à la VDV due à l'accélération à la base, VDV_b (Blood, Ploger et Johnson, 2010; Hostens *et al.*, 2004) :

$$VDV_{ratio} = \frac{VDV_s}{VDV_b} \quad (4.4)$$

Les mesures définies en (4.1) à (4.4) ont également été utilisées pour évaluer les effets des variations de masse corporelle, de hauteur de siège et d'excitation. Ces mesures ont aussi été utilisées pour la mise au point des suspensions et l'évaluation de leur conception par voie de simulations numériques (p. ex. Maciejewski, Kiczowski et Krzyżyński, 2011; Nagarkar, Patil et Patil, 2016; Stein, Múčka, Gunston et Badura, 2008; Stein, Múčka et Gunston, 2009; Wang, C., Zhang, Guo, Lv et Yang, 2016). Les évaluations en laboratoire et sur le terrain ne tiennent pas compte du mouvement relatif de la suspension ou du conducteur en position assise par rapport à la base et aux commandes, alors qu'il s'agit d'une mesure importante à l'égard des sièges à suspension à basse fréquence. Certaines études traitant de l'optimisation de la conception des suspensions tiennent toutefois compte du débattement relatif de la suspension (p. ex. Alfadhi, Darling et Hillis, 2018; Gad *et al.*, 2015; Maciejewski et Krzyżyński, 2011; Metered et Šika, 2014; Zhao, Y., Ou, Zhang et Gao, 2009; Zhao, Y., Zhao, *et al.*, 2010).

4.2.2 Méthodes d'évaluation en laboratoire et conditions d'excitation normalisées

La norme internationale ISO 7096:2000 (2000) décrit une méthode d'évaluation en laboratoire de l'acceptabilité d'un siège et de son efficacité à réduire les VGC verticales transmises aux conducteurs d'engins de terrassement dans la plage de fréquences de 1 à 20 Hz. La norme précise en outre les spectres vibratoires de neuf classes de véhicules de terrassement sur la base de données de mesure représentatives dans des conditions de travail types, ces classes étant ci-après désignées VT1 à VT9 dans la figure 4.3. Les spectres vibratoires en question s'appliquent aux tombereaux, aux chargeuses à pneus, aux décapeuses, aux niveleuses, aux bouteurs à pneus, aux compacteurs et aux chargeuses à direction à glissement. Les classes spectrales suggèrent une vibration dominante de près de 2 Hz pour les tombereaux, les chargeuses et les niveleuses de grande taille, et de 3 à 4 Hz pour les véhicules compacts (≤ 4500 kg). La densité spectrale de puissance (DSP) de l'accélération varie d'aussi peu que 0,34 à 5,55 $(m/s^2)^2/Hz$ pour la classe de véhicules VT7. La norme utilise deux critères différents pour évaluer les sièges : i) l'efficacité globale d'atténuation des vibrations en termes de TEAS dans une classe spectrale donnée ; et ii) la transmissibilité vibratoire maximale ou le test d'amortissement conforme à la norme ISO 10326-1:2016 (2016).

La transmissibilité maximale et l'amortissement de la suspension sont mesurés sous excitations harmoniques avec un siège chargé d'une masse de 75 kg. Le déplacement crête à crête de l'excitation harmonique est retenu de manière à obtenir un mouvement de suspension égal à 75 % de sa course libre. La fréquence de vibration harmonique varie de 0,5 à 2 fois la fréquence de résonance prévue de la suspension. L'évaluation des valeurs de TEAS nécessite des mesures sur un siège occupé par des sujets humains de deux masses corporelles différentes (de 52 à 55 kg et de 98 à 103 kg). La norme exige que la transmissibilité d'accélération maximale ne

dépasse pas 1,5 dans le cas des classes vibratoires VT1, VT2, VT3, VT4 et VT6, et qu'elle soit inférieure à 2,0 dans le cas des autres classes. La norme définit également les critères d'acceptation des sièges à suspension évalués selon les neuf catégories de véhicules (tableau 4.1). Ces critères suggèrent que l'amplification ou l'atténuation minimale des vibrations par un siège est acceptable pour les classes VT1 à VT4, qui présentent une vibration dominante aux abords de 2 Hz.

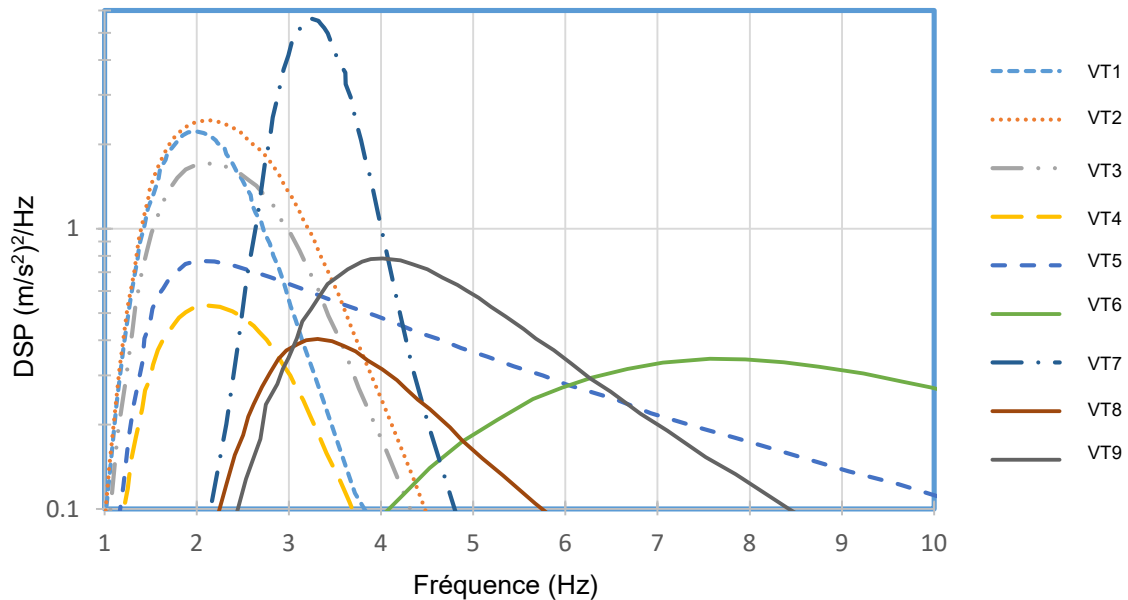


Figure 4.3. Spectres d'accélération à la base du siège des engins de terrassement.
Adapté à partir des données de la norme *Earth-moving machinery : Laboratory method for evaluating vehicle seat vibration : Part 1 : Basic requirements*, par l'International Organization for Standardization, 2000. Norme ISO 7096:2000. ©ISO, 2000.

Tableau 4.1. Valeurs de TEAS acceptables pour différentes classes spectrales (ISO 7096:2000)

Classe spectrale du véhicule	Valeur de TEAS acceptable
VT1	< 1,1
VT2	< 0,9
VT3	< 1,0
VT4	< 1,1
VT5	< 0,7
VT6	< 0,7
VT7	< 0,6
VT8	< 0,8
VT9	< 0,9

Bien que la méthode d'essai normalisée ait été largement employée par les fabricants de sièges à suspension et dans le cadre de nombreuses études publiées, la norme a fait l'objet de nombreuses critiques, résumées ci-dessous.

- Les masses corporelles recommandées de 52 à 55 kg et de 98 à 103 kg correspondent respectivement au 1^{er} et au 99^e percentiles des populations d'utilisateurs. Étant donné que l'efficacité de la suspension dépend fortement de la masse corporelle du conducteur, l'efficacité d'un siège doit être évaluée selon des masses corporelles plus représentatives (Hinz, Menzel, Blüthner et Seidel, 1998).
- La méthode normalisée ne tient pas compte de l'importante variabilité intersujet observée dans les réponses biodynamiques de sujets humains. La variabilité du facteur de TEAS doit donc être prise en considération en effectuant des mesures avec plusieurs sujets de masse corporelle comparable (Hinz *et al.*, 1998).
- La méthode d'essai est limitée à une posture assise neutre, alors que la posture assise peut considérablement influencer sur le facteur de TEAS (Hinz, Seidel, Menzel et Blüthner, 2002).
- La méthode d'essai normalisée est limitée à un siège réglé à mi-hauteur. En conséquence, le rôle d'impacts potentiels avec les butées élastiques n'est pas pris en compte. Burdorf et Swuste (1993) ont démontré que les amplitudes de transmissibilité vibratoire mesurées sur le terrain sont généralement plus importantes que celles obtenues en laboratoire en utilisant la méthode d'essai normalisée. Cela peut être dû à une position de siège autre qu'à mi-hauteur sur le terrain, ou à la présence de chocs occasionnels susceptibles de provoquer des impacts de butées.
- Un siège à suspension conçu avec une basse fréquence naturelle peut facilement satisfaire au critère de TEAS défini dans la norme. Une telle suspension affichera cependant un débattement plus marqué, généralement perçu comme une source d'inconfort et de

désagrément par l'occupant du siège. De récentes évaluations en laboratoire d'un siège à suspension pneumatique moderne – menées par les chercheurs – ont révélé une fréquence naturelle de l'ordre de 0,7 Hz et un facteur de TEAS supérieur, mais un débattement relatif excessif. La sensation d'inconfort signalée par les utilisateurs de tels sièges a également été confirmée (A. Kordestani, communication personnelle, 2017). La vibration du corps en position assise et le débattement de la suspension constituent deux facteurs de conception opposés en matière de suspension. La norme doit donc considérer le débattement de la suspension comme une mesure d'efficacité supplémentaire.

- La méthode d'essai normalisée est limitée aux suspensions verticales. Blüthner *et al.* (2006) et Blüthner, Seidel et Hinz (2008) ont proposé une méthodologie d'essai pour les sièges à suspension horizontale.
- La norme ISO 10326-1:2016 (2016) définit une méthode d'essai similaire, mais en soulignant l'importance du réglage en hauteur de la suspension. On y décrit une méthode d'essai utile pour évaluer la capacité d'un siège à contrôler les effets d'impacts causés par un débattement excessif de la suspension dans les camions industriels, les engins de terrassement, les tracteurs agricoles et les porteurs forestiers. Cette méthode d'essai nécessite des mesures sous une excitation harmonique de nature transitoire dont la fréquence correspond à la fréquence dominante de la classe vibratoire du véhicule, comme définie dans la norme ISO 7096:2000 (2000). Le siège est chargé d'une masse rigide de 75 kg, et l'efficacité de la suspension est évaluée en termes de rapport de VDV.
- La norme ISO 5007:2003 (2003) définit également une méthode d'essai pour évaluer la transmission de vibrations par les sièges à suspension de tracteurs agricoles à roues. Cette norme définit les classes de spectre vibratoire applicables aux tracteurs dont la masse non suspendue est inférieure à 3600 kg, de 3600 à 6500 kg et supérieure à 6500 kg (désignés de classe 1 à 3, respectivement), comme le montre la figure 4.4. Cela suggère une vibration dominante de 2 à 2,5 Hz dans le cas des tracteurs les plus lourds, et de près de 3,2 Hz dans le cas des véhicules les plus légers. Les niveaux de vibrations maximaux de toutes les classes sont toutefois nettement plus élevés que ceux observés avec les engins de terrassement, tels que définis dans la norme ISO 7096:2000 (2000). La méthode d'essai nécessite en outre la prise de mesures avec deux sujets (d'une masse corporelle de 52 à 55 kg et de 98 à 103 kg, respectivement), semblables à ceux définis dans la norme ISO 7096:2000 (2000), tandis que l'efficacité de la suspension est évaluée en fonction du facteur de TEAS.

Les méthodes décrites dans les normes ci-dessus sont assez semblables, et ne diffèrent que par l'excitation considérée. Les spectres vibratoires ont cependant été essentiellement définis pour des véhicules sans suspension primaire. Étant donné que les constructeurs de véhicules équipent de plus en plus de véhicules hors route de suspensions de roues et de suspensions de cabine, il se peut que les spectres vibratoires des véhicules modernes diffèrent non seulement en termes d'amplitudes de vibration, mais aussi en termes de fréquences dominantes. Quelques études ont par ailleurs fait état de spectres vibratoires très différents pour divers véhicules routiers et hors route. À titre d'exemple, la figure 4.5 présente les spectres de vibrations dans l'axe vertical définis pour les autobus urbains, les chariots élévateurs à fourche et les chasse-neige (Boileau et Rakheja, 2000). Les diagrammes illustrent les spectres d'accélération moyenne et maximale dans l'axe vertical mesurés à la base du siège des véhicules. Ils révèlent d'importantes variations en ce qui a trait à l'amplitude des vibrations et aux fréquences dominantes. Les autobus urbains

dotés de suspensions pneumatiques primaires affichent une vibration dominante voisine de 1,5 Hz, alors que les chariots élévateurs à fourche non suspendus affichent une vibration dominante dans la plage de fréquences de 2,75 à 5,1 Hz. La vibration dominante des chasse-neige se situe près de 1,9 Hz et de 4,4 Hz.

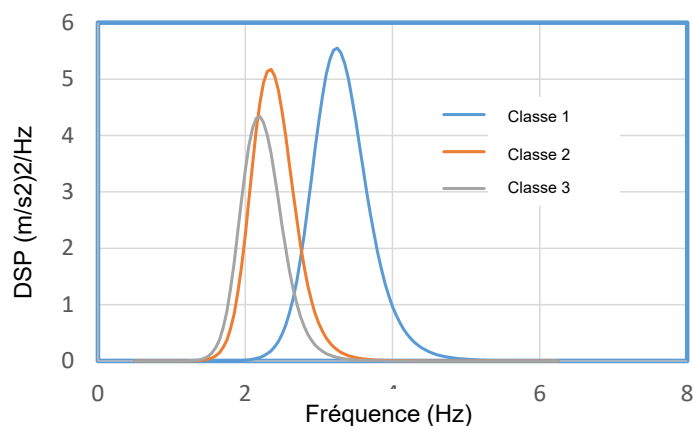


Figure 4.4. Spectres vibratoires de trois classes de tracteurs agricoles, tels que définis dans la norme ISO 5007:2003.

Adapté de *Agricultural wheeled tractors: Operator's seat: Laboratory measurement of transmitted vibration*, par l'International Organization for Standardization, 2000. Norme ISO 5007:2003. ©ISO, 2003.

Les évaluations de sièges avec des sujets humains présentent un important dilemme éthique compte tenu des risques de sécurité liés aux chocs et aux vibrations auxquels ils doivent être exposés. Les méthodes d'évaluation en laboratoire nécessitent donc l'utilisation de simulateurs de vibrations extrêmement sûrs ou répondant aux exigences de sécurité d'essais avec des sujets humains. Sinon, des progrès considérables ont été accomplis en matière de développement de mannequins anthropodynamiques simulant le comportement biodynamique du corps humain en position assise (Nélisse, Boileau, Rakheja, Patra et Boutin, 2006). La validité de ces mannequins n'a cependant été démontrée que pour un nombre limité de sièges et d'excitations vibratoires (Cullmann et Wölfel, 2001; Gu, 1999; Lewis, C. H. et Griffin, 2002). Les variations de poids et de morphologie des sujets donnent également lieu à d'importantes variations des données mesurées. Des études sur les réponses biodynamiques aux vibrations du corps en position assise ont contribué au développement de modèles de corps humains pouvant être utilisés avec les modèles de suspension de manière à évaluer les caractéristiques des réponses d'un couplage siège-occupant, et à en dégager des paramètres de conception et de mise au point souhaitables par l'entremise de simulations par ordinateur (Rakheja, Dewangan, Dong et Marcotte, 2020). La validité des modèles de couplage siège-corps n'a toutefois pas été démontrée.

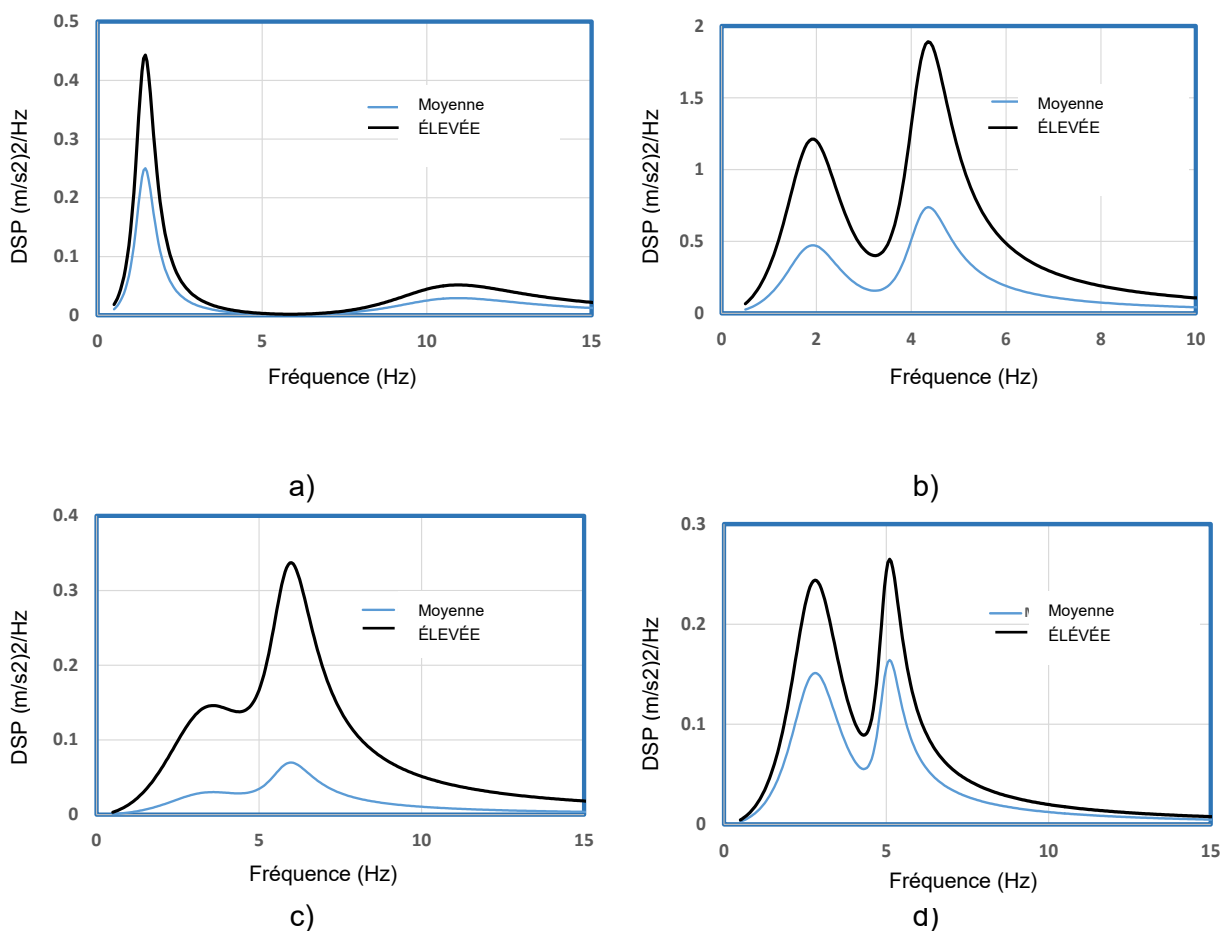


Figure 4.5. Limites moyenne et supérieure des spectres de vibrations dans l'axe vertical mesurées à la base du siège a) d'autobus urbains, b) de déneigeuses de trottoirs, c) de chariots élévateurs à fourche de type I, et d) de chariots élévateurs à fourche de type II.

De *Caractérisation de l'environnement vibratoire dans différentes catégories de véhicules : industriels, utilitaires et de transport urbain* (Rapport n° R-242) », par P.-É. Boileau et S. Rakheja, 2000. ©IRSST, 2000. Reproduit avec permission.

4.2.3 Évaluations sur le terrain et en laboratoire

Des mesures de terrain ont été effectuées sur des sièges à suspension afin d'évaluer l'exposition et les effets des conditions d'application, de même que pour déterminer les sièges les plus appropriés pour des types de véhicules précis. Les évaluations ont généralement été effectuées au moyen des mesures définies à la section 4.2.1. Blood, Ploger et Johnson (2010) ont évalué l'efficacité d'atténuation relative des vibrations d'un siège à suspension mécanique et d'un siège à suspension pneumatique dans un chariot élévateur à fourche. Les données vibratoires mesurées sur le terrain ont été analysées en termes d'accélération efficace pondérée en

fréquence, de VDV, de facteur de crête et de dose de compression statique de la colonne vertébrale, conformément à la norme ISO 2631-5:2018 (2018). Les auteurs ont également évalué l'efficacité relative de deux sièges à suspension pneumatique différents dans un autobus urbain, et observé des valeurs de TEAS d'environ 0,9 de même qu'un rapport de VDV plus faible (Blood, Ploger, Yost, *et al.*, 2010). L'exposition aux VGC dépassait légèrement la valeur d'action limite définie dans la *Directive 2002/44/CE*. L'utilisation d'un coussin de siège en silicone plutôt qu'un coussin en mousse classique avait pour effet de réduire la valeur de TEAS à 0,84. L'exposition aux VGC était en outre moindre avec la suspension pneumatique qu'avec la suspension mécanique. Cette constatation trouve écho dans les évaluations sur le terrain d'un siège à suspension pneumatique de chariot élévateur à fourche rapportées par Motmans (2012), lesquelles révélaient que le siège pouvait réduire de 39 % l'exposition aux VGC dans l'axe vertical.

Jonsson, Rynell, Hagberg et Johnson (2015) ont procédé à l'évaluation sur le terrain de sièges d'autobus urbains, et conclu qu'un siège à suspension pneumatique n'offrait aucun avantage par rapport à un siège en mousse sur socle (non suspendu). Cela est dû au fait que les vibrations dans l'axe vertical d'un autobus urbain pourvu de suspensions de roues culminent à très basse fréquence ($\approx 1,5$ Hz), et ne peuvent donc être efficacement atténuées par une suspension de siège. Ce qu'appuie une étude antérieure de Boileau et Rakheja (1997). Lewis, C. A. et Johnson (2012) ont réalisé des mesures comparables d'exposition aux VGC auprès de conducteurs d'autobus, et conclu que les vibrations du plancher de l'autobus étaient amplifiées par un siège à suspension. Une autre étude portant sur l'évaluation de sièges d'autobus urbains à plancher surbaissé, à plancher surélevé et articulés a révélé qu'un siège à suspension pneumatique n'offrait qu'un gain d'efficacité marginal, les valeurs de TEAS variant entre 0,76 et 0,92 (Thamsuwan, Blood, Ching, Boyle et Johnson, 2013). Jin, Zhang, Wang, Yang et Zhang (2014) ont procédé à des mesures de terrain sur un siège à suspension pneumatique équipé d'un réservoir d'air externe et installé sur un camion routier. Les données obtenues à différentes vitesses ont été utilisées pour développer et valider un modèle dynamique multicorps de siège à suspension à l'aide du logiciel ADAMS.

L'efficacité d'isolation vibratoire d'un siège à suspension active doté d'un actionneur électromagnétique linéaire asservi a été évaluée sur un camion-remorque routier (Blood *et al.*, 2011). L'exposition aux vibrations avec le siège à suspension active s'est avérée de 19 à 55 % moins élevée qu'avec une suspension pneumatique passive. Les mesures ont révélé des facteurs de crête de plus de 9, suggérant la présence de chocs occasionnels ou répétés. L'évaluation des mêmes sièges en laboratoire sous excitations simulant celles de camions et d'autobus a également révélé une plus grande efficacité des sièges à suspension active en ce qui concerne l'exposition aux VGC et la transmissibilité de l'accélération (Blood, Yost, Camp et Ching, 2015). Ces études ont par ailleurs fait ressortir d'importantes différences entre les sièges, de même que l'influence marquée de l'amplitude d'excitation (aspérité de la route), de la vitesse du véhicule, de la masse corporelle du conducteur et du réglage de la hauteur du siège. L'exposition aux vibrations mesurée avec un siège à suspension mécanique s'est en outre avérée plus dépendante au poids du conducteur.

Boileau et Rakheja (1990) ont procédé à l'évaluation en laboratoire et sur le terrain de quatre sièges à suspension différents afin de déterminer le mieux adapté à une débusqueuse de grumes de petite taille. Il s'agissait d'un siège à suspension compacte derrière le siège, d'un siège à suspension pneumatique et de deux sièges à suspension mécanique. Une bonne corrélation a été observée entre les valeurs de transmissibilité vibratoire des sièges en laboratoire et sur le terrain. Les valeurs de TEAS des sièges à suspension pneumatique et derrière le siège variaient entre 0,62 et 0,80, et entre 0,76 et 0,79, respectivement, selon la masse corporelle du conducteur et l'état du relief, tandis que les sièges à suspension mécanique offraient très peu d'atténuation, voire une amplification des vibrations de la cabine. La transmissibilité des vibrations d'un siège à suspension mécanique a fait l'objet d'une évaluation ultérieure en laboratoire sous excitation harmonique et vibrations caractéristiques d'un tracteur agricole de classe 2, telles que définies dans la norme ISO 5007:2003 (2003), aux fins de validation d'un modèle de simulation (Boileau, Rakheja et Liu, 1997).

Un certain nombre d'études ont porté sur l'évaluation en laboratoire de sièges offerts sur le marché et de divers prototypes sous excitation harmonique ou transitoire, ou selon la procédure décrite dans la norme ISO 7096:2000 (2000). Les principaux objectifs de ces études tenaient à l'évaluation des concepts de suspensions actives, semi-actives et passives, à la mise au point de l'algorithme de contrôle et à la vérification de modèles. Les caractéristiques de transmissibilité vibratoire des sièges à suspension mécanique et pneumatique ont été évaluées en laboratoire sous excitations harmoniques et vibrations véhiculaires représentatives afin de vérifier des modèles de simulation (Boileau *et al.*, 1997; Bouazara, Richard et Rakheja, 2006; Ma *et al.*, 2008a; Ning, Sun, Li, Du et Li, 2016; Ning, Sun, Zhang, *et al.*, 2016; Prasad, Tewari et Yadav, 1995). Smith (1997) a mesuré la transmissibilité vibratoire d'un système siège-occupant afin de vérifier différents modèles d'occupants variant entre 1 et 5 degrés de liberté (DDL). Gunston, Rebelle et Griffin (2004) ont mesuré les réponses en accélération et en VDV d'un siège à suspension sous excitations transitoires prédominantes à 2,1, 2,25 et 3,25 Hz afin de vérifier les modèles de sièges à suspension. Holtz et van Niekerk (2010), Maciejewski, Meyer et Krzyżyński (2009) et Maciejewski *et al.* (2011) ont mesuré la transmissibilité de l'accélération et le déplacement relatif d'un siège à suspension pneumatique pourvu d'un réservoir d'air externe sous excitation harmonique et vibrations représentatives de divers véhicules (autobus, camions, engins de terrassement et véhicules agricoles) afin d'illustrer les gains en efficacité liés à l'utilisation d'un réservoir externe. Les évaluations en laboratoire de différents concepts de sièges à suspension passive, semi-active, active électrohydraulique et active électropneumatique sous excitations représentatives de locomotives, de véhicules agricoles (norme ISO 5007:2003), de véhicules de terrassement (VT3) et de véhicules miniers sont documentées dans un certain nombre d'études Duke et Fow, 2012; Duke et Goss, 2007; Le et Ahn, 2011; Stein, 2014; Stein et Ballo, 1991; Stein, Múčka, Gunston et Badura, 2008; Stein, Múčka et Gunston, 2009; Valero, Amirouche, Mayton et Jobes, 2007). Dans la même veine, Choi, S.-B., Choi, Nam, Cheong et Lee (1998) et Choi, S.-B., Nam et Lee (2000) ont effectué des mesures en laboratoire sur des sièges à suspension semi-active dotés d'amortisseurs hydrauliques électrorhéologiques (ER) et magnétorhéologiques (MR) réglables sous excitation harmonique. La synthèse du contrôleur a été réalisée en utilisant une approche d'essai matériel dans la boucle. McManus *et al.* (2002) ont effectué des mesures en laboratoire sur un siège à suspension semi-active avec amortisseur MR sous différentes amplitudes de vibrations harmoniques et transitoires afin de démontrer les gains en efficacité liés à l'utilisation d'une suspension MR. Il a été démontré que les impacts de butées peuvent être entièrement éliminés grâce à un amortisseur MR asservi.

La majorité des études susmentionnées ont utilisé des masses rigides attachées au siège plutôt que des sujets humains pour effectuer les tests. Le rôle de la dynamique humaine n'a donc pas été pris en compte. Par ailleurs, le fait d'attacher une masse rigide sur le coussin de siège peut modifier ses propriétés statiques et dynamiques. Les expériences ont en outre été restreintes à des conditions contrôlées, ce qui n'a pas permis d'étudier les facteurs les plus susceptibles d'influer sur l'efficacité de la suspension, tels que les variations de masse corporelle en position assise et la hauteur de la suspension.

4.3 Évolution des suspensions passives

L'introduction de ressorts pneumatiques constitue le progrès le plus notable, en ce qu'ils permettent de régler la hauteur de la suspension avec plus de facilité que les ressorts mécaniques. Les ressorts pneumatiques facilitent également la mise en application du réglage automatique de la hauteur du siège et le réglage de la suspension en fonction des variations de masse corporelle. Une importante masse corporelle nécessite une pression d'air relativement plus élevée dans le ressort, ce qui suscite une plus grande rigidité de suspension. Une faible masse corporelle nécessite au contraire une pression d'air relativement moins élevée dans le ressort, ce qui a pour effet de réduire la rigidité de suspension. Les ressorts pneumatiques peuvent ainsi réduire au minimum les variations de fréquence naturelle de la suspension au gré des variations de masse corporelle. En outre, la rigidité d'un ressort pneumatique peut facilement être réduite en augmentant sa taille, puisque sa rigidité effective est inversement proportionnelle au volume d'air (Hostens *et al.*, 2004; Shangguan *et al.*, 2017) :

$$k_{eff} = \frac{p\gamma A_e^2}{v} \quad (4.5)$$

où k_{eff} représente la constante de rappel effective, γ la constante polytropique de l'air, A_e la surface efficace, et p et v la pression et le volume d'air instantanés dans le ressort pneumatique, respectivement.

Hostens *et al.* (2004) ont étudié certains des facteurs de conception d'une suspension qui ont une incidence sur la transmissibilité des vibrations, et ils ont subséquemment proposé l'utilisation d'un ressort pneumatique avec chambre à air auxiliaire pour réduire la fréquence naturelle de la suspension. L'introduction d'une chambre à air supplémentaire a permis l'utilisation de ressorts pneumatiques de petite taille, et favorisé la conception de suspensions compactes. Bien que l'intégration d'un volume d'air supplémentaire ait posé certains défis en raison de l'espace limité à l'intérieur d'une plateforme à ciseaux, des méthodes d'emballage innovantes ont été utilisées dans les sièges de suspension modernes. La figure 4.6 présente deux sièges à suspension offerts sur le marché qui intègrent un réservoir d'air supplémentaire. La fréquence naturelle du siège à suspension est directement liée au volume d'air supplémentaire. Un volume trop important pourrait susciter une très basse fréquence naturelle. Des évaluations préliminaires en laboratoire effectuées par l'équipe ont révélé qu'un tel design pouvait donner une fréquence naturelle aussi basse que 0,7 Hz, comme on le voit dans la figure 4.7, qui illustre la transmissibilité de l'accélération d'un siège chargé d'une masse inerte de 52,6 kg et soumis à trois niveaux différents de vibrations de type bruit blanc dans la plage de fréquences de 1 à 20 Hz (accélération efficace : 0,25, 0,5 et 1,0 m/s²). On peut voir que la fréquence correspondant à la réponse maximale (fréquence de résonance) se trouve réduite à aussi peu que 0,7 Hz lorsque le frottement de la suspension est contrôlé sous excitations de grande amplitude. Un design de

suspension d'aussi basse fréquence risque de provoquer un débattement excessif de la suspension et d'éventuels impacts avec les butées de fin de course.



Figure 4.6. Représentations visuelles de mécanismes de suspension dotés d'un réservoir d'air supplémentaire.

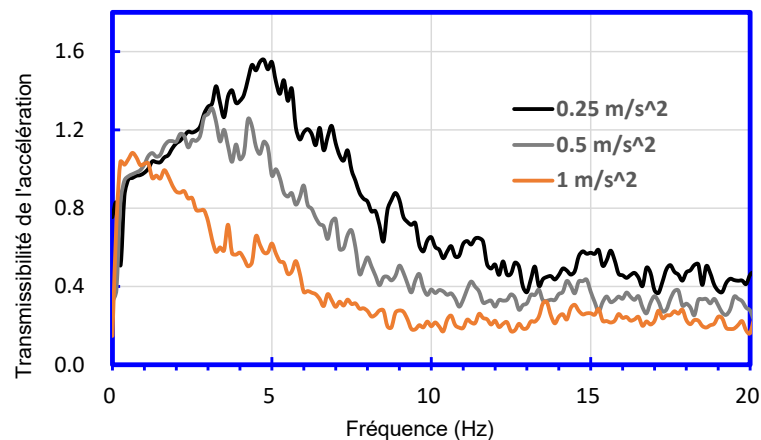


Figure 4.7. Transmissibilité de l'accélération d'un siège à suspension pneumatique doté d'un réservoir d'air supplémentaire, mesurée sous différents niveaux de vibrations de type bruit blanc dans la plage de fréquences de 1 à 20 Hz (chargement du siège = 52,6 kg).

L'utilisation d'un papillon des gaz entre le ressort pneumatique et le réservoir d'air supplémentaire a également été proposée pour obtenir un effet d'amortissement. Cet effet n'a cependant pas pu être obtenu sous excitations de fréquences relativement élevées en raison d'un étranglement partiel ou total de l'écoulement d'air à travers le papillon. Holtz et van Niekerk (2010) ont étudié de façon aussi bien analytique qu'expérimentale l'efficacité d'un siège à suspension pneumatique doté d'un réservoir externe similaire sous excitations représentatives de différentes classes d'engins de terrassement, telles que définies dans la norme ISO 7096:2000 (2000). Le siège a été modélisé comme un système à un seul degré de liberté avec une rigidité et un amortissement non linéaires compte tenu du ressort pneumatique. Les résultats de simulation ont montré une

réduction de 27 % de la transmissibilité vibratoire et une réduction de 21 % de la fréquence naturelle avec le réservoir supplémentaire. Un prototype de siège a été mis au point avec pour objectif d'obtenir une valeur de transmissibilité effective de l'amplitude au siège (TEAS) de 1,1. Les résultats expérimentaux obtenus avec le prototype ont montré de bonnes corrélations avec les résultats de simulation. Une valeur de TEAS de 1,1 sous-tend néanmoins une amplification des vibrations à la base. De plus, le débattement de la suspension qui en résulte n'a pas été considéré dans le cadre de l'étude. Compte tenu de la forte dépendance de l'efficacité de suspension à l'amplitude et à la fréquence des vibrations du véhicule cible, Maciejewski *et al.* (2011) ont déterminé les paramètres optimaux de la chambre d'air auxiliaire et de l'orifice d'écoulement sous excitations attribuables à différentes classes d'engins de terrassement, pour des vibrations à la base allant de basse fréquence et grande amplitude à haute fréquence et faible amplitude.

Lee, C.-M. et Goverdovskiy (2002) ont proposé un concept de siège à suspension avec liens élastiques offrant une rigidité négative variable. Les mesures effectuées sur un tel siège ont révélé un gain d'efficacité sous excitations vibratoires de grande amplitude. L'étude proposait l'utilisation de structures à parois minces non uniformes comme éléments élastiques, ce qui pourrait occasionner des ruptures de fatigue dans un environnement de véhicule hors route. Le et Ahn (2011) ont également proposé une structure de rigidité négative pour atténuer les vibrations de basse fréquence dans l'axe vertical. Une suspension verticale a été conçue avec deux structures de rigidité symétriques, un ressort vertical primaire et un amortisseur. Chaque structure comprenait un ressort horizontalement contraint couplé à la masse de la suspension par l'intermédiaire d'un bloc coulissant. Des mesures de simulation et en laboratoire ont révélé que le design proposé pouvait permettre d'obtenir une très basse fréquence naturelle et une atténuation accrue des vibrations dans l'axe vertical.

4.3.1 Optimisation de la conception des suspensions

Les facteurs de conception qui influent sur l'efficacité d'un siège à suspension à atténuer les vibrations ont été largement étudiés au moyen de modèles de simulation linéaires et non linéaires avec optimisation des paramètres. L'annexe A résume les caractéristiques essentielles et les objectifs des modèles de simulation mentionnés. Un siège à suspension est généralement modélisé sous forme de système dynamique à deux degrés de liberté (DDL) assorti de propriétés linéaires ou non linéaires et d'une représentation rigide du corps en position assise, comme le montre la figure 4.8. Dans ce modèle, m_o représente la masse corporelle en position assise soutenue par un coussin viscoélastique avec une rigidité constante K_c et un coefficient d'amortissement C_c . m_s représente la masse de l'assiette du siège ou de la suspension, K_s la rigidité de suspension verticale équivalente, F_D la force d'amortissement développée par l'amortisseur incliné à l'intérieur du mécanisme à ciseaux de la suspension, et F_F le frottement localisé dû aux bras de la suspension et aux rails de guidage. Certains modèles prennent également en compte les impacts de butées en représentant les amortisseurs de fin de course par des ressorts de dégagement linéaires ou non linéaires (K_{ST}) offrant un dégagement (débattement de suspension) total de 2β . Différents modèles d'occupants à paramètres localisés ont aussi été utilisés pour tenter de tenir compte des effets de la biodynamique humaine sur la dynamique des sièges à suspension. Les modèles d'occupants varient de linéaires à un DDL (Abbas, Emam, Badran, Shebl et Abouelatta, 2013; Książek et Ziemiański, 2012; Rakheja *et al.*, 1994; Smith, 1997; Tewari et Prasad, 1999) à plusieurs DDL (Boileau *et al.*, 1997; Choi, Y. T. et Wereley, 2005; Dong et Lu, 2012; Gohari, Rahman, Raja et Tahmasebi, 2012; Gohari et

Tahmasebi, 2014; Hill et Dhingra, 2003; Nagarkar, Patil et Patil, 2016; Smith, 1997; Valero *et al.*, 2007; Wan et Schimmels, 1997; Yan, Zhu, Li et Wang, 2015). Les modèles présentent de nombreuses lacunes, résumées ci-dessous :

- La validité des modèles de couplage siège-occupant n'a pas été démontrée. Cela peut être dû en partie à la non-prise en compte de l'effet du couplage du corps avec le coussin de siège viscoélastique. Le modèle d'occupant intégré au modèle de suspension est généralement dérivé de la réponse de masse apparente du corps en position assise sur une assiette de siège rigide. Il a été démontré que le fait d'être assis sur un coussin viscoélastique modifie les réponses biodynamiques du corps (Dewangan, Rakheja, Marcotte, Shahmir et Patra, 2013; Hinz *et al.*, 2006; Rakheja, Dewangan, Marcotte, Shahmir et Patra, 2015).
- Les réponses biodynamiques du corps aux vibrations en position assise sont fortement influencées par la masse corporelle, alors que les modèles sont formulés pour une masse corporelle précise.
- La majorité des modèles reposent sur les propriétés linéaires des composants, bien que la caractérisation des composants en laboratoire ait indiqué que les propriétés des composants de coussin et de suspension sont fortement non linéaires (Boileau *et al.*, 2004; Wu et Griffin, 1998). Les ressorts de suspension mécanique présentent une rigidité croissante avec le temps, tandis que les suspensions pneumatiques présentent une rigidité quasi linéaire pour une masse corporelle donnée en position assise. Une masse corporelle accrue en position assise a pour effet d'accroître la constante de rappel effective d'un ressort pneumatique et de susciter un frottement de plus grande amplitude.
- Les amortisseurs hydrauliques utilisés dans les sièges à suspension présentent une asymétrie d'amortissement en compression et en extension, de même qu'un coefficient d'amortissement relativement moins élevé à vitesses plus élevées. La grande majorité des modèles reposent sur des propriétés d'amortissement linéaires ou symétriques.
- Les propriétés de rigidité et d'amortissement efficaces sont en outre influencées par la cinématique de la suspension et le réglage de la hauteur d'assise (Shangguan *et al.*, 2017; Zhou *et al.*, 2018), généralement ignorés dans les modèles documentés. La figure 4.9 illustre la structure du modèle cinétodynamique d'un siège à suspension pneumatique et la variation de la rigidité effective d'une suspension verticale au cours d'un cycle d'oscillation. Cette figure montre aussi l'effet du réglage de la hauteur d'une suspension selon des variations de ± 10 et ± 20 mm par rapport à une position à mi-hauteur.

Des modèles de simulation ont été utilisés pour étudier l'effet des propriétés des composants sur l'efficacité d'atténuation des vibrations transmises et pour déterminer les paramètres de conception optimaux. Ces modèles mettent généralement l'accent sur la conception de suspensions à basse fréquence naturelle afin de réduire la transmissibilité des vibrations à un niveau voisin des fréquences dominantes de l'environnement vibratoire des véhicules. Une suspension à basse fréquence naturelle accuse cependant un débattement plus important sous mouvements de choc et vibrations de grande amplitude. Maciejewski *et al.* (2009) ont fait valoir que les défis de conception tiennent à la satisfaction de deux exigences opposées : la réduction au minimum des vibrations transmises à l'occupant et la réduction au minimum du débattement relatif de la suspension. La quête du meilleur compromis entre ces deux exigences opposées

pose un problème d'optimisation complexe et non linéaire. Un certain nombre d'études visent à optimiser les propriétés des composants de la suspension pour améliorer l'efficacité d'isolation des vibrations tout en limitant le débattement de la suspension. Ces études ont eu recours à des algorithmes d'optimisation non linéaires très variés, tels que des algorithmes génétiques (Abbas *et al.*, 2013; Afkar, Javanshir, Taghi Ahmadian et Ahmadi, 2013; Gad *et al.*, 2015; Gohari et Tahmasebi, 2014; Guglielmino, Stammers, Stancioiu, Sireteanu et Ghigliazza, 2005; Nagarkar *et al.*, 2016; Orečný, Segla, Huňady et Ferková, 2014; Shangguan *et al.*, 2017; Shirahatti, Prasad, Panzade et Kulkarni, 2008; Wan et Schimmels, 1997; Zhao, L., Zhou et Yu, 2016) et des algorithmes de recherche non linéaires (Bouazara *et al.*, 2006; Shangguan *et al.*, 2017; Wan et Schimmels, 2003). Elles ont également utilisé des fonctions objectives, des excitations vibratoires et des modèles de sièges à suspension très variés pour déterminer les propriétés optimales des composants. Aussi les propriétés optimales des composants indiquées dans différentes études diffèrent-elles considérablement. Par ailleurs, relativement moins d'efforts ont été déployés pour étudier la robustesse de la suspension optimale dans des conditions tenant compte de la hauteur d'assise, de la variation de la masse corporelle et de la présence de chocs occasionnels.

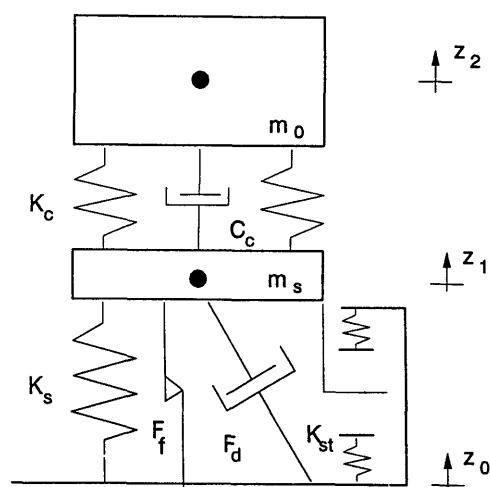


Figure 4.8. Modèle de siège à suspension à deux degrés de liberté (DDL) avec une masse rigide représentant le corps en position assise.

De *Étude des paramètres affectant l'efficacité d'atténuation des vibrations par un siège suspendu* (Rapport n° R-095) », par P.-É. Boileau et S. Rakheja, 1995. ©IRSST, 1995.

Reproduit avec permission.

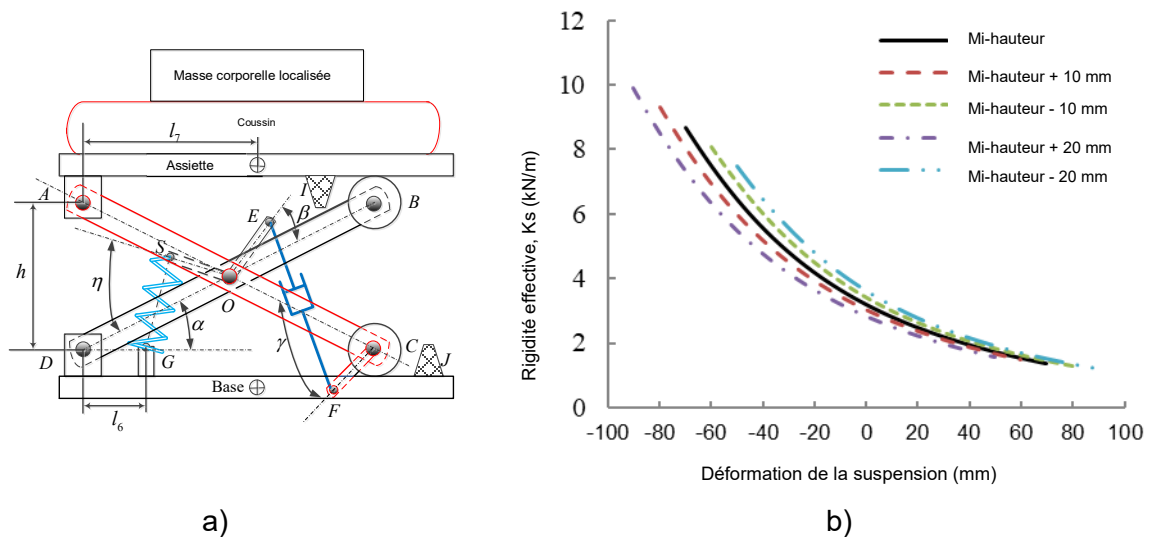


Figure 4.9. a) Modèle cinétodynamique de suspension de siège ; b) variation de la rigidité effective de la suspension pendant un cycle d'oscillation et effet de la hauteur d'assise.

De *The kineto-dynamic analysis and optimal design using suspension seat-human coupled model*, par Y. Shui 2016. ©Y. Shui, 2016. Reproduit avec permission.

La prise en compte des propriétés d'amortissement non linéaires des suspensions peut favoriser l'obtention d'un meilleur compromis entre l'atténuation des vibrations et la réponse en déplacement relatif, mais encore moins d'études ont été réalisées en ce sens (Ma *et al.*, 2008a; Wan et Schimmels, 2003). Les études publiées présentent des directives contradictoires en matière de conception d'amortisseurs de suspension. L'étude d'optimisation conceptuelle de Wan et Schimmels (1997) suggérait un amortissement beaucoup plus important que celui en usage dans les designs actuels. Il est toutefois reconnu qu'un amortissement plus important réduit l'efficacité d'isolation des vibrations (Hill et Dhingra, 2003; Rakheja *et al.*, 2003). Stein *et al.* (2009) ont fait ressortir des différences marquées entre les coefficients de rigidité et d'amortissement optimaux ou quasi optimaux issus d'évaluations en laboratoire et sur le terrain d'un siège de locomotive. Les analyses de laboratoire ont été réalisées avec un siège chargé d'une masse rigide de 57,1 kg et réglé à mi-hauteur, tandis que les essais sur le terrain ont été effectués avec un conducteur réglant lui-même sa hauteur d'assise. Un amortissement asymétrique en compression et en extension, et un amortissement plus important en extension à vitesses élevées se sont révélés avantageux pour réduire la sévérité des impacts de butées (Rakheja *et al.*, 2004). Gunston (2000) a démontré l'effet négligeable d'un amortissement sans frottement de la suspension sur l'efficacité de la suspension sous vibrations de faible amplitude. Une réduction de l'amortissement n'avait qu'un effet marginal sous vibrations d'amplitude modérée (moins de 5 % d'amélioration), mais s'avérait nuisible sous vibrations de grande amplitude, ce qui concorde avec les résultats rapportés dans Ma *et al.* (2008a) et Rakheja *et al.* (2003). Il a également été conclu que le frottement de la suspension devait être réduit autant que faire se peut, et qu'un amortissement sans frottement devait être utilisé pour prévenir la survenue d'impacts de butées. Dong et Lu (2012) ont réalisé une étude numérique de l'efficacité d'un siège à suspension selon trois phases d'élasticité et deux phases d'amortissement. Les phases initiales, à faible rigidité et faible amortissement, ont été proposées pour maîtriser les vibrations, alors que les phases

ultérieures, à rigidité et amortissement croissants, assuraient une protection contre les chocs induits par le souffle d'une explosion. Malgré les différences entre les études publiées, il est évident que la conception des amortisseurs de suspension est passablement complexe du fait de leur important couplage avec la nature des vibrations, la masse corporelle en position assise et la rigidité de la suspension. On peut en outre conclure qu'un important amortissement de la suspension est essentiel au contrôle de la réponse à la résonance sous excitations par choc et impacts de butées.

Les designs de suspension à basse fréquence naturelle où le débattement acceptable est limité présentent un plus grand potentiel d'interactions avec les butées de fin de course élastiques. De telles interactions transmettent des vibrations et des chocs de grande amplitude au corps en position assise. Elles provoquent en outre des oscillations résonantes de la suspension et imposent une forte demande en amortissement pour réduire l'amplitude des vibrations transmises. Ma *et al.* (2008a) ont suggéré d'opter pour un amortissement accru de la suspension afin d'améliorer l'atténuation des vibrations de haute intensité et des mouvements de choc intermittents, surtout dans les véhicules dont les vibrations prédominantes sont de basse fréquence, comme les véhicules routiers utilisés sur des voies urbaines en plus ou moins bon état. Quelques études ont porté sur la conception de butées de fin de course limitant les mouvements pour réduire au minimum les mouvements de choc transmis aux conducteurs. Il en ressort que des butées élastiques à rigidité graduellement croissante sont souhaitables pour réduire l'amplitude des chocs transmis, généralement modélisés par une fonction cubique de la déformation. Une rigidité relativement faible correspondant à une faible déformation est cependant essentielle pour réduire au minimum l'accélération maximale au niveau du corps et les valeurs de VDV qui en découlent (Boileau *et al.*, 2004; Rakheja *et al.*, 2004). Rebelle (2004) a défini des paramètres de rigidité optimaux et une hauteur de butées optimale, puis calculé la VDV et le taux de déformation des butées de fin de course élastiques. La conclusion de l'étude est que la hauteur de l'amortisseur de fin de course ne constitue pas un paramètre aussi important que la rigidité en ce qui a trait à la réduction de la VDV. De plus, la hauteur de l'amortisseur de fin de course et la réponse en VDV de la suspension peuvent être réduites en augmentant l'amortissement de la butée. Shangguan *et al.* (2017) ont étudié l'efficacité des sièges à suspension sous excitations normalisées pour divers véhicules de terrassement (VT1, VT4, VT6, VT9), additionnées d'impulsions de choc filtrées aux environs de la fréquence de vibration dominante des véhicules (2 Hz), comme le recommande la norme ISO 10326-1:2016 (2016). L'étude proposait un amortissement optimal de la suspension afin de limiter le déplacement relatif maximal de la suspension à l'intérieur du débattement de suspension acceptable. Les résultats de ces études suggèrent que l'effet des impacts de butées peut être réduit au minimum en utilisant des amortisseurs de fin de course relativement souples et en augmentant l'amortissement de la suspension. Des amortisseurs de fin de course à amortissement accru du matériau peuvent également réduire la VDV résultant d'impacts de butées.

Les modèles de simulation ont surtout été utilisés pour analyser les caractéristiques de la transmissibilité vibratoire sous excitations idéalisées harmoniques et aléatoires en large bande. Certaines études ont défini des paramètres de suspension souhaitables sous excitations propres à des véhicules précis. Il s'agissait notamment de véhicules forestiers (Boileau *et al.*, 1997), de tracteurs agricoles (Hill et Dhingra, 2003; Hostens *et al.*, 2004; Prasad *et al.*, 1995), d'autobus urbains (Bouazara *et al.*, 2006; Duke et Goss, 2007; Ma *et al.*, 2008a; Rakheja *et al.*, 2004; Rakheja *et al.*, 2003), de véhicules de terrassement (Ma *et al.*, 2008a; Maciejewski *et al.*, 2011; Maciejewski *et al.*, 2009; Wan et Schimmels, 2003), de véhicules industriels (Rebelle, 2004), de

véhicules miniers (Valero *et al.*, 2007) et de locomotives (Stein, Múčka, *et al.*, 2008; Stein *et al.*, 2009). Ces études font état de paramètres de conception optimaux très différents en matière de suspension, ce qui suggère une forte dépendance aux spectres vibratoires des véhicules. Shangquan *et al.* (2017) ont proposé une méthode pour établir les paramètres de conception de suspensions adaptées à des véhicules précis, bien que le modèle utilisé dans l'étude n'intègre pas de butées de fin de course élastiques.

4.3.2 Sièges à suspension horizontale

Bien que l'amplitude des vibrations horizontales le long des axes latéraux et longitudinaux soit reconnue comme étant élevée, peu d'efforts ont été déployés pour développer des suspensions horizontales efficaces au niveau des sièges. Cela est principalement dû à la très basse fréquence des vibrations horizontales dans la grande majorité des véhicules hors route (≈ 1 Hz) (Cation *et al.*, 2008; Eger *et al.*, 2013; Rakheja *et al.*, 2008). Cet état de fait exige d'opter pour un design à très basse fréquence naturelle, ce qui suscite un important mouvement relatif du siège par rapport à l'habitacle et aux commandes du véhicule, et interfère par conséquent avec les tâches du conducteur. Les fabricants de sièges proposent en option des isolateurs de vibrations longitudinales pouvant être ajoutés aux sièges à suspension verticale. La figure 4.10 présente un module de suspension horizontale auxiliairement offert sur le marché. L'important débattement avant-arrière de l'isolateur est souvent perçu comme une source d'inconfort et de désagrément par les conducteurs, lesquels ont souvent tendance à verrouiller la suspension (A. Kordestani, communication personnelle, 2017). De tels designs sont ainsi réalisés avec un frottement très important qui limite le mouvement longitudinal du siège à basses fréquences d'excitation. Il a par ailleurs été démontré que certaines de ces suspensions n'offraient qu'une atténuation des vibrations longitudinales allant de négligeable à minimale (Stein et Múčka, 2011; Stein, Zahoranský, Gunston, Burström et Meyer, 2008).



Figure 4.10. Suspension horizontale pouvant être installée sur un siège à suspension verticale.

De *K&M 8246 KM 1000 replacement lateral isolator*, price/EA, 2021. ©OpenTip, 2021. Tiré de https://www.opentip.com/product.php?products_id=10393622. Reproduit avec permission.

Sankar et Afonso (1993) ont développé un isolateur de vibrations latérales doté d'un absorbeur dynamique pour un camion à benne. Le design proposé pouvait être intégré à une suspension de siège verticale. L'efficacité de l'isolateur a été évaluée en laboratoire et sur le terrain. Les résultats ont révélé que l'isolateur offrait un bon potentiel d'atténuation des vibrations latérales. Il requerrait cependant une importante masse dynamique (≈ 40 % de la masse de l'occupant et du siège). Fleury et Mistrot (2006) ont développé un modèle d'isolateur de vibrations avant-arrière

couplé à un modèle d'occupant humain, dérivé de la réponse de masse apparente. Ce modèle d'isolateur était constitué de deux ressorts en acier précontraint, d'un amortisseur hydraulique, de deux butées élastiques et d'un système à glissière avec frottement permettant un débattement de suspension total de 720 mm. Les paramètres de conception optimaux de l'isolateur ont été déterminés, révélant un facteur de TEAS avant-arrière d'environ 0,8. Stein, Zahoranský, *et al.* (2008b) ont proposé un design d'isolateur horizontal à frottement élevé susceptible d'empêcher un mouvement de la suspension en cas de vibrations de faible intensité. Les résultats de simulation et les mesures en laboratoire n'ont montré qu'une réduction minimale des vibrations avant-arrière. Une réduction du frottement provoquait une amplification des vibrations avant-arrière et une augmentation de 10 à 17 % du facteur de TEAS (Stein et Múčka, 2011). Un design innovant de siège équipé d'isolateurs de vibrations omnidirectionnelles a été proposé par Ropp (2008). Ce design intègre plusieurs bras destinés à suspendre l'isolateur de la base en plus de la plateforme à ciseaux classique, et il permet des mouvements rotatifs et horizontaux de l'isolateur par rapport à la base. L'efficacité de ce design de suspension à limiter les vibrations horizontales n'est pas documentée, mais l'auteur prétend qu'il réduit la transmission des forces horizontales à l'occupant en position assise.

Kim *et al.* (2016) ont évalué l'efficacité relative d'un siège à suspension verticale avec et sans isolateur latéral auxiliaire développé par Grammer Seating (Allemagne). Des expériences en laboratoire ont été réalisées pour évaluer l'efficacité du siège à atténuer les vibrations avec et sans isolateur latéral en termes de TEAS et de valeur de dose d'accélération, conformément à la norme ISO 2631-5:2018 (2018), ainsi que l'accélération au niveau de la tête et l'activité électromyographique des principaux muscles du cou et du bas du dos. L'étude concluait que la suspension à deux axes permettait de réduire l'exposition aux VGC et l'activité musculaire par rapport à la suspension verticale seule, bien que les différences ne se soient pas révélées statistiquement significatives. La suspension latérale était jugée efficace à réduire la transmission des vibrations latérales. Une autre étude a évalué l'efficacité du même siège à suspension verticale à atténuer les vibrations lorsqu'équipé d'un isolateur de vibrations latérales ou avant-arrière sous différentes conditions d'excitation applicables à des véhicules miniers synthétisés en laboratoire (Kim, Dennerlein et Johnson, 2018). Des expériences ont aussi été réalisées avec un siège à suspension verticale électrodynamique fabriqué par Bose Corp. Ce siège comportait un actionneur électromagnétique linéaire asservi en plus du ressort pneumatique. Alors que le siège à suspension active électrodynamique offrait une atténuation accrue des vibrations dans l'axe vertical, les isolateurs horizontaux n'offraient aucune atténuation ; ils donnaient plutôt lieu à une amplification des vibrations horizontales au niveau du plancher dans certains cas.

4.3.3 Sièges à suspension active et semi-active

Vu le coût élevé et l'importante demande en énergie des suspensions à contrôle actif, des efforts considérables ont été déployés pour développer des suspensions semi-actives. Une suspension semi-active s'obtient en dotant une suspension conventionnelle d'un amortisseur réglable afin de réaliser un meilleur compromis entre l'efficacité d'isolation des vibrations et le débattement de la suspension. Des sièges à suspension semi-active équipés d'amortisseurs hydrauliques réglables ER (Choi, S.-B. et Han, 2007; Wu et Griffin, 1997) et MR (Choi, S.-B. *et al.*, 2000; McManus *et al.*, 2002) ont été étudiés. Les amortisseurs ER et MR présentent des propriétés d'amortissement variables en raison de variations rapides de leur rhéologie sous application de champs électriques et magnétiques, respectivement. Wu et Griffin (1997) ont étudié de façon expérimentale l'efficacité d'atténuation vibratoire d'un siège à suspension muni d'un amortisseur hydraulique ER

sous excitations représentatives d'un camion et d'un tracteur. La fréquence naturelle de la suspension était de 1,7 Hz, et une commande de type tout ou rien – ou marche-arrêt – a été utilisée pour moduler l'amortissement entre faible et élevé. Les résultats obtenus en mode « marche » font état d'une efficacité supérieure en ce qui a trait au débattement de la suspension et, par conséquent, aux impacts de butées. Choi, S.-B. *et al.* (1998), Choi, S.-B. et Han (2007), Han, Jung, Choi et Wereley (2005) et Han, Jung, Choi, Choi et Wereley (2006) ont évalué en laboratoire l'efficacité d'atténuation des vibrations d'une suspension pourvue d'un amortisseur hydraulique ER en termes de TEAS, de VDV et de vibrations transmises à la tête du sujet en position assise sous vibrations caractéristiques d'un camion commercial. Les évaluations en laboratoire ont révélé une efficacité de suspension accrue. Han *et al.* (2006) et Choi, S.-B. et Han (2007) ont démontré que la force d'amortissement d'un amortisseur ER peut être augmentée de 67 N (en l'absence d'un champ électrique) à un maximum de 155 N en présence d'un champ électrique de 4 kV/mm. Au-delà du champ électrique, la force d'amortissement développée par un amortisseur hydraulique ER dépend fortement de la fréquence d'excitation (Wu et Griffin, 1997). Parmi les inconvénients des amortisseurs hydrauliques ER, il convient de noter la nécessité d'un champ électrique d'intensité élevée et la dégradation des propriétés d'amortissement au gré de l'augmentation de la température.

À la différence des amortisseurs hydrauliques ER, les amortisseurs hydrauliques MR affichent une variation rapide des propriétés d'amortissement sous application d'un champ magnétique. Un amortisseur MR avec contrôleur destiné aux sièges à suspension et ne nécessitant qu'une excitation de 12 V avec un courant maximum de 1,5 A a été développé commercialement par Lord Corp. sous le nom de « Motion Master » (McManus *et al.*, 2002). Le déplacement relatif de la suspension sert de rétroaction au contrôleur. Ce design permet en outre au conducteur de régler l'amortisseur sur « moyen » ou « ferme » selon les conditions du terrain. Des sièges à suspension équipés de cet amortisseur MR ont été développés par un certain nombre de fabricants de sièges à suspension (Sears Seating, Isringhausen, Knoedler Manufacturers Canada Ltd.). Des écarts considérables ont été constatés en ce qui concerne les caractéristiques de fonctionnement des sièges à suspension MR issues de simulations et de mesures en laboratoire. Cela est en partie dû à des différences relatives aux conditions d'excitation et aux contrôleurs d'amortisseurs utilisés dans les études publiées. Une évaluation en laboratoire d'un siège à suspension MR réalisée par l'équipe sous excitation de type VT2 a produit des valeurs de TEAS pondérées en fréquence de 1,21 et 0,94 à réglages d'amortissement faible et élevé, respectivement. Des comparaisons d'accélération efficace au niveau du siège et du plancher ont révélé une amplification des vibrations jusqu'à 2 Hz et des gains marginaux aux fréquences supérieures à 2,5 Hz. McManus *et al.* (2002) ont procédé à l'évaluation approfondie en laboratoire d'un siège à suspension MR sous vibrations transitoires et sous vibrations représentatives d'un véhicule de terrassement (VT1). Cette étude comportait aussi une évaluation de l'efficacité de suspension sous excitation de type VT1 amplifiée de 150 % avec réglage de la suspension du siège à mi-hauteur, de même qu'à $\pm 2,54$ et $\pm 5,08$ cm de la position à mi-hauteur. Les résultats de l'étude montrent que les impacts de butées peuvent essentiellement être éliminés par la suspension à amortisseur MR semi-active, pour un gain d'efficacité minimal en matière de TEAS. Mayton, DuCarme, Jobes et Matty (2006) ont évalué l'efficacité d'une suspension à amortisseur MR à atténuer les vibrations sous excitation représentative d'un tracteur agricole, telle que définie dans la norme ISO 5007:2003 (2003), et l'ont comparée à celle d'un siège à suspension passive conventionnelle. Dans cette étude, le siège à suspension MR a affiché une transmissibilité d'accélération maximale de 0,95, soit une valeur bien moindre que celle de 1,3 obtenue avec la suspension passive. Choi, S.-B. *et al.* (2000) ont évalué l'efficacité d'un siège à suspension MR

en laboratoire selon la loi de contrôle *skyhook* sous excitation harmonique. L'étude a révélé une efficacité d'isolation accrue des vibrations avec la suspension asservie par rapport à la suspension non asservie (amortissement fixe sous courant nul). La transmissibilité d'accélération maximale de la suspension asservie était d'environ 1,25, et l'atténuation des vibrations survenait aux fréquences supérieures à 2,2 Hz. Ces résultats suggèrent que des gains marginaux peuvent être obtenus avec la suspension MR par rapport à la suspension passive conventionnelle.

Les caractéristiques de fonctionnement d'un siège à suspension muni d'un amortisseur hydraulique MR sont fortement tributaires de la logique de contrôle de l'amortissement. Des études antérieures ont opté pour un contrôle de type tout ou rien ou un contrôle continu basé sur la politique de contrôle *skyhook*, comme le proposaient Karnopp, Crosby et Harwood (1974). Sapinski (2005b) a évalué de façon expérimentale l'efficacité d'un siège à suspension MR avec trois dispositifs de contrôle différents de type tout ou rien, et constaté une amélioration notable en matière d'isolation contre les chocs, mais un gain marginal en matière d'isolation contre les vibrations. Avec un dispositif de contrôle de type tout ou rien, les discontinuités dues à la commutation ont tendance à amoindrir l'efficacité de suspension. La synthèse du contrôleur présente un défi en raison de la nature hautement non linéaire et hystérétique de la force d'amortissement développée par un amortisseur MR. Certains ont suggéré qu'un contrôle hybride combinant différents algorithmes de contrôle, notamment à logique floue, un contrôle par mode glissant et un contrôle par réseau de neurones, pouvait améliorer l'efficacité de contrôle et la robustesse de la suspension contre les variations de masse corporelle en position assise, de hauteur d'assise et de conditions d'excitation (Phu, Choi, Lee et Han, 2016). Metered, Bonello et Oyadiji (2009) ont utilisé un contrôleur par mode glissant conjointement à un contrôleur par réseau de neurones pour obtenir les variations d'amortissement souhaitées. Ma, Rakheja et Su (2008b) ont proposé un algorithme de contrôle de type tout ou rien fondé sur *skyhook* avec une fonction de modulation destinée à compenser les discontinuités de commutation. Les expériences et les simulations réalisées dans la boucle du matériel ont révélé une amélioration substantielle de l'atténuation des chocs sous excitations transitoires ainsi que des valeurs de TEAS sous excitations caractéristiques d'autobus urbains et de véhicules de terrassement. Un contrôleur à logique floue a aussi été développé, et il s'est avéré qu'il améliorerait l'efficacité d'isolation des vibrations (Sapinski, 2005a). Yu *et al.* (2019) ont proposé un design de siège à suspension avec amortisseur MR rotatif et adaptatif actionné par les mouvements de rotation des bras de suspension. Les résultats de simulations et de tests en laboratoire en mode boucle ouverte ont révélé que ce siège offrait une réduction de 21 à 60 % de la réponse en accélération de la masse corporelle en position assise sous un courant de 0,4 A et de 0,8 A, respectivement, appliqué à l'amortisseur. Les résultats obtenus avec le contrôle tout ou rien ont révélé une transmissibilité maximale à la résonance d'environ 1,8 autour de 2,6 Hz, ce qui suggère qu'une telle suspension ne peut être utilisée dans la plupart des véhicules. Sun, S. *et al.* (2016) ont démontré qu'une suspension à amortisseur MR utilisant une méthode de contrôle flou offrait une efficacité accrue.

Quelques études ont également porté sur les suspensions de sièges horizontales semi-actives. Bai, Jiang et Qian (2017) ont proposé une suspension de siège semi-active verticale/longitudinale intégrée avec amortisseur MR rotatif, semblable à celle utilisée par Sun, S. *et al.* (2016). Les résultats de simulation obtenus avec la suspension à couple asservi ont révélé des variations de fréquence de résonance en modes avant-arrière et vertical dans la plage de 2,5 à 3,0 Hz. Les résultats de simulation et les résultats expérimentaux obtenus sous excitations à courant constant montraient que la réponse en accélération diminuait lorsque le courant augmentait sous vibrations sinusoïdales. La fréquence naturelle de la suspension était cependant très élevée dans les

applications pour véhicules routiers et hors route. Sun, S. *et al.* (2015) ont retenu le même concept pour développer un isolateur de siège horizontal avec des élastomères MR à contrôle actif, lesquels présentent une rigidité négativement évolutive. Un algorithme de contrôle *skyhook* a été utilisé pour moduler le courant de contrôle et, par conséquent, les variations de rigidité. Les résultats de simulation et les résultats expérimentaux obtenus sous excitation harmonique à 5, 7 et 10 Hz révélaient une réduction des vibrations de 45 %, 44 % et 27 %, respectivement, par rapport aux résultats obtenus avec la suspension non contrôlée. La fréquence naturelle de la suspension était toutefois passablement élevée dans les applications pour sièges de véhicules.

Les sièges à suspension semi-active sont dotés d'un amortissement réglable, et ils sont tenus pour n'être efficaces que pendant la phase de dissipation d'énergie. Malgré leurs nombreux avantages, parmi lesquels un temps de réponse rapide, une force d'amortissement réglable et une faible consommation d'énergie par rapport aux suspensions actives, les suspensions semi-actives ne sont efficaces qu'à l'intérieur d'une plage étroite de fréquences (Li, Liu, Gao et Shi, 2012). En contrepartie, les sièges à suspension active comportent un générateur de force asservi qui permet d'augmenter ou de dissiper l'énergie afin d'obtenir un meilleur contrôle des vibrations transmises. Ces dernières années, un grand nombre d'algorithmes de contrôle actif ont été proposés dans le but d'obtenir une suppression accrue des vibrations. Ces algorithmes offrent également une plus grande robustesse contre les variations de masse corporelle en position assise, de hauteur d'assise et de conditions d'excitation. La forte demande en énergie du générateur de force est toutefois généralement considérée comme un obstacle à la mise en application de ces algorithmes (Ning, Sun, Zhang, *et al.*, 2017).

Les études publiées ont eu recours à divers dispositifs pour assurer le contrôle des suspensions actives, parmi lesquels le contrôle par mode glissant (Lathkar, Tiwari, Shendge et Phadke, 2016; Ning, Sun, Wei, *et al.*, 2017; Oshinoya, Ooka et Ishibashi, 1998, 1999; Phu *et al.*, 2016), le contrôle H_∞ robuste (Ezzine et Tedesco, 2009; Wang, R., Jing, Karimi et Chen, 2015; Zhang, Liu et Huang, 2011; Zhao, Q., Chen et Feng, 2011; Zhao, Q., Yue, Chen et Mi, 2011; Zhao, Y. *et al.*, 2009; Zhao, Y., Zhao, *et al.*, 2010), le contrôle optimal (Cheok, Hu et Loh, 1989) et le contrôle flou (Avdagic, Besic, Buza et Omanovic, 2013; Guclu, 2005; Ning, Sun, Zhang, *et al.*, 2017; Phu, Shin et Choi, 2015; Rajendiran et Lakshmi, 2016; Tanovic et Huseinbegovic, 2009). Ces études ont été réalisées au moyen de modèles de suspensions de sièges dans lesquels le corps humain était représenté par une masse rigide ou un modèle biodynamique. Sun, W., Li, Zhao et Gao (2011) ont étudié le contrôle H_∞ robuste pour un système de suspension de siège active en utilisant un contrôle de rétroaction de sortie dynamique couplé à un modèle de corps humain. Le lemme généralisé de Kalman-Yakubovich-Popov (KYP) a été employé pour la norme H_∞ compte tenu d'un rejet de perturbation dans une bande de fréquences finie à laquelle le corps humain est plus sensible. Zhao, Y., Sun et Gao (2010) ont étudié les vibrations dans l'axe vertical du corps humain couplé à un système de suspension de siège active au moyen d'un contrôleur de retour d'état robuste utilisant une fonction de Lyapunov dépendante de la plage de délai. L'objectif principal de la conception du contrôleur était d'atténuer l'accélération au niveau du corps compte tenu de la saturation de l'entrée du contrôleur, de l'incertitude paramétrique et du délai de l'actionneur. Du, Li et Zhang (2012) et Du, Li et Zhang (2013) ont proposé un modèle intégrant corps humain, suspension de siège et châssis de véhicule pour analyser le contrôle des vibrations contre les perturbations de la route en présence d'une saturation de l'entrée et d'une masse corporelle variable du conducteur. La fonction de Lyapunov a été employée dans le contrôleur de rétroaction de sortie statique pour ce qui est de l'atténuation de l'accélération au niveau du corps, tandis qu'une protubérance isolée a été utilisée pour représenter une perturbation de la route. Un

état de contrôle par mode glissant terminal (MGT) et un observateur de perturbation ont été utilisés comme mécanisme d'observation robuste pour estimer la masse corporelle du conducteur et les forces de frottement, intégrés à une approche d'inégalité matricielle linéaire (IML) pour analyser la robustesse du système en boucle fermée (Ning, Sun, Wei, *et al.*, 2017). Du *et al.* (2013) ont en outre évalué le potentiel d'un contrôleur proportionnel, intégral et dérivé (PID) optimisé en ce qui concerne la réduction des vibrations transmises au conducteur, où le paramètre « estimation » s'obtenait à l'aide du paramètre « analyse de la sensibilité » sous une fréquence d'excitation aléatoire, compte tenu de l'incertitude paramétrique du système.

Les principales caractéristiques des études publiées traitant des problèmes de contrôle des suspensions de sièges peuvent être déduites à la lumière des importants enjeux de conception en cause. Premièrement, une immense partie des études réalisées ont mis l'accent sur la réduction au minimum de l'accélération au niveau du corps en position assise, tout en négligeant les limites relatives au débattement acceptable de la suspension. Le débattement relatif de la suspension constitue un important enjeu de conception dans le contexte d'un siège à suspension, car il peut contribuer à la transmission de mouvements de choc au corps en position assise sous vibrations à basse fréquence de grande amplitude, soit lorsque le débattement de la suspension dépasse les limites de sa course libre. Deuxièmement, les conditions d'excitation routières utilisées dans la plupart des études comportent une seule perturbation sous forme de protubérance isolée, des excitations aléatoires, ou des excitations provenant de la chaussée qui ne tiennent aucun compte des interactions dynamiques pneus-terrain et, le cas échéant, de la dynamique de la suspension primaire. Troisièmement, relativement peu d'efforts ont manifestement porté sur les effets de chocs intermittents ou répétés résultant des interactions pneus-terrain. Un certain nombre d'études ont en outre considéré l'atténuation de l'accélération au niveau de la tête comme l'objectif de contrôle primaire en utilisant des modèles biodynamiques de conducteurs en position assise à paramètres localisés et à plusieurs degrés de liberté (Choi, S.-B. et Han, 2007; Du *et al.*, 2013; Zhao, Y., Zhao, *et al.*, 2010). Bien qu'un tel objectif concorde avec la transmissibilité des vibrations du siège à la tête, une accélération réduite au niveau de la tête ne reflète pas nécessairement une exposition réduite du conducteur aux vibrations. Par ailleurs, la validité des modèles biodynamiques n'était pas évidente lorsqu'ils étaient couplés au siège. Les concepts de siège à suspension active faisant appel à une combinaison de mécanismes de contrôle, intégrant par exemple contrôle flou et contrôle par mode glissant, se sont avérés offrir un meilleur contrôle des vibrations (Phu *et al.*, 2016).

Comme indiqué plus haut, les études portant sur les suspensions actives ont mis l'accent sur des synthèses de contrôleurs sophistiquées, et limité les analyses d'efficacité à des simulations sur modèles. Une suspension active présente d'importants défis en termes de réalisation matérielle, de demande en énergie, de coût et de fiabilité dans un environnement hors route. La conception d'une suspension active nécessite en outre plusieurs mesures paramétriques – notamment en ce qui a trait à l'accélération, à la vitesse et au déplacement – en guise de rétroactions pour le contrôleur, ce qui ajoute encore à sa complexité et à son coût. En contrepartie, un design de suspension hybride intégrant une suspension passive et un actionneur à contrôle actif peut s'avérer avantageux pour améliorer la suppression des vibrations tout en exigeant moins d'énergie et en offrant moins de complexité quant à sa réalisation matérielle. Stein (1997) a développé une suspension active hybride pourvue d'un actionneur électromagnétique à contrôle proportionnel, avec rétroaction en accélération et en déplacement relatif. Les évaluations en laboratoire effectuées sous excitations de types VT1 et VT2 ont révélé une réduction de 60 à 70 % des vibrations transmises à la masse corporelle en position assise par rapport à une

suspension passive. Frechin, Arino et Fontaine (2004) ont évalué l'efficacité d'un siège à suspension pneumatique active sous vibration harmonique jusqu'à seulement 2 Hz, et constaté une réduction de 66 % de l'accélération efficace par rapport à une suspension passive. Les évaluations d'un siège similaire sous excitations de type VT3, VT5 et VT6 ont révélé une forte dépendance du facteur de TEAS au débattement de suspension acceptable et une moindre sensibilité aux variations de la masse corporelle. Les facteurs de TEAS avec le siège à suspension active étaient sensiblement inférieurs à ceux obtenus avec la suspension passive. Un actionneur pneumatique est tenu pour lent en ce qui concerne les applications de suspension, tandis qu'un actionneur hydraulique est trop encombrant en raison de sa demande en énergie hydraulique (Maciejewski, 2012a). Un certain nombre d'études ont porté sur des suspensions de sièges actives munies d'actionneurs électrodynamiques, notamment de moteurs linéaires et rotatifs. Périsset et Jézéquel (2000a) ont utilisé un moteur à courant continu avec un dispositif à crémaillère et à pignon pour développer une suspension de siège active. Un contrôle de rétroaction du courant a été utilisé pour réguler le couple moteur afin d'améliorer le contrôle des vibrations. Périsset et Jézéquel (2000b) ont proposé des suspensions de sièges actives et semi-actives munies d'un actionneur électrodynamique jumelé à un simple contrôle proportionnel intégral basé sur le courant en tant que régulateur. Les suspensions actives et semi-actives ont toutes deux affiché une réduction significative des accélérations transmises et une réduction de près de 50 % des accélérations maximales par rapport à une suspension conventionnelle. Les démultiplicateurs utilisés pour amplifier la force ou le couple de sortie de l'actionneur avaient toutefois pour effet d'amoindrir l'efficacité de l'ensemble en raison d'un frottement et d'un broutage élevés. Ning, Sun, Li, *et al.* (2016) ont développé une suspension de siège active munie de deux moteurs asservis et d'un contrôleur H_∞ pour compenser le frottement. Le contrôleur a été synthétisé afin de réduire au minimum les vibrations à basse fréquence transmises et de maintenir la passivité de la suspension à fréquences plus élevées, de manière à obtenir un compromis entre coût et efficacité. Des évaluations expérimentales sous vibrations harmoniques (dans la plage de 1 à 4,5 Hz) et vibrations aléatoires ont révélé une réduction substantielle de la transmissibilité de l'accélération et une réduction de près de 35 % des valeurs de VDV et de TEAS par rapport à une suspension passive. Gohari et Tahmasebi (2015) ont utilisé une méthode de contrôle de la force active avec un réseau neuronal artificiel (contrôle neuro-CAF). Les résultats de simulation obtenus pour la suspension avec contrôle neuro-CAF et de type PID ont démontré une efficacité supérieure par rapport à l'emploi de la seule méthode de contrôle neuro-CAF. Des simulations et des évaluations expérimentales d'un siège de camion avec servomoteur et loi de contrôle optimal ont révélé une suppression efficace des crêtes de résonance (Kawana et Shimogo, 1998).

Les résultats de simulation et d'évaluations en laboratoire de designs de suspensions hybrides actives-passives ont affiché un potentiel d'efficacité prometteur en ce qui a trait à l'atténuation de la transmission des vibrations. Les études publiées ne décrivent toutefois pas l'efficacité de la suspension en ce qui a trait au déplacement relatif. Un siège à suspension hybride active a été développé commercialement par Bose Corp., mais aucun renseignement sur son algorithme de contrôle n'a pu être trouvé. Des évaluations sur le terrain de ce siège comportant un actionneur de force électromagnétique linéaire asservi dans un camion-remorque routier ont révélé une réduction de 19 à 55 % de l'exposition aux vibrations par rapport à une suspension pneumatique passive (Blood *et al.*, 2011). Les évaluations en laboratoire de ce même siège sous excitations simulant celles de camions et d'autobus ont également révélé une plus grande efficacité du siège à suspension active en termes d'exposition aux VGC et de transmissibilité de l'accélération (Blood *et al.*, 2015).

4.4 Résumé

Les études publiées ont proposé une variété de concepts de sièges à suspension active, semi-active et passive, de modèles analytiques, de synthèses de contrôleurs et de méthodes d'analyse. Les sièges à suspension passive sont pour la plupart conçus avec un mécanisme à ciseaux afin d'assurer le mouvement vertical de l'assiette du siège suspendu. Des sièges équipés de réservoirs d'air supplémentaires ont été développés pour obtenir une basse fréquence naturelle dans un design de suspension compacte, ce qui permet d'obtenir une meilleure isolation vibratoire. Les designs à basse fréquence naturelle suscitent cependant un mouvement relatif excessif du siège, ce qui peut causer des impacts de butées et ainsi exposer le conducteur à des mouvements de choc. Outre les propriétés de rigidité et d'amortissement, l'efficacité d'un siège à suspension est influencée de façon hautement complexe par la masse corporelle en position assise, la hauteur d'assise choisie par l'utilisateur et la nature de l'excitation vibratoire. Bien que les études publiées fournissent une importante somme d'informations sur le rôle de différents facteurs de conception et d'utilisation, une orientation générale en ce qui a trait à la conception de sièges à suspension ou à leur adaptation à des véhicules particuliers n'a pas encore été définie. La conception d'un siège à suspension horizontale est encore plus complexe en raison de la prédominance des vibrations horizontales dans le voisinage des très basses fréquences (≈ 1 Hz). Une méthode normalisée a été mise au point pour évaluer l'efficacité des sièges à suspension verticale à atténuer les vibrations, mais elle comporte de nombreuses limites inhérentes. Les caractéristiques de fonctionnement des sièges à suspension indiquées dans différentes études n'ont pu être comparées du fait d'importantes différences relatives aux mesures objectives, aux conditions d'excitation et aux chargements de sièges. Le potentiel d'efficacité des sièges à suspension MR semi-active a été largement évalué au moyen de méthodes analytiques et expérimentales. Les suspensions de sièges MR éliminent efficacement les impacts de butées, mais n'offrent qu'un gain marginal en matière d'isolation vibratoire. Les sièges à suspension semi-active sont par ailleurs tenus pour n'être efficaces que pendant la phase de dissipation d'énergie, puisque le contrôle est alors limité à l'amortissement de la suspension. Les sièges à suspension active qui comportent un générateur de force asservi peuvent accroître ou dissiper l'énergie pour obtenir un meilleur contrôle des vibrations transmises. L'efficacité d'une suspension active ou semi-active à atténuer les vibrations dépend toutefois fortement de la logique de contrôle. Les études publiées ont fait état d'une variété de synthèses de contrôleurs conçues pour obtenir un meilleur contrôle des vibrations, notamment d'un contrôle par mode glissant, d'un contrôle H_∞ robuste, d'un contrôle flou, d'un contrôle par réseau de neurones et de diverses combinaisons de ces approches. Les applications matérielles de suspensions actives présentent d'importants défis en ce qu'elles nécessitent de mesurer de nombreux paramètres, dont l'accélération, la vitesse et le déplacement, et en ce qu'elles occasionnent une forte demande en énergie de même que des coûts importants. Les designs de sièges à suspension hybride qui intègrent un générateur de force active et un ressort passif offrent un compromis intéressant entre coût/complexité et efficacité. Un certain nombre d'études ont fait état de designs de suspensions hybrides utilisant des actionneurs à contrôle pneumatique et électrodynamique. Un siège à suspension hybride active doté d'un actionneur électromagnétique asservi en parallèle avec un ressort pneumatique a été développé commercialement, et des évaluations en laboratoire et sur le terrain de cette suspension suggèrent qu'elle réduit efficacement l'exposition aux vibrations dans l'axe vertical.

5. REVUE DES SIÈGES À SUSPENSION OFFERTS SUR LE MARCHÉ

Cette section présente une revue des sièges à suspension offerts sur le marché à partir des renseignements fournis dans les sites Web des fabricants. La revue portait sur les principales caractéristiques des sièges susceptibles d'être prises en considération lors du choix d'un siège commercial pour une machine et une application précises.

5.1 Caractéristiques de suspension des sièges offerts sur le marché

Cette section décrit les principales caractéristiques de suspension présentées dans les sites Web des fabricants de sièges. Les principales caractéristiques de suspension des sièges évalués, notamment en ce qui a trait à l'équipement (véhicule) ou à l'application cible, au type de suspension (active, semi-active ou passive), à l'axe d'atténuation des vibrations et au type d'amortissement (fixe ou réglable) de l'isolateur avant-arrière (lorsqu'offert), sont énumérées à l'annexe B (section B.I).

5.1.1 Types de suspensions

Les deux principales catégories de suspensions passives sont « à ressort pneumatique » et « à ressort hélicoïdal ». Les suspensions à ressort pneumatique sont aussi appelées « suspensions pneumatiques » (figure 5.1a). Un ressort pneumatique est utilisé dans la plupart des suspensions qui accusent un débattement relativement important entre les butées de fin de course supérieures et inférieures servant à limiter les mouvements. Les suspensions à ressort hélicoïdal sont aussi appelées suspensions mécaniques (figure 5.1b). On trouve généralement ce type de ressort dans des suspensions de faible hauteur nécessitant moins d'espace entre les cadres. La section 4.1 fournit plus d'information sur la conception des suspensions.

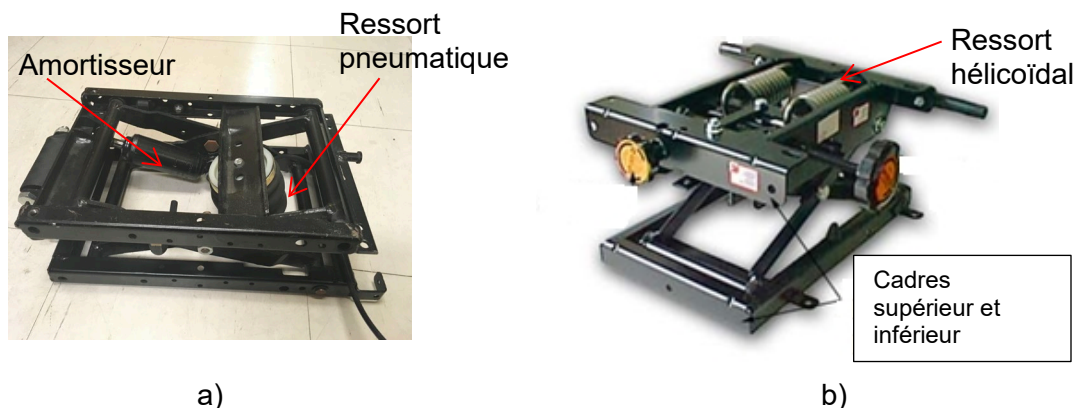


Figure 5.1. Configurations de suspensions de sièges comportant deux types de ressort différents : a) suspension pneumatique à un seul ressort pneumatique ; b) suspension mécanique à deux ressorts hélicoïdaux.

De *Low profile mechanical suspension* », par Seats Canada, 2009. ©Seats Canada, 2009. Tiré de <http://seatscanada.com/catalogue/lowprofile.htm>. Reproduit avec permission.

5.1.2 Atténuation des vibrations dans l'axe vertical et conformité à la norme ISO 7096:2000

La capacité d'un siège à atténuer les vibrations transmises au conducteur en position assise depuis le plancher de la cabine est évaluée selon les lignes directrices générales de la norme ISO 10326-1:2016 (2016). Des normes d'application plus précises sont fournies pour certains types de véhicules. À titre d'exemple, en ce qui concerne les engins de terrassement, la norme ISO 7096:2000 (2000) spécifie certains critères de sélection. Un siège à suspension n'y est considéré comme pouvant être utilisé de façon acceptable que s'il satisfait deux critères vibratoires, évalués au moyen d'un test de vibrations d'excitation simulée et d'un test d'amortissement. Le test d'excitation simulée est effectué en laboratoire pour évaluer le facteur de TEAS (transmissibilité effective de l'amplitude au siège) selon neuf classes spectrales d'excitation. Chaque classe spectrale correspond à la vibration générée au niveau du plancher de la cabine d'un type précis d'engin de terrassement (figure 4.3). La norme ISO 7096:2000 (2000) fournit des indications supplémentaires en ce qui concerne la sélection d'un siège à suspension pour une classe de véhicules donnée sur la base de valeurs de TEAS acceptables (tableau 4.1). Le test d'amortissement est quant à lui utilisé pour évaluer l'efficacité d'amortissement du siège en déterminant l'amplitude de transmissibilité à la fréquence de résonance du siège. Pour qu'un siège soit acceptable, l'amplitude de transmissibilité doit être inférieure à 1,5 ou 2,0, selon la classe spectrale d'excitation (la section 4.2.2 fournit des renseignements plus détaillés sur l'évaluation normalisée des sièges à suspension).

L'information fournie dans le site Web des fabricants ne donne aucune indication sur l'efficacité des sièges à suspension à isoler les vibrations. Seuls quelques fabricants font état de leur conformité à la norme ISO 7096:2000, sans préciser les mesures essentielles en matière d'efficacité à atténuer les vibrations, comme le facteur de TEAS, lorsqu'appliquées à un véhicule particulier. On n'y trouve non plus aucune information sur le test d'amortissement ou sur la fréquence naturelle prévue du siège, comme l'exige le test normalisé. En outre, la majorité des fabricants recommandent un siège à suspension particulier pour des machines de types très différents dont les propriétés vibratoires peuvent grandement différer. Étant donné que le critère de TEAS de la norme se limite à des classes précises de véhicules, les indications fournies par les fabricants peuvent, au mieux, être considérées comme vagues. Il en a d'ailleurs été de même lors des rencontres en personne avec les principaux fabricants, lesquels n'ont affiché qu'une connaissance limitée des propriétés vibratoires des sièges à suspension et de leur adaptabilité à différents types de véhicules.

5.1.3 Contrôle de l'amortissement

La réponse à la résonance et l'efficacité d'isolation vibratoire d'un siège à suspension dépendent fortement de ses propriétés d'amortissement, au-delà de nombreux autres facteurs. Une suspension de siège peut comporter un ou deux amortisseurs hydrauliques. Certains sièges à suspension sont dotés d'un dispositif de contrôle de l'amortissement sous la forme d'un commutateur permettant de choisir un amortissement faible ou élevé, afin d'adapter la réponse dynamique du siège à différentes conditions de conduite. Cependant, les fabricants fournissent peu d'information sur les conditions dans lesquelles utiliser un amortissement faible ou élevé. Le conducteur doit donc décider de l'amortissement de suspension à sélectionner selon sa propre perception des vibrations. Un certain nombre de sièges à suspension sont aussi équipés d'un amortisseur hydraulique magnétorhéologique (MR) semi-actif à même de doser

automatiquement l'amortissement requis d'après la réponse de la suspension au niveau de vibration à la base du siège. Cependant, aucune information n'est fournie sur l'efficacité d'atténuation des vibrations des sièges à suspension offrant un contrôle de l'amortissement au regard de différents véhicules.

5.1.4 Isolation des vibrations avant-arrière et latérales

Un grand nombre de sièges à suspension verticale offerts sur le marché peuvent être équipés, en option, d'un isolateur avant-arrière afin d'atténuer les vibrations le long de l'axe X (longitudinal). Un isolateur de siège horizontal auxiliaire était présenté dans la figure 4.10. Quelques fabricants de sièges à suspension proposent également un isolateur auxiliaire conçu pour contrôler les vibrations le long de l'axe Y (latéral). Les échanges avec les constructeurs de véhicules ont révélé que les mouvements avant-arrière et latéraux – causés par la suspension horizontale – sont généralement perçus comme gênants par les conducteurs de véhicules (A. Kordestani, communication personnelle, 2017). Un isolateur horizontal est donc généralement équipé d'un interrupteur qui permet à l'utilisateur de le verrouiller au besoin. Il importe de noter qu'il n'existe pas encore de méthodes d'essai normalisées, comparables à celles des normes ISO 7096:2000 et ISO 10326-1:2016, pour évaluer l'efficacité d'isolation vibratoire des sièges à suspension horizontale. Par ailleurs, les fabricants de sièges à suspension ne fournissent aucune donnée quantitative sur l'efficacité de tels isolateurs à atténuer les vibrations, ni sur leur applicabilité à des machines particulières.

5.1.5 Réglage de la hauteur et du poids, et course de la suspension

La grande majorité des sièges à suspension permettent un certain nombre de réglages visant à améliorer l'ergonomie du siège et à favoriser une meilleure posture de conduite. Parmi les divers réglages offerts sur un siège à suspension, le réglage de la hauteur d'assise et le réglage en fonction de la masse corporelle du conducteur sont les plus importants en ce qui concerne l'efficacité de suspension et l'accessibilité des commandes. Tous les sièges à suspension permettent donc ces réglages de base. Dans la plupart des sièges à suspension pneumatique, le réglage de la hauteur et du poids s'effectue simultanément en gonflant ou en dégonflant le ressort pneumatique. Certaines suspensions permettent cependant un réglage indépendant de la hauteur et du poids. Les sièges à suspension pneumatique sont pour la plupart dotés d'un commutateur mécanique ou électrique, sinon d'une soupape pneumatique – ce qui permet de modifier le volume ou la pression de l'air dans le ressort pneumatique –, ainsi que d'un indicateur de hauteur permettant au conducteur de régler correctement la hauteur du siège. L'indicateur en question vise à assurer que la suspension fonctionne dans la plage de fonctionnement pour laquelle elle est conçue. Avec ce type de suspension, le poids est automatiquement réglé selon la hauteur, mais il se peut que le poids corporel du conducteur modifie la rigidité effective de la suspension. Des sièges offrant un réglage entièrement automatique de la hauteur et du poids sont également offerts sur le marché. Selon le poids du conducteur, la hauteur du siège s'ajuste automatiquement à la position à mi-hauteur de la suspension en contrôlant le flux d'air vers le ressort pneumatique. Le conducteur peut ensuite régler la hauteur du siège à son gré au moyen d'un commutateur. En général, les suspensions mécaniques sont quant à elles pourvues de deux boutons ou leviers manuels permettant le réglage du poids et de la hauteur. Le réglage du poids s'effectue le plus souvent en premier, suivi du réglage de la hauteur. Les suspensions mécaniques comportent un indicateur de hauteur qui permet au conducteur de régler la hauteur

du siège à l'intérieur de la plage de fonctionnement pour laquelle elle a été conçue, de sorte à maximiser la course libre de la suspension entre les deux butées.

La course de la suspension, soit l'étendue totale possible de son déplacement entre les butées, est une importante caractéristique mentionnée par tous les fabricants. Les butées sont généralement faites d'un matériau en caoutchouc qui contribue à réduire les chocs résultant des impacts contre les butées lorsque le débattement de la suspension dépasse les limites de sa course libre.

Un autre paramètre important tient à la hauteur réglable de la suspension de siège, définie comme étant l'étendue acceptable de la zone de débattement de la suspension pour en assurer le fonctionnement sécuritaire. La hauteur réglable est généralement indiquée avec la longueur de course de la suspension. À titre d'exemple, si une suspension a une longueur de course totale de ± 90 mm et que la hauteur réglable est de ± 40 mm par rapport à la position à mi-hauteur de la suspension, le débattement de la suspension devra être d'au moins 50 mm pour qu'il y ait impact contre les butées de fin de course. Il est reconnu qu'un réglage de la hauteur de siège éloigné de la position à mi-hauteur de la suspension peut réduire l'efficacité de la suspension à atténuer les vibrations et provoquer des impacts de butées, avec pour effet de transmettre au conducteur des chocs et des vibrations de grande amplitude.

5.2 Caractéristiques ergonomiques des sièges

Les sièges à suspension sont conçus pour optimiser le confort du conducteur pendant des heures de travail prolongées. Plusieurs caractéristiques ergonomiques sont proposées par les fabricants de sièges, notamment un soutien lombaire, une inclinaison et une profondeur de coussin réglables, une inclinaison d'appui-dos réglable, des accoudoirs réglables et la rotation du siège. Les principales caractéristiques ergonomiques des sièges évalués sont présentées à l'annexe B (section B.II).

5.2.1 Soutien lombaire

La plupart des sièges à suspension sont équipés d'un mécanisme qui permet au conducteur de régler la courbure du coussin de l'appui-dos pour un maximum de confort perçu. Ce mécanisme est tantôt pneumatique, tantôt mécanique. Dans le premier cas, le conducteur peut régler la distribution de la pression d'air à l'intérieur du coussin de l'appui-dos. Dans le second cas, le soutien lombaire est contrôlé par un levier offrant des possibilités de réglage plus restreintes que le mécanisme pneumatique.

5.2.2 Profil du coussin et réglage de son inclinaison et de sa profondeur

Les coussins de siège sont offerts en différentes tailles pour accommoder différents conducteurs de véhicules. En Amérique du Nord, les fabricants de sièges proposent des coussins de sièges plus larges et plus longs que dans les autres marchés. Les coussins de siège sont généralement plats ou pourvus de soutiens latéraux. Les fabricants de sièges suggèrent généralement des sièges dont les coussins sont pourvus de soutiens latéraux pour les camions de construction, miniers et hors route afin d'accroître la stabilité latérale de l'occupant pendant la conduite. La figure 5.2 présente deux exemples de sièges, l'un doté d'un coussin plat, et l'autre, d'un coussin pourvu de soutiens latéraux.



Figure 5.2. Sièges présentant deux profils de coussin différents : a) plat et b) avec soutiens latéraux.

a) De *ISRI NCS suspension seat*, 2012. ©Quarry, 2012. Tiré de <https://www.quarrymagazine.com/Article/2393/ISRI-NCS-suspension-seat>. Reproduit avec permission.

b) Adapté de *Kingman standard seat*. ©Grammer, 2021. Tiré de <https://www.grammer.co.uk/kingman-standard-truck-seat>

Les coussins de siège sont fixés sur le cadre supérieur de la suspension, également appelé « assiette du siège ». Outre le fait que les sièges comportent un mécanisme de réglage avant-arrière, certains coussins de siège peuvent aussi être déplacés dans l'axe horizontal par rapport au cadre supérieur. Ce déplacement réglable est généralement désigné sous le nom de « profondeur de siège ». La figure 5.3a illustre le déplacement possible du coussin de siège en actionnant l'une des commandes qui se trouvent sous le coussin. Sur certains sièges, l'inclinaison du coussin peut aussi être réglée afin d'optimiser la perception de confort du conducteur (figure 5.3b).

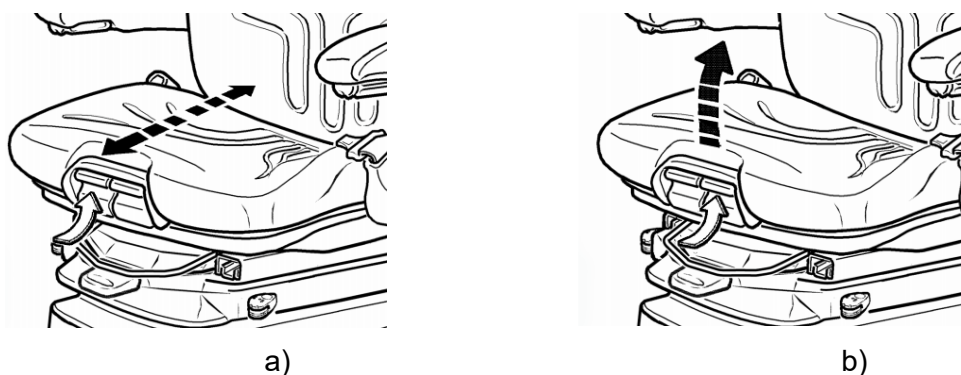


Figure 5.3. Réglages d'un coussin par rapport au cadre supérieur de la suspension : a) réglage de la profondeur du coussin ; b) réglage de l'inclinaison du coussin.

De *Grammer MSG 97*, 2003. ©Grammer, 2003. Tiré de https://usa.grammer.com/fileadmin/migrated/content_uploads/MSG97_Series_Operating_Instructions_-_English_Only.pdf. Reproduit avec permission.

5.2.3 Réglage de l'appui-dos et des accoudoirs

Sur la plupart des sièges, l'inclinaison de l'appui-dos peut être réglée par le conducteur au moyen d'un levier de blocage mécanique, comme le montre la figure 5.4a. L'inclinaison maximale de l'appui-dos est toutefois limitée par l'espace disponible derrière le siège. La plupart des sièges sont en outre dotés d'accoudoirs qui peuvent être relevés en position verticale pour faciliter l'accès au siège. Certains sièges à suspension sont dotés d'accoudoirs dont l'inclinaison à angle variable peut être réglée. Ce réglage s'effectue, par exemple, en tournant un bouton situé sous chaque accoudoir (voir la figure 5.4b). L'espace restreint dans certaines machines d'exploitation minière souterraine peut limiter les réglages possibles de l'appui-dos, voire empêcher l'utilisation d'accoudoirs. La figure 5.4c présente un exemple de siège sans accoudoirs à appui-dos fixe utilisé dans les habitacles à espace restreint. Certains sièges offrent la possibilité essentielle d'intégrer un panneau de commande fixe sur l'accoudoir droit, en particulier dans les machines de grande taille pourvues de commandes actionnées à la main.

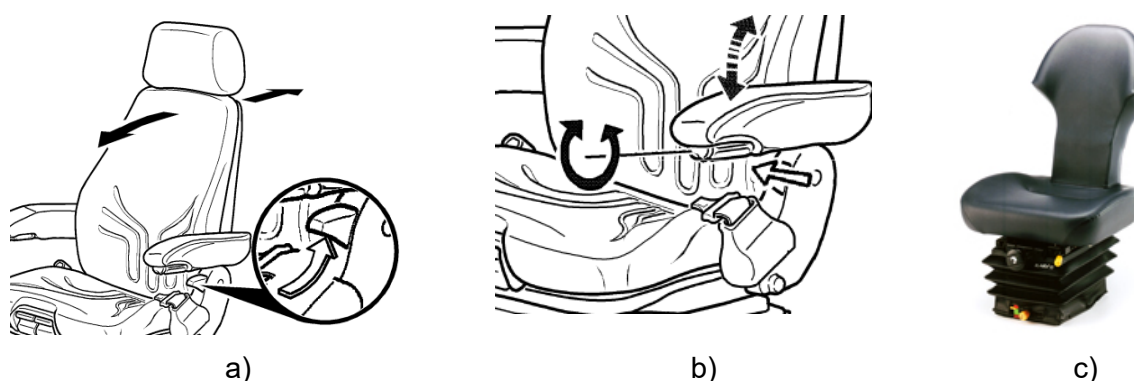


Figure 5.4. a) Réglage de l'appui-dos et b) des accoudoirs. c) siège de machine d'exploitation minière souterraine sans accoudoirs à appui-dos fixe.

a) et b) De Grammer MSG 97, 2003. ©Grammer, 2003. Tiré de

https://usa.grammer.com/fileadmin/migrated/content/uploads/MSG97_Series_Operating_Instructions_-_English_Only.pdf. Reproduit avec permission.

c) De KAB 11-F1, 2013. ©Kab Seating, 2013. Tiré de

<http://www.kabseating.com.au/Product/kab-11-f1>. Reproduit avec permission.

5.2.4 Rotation du siège

Certains sièges sont dotés d'un dispositif qui permet d'en régler l'orientation. Un tel mécanisme de rotation s'avère nécessaire dans toute machine pourvue d'un équipement arrière, comme dans le cas d'une chargeuse-pelleteuse. Pour utiliser l'équipement arrière, le conducteur débloque le mécanisme de rotation, et fait pivoter le siège de 180°.

5.3 Résumé

La grande majorité des sièges à suspension sont montés sur une plateforme à ciseaux équipée d'un ressort mécanique ou pneumatique, d'un ou deux amortisseurs hydrauliques, et de limiteurs de course élastiques. Tous les designs permettent un réglage de la hauteur du siège et un réglage en fonction du poids corporel du conducteur. Certains designs offrent un réglage automatique de la hauteur du siège pour assurer une position à mi-hauteur de la suspension. Tous les designs de suspension offrent également un réglage avant-arrière, et permettent de régler l'inclinaison du coussin et de l'appui-dos. La majorité des fabricants recommandent un même design de suspension pour plusieurs types de véhicules affichant des profils de VGC sensiblement différents. De nombreux fabricants proposent également des sièges à suspension semi-active dotés d'amortisseurs magnétorhéologiques réglables. Aucune information n'a toutefois été trouvée sur l'efficacité des différents sièges à suspension verticale ou horizontale à isoler les chocs et les vibrations.

La majorité des fabricants proposent, sur la plupart de leurs sièges, un certain nombre de caractéristiques de conception ergonomiques, dont un soutien lombaire et le réglage de l'inclinaison du coussin de siège et de l'appui-dos. Le réglage des accoudoirs et de la profondeur du coussin, de même qu'un mécanisme de rotation, sont aussi offerts sur certains modèles de sièges.

6. CONCLUSIONS

La transmission de vibrations globales du corps aux conducteurs de véhicules s'effectue à travers le coussin du siège. Une suspension de siège est donc indispensable pour limiter l'exposition aux VGC, tout particulièrement dans les petits et moyens véhicules sans suspension primaire. Un large éventail de sièges à suspension à basse fréquence ont été développés commercialement pour réduire l'exposition aux vibrations et, par conséquent, les risques connexes en matière de santé et de sécurité chez les conducteurs exposés. La grande majorité des suspensions sont montées sur une plateforme à ciseaux équipée d'un ressort mécanique ou pneumatique, d'un ou deux amortisseurs hydrauliques, et de limiteurs de course élastiques. Tous les designs permettent un réglage en hauteur du siège, généralement de concert avec un réglage avant-arrière et un réglage en fonction du poids de l'occupant. Certains designs offrent un réglage automatique de la hauteur du siège pour assurer une position à mi-hauteur de la suspension, avec pour effet de réduire le risque de chocs induits par interaction avec les limiteurs de débattement de la suspension. Les développements se limitent essentiellement aux suspensions verticales, bien que de nombreux véhicules hors route présentent des niveaux importants de vibrations aussi bien dans l'axe latéral que dans l'axe longitudinal. Des suspensions horizontales ont aussi été développées commercialement, et peuvent être ajoutées aux suspensions de siège verticales. De telles suspensions ne sont toutefois pas efficaces à limiter l'exposition aux VGC horizontales du fait de leur prédominance à des fréquences très basses (≈ 1 Hz). Ainsi les suspensions horizontales sont-elles assorties d'un important frottement afin de contrôler le mouvement avant-arrière ou latéral du conducteur en position assise. Un important débattement avant-arrière de l'isolateur horizontal est en outre souvent perçu comme une source d'inconfort et de désagrément par les conducteurs, lesquels ont souvent tendance à verrouiller la suspension.

Les études analytiques et expérimentales publiées indiquent que les sièges à suspension équipés de ressorts pneumatiques offrent une isolation accrue des vibrations dans l'axe vertical, présentent une sensibilité relativement moindre aux variations de masse corporelle, et facilitent le réglage en hauteur. L'introduction d'un réservoir d'air externe a sans doute été l'avancée la plus notable en matière de conception, en ce qu'elle a permis des designs compacts de suspensions à basse fréquence. Malgré les progrès réalisés, de nombreuses évaluations sur le terrain et en laboratoire ont révélé que les sièges à suspension amplifient les vibrations de la cabine dans de nombreux véhicules, ou n'affichent qu'une réduction marginale des vibrations transmises. Cela est dû en partie à une mise au point déficiente ou à l'absence de designs de suspensions conçus pour des véhicules particuliers. En outre, l'efficacité d'un siège à suspension à atténuer les vibrations est fortement dépendante de nombreux facteurs de conception et d'utilisation, et ce, de façon hautement complexe. Ces facteurs relèvent notamment des propriétés statiques et dynamiques de la suspension, des interactions dynamiques de l'occupant humain en position assise, de la nature de l'excitation (fréquence et amplitude), de la masse corporelle en position assise et de la hauteur d'assise.

Les sièges à suspension à basse fréquence peuvent satisfaire au critère de TEAS défini dans les normes d'essai lorsqu'ils sont adéquatement mis au point en fonction du véhicule cible. Les suspensions à basse fréquence accusent cependant un important débattement, ce qui est non seulement perçu comme une source d'inconfort et de désagrément par l'occupant en position assise, mais présente en outre un risque accru d'impacts de butées provoquant des mouvements

de choc au niveau du siège. Les vibrations du corps en position assise et le débattement de la suspension constituent des enjeux de conception opposés qui ne sont pas convenablement pris en compte dans la méthode d'essai et d'évaluation normalisée. La conception d'une suspension comporte en outre des exigences contradictoires en matière d'amortissement. Un léger amortissement est souhaitable pour atténuer les vibrations continues lorsque le mouvement de la suspension se limite à sa course libre, tandis que la réduction du potentiel d'impact contre les butées de fin de course élastiques sous vibration de grande amplitude ou excitation par choc nécessite un amortissement plus important. Un siège à suspension ne peut donc offrir une efficacité optimale que lorsque la suspension est mise au point en fonction d'un véhicule cible donné. Les fabricants de sièges à suspension recommandent toutefois le plus souvent un même design pour une large gamme de véhicules dont les vibrations peuvent considérablement différer. Or, cette approche ne saurait assurer une efficacité optimale du siège à atténuer les vibrations.

Ces dernières années, des efforts considérables ont été déployés pour concevoir des suspensions actives et semi-actives afin d'obtenir une meilleure isolation vibratoire avec un débattement de suspension restreint. Des sièges à suspension semi-active pourvus d'amortisseurs hydrauliques magnétorhéologiques (MR) réglables ont été développés commercialement. Les évaluations publiées de suspensions de sièges MR montrent que de telles suspensions peuvent efficacement éliminer les impacts de butées tout en n'offrant qu'un gain marginal en matière d'isolation vibratoire. Le potentiel d'efficacité des sièges à suspension semi-active a été largement évalué au moyen de méthodes analytiques et expérimentales, lesquelles suggèrent que l'efficacité de la suspension est fortement tributaire de l'algorithme de contrôle de l'amortissement. Les sièges à suspension semi-active ne sont toutefois tenus pour efficaces que pendant la phase de dissipation d'énergie, puisque le contrôle est alors limité à l'amortissement de la suspension.

De nombreux concepts de sièges à suspension active ont été développés pour améliorer non seulement l'isolation des vibrations, mais aussi la robustesse envers les incertitudes attribuables aux variations de masse corporelle et de hauteur d'assise, de même qu'aux différences entre les excitations vibratoires ou par chocs. Les suspensions de ce type comportent un générateur de force asservi qui peut accroître ou dissiper l'énergie pour obtenir un meilleur contrôle des vibrations transmises. L'efficacité d'une suspension active à atténuer les vibrations dépend toutefois fortement de la logique de contrôle, comme dans le cas des suspensions semi-actives. Les études publiées ont exploré une variété de synthèses de contrôleurs, lesquelles affichent invariablement une efficacité supérieure en matière d'atténuation des vibrations. Les applications matérielles de suspensions actives présentent néanmoins d'importants défis en raison des exigences relatives aux mesures paramétriques requises pour fournir une rétroaction au contrôleur, ainsi que de leur forte demande en énergie et de leur coût élevé. En guise d'alternative, les designs de sièges à suspension hybride qui intègrent un générateur de force active et un ressort passif offrent un compromis intéressant entre coût/complexité et efficacité. Un certain nombre d'études ont fait état de designs de suspensions hybrides utilisant des actionneurs à contrôle pneumatique ou électrodynamique. Un siège à suspension hybride active (Bose Ride® System II) comportant un actionneur électromagnétique asservi parallèlement à un ressort pneumatique a maintenant été développé commercialement. Les évaluations de cette suspension sur le terrain et en laboratoire suggèrent une réduction efficace de l'exposition aux vibrations dans l'axe vertical.

Il ressort à l'évidence de l'examen des designs actuellement proposés et des études aussi bien analytiques qu'expérimentales qu'une méthode de conception et de mise au point généralisée n'existe pas encore en ce qui concerne l'adaptation d'un siège à suspension à des véhicules cibles particuliers de manière à obtenir un contrôle optimal des vibrations. Des travaux ultérieurs sont souhaitables pour pallier les lacunes relatives aussi bien à la conception qu'à l'évaluation des sièges à suspension, lesquelles sont résumées ci-dessous :

- La méthode normalisée actuelle recommande de mesurer l'efficacité d'isolation vibratoire des sièges à suspension réglés à mi-hauteur et occupés par des sujets de 52 à 55 kg et de 98 à 103 kg de masse corporelle en position debout. Cette approche ne permet pas d'évaluer la suspension avec différentes masses corporelles et hauteurs d'assise. La méthode d'essai est en outre limitée aux conditions d'assise neutres. La méthode d'essai ou d'évaluation doit être révisée pour tenir compte des effets de la masse corporelle, de hauteurs de siège variables et de différentes conditions d'assise sur l'efficacité d'isolation des vibrations.
- La méthode normalisée est limitée aux vibrations dans l'axe vertical. Étant donné la présence de vibrations horizontales d'aussi grande amplitude dans de nombreux véhicules, il importe d'élaborer une méthodologie normalisée pour évaluer les sièges à suspension horizontale.
- Le déplacement relatif d'une suspension à basse fréquence naturelle constitue un facteur critique de conception et d'efficacité, alors qu'il n'est pas pris en compte par les méthodes normalisées, non plus que dans la grande majorité des études publiées. La probabilité d'impacts de butées est directement liée au débattement de la suspension et à la hauteur d'assise choisie par l'utilisateur. Des suspensions à réglage automatique de la hauteur d'assise peuvent non seulement prévenir les impacts de butées, mais aussi offrir une meilleure isolation des vibrations. Des travaux ultérieurs sont également nécessaires pour établir des valeurs de seuil de déplacement du siège perçues comme offrant une sensation de confort aux conducteurs. Ces valeurs serviront à orienter substantiellement la conception de sièges à suspension optimale.
- Un large éventail de sièges à suspension passive et semi-active ont été développés commercialement. Les fabricants recommandent généralement un même design de suspension pour une large gamme de véhicules présentant des propriétés vibratoires très différentes, alors que l'efficacité du type de siège en question à atténuer les vibrations dans l'environnement vibratoire recommandé pour ces véhicules n'est pas connue. Des études sur le terrain révèlent en outre que les sièges à suspension peuvent amplifier les vibrations de la cabine dans de nombreux véhicules. Cela suggère que les designs de suspensions ne sont pas dûment adaptés à l'environnement vibratoire des véhicules cibles. L'élaboration d'une méthodologie de conception de sièges à suspension adaptés à divers types de véhicules s'avère donc indispensable pour obtenir une efficacité de suspension optimale à l'égard de différentes classes de véhicules.
- La cinématique de la plateforme de suspension à ciseaux offre une grande flexibilité de conception qui favorise la mise au point de la suspension en fonction des spectres vibratoires d'un véhicule donné et de la masse corporelle de son occupant. Peu d'études ont examiné l'influence de la cinématique de suspension sur les propriétés de rigidité et d'amortissement effectifs de la suspension. De futures analyses cinétodynamiques des suspensions pourraient souligner l'importance de l'influence des points de fixation du ressort et de

l'amortisseur sur les propriétés de rigidité et d'amortissement effectifs. Les liens observés pourraient fournir des lignes directrices quant à la mise au point et à l'adaptation d'une suspension donnée pour des masses corporelles et des spectres vibratoires précis.

- Des évaluations systématiques en laboratoire et sur le terrain de sièges à suspension semi-active MR assortis de différentes logiques de contrôle sont nécessaires pour déterminer les gains d'efficacité qu'ils procurent à l'égard de larges classes de véhicules. Cela permettra d'adapter le contrôleur aux spectres vibratoires de véhicules précis.
- Une suspension hybride intégrant un actionneur électromagnétique asservi tel qu'un servomoteur aux éléments de la suspension passive offre un important potentiel d'efficacité et un bon compromis entre coût et efficacité. Des travaux ultérieurs sont souhaitables en ce qui a trait au développement de contrôleurs robustes pour tenir compte des variations relatives à la masse corporelle, à la hauteur du siège et aux excitations vibratoires. Cela permettra de les adapter à différents véhicules et à différents conducteurs de masse corporelle et de stature variables. Des évaluations en laboratoire et sur le terrain de telles suspensions sous différentes classes de vibrations de véhicules sont des plus importantes.

BIBLIOGRAPHIE

- Abbas, W., Emam, A., Badran, S., Shebl, M. et Abouelatta, O. (2013). Optimal seat and suspension design for a half-car with driver model using genetic algorithm. *Intelligent Control and Automation*, 4(2), 199-205. doi: 10.4236/ica.2013.42024
- Afkar, A., Javanshir, I., Taghi Ahmadian, M. et Ahmadi, H. (2013). Optimization of a passenger occupied seat with suspension system exposed to vertical vibrations using genetic algorithms. *Journal of Vibroengineering*, 15(2), 979-991.
- Alfadhli, A., Darling, J. et Hillis, A. J. (2018). The control of an active seat with vehicle suspension preview information. *Journal of Vibration and Control*, 24(8), 1412-1426.
- Avdagic, Z., Besic, I., Buza, E. et Omanovic, S. (2013). Comparison of controllers based on Fuzzy Logic and Artificial Neural Networks for reducing vibration of the driver's seat. Dans *IECON 2013, 39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society: 10-13 Nov. 2013, Vienna, Austria: Proceedings* (p. 3382-3387). Piscataway, NJ: IEEE. doi: 10.1109/IECON.2013.6699671
- Bai, X. X., Jiang, P. et Qian, L. J. (2017). Integrated semi-active seat suspension for both longitudinal and vertical vibration isolation. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 28(8), 1036-1049.
- Blood, R. P., Dennerlein, J., Lewis, C., Rynell, P. et Johnson, P. W. (2011). Evaluating whole-body vibration reduction by comparison of active and passive suspension seats in semi-trucks. *Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting*, 55(1), 1750-1754. doi: 10.1177/1071181311551363
- Blood, R. P., Ploger, J. D. et Johnson, P. W. (2010). Whole body vibration exposures in forklift operators: Comparison of a mechanical and air suspension seat. *Ergonomics*, 53(11), 1385-1394.
- Blood, R. P., Ploger, J. D., Yost, M. G., Ching, R. P. et Johnson, P. W. (2010). Whole body vibration exposures in metropolitan bus drivers: A comparison of three seats. *Journal of Sound and Vibration*, 329(1), 109-120.
- Blood, R. P., Yost, M. G., Camp, J. E. et Ching, R. P. (2015). Whole-body vibration exposure intervention among professional bus and truck drivers: A laboratory evaluation of seat-suspension designs. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 12(6), 351-362.
- Blüthner, R., Hinz, B., Menzel, G., Schust, M. et Seidel, H. (2006). On the significance of body mass and vibration magnitude for acceleration transmission of vibration through seats with horizontal suspensions. *Journal of Sound and Vibration*, 298(3), 627-637.
- Blüthner, R., Seidel, H. et Hinz, B. (2008). Laboratory study as basis of the development for a seat testing procedure in horizontal directions. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38(5-6), 447-456. doi: 10.1016/j.ergon.2007.08.008
- Boileau, P.-É. et Rakheja, S. (1990). Vibration attenuation performance of suspension seats for off-road forestry vehicles. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 5(3), 275-291.
- Boileau, P.-É. et Rakheja, S. (1995) *Étude des paramètres affectant l'efficacité d'atténuation des vibrations par un siège suspendu* (Rapport n° R-095). Montréal, QC: IRSST.
- Boileau P.-É. et Rakheja S. (1997) *Essais en vibration de sièges pour autobus urbains : phase 2 : évaluation de sièges candidats* (Rapport n° R-161). Montréal, QC: IRSST.
- Boileau, P.-É. et Rakheja, S. (2000) *Caractérisation de l'environnement vibratoire dans différentes catégories de véhicules : industriels, utilitaires et de transport urbain*. (Rapport n° R-242). Montréal, QC: IRSST.

- Boileau, P.-É., Rakheja, S. et Liu, P. J. (1997). A combined suspension seat–vehicle driver model for estimating the exposure to whole–body vehicular vibration and shock. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 4(2-4), 244-265.
- Boileau, P.-É., Rakheja, S. et Wang, Z. (2004) *Étude des mécanismes de conception visant à limiter l'importance des impacts occasionnés par le talonnement des sièges à suspension* (Rapport n° R-368). Montréal, QC: IRSST.
- Bouazara, M., Richard, M. J. et Rakheja, S. (2006). Safety and comfort analysis of a 3-D vehicle model with optimal non-linear active seat suspension. *Journal of Terramechanics*, 43(2), 97-118.
- Bovenzi, M. (2017). Low back pain and exposure to whole-body vibration and mechanical shocks. Dans M. Hagberg (Édit.), *WBV 2017: 6th International Conference on Whole-Body Vibration Injuries: Abstracts* (p. 53-55). Göteborg, Suède: AMM.
- Burdorf, A. et Swuste, P. (1993). The effect of seat suspension on exposure to whole-body vibration of professional drivers. *The Annals of Occupational Hygiene*, 37(1), 45-55.
- Burström, L., Nilsson, T. et Wahlström, J. (2015). Whole-body vibration and the risk of low back pain and sciatica: A systematic review and meta-analysis. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 88(4), 403-418.
- Cao, D., Rakheja, S. et Su, C. Y. (2010). Roll- and pitch-plane coupled hydro-pneumatic suspension: Part 1: Feasibility analysis and suspension properties. *Vehicle System Dynamics*, 48(3), 361-386.
- Cation, S., Jack, R., Oliver, M., Dickey, J. P. et Lee-Shee, N. K. (2008). Six degree of freedom whole-body vibration during forestry skidder operations. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38(9-10), 739-757.
- Cheok, K. C., Hu, H. X. et Loh, N. K. (1989). Discrete-time frequency-shaping parametric LQ control with application to active seat suspension control. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 36(3), 383-390.
- Choi, S.-B., Choi, J. H., Nam, M. H., Cheong, C. C. et Lee, H. G. (1998). A semi-active suspension using ER fluids for a commercial vehicle seat. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 9(8), 601-606.
- Choi, S.-B. et Han, Y. M. (2007). Vibration control of electrorheological seat suspension with human-body model using sliding mode control. *Journal of Sound and Vibration*, 303(1-2), 391-404.
- Choi, S.-B., Nam, M. H. et Lee, B. K. (2000). Vibration control of a MR seat damper for commercial vehicles. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 11(12), 936-944.
- Choi, Y. T. et Wereley, N. M. (2005). Mitigation of biodynamic response to vibratory and blast-induced shock loads using magnetorheological seat suspensions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 219(6), 741-753.
- Cullmann, A. et Wölfel, H. P. (2001). Design of an active vibration dummy of sitting man. *Clinical Biomechanics*, 16(1), S64-S72. doi: 10.1016/S0268-0033(00)00107-8
- Dewangan, K. N., Rakheja, S., Marcotte, P., Shahmir, A. et Patra, S. K. (2013). Comparisons of apparent mass responses of human subjects seated on rigid and elastic seats under vertical vibration. *Ergonomics*, 56(12), 1806-1822.
- Directive 2002/44/EC of the European Parliament and the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration) (sixteenth individual Directive within the meaning of Article 16 (1) of Directive 89/391/EEC). *Official Journal of the European Communities*, L, 117(13), 6 juillet, 2002 (EC).

- Dong, Y. P. et Lu, Z. H. (2012). Analysis and evaluation of an anti-shock seat with a multi-stage non-linear suspension for a tactical vehicle under a blast load. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 226(8), 1037-1047.
- Du, H., Li, W. et Zhang, N. (2012). Integrated seat and suspension control for a quarter car with driver model. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 61(9), 3893-3908.
- Du, H., Li, W. et Zhang, N. (2013). Semi-active control of an integrated full-car suspension with seat suspension and driver body model using ER dampers. *International Journal of Vehicle Design*, 63(2-3), 159-184.
- Duke, M. et Fow, A. (2012). Comparison of simulation and experimental results of a tractor seat with nonlinear stiffness and dead-band damping. *Journal of Vibration and Acoustics*, 134(5).
- Duke, M. et Goss, G. (2007). Investigation of tractor driver seat performance with non-linear stiffness and on-off damper. *Biosystems Engineering*, 96(4), 477-486.
- Ebe, K. et Griffin, M. J. (2001). Factors affecting static seat cushion comfort. *Ergonomics*, 44(10), 901-921.
- Eger, T. R., Kociolek, A. M. et Dickey, J. P. (2013). Comparing health risks to load-haul-dump vehicle operators exposed to whole-body vibration using EU Directive 2002/44EC, ISO 2631-1 and ISO 2631-5. *Minerals*, 3(1), 16-35.
- Ekman, M., Johnell, O. et Lidgren, L. (2005). The economic cost of low back pain in Sweden. *Acta Orthopaedica*, 76(2), 278-284.
- Els, P. S., Theron, N. J., Uys, P. E. et Thoresson, M. J. (2007) The ride comfort and handling compromise for off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*, 44(4), 303-317
- Ezzine, J. et Tedesco, F. (2009). Mixed sensitivity H^∞ control approach for regulation of active suspension on half-car model with seat passengers. Dans *Proceedings of the 7th EUROMECH Solid Mechanics Conference, Lisbon, Portugal, 7-11 September 2009* (p. 7-11). Tiré de <https://tedescof.files.wordpress.com/2011/02/ezzine-2009-mixed-sensitivity-he2889e-control-approach-for-regulation-of-active-suspension-on-half-car-model-with-seat-passengers.pdf>
- Fleury, G. et Mistrot, P. (2006). Numerical assessment of fore-and-aft suspension performance to reduce whole-body vibration of wheel loader drivers. *Journal of Sound and Vibration*, 298(3), 672-687.
- Frechin, M. M., Arino, S. B. et Fontaine, J. (2004). ACTISEAT: Active vehicle seat for acceleration compensation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 218(9), 925-933.
- Gad, S., Metered, H., Bassuiny, A. et Abdel Ghany, A. M. (2015). Ride comfort enhancement of heavy vehicles using magnetorheological seat suspension. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 22(2), 93-113
- Gohari, M., Rahman, R. A., Raja, R. I. et Tahmasebi, M. (2012). Bus seat suspension modification for pregnant women. Dans *International Conference on Biomedical Engineering (ICoBE), 2012 27-28 Feb. 2012, Penang, Malaysia* (p. 404-407). Piscataway, NJ: IEEE. doi: 10.1109/ICoBE.2012.6179047
- Gohari, M. et Tahmasebi, M. (2014). Off-road vehicle seat suspension optimisation: Part II: Comparative study between meta-heuristic optimisation algorithms. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 33(4), 443-454.
- Gohari, M. et Tahmasebi, M. (2015). Active off-road seat suspension system using intelligent active force control. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 34(4), 475-489.

- Gouw, G., Rakheja, S., Sankar, S. et Afework, Y. (1990). Increased comfort and safety of drivers of off-highway vehicles using optimal seat suspension. *SAE Transactions*, 99, 514-548.
- Griffin, M. J. (1990). *Handbook of human vibration*. Cambridge, MA: Academic Press. doi: 10.1016/C2009-0-02730-5
- Grujicic, M., Pandurangan, B., Arakere, G., Bell, W. C., He, T. et Xie, X. (2009). Seat-cushion and soft-tissue material modelling and a finite element investigation of the seating comfort for passenger-vehicle occupants. *Materials Design*, 30(10), 4273-4285.
- Gu, Y. (1999). *A new dummy for vibration transmissibility measurement in improving ride comfort* (Document technique n° 01-0629). S.I.: SAE. doi: 10.4271/1999-01-0629
- Guclu, R. (2005). Fuzzy logic control of seat vibrations of a non-linear full vehicle model. *Nonlinear Dynamics*, 40(1), 21-34.
- Guglielmino, E., Stammers, C. W., Stancioiu, D., Sireteanu, T. et Ghigliazza, R. (2005). Hybrid variable structure-fuzzy control of a magnetorheological damper for a seat suspension. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 3(1), 34-46.
- Gunaselvam J. J. et van Niekerk J. L. (2005). Seat selection guidelines to reduce whole-body vibration exposure levels in the SA mining industry. *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy*, 105(10), 675-686.
- Gunston, T. P. (2000). *An investigation of suspension seat damping using a theoretical model*. Communication présentée à la 35th UK Conference on Human Responses to Vibration, Southampton, Angleterre, (p. 13-15).
- Gunston, T. P., Rebelle, J. et Griffin, M. J. (2004). A comparison of two methods of simulating seat suspension dynamic performance. *Journal of Sound and Vibration*, 278(1-2), 117-134.
- Han, Y. M., Jung, J. Y., Choi, S. B. et Wereley, N. M. (2005). Sliding mode control of ER seat suspension considering human vibration model. *International Journal of Modern Physics B*, 19(7-9), 1689-1695.
- Han, Y. M., Jung, J. Y., Choi, S. B., Choi, Y. T. et Wereley, N. M. (2006). Ride quality investigation of an electrorheological seat suspension to minimize human body vibrations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 220(2), 139-150.
- Hill, K. et Dhingra, A. (2003). Modeling, analysis and optimization of a scissors linkage seat suspension. *Engineering Optimization*, 35(4), 341-357.
- Hinz, B., Menzel, G., Blüthner, R. et Seidel, H. (1998). Laboratory testing of operator seat vibration with 37 subjects: Critical comment on ISO/DIS 7096. *Journal of Sound and Vibration*, 215(4), 977-988.
- Hinz, B., Rutzel, S., Blüthner, R., Menzel G., Wolfel H. P. et Seidel, H. (2006). Apparent mass of seated men: First determination with a soft seat and dynamic seat pressure distribution. *Journal of Sound and Vibration*, 298(3), 704-724.
- Hinz, B., Seidel, H., Menzel, G. et Blüthner, R. (2002). Effects related to random whole-body vibration and posture on a suspended seat with and without backrest. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1), 265-282.
- Holtz, M. W. et Van Niekerk, J. L. (2010). Modelling and design of a novel air-spring for a suspension seat. *Journal of Sound and Vibration*, 329(21), 4354-4366.
- Hostens, I., Deprez, K. et Ramon, H. (2004). An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines. *Journal of Sound and Vibration*, 276(1-2), 141-156.
- International Organization for Standardization. (1997). *Mechanical vibration and shock: Evaluation of human exposure to whole-body vibration: Part 1: General requirements*. Norme ISO 2631-1:1997. Genève, Suisse: ISO.

- International Organization for Standardization (2000). *Earth-moving machinery: Laboratory evaluation of operator seat vibration*. Norme ISO 7096:2000. Genève, Suisse: ISO.
- International Organization for Standardization. (2003). *Agricultural wheeled tractors: Operator's seat: Laboratory measurement of transmitted vibration*. Norme ISO 5007:2003. Genève, Suisse: ISO.
- International Organization for Standardization. (2016). *Mechanical vibration: Laboratory method for evaluating vehicle seat vibration: Part 1: Basic requirements*. Norme ISO 10326-1:2016. Genève, Suisse: ISO.
- International Organization for Standardization. (2018). *Mechanical vibration and shock: Evaluation of human exposure to whole-body vibration: Part 5: Method for evaluation of vibration containing multiple shocks*. Norme ISO 2631-5:2018. Genève, Suisse: ISO.
- Jack, R. J., Oliver, M., Dickey, J. P., Cation, S., Hayward, G. et Lee-Shee, N. (2010). Six-degree-of-freedom whole-body vibration exposure levels during routine skidder operations. *Ergonomics*, 53(5), 696-715.
- Jin, A., Zhang, W., Wang, S., Yang, Y. et Zhang, Y. (2014). Modeling air-spring suspension system of the truck driver seat. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 7(1), 157-162.
- Jonsson, P. M., Rynell, P. W., Hagberg, M. et Johnson, P. W. (2015). Comparison of whole-body vibration exposures in buses: Effects and interactions of bus and seat design. *Ergonomics*, 58(7), 1133-1142.
- Karnopp, D., Crosby, M. J. et Harwood, R. A. (1974). Vibration control using semi-active force generators. *Journal of Engineering for Industry*, 96(2), 619-626.
- Kawana, M. et Shimogo, T. (1998). Active suspension of truck seat. *Shock and Vibration*, 5(1), 35-41.
- Kim, J. H., Dennerlein, J. T. et Johnson, P. W. (2018). The effect of a multi-axis suspension on whole body vibration exposures and physical stress in the neck and low back in agricultural tractor applications. *Applied Ergonomics*, 68, 80-89. doi: 10.1016/j.apergo.2017.10.021
- Kim, J. H., Zigman, M., Aulck, L. S., Ibbotson, J. A., Dennerlein, J. T. et Johnson, P. W. (2016). Whole body vibration exposures and health status among professional truck drivers: A cross-sectional analysis. *Annals of Occupational Hygiene*, 60(8), 936-948.
- Kitazaki, S. et Griffin, M.J. (1998). Resonance behaviour of the seated human body and effect of posture. *Journal of Biomechanics*, 31(2), 143-149.
- Książek, M. A. et Ziemiański, D. (2012). Optimal driver seat suspension for a hybrid model of sitting human body. *Journal of Terramechanics*, 49(5), 255-261.
- Lathkar, M., Tiwari, A., Shendge, P. D. et Phadke, S. B. (2016). Active seat suspension based on second order inertial delay control combined with sliding mode control. Dans *Proceedings of the 1st IEEE International Conference on Power Electronics, Intelligent Control and Energy Systems (ICPEICES): July 4-6, 2016*. Piscataway, NJ: IEEE. doi: 10.1109/ICPEICES.2016.7853309
- Le, T. D. et Ahn, K. K. (2011). A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*, 330(26), 6311-6335.
- Lee, C. M. et Goverdovskiy, V. N. (2002). Alternative vibration protecting systems for men-operators of transport machines: Modern level and prospects. *Journal of Sound and Vibration*, 249(4), 635-647.
- Lee, S. H., Park, J. S., Jung, B. K. et Lee, S. A. (2016). Effects of different seat cushions on interface pressure distribution: a pilot study. *Journal of Physical Therapy Science*, 28(1), 227-230.
- Lewis, C. A. et Johnson, P. W. (2012). Whole-body vibration exposure in metropolitan bus drivers. *Occupational Medicine*, 62(7), 519-524.

- Lewis, C. H. et Griffin, M. J. (2002). Evaluating the vibration isolation of soft seat cushions using an active anthropodynamic dummy. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1), 295-311.
- Li, H., Liu, H., Gao, H. et Shi, P. (2012). Reliable fuzzy control for active suspension systems with actuator delay and fault. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 20(2), 342-357.
- Lines, J., Stiles, M. et Whyte, R. (1995). Whole body vibration during tractor driving. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 14(2), 87-104.
- Lings, S. et Leboeuf-Yde, C. (2000) Whole-body vibration and low back pain: A systematic critical review of the epidemiological literature 1992-1999. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 73, 290-297. doi: 10.1007/s004200000118
- Ma, X. Q., Rakheja, S. et Su, C. Y. (2008a). Damping requirement of a suspension seat subject to low frequency vehicle vibration and shock. *International Journal of Vehicle Design*, 47(1-4), 133-156.
- Ma, X. Q., Rakheja, S. et Su, C. Y. (2008b). Synthesis of a semi-active suspension seat for attenuation of whole-body vibration and shock. *International Journal of Vehicle Design*, 47(1-4), 157-175.
- Maciejewski, I. (2012a). Control system design of active seat suspensions. *Journal of Sound and Vibration*, 331(6), 1291-1309.
- Maciejewski, I. (2012b). Load-dependent controller of the active seat suspension with adaptive mass recognizing. *Acta Mechanica et Automatica*, 6(2), 66-70.
- Maciejewski, I., Kiczowski, T. et Krzyzynski, T. (2011). Application of the Pareto-optimal approach for selecting dynamic characteristics of seat suspension systems. *Vehicle System Dynamics*, 49(12), 1929-1950.
- Maciejewski, I. et Krzyżyński, T. (2011). Control design of semi-active seat suspension systems. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 49(4), 1151-1168.
- Maciejewski, I., Meyer, L. et Krzyzynski, T. (2009). Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties. *Journal of Sound and Vibration*, 324(3-5), 520-538.
- Marcotte, P., Beaugrand, S., Boutin, J. et Larue, C. (2010). Design and evaluation of a suspension seat to reduce vibration exposure of subway operators: A case study. *Industrial Health*, 48(5), 715-724.
- Marin, L. S., Rodriguez, A. C., Rey-Becerra, E., Piedrahita, H., Barrero, L. H., Dennerlein, J. T. et Johnson, P. W. (2017) Assessment of whole-body vibration exposure in mining earth-moving equipment and other vehicles used in surface mining. *Annals of Work Exposure and Health*, 61(6), 669-680.
- Mayton, A. G., DuCarme, J. P., Jobes, C. C. et Matty, T. J. (2006). Laboratory investigation of seat suspension performance during vibration testing. Dans *Proceedings of the ASME Design Engineering Division and the ASME Computers and Information in Engineering Division 2006: Presented at 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 5-10, 2006, Chicago, Illinois, USA* (p. 177-183). New York, NY: ASME. doi: 10.1115/IMECE2006-14146
- McManus, S. J., Clair, K. S., Boileau, P. E., Boutin, J. et Rakheja, S. (2002). Evaluation of vibration and shock attenuation performance of a suspension seat with a semi-active magnetorheological fluid damper. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1), 313-327.
- Mehta, C. R. et Tewari, V. K. (2000). Seating discomfort for tractor operators: A critical review. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 25(6), 661-674.
- Metered, H., Bonello, P. et Oyadiji, S. O. (2009). Vibration control of a seat suspension system using magnetorheological damper. Dans *ASME 2009 International Design Engineering*

- Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (p 1021-1029). New York, NY: ASME. doi: 10.1115/DETC2009-86081
- Metered, H. et Šika, Z. (2014). Vibration control of a semi-active seat suspension system using magnetorheological damper. Dans *IEEE/ASME 10th International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications (MESA), 2014 10-12 Sept. 2014, Hotel Duchi della Rovere, Senigallia, Ancona, Italy: Conference proceedings*. Piscataway, NJ: IEEE. doi: 10.1109/MESA.2014.6935527
- Motmans, R. (2012). Reducing whole body vibration in forklift drivers. *Work*, 41(1), 2476-2481. doi: 10.3233/WOR-2012-0484-2476
- Nagarkar, M. P., Patil, G. J. V. et Patil, R. N. Z. (2016). Optimization of nonlinear quarter car suspension-seat-driver model. *Journal of Advanced Research*, 7(6), 991-1007.
- Nélisse, H., Boileau, P.-É., Rakheja S., Patra, S. et Boutin, J. (2006). *Évaluation de mannequins anthropodynamiques destinés aux essais de vibrations des sièges en laboratoires* (Rapport n° R-478). Montréal, QC: IRSST.
- Ning, D., Sun, S., Li, H., Du, H. et Li, W. (2016). Active control of an innovative seat suspension system with acceleration measurement based friction estimation. *Journal of Sound and Vibration*, 384(8), 28-44.
- Ning, D., Sun, S., Wei, L., Zhang, B., Du, H. et Li, W. (2017). Vibration reduction of seat suspension using observer based terminal sliding mode control with acceleration data fusion. *Mechatronics*, 44, 71-83. doi: 10.1016/j.mechatronics.2017.04.012
- Ning, D., Sun, S., Zhang, F., Du, H., Li, W. et Zhang, B. (2017). Disturbance observer based Takagi-Sugeno fuzzy control for an active seat suspension. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 93, 515-530. doi: 10.1016/j.ymsp.2017.02.029
- Ning, D., Sun, S., Zhang, J., Du, H., Li, W. et Wang, X. (2016). An active seat suspension design for vibration control of heavy-duty vehicles. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 35(4), 264-278.
- Orečný, M., Segľa, Š., Huňady, R. et Ferková, Ž. (2014). Application of a magneto-rheological damper and a dynamic absorber for a suspension of a working machine seat. *Procedia Engineering*, 96, 338-344. doi: 10.1016/j.proeng.2014.12.127
- Oshinoya, Y., Ooka, K. et Ishibashi, K. (1998). Simulation study on active suspension of truck seat using sliding mode control. *Proceedings of the School of Engineering of Tokai University*, 23, 57-73.
- Oshinoya, Y., Ooka, K. et Ishibashi, K. (1999). Experimental study on active suspension of truck seat using sliding mode control. *Proceedings of the School of Engineering of Tokai University*, 24, 43-49.
- Patil, M. K. et Palanichamy, M. S. (1988). A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response. *Applied Mathematical Modelling*, 12(1), 63-71.
- Pazooki, A., Rakheja, S. et Cao, D. (2012). Modeling and validation of off-road vehicle ride dynamics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 28, 679-695. doi: 10.1016/j.ymsp.2011.11.006
- Périsse, J. et Jézéquel, L. (2000a). An original feedback control with a reversible electromechanical actuator used as an active isolation system for a seat suspension: Part I: Theoretical study. *Vehicle System Dynamics*, 34(5), 305-331.
- Périsse, J. et Jézéquel, L. (2000b). An original feedback control with a reversible electromechanical actuator used as an active isolation system for a seat suspension: Part II: Experimental study. *Vehicle System Dynamics*, 34(6), 381-399.

- Phu, D. X., Choi, S. B., Lee, Y. S. et Han, M. S. (2016). Vibration control of a vehicle's seat suspension featuring a magnetorheological damper based on a new adaptive fuzzy sliding-mode controller. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 230(4), 437-458.
- Phu, D. X., Shin, D. K. et Choi, S.-B. (2015). Design of a new adaptive fuzzy controller and its application to vibration control of a vehicle seat installed with an MR damper. *Smart Materials and Structures*, 24(8).
- Plewa, K. M., Eger, T. R., Oliver, M. L. et Dickey, J. P. (2012). Comparison between ISO 2631-1 comfort prediction equations and self-reported comfort values during occupational exposure to whole-body vehicular vibration. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 31(1), 43-53.
- Politis, H., Rakheja, S., Boileau, P.-É., Juras, D. et Boutin, J (2003). Limits of application of human body dynamics in assessing vibration comfort of seats. *SAE Transactions, Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems*, 112(6), 973-979.
- Prasad, N., Tewari, V. K. and Yadav, R. (1995). Tractor ride vibration: A review. *Journal of Terramechanics*, 32(4), 205-219.
- Punnett, L., Prüss-Ütün, A., Nelson, D. I., Fingerhut, M. A., Leigh, J., Tak, S. et Phillips, S. (2005). Estimating the global burden of low back pain attributable to combined occupational exposures. *American Journal of Industrial Medicine*, 48(6), 459-469.
- Rajendiran, S. et Lakshmi, P. (2016). Simulation of PID and fuzzy logic controller for integrated seat suspension of a quarter car with driver model for different road profiles. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30(10), 4565-4570.
- Rakheja, S., Afework, Y. et Sankar, S. (1994). An analytical and experimental investigation of the driver-seat-suspension system. *Vehicle System Dynamics*, 23(1), 501-524.
- Rakheja, S., Boileau, P.-É. et Wang, Z. (2004). Performance analysis of suspension seats under high magnitude vibration excitations: II: Design parameter study. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 23(1), 7-25.
- Rakheja, S., Boileau, P.-É., Wang, Z. et Politis, H. (2003). Performance analysis of suspension seats under high magnitude vibration excitations: Part 1: Model development and validation. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 22(4), 225-252.
- Rakheja, S., Dewangan, K., Marcotte, P., Shahmir, A. et Patra, S. (2015). *An exploratory study for characterizing seated body apparent mass coupled with elastic seats under vertical vibration* (Rapport n° R-884). Montréal, QC: IRSST.
- Rakheja, S., Dewangan, K., Dong, R. G. et Marcotte, P. (2020). Whole-body vibration biodynamics: A critical review. I. Experimental biodynamics. *International Journal of Vehicle Performance*, 6(1), 1-51.
- Rakheja, S., Kordestani, A. et Marcotte, P. (2011). *Evaluation of whole-body vibration exposure of operators of soil compactors* (Rapport n° R-709). Montréal, QC: IRSST.
- Rakheja, S., Mandapuram, S. et Dong, R. G. (2008). Energy absorption of seated occupants exposed to horizontal vibration and role of back support condition. *Industrial Health*, 46(6), 550-566.
- Ranganathan, R. et Sriram, K. (1994) *Development of a PC-based software for analysis of off-road vehicle seat suspension* (Document technique n° 941677). S.I.: SAE.
- Rebelle, J. (2004). Methodology to improve the performance of the end-stop buffers of suspension seats. *Vehicle System Dynamics*, 42(4), 211-233.
- Ropp, D. (2008). *Brevet américain n° 7,338,126*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.

- Sankar, S. et Afonso, M. (1993). Design and testing of lateral seat suspension for off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*, 30(5), 371-393.
- Sapiński, B. (2005a). Fuzzy control for MR damper in a driver's seat suspension. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 43(1), 179-201.
- Sapiński, B. (2005b). Real-time control for a magnetorheological shock absorber in a driver seat. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 43(3), 631-653.
- Segla, S. et Trišović, N. (2013). Modeling and optimization of passive seat suspension. *American Journal of Mechanical Engineering*, 1(7), 407-411.
- Shangguan, W. B., Shui, Y. et Rakheja, S. (2017). Kineto-dynamic design optimisation for vehicle-specific seat-suspension systems. *Vehicle System Dynamics*, 55(11), 1643-1664.
- Shirahatti, A., Prasad, P. S. S., Panzade, P. et Kulkarni, M. M. (2008). Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 30(1), 66-76.
- Smith, S. D. (1997). Cushions and suspensions: Predicting their effects on the biodynamic responses of humans exposed to vertical vibration. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 4(2-4), 296-316.
- Stein, G. J. (1997). A driver's seat with active suspension of electro-pneumatic type. *Journal of Vibration and Acoustics*, 119(2), 230-235.
- Stein, G. J. (2014). An electro-pneumatic active vibration control system for the driver's seat of agricultural tractors. *Archives of Acoustics*, 21(3), 345-353.
- Stein, G. J. et Ballo, I. (1991). Active vibration control system for the driver's seat for off-road vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 20(2), 57-78.
- Stein, G. J. et Múčka, P. (2011). Study of simultaneous shock and vibration control by a fore-and-aft suspension system of a driver's seat. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 41(5), 520-529.
- Stein, G. J., Múčka, P., Gunston, T. P. et Badura, S. (2008). Modelling and simulation of locomotive driver's seat vertical suspension vibration isolation system. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38(5-6), 384-395.
- Stein, G. J., Múčka, P. et Gunston, T. P. (2009). A study of locomotive driver's seat vertical suspension system with adjustable damper. *Vehicle System Dynamics*, 47(3), 363-386.
- Stein, G. J., Zahoranský, R., Gunston, T. P., Burström, L. et Meyer, L. (2008). Modelling and simulation of a fore-and-aft driver's seat suspension system with road excitation. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38(5-6), 396-409.
- Sun, S. S., Ning, D. H., Yang, J., Du, H., Zhang, S. W. et Li, W. H. (2016). A seat suspension with a rotary magnetorheological damper for heavy duty vehicles. *Smart Materials and Structures*, 25(10).
- Sun, S. S., Yang, J., Deng, H. X., Du, H., Li, W. H., Alici, G. et Nakano, M. (2015). Horizontal vibration reduction of a seat suspension using negative changing stiffness magnetorheological elastomer isolators. *International Journal of Vehicle Design*, 68(1-3), 104-118.
- Sun, W., Li, J., Zhao, Y. et Gao, H. (2011). Vibration control for active seat suspension systems via dynamic output feedback with limited frequency characteristic. *Mechatronics*, 21(1), 250-260.
- Tanovic, O. et Huseinbegovic, S. (2009). Hybrid fuzzy-neural network structure for vehicle seat vibration isolation. Dans *IEEE International Conference on Control and Automation, ICCA 2009: 9-11 Dec., Christchurch, New Zealand* (p. 2354-2359). Piscataway, NJ: IEEE. doi: 10.1109/ICCA.2009.5410379

- Tewari, V. K. et Prasad, N. (1999). Three-DOF modelling of tractor seat-operator system. *Journal of Terramechanics*, 36(4), 207-219.
- Thamsuwan, O., Blood, R. P., Ching, R. P., Boyle, L. et Johnson, P. W. (2013). Whole body vibration exposures in bus drivers: A comparison between a high-floor coach and a low-floor city bus. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 43(1), 9-17.
- Tiemessen, I. J., Hulshof, C. T. et Frings-Dresen, M. H. (2007). An overview of strategies to reduce whole-body vibration exposure on drivers: A systematic review. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 37(3), 245-256.
- Uys, P. E., Els, P. S. et Thoresson, M. (2007). Suspension settings for optimal ride comfort of off-road vehicles travelling on roads with different roughness and speeds. *Journal of Terramechanics*, 44(2), 163-175.
- Valero, B., Amirouche, F., Mayton, A. et Jobes, C. (2007). *Comparison of passive seat suspension with different configuration of seat pads and active seat suspension* (Document technique n° 2007-01-0350). S.I.: SAE.
- Wan, Y. et Schimmels, J. M. (1997). Optimal seat suspension design based on minimum "simulated subjective response". *Journal of Biomechanical Engineering*, 119(4), 409-416.
- Wan, Y. et Schimmels, J. M. (2003). Improved vibration isolating seat suspension designs based on position-dependent nonlinear stiffness and damping characteristics. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 125(3), 330-338. doi: 10.1115/1.1592189
- Wang, C., Zhang, X., Guo, K., Lv, J. et Yang, Y. (2016). Hierarchical optimisation on scissor seat suspension characteristic and structure. *Vehicle System Dynamics*, 54(11), 1538-1553.
- Wang, R., Jing, H., Karimi, H. R. et Chen, N. (2015). Robust fault-tolerant H^∞ control of active suspension systems with finite-frequency constraint. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 62, 341-355. doi: 10.1016/j.ymssp.2015.01.015
- Wegscheid, E. (1994). Another look at skidder ride vibration. *Journal of Forest Engineering*, 5(2), 21-32.
- Wen, G., Zhang, Z., Yao, S., Yin, H., Chen, Z., Xu, H. et Ma, C. (2012). Vibration control for active seat suspension system based on projective chaos synchronisation. *International Journal of Vehicle Design*, 58(1), 1-14.
- Wu, X. et Griffin, M. J. (1996). Towards the standardization of a testing method for the end-stop impacts of suspension seats. *Journal of Sound and Vibration*, 192(1), 307-319.
- Wu, X. et Griffin, M. J. (1997). A semi-active control policy to reduce the occurrence and severity of end-stop impacts in a suspension seat with an electrorheological fluid damper. *Journal of Sound and Vibration*, 203(5), 781-793.
- Wu, X. et Griffin, M. J. (1998). The influence of end-stop buffer characteristics on the severity of suspension seat end-stop impacts. *Journal of Sound and Vibration*, 215(4), 989-996.
- Wu, X., Rakheja, S. et Boileau, P.-É. (1999). *Dynamic performance of suspension seats under vehicular vibration and shock excitations* (Document technique n° 1999-01-1304). S.I.: SAE.
- Yan, Z., Zhu, B., Li, X. et Wang, G. (2015). Modeling and analysis of static and dynamic characteristics of nonlinear seat suspension for off-road vehicles. *Shock and Vibration*, 2015. doi: 10.1155/2015/938205
- Yu, J., Dong, X., Zhang, Z. et Chen, P. (2019). A novel scissor-type magnetorheological seat suspension system with self-sustainability. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 30(5), 665-676. doi: 10.1177/1045389X17754256
- Zhang, Z., Liu, X. et Huang, C. (2011). H^∞ output feedback control for vehicle seat suspension subject to parameter perturbations. *Procedia Engineering*, 16, 444-452.

- Zhao, L., Zhou, C. et Yu, Y. (2016). Identification and optimisation of surrogate model parameters of the bus driver's seat suspension. *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, 11(4), 330-342.
- Zhao, L., Zhou, C. et Yu, Y. (2017). Comfort improvement of a novel nonlinear suspension for a seat system based on field measurements. *Strojniski Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, 63(2), 129-137.
- Zhao, Q., Chen, Y. et Feng, H. (2011). Vehicle seat suspension vibration reduction based on CMAC and PID compound control. Dans *International Conference on Transportation, Mechanical, and Electrical Engineering (TMEE), 2011 Changchun, China, 16-18 December 2011*, (p. 2230-2233). Piscataway, NJ: IEEE. doi: 10.1109/TMEE.2011.6199663
- Zhao, Q., Yue, Y., Chen, Y. et Mi, L. (2011). LMI-Based H^∞ control for the active seat suspension. Dans *International Conference on Transportation, Mechanical, and Electrical Engineering (TMEE), 2011 Changchun, China, 16-18 December 2011*, (p. 2226-2229). Piscataway, NJ: IEEE. doi: 10.1109/TMEE.2011.6199662
- Zhao, Y., Ou, Y., Zhang, L. et Gao, H. (2009). H^∞ control of uncertain seat suspension systems subject to input delay and actuator saturation. Dans *Proceedings of the 48th IEEE Conference on Decision and Control, 2009, held jointly with the 2009 28th Chinese Control Conference: CDC/CCC 2009: 15-18 Dec. 2009, Shanghai, China* (p. 5164-5169). Piscataway, NJ: IEEE. doi: 10.1109/CDC.2009.5400116
- Zhao, Y., Sun, W. et Gao, H. (2010). Robust control synthesis for seat suspension systems with actuator saturation and time-varying input delay. *Journal of Sound and Vibration*, 329(21), 4335-4353.
- Zhao, Y., Zhao, L. et Gao, H. (2010). Vibration control of seat suspension using H^∞ reliable control. *Journal of Vibration and Control*, 16(12), 1859-1879.
- Zheng, E., Fan, Y., Zhu, R., Zhu, Y. et Xian, J. (2016). Prediction of the vibration characteristics for wheeled tractor with suspended driver seat including air spring and MR damper. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30(9), 4143-4156.
- Zhou, C., Zhao, L., Yu, Y., Yang, F. et Wang, S. (2018). Kineto-dynamic model and simplified model of x-type seat system with an integrated spring damper. *Shock and Vibration*, 2018. doi: doi.org/10.1155/2018/4962436

ANNEXE A : RÉSUMÉ DES MODÈLES DE SIMULATION DE SIÈGES À SUSPENSION

Auteur (année)	Description du modèle	Modèle de conducteur	Détermination des paramètres	Véhicule(s) cible(s)	Objectif	Vérification du modèle (excitations)
Gouw <i>et al.</i> (1990)	Deux DDL avec ressort linéaire et amortisseur non linéaire	Masse rigide	Caractérisation des composants en laboratoire		Évaluation de l'efficacité à atténuer les vibrations	Transmissibilité de l'accélération mesurée en laboratoire (harmonique)
Rakheja <i>et al.</i> (1994)	Deux DDL avec ressort linéaire et amortisseur non linéaire incliné	Masse rigide; 1 DDL et 2 DDL	Caractérisation des composants en laboratoire		Évaluation de l'efficacité à atténuer les vibrations	Transmissibilité de l'accélération mesurée en laboratoire (harmonique)
Ranganathan et Sriram (1994)	Deux DDL avec ressort linéaire et amortisseur non linéaire incliné	Masse rigide			Logiciel d'évaluation de l'efficacité à atténuer les vibrations	
Boileau <i>et al.</i> (1997)	Deux DDL avec ressort linéaire et amortisseur non linéaire	4 DDL	Paramètres du modèle de corps humain établis à partir de la réponse biodynamique mesurée	Débusqueur forestier	Développement d'un modèle occupant-siège; analyses de sensibilité paramétrique	Transmissibilité de l'accélération mesurée en laboratoire (harmonique, aléatoire et choc)
Smith (1997)	Modèle linéaire à un DDL	1, 3 et 5 DDL	Paramètres du modèle de corps humain établis à partir de l'impédance mesurée		Prédiction de la transmissibilité vibratoire d'un siège avec un occupant humain	Comparaison des prédictions du modèle aux données mesurées
Wan et Schimmels (1997)	Deux DDL	4 DDL	Paramètres du modèle de corps humain de Patil et Palanichamy (1988)		Amortissement optimal de la suspension et du coussin pour une performance de confort accrue	
Prasad et Tewari (1995)	Modèle linéaire à un DDL	1 DDL	Caractérisation des composants en laboratoire	Tracteur agricole	Paramètres de suspension optimaux pour les 5 ^e , 50 ^e et 95 ^e percentiles de masse corporelle en réduisant au minimum l'aire sous la courbe de transmissibilité de l'accélération; étude paramétrique	Transmissibilité de l'accélération mesurée en laboratoire (harmonique)
Gunston <i>et al.</i> (2004)	Deux DDL avec ressort linéaire, coussin et amortisseur non linéaire incliné	Masse rigide	Caractérisation des composants en laboratoire		Modèle de Bouc-Wen pour la caractérisation de l'hystérésis du coussin; TEAS et VDV	Mesures en laboratoire de la réponse en accélération (excitations transitoires à 2,1, 2,25 et 3,25 Hz)

Auteur (année)	Description du modèle	Modèle de conducteur	Détermination des paramètres	Véhicule(s) cible(s)	Objectif	Vérification du modèle (excitations)
Hill et Dhingra (2003)	Modèle linéaire à un DDL	3 DDL	Caractérisation des composants en laboratoire	Petit tracteur agricole	Optimisation du design pour réduire au minimum l'accélération efficace avec différentes masses corporelles	
Rakheja <i>et al.</i> (2003, 2004)	Modèle non linéaire généralisé à deux DDL	Masse rigide	Caractérisation en laboratoire des composants de trois suspensions différentes	Autobus et engin de terrassement	Étude paramétrique tenant compte des impacts de butées et du sautellement du corps	Validation des modèles de composants; mesures de l'accélération de la masse au niveau du siège (autobus, VT1 et transitoire; excitations de grande amplitude)
Wan et Schimmels (2003)	Un DDL avec rigidité et amortissement non linéaires	4 DDL		Camions de roulage hors route	Paramètres de rigidité et d'amortissement optimaux pour réduire au minimum la TEAS et la transmissibilité maximale (VT1)	
Hostens <i>et al.</i> (2004)	Modèle non linéaire à un DDL avec un réservoir d'air auxiliaire	Masse rigide		Machines agricoles, autobus et camion	Paramètres de suspension et de limiteurs élastiques optimaux	Mesure en laboratoire de la TEAS, de la transmissibilité de l'accélération et du déplacement relatif (harmonique; excitations mesurées sur la voie)
Rebelle (2004)	Modèle non linéaire à deux DDL d'une suspension derrière le siège	Masse rigide	Propriétés des composants mesurées en laboratoire	Chariot élévateur à fourche	Paramètres de limiteurs de mouvements élastiques optimaux	VDV mesurée en laboratoire (excitations transitoires)
Choi et Wereley (2005)	Modèle linéaire à un DDL avec amortisseur MR	4 DDL			Synthèse de contrôleur MR semi-actif contre chocs harmoniques, aléatoires et induits par explosion	
Bouazara <i>et al.</i> (2006)	Modèle non linéaire à deux DDL avec amortisseurs actifs, semi-actifs et passifs	Masse rigide		Autobus urbain	Amortissement optimal de la suspension pour un confort accru	Mesure en laboratoire de l'accélération, de la transmissibilité et de l'accélération efficace
Duke et Goss (2007)	Modèle non linéaire à un DDL	Masse rigide		Tracteur	Amortissement de suspension de type tout ou rien avec zone morte (seule une réduction marginale a été obtenue)	Mouvement relatif de la suspension mesuré en laboratoire (entrée à variation constante)

Auteur (année)	Description du modèle	Modèle de conducteur	Détermination des paramètres	Véhicule(s) cible(s)	Objectif	Vérification du modèle (excitations)
Valero <i>et al.</i> (2007)	Un DDL avec une suspension active	Modèle dynamique multicorps		Véhicule minier	Analyses de puissance absorbée avec différents rembourrages de siège et une suspension active	Validation d'un siège passif à partir des données publiées
Ma <i>et al.</i> (2008a)	Modèle à deux DDL avec une suspension non linéaire et un coussin	Masse rigide	Paramètres des modèles de composants provenant des études publiées	Autobus urbain, engin de terrassement, chasse-neige	Étude paramétrique avec impacts de butées et sautellement du corps pour déterminer l'amortissement souhaitable	Accélération au siège, TEAS et VDV mesurées en laboratoire (excitations transitoires et véhiculaires)
Stein, Mucka Gunston et Badura (2008)_et Stein Mucka et Gunston (2009)	Modèle à un et deux DDL	Masse rigide		Locomotive	Effet des paramètres d'amortissement sur la transmissibilité de l'accélération, la TEAS, l'accélération et le déplacement efficaces; paramètres d'amortissement optimaux	Transmissibilité de l'accélération, accélération au siège et déplacement mesurés en laboratoire et sur le terrain (harmonique, terrain)
Maciejewski <i>et al.</i> (2009)	Modèle non linéaire à un DDL avec réservoir d'air auxiliaire et amortisseur pneumatique	Masse rigide		Engin de terrassement (VT1, VT3)	Conception d'une chambre à air auxiliaire et restriction de l'amortissement	TEAS et déplacement relatif maximal mesurés en laboratoire
Holtz et van Niekerk (2010)	Modèle non linéaire à un DDL avec réservoir d'air auxiliaire et amortisseur pneumatique	Masse rigide			Effet d'un volume et d'une section d'écoulement accrus sur la transmissibilité des vibrations et la TEAS	Transmissibilité de l'accélération mesurée en laboratoire (très faible corrélation avec une section d'écoulement plus importante)
Abbas <i>et al.</i> (2013)	Modèle de siège linéaire à un DDL et modèle en tangage de véhicule à quatre DDL	4 DDL			Conception d'une suspension de siège et de véhicule optimale au moyen d'un algorithme génétique	
Le et Ahn (2011)	Modèle non linéaire à un DDL avec amoindrissement de la rigidité sous l'effet de ressorts horizontaux	Masse rigide			Une rigidité négative peut réduire la rigidité effective et la fréquence naturelle sous excitations de grande amplitude	Mesures de laboratoire limitées du concept de rigidité négative sous vibrations harmoniques et aléatoires en large bande

Auteur (année)	Description du modèle	Modèle de conducteur	Détermination des paramètres	Véhicule(s) cible(s)	Objectif	Vérification du modèle (excitations)
Maciejewski <i>et al.</i> (2011)	Modèle non linéaire à un DDL de suspension pneumatique avec réservoir d'air supplémentaire et amortisseur pneumatique	Masse rigide	Propriétés des composants mesurées en laboratoire et ajustement de courbe	Engins de terrassement	Paramètres de conception optimisés en réduisant au minimum la TEAS et le débattement de la suspension sous excitations représentatives de véhicules de terrassement (VT1, VT5, VT6)	Transmissibilité de l'accélération mesurée en laboratoire (très faible corrélation avec une section d'écoulement plus importante)
Dong et Lu (2012)	Modèle non linéaire à deux DDL avec propriétés de rigidité à trois niveaux et d'amortissement à deux niveaux	4 DDL		Véhicules tactiques à roues	Étude paramétrique et optimisation visant à réduire au minimum l'accélération au niveau du bassin, de la poitrine et de la tête sous excitation par explosion	
Duke et Fow (2012)	Modèle linéaire à un DDL avec amortissement de type tout ou rien et zone morte	Masse rigide			Effet de la constante d'amortissement sur l'accélération efficace et le débattement de la suspension	Déplacement relatif de la suspension mesuré en laboratoire
Gohari <i>et al.</i> (2012)	Modèle linéaire de siège à suspension avec modèle de femme enceinte multi-DDL	Modèle biodynamique		Autobus	Modification optimale d'un design de suspension de siège pour réduire au minimum l'accélération efficace au niveau de la matrice sous excitation harmonique de 4 Hz	
Ksiazek et Ziemianski (2012)	Modèle à un DDL avec suspension passive et générateur de force active	Modèle mécanique hybride à un DDL basé sur la pondération de la masse apparente et du confort			Synthèse d'une suspension de siège hybride active-passive optimale sous excitation aléatoire en bande étroite	
Wen <i>et al.</i> (2012)	Modèle linéaire à un DDL avec générateur de force active				Accélération efficace	Réponse en accélération mesurée sur le terrain avec et sans contrôleur

Auteur (année)	Description du modèle	Modèle de conducteur	Détermination des paramètres	Véhicule(s) cible(s)	Objectif	Vérification du modèle (excitations)
Segla et Trišović (2013)	Modèles de sièges à un DDL avec amortisseur semi-actif et éliminateur de vibrations	Masse rigide		Excavateur à roue-pelle	Paramètres d'amortissement et d'élimination optimaux fondés sur un algorithme de contrôle <i>skyhook</i> pour réduire au minimum l'accélération efficace et le débattement de la suspension	
Gohari et Tahmasebi (2014)	Modèle à un DDL	Modèle à 3 DDL mentionné par Kitazaki et Griffin (1998)			Paramètres de suspension optimaux pour réduire au minimum l'accélération au niveau de la colonne vertébrale (excitation harmonique)	
Jin <i>et al.</i> (2014)	Modèle non linéaire à un DDL avec réservoir d'air auxiliaire	Masse rigide		Camion routier	Développement et validation d'un modèle de siège à suspension dans ADAMS	Mesure sur le terrain de la réponse vibratoire du siège sur une piste d'essai à des vitesses de 35 à 70 km/h
Metered et Sika (2014)	Modèle linéaire à un DDL avec amortisseur MR	Masse rigide		Camion	Accélération au siège et débattement sous excitations routières avec ou sans perturbation	
Yan <i>et al.</i> (2015)	Modèle linéaire à deux DDL	4 DDL			Influence de la rigidité et de l'amortissement non linéaires de la suspension sur la transmissibilité du déplacement et sur le déplacement de la hanche du modèle sous excitations harmoniques de 1 et 4 Hz	
Zhang <i>et al.</i> (2011)	Modèle à un DDL avec cinématique de suspension	Masse rigide			Validation du modèle à un DDL avec le modèle ADAMS	
Ning, Sung, Li <i>et al.</i> (2016)	Modèle linéaire à deux DDL avec force active générée par un moteur	Masse rigide			Accélération au siège, transmissibilité de l'accélération (harmonique; profil routier aléatoire)	Transmissibilité de l'accélération mesurée en laboratoire (harmonique)

Auteur (année)	Description du modèle	Modèle de conducteur	Détermination des paramètres	Véhicule(s) cible(s)	Objectif	Vérification du modèle (excitations)
Nagarkar <i>et al.</i> (2016)	Modèle de siège à un DDL avec modèle de véhicule à deux DDL	4 DDL			Paramètres de suspension de siège et de véhicule optimaux pour réduire au minimum l'accélération efficace et la VDV au niveau de la tête et du haut du torse, ainsi que le débattement de la suspension	
Wang <i>et al.</i> (2016)	Modèle à un DDL avec cinématique de suspension		Déterminés à partir de la réponse mesurée sous excitation sinusoïdale (20 mm d'amplitude)	Engin de terrassement (VT1)	Paramètres de suspension optimaux du siège et de la structure pour réduire au minimum la TEAS et le débattement de la suspension sous excitation de type bruit blanc et VT1	
Zhao, Sun et Gao (2010)	Modèle de siège linéaire à un DDL avec modèle de cabine à trois DDL	Masse rigide		Camion	Amortissement de la suspension de la cabine et du siège coordonné de façon optimale pour réduire au minimum l'accélération efficace pondérée en fréquence sous vibrations mesurées d'un camion	Mesure sur le terrain des vibrations de la cabine et du siège
Zhao <i>et al.</i> (2016)	Modèle à deux DDL		Déterminés à partir de l'accélération au siège et au plancher d'un autobus mesurée sur le terrain	Autobus	Amortissement optimal de la suspension pour réduire au minimum l'accélération efficace	Accélération efficace mesurée en laboratoire
Zheng, Fan, Zhu, Zhu et Xian(2016)	Modèle de suspension de siège à un DDL avec amortisseur MR et modèle de tracteur linéaire	Masse rigide	Mesure en laboratoire des propriétés de la suspension et des pneus du véhicule	Tracteur agricole	Effets de la vitesse de déplacement, de l'amortissement et du courant d'amortissement MR sur l'accélération efficace au niveau du siège et de la cabine sous vibrations de piste d'essai agricole (ISO 5007:2003)	

Auteur (année)	Description du modèle	Modèle de conducteur	Détermination des paramètres	Véhicule(s) cible(s)	Objectif	Vérification du modèle (excitations)
Shangguan <i>et al.</i> (2017)	Modèle cinétodynamique et modèle non linéaire à deux DDL	Masse rigide	Propriétés des composants mesurées en laboratoire	Engins de terrassement	Conception optimale propre à chaque véhicule afin de réduire au minimum l'accélération efficace et la VDV (VT1, VT4, VT6 et VT9 ainsi que transitoire)	Mesure en laboratoire de la transmissibilité de l'accélération du modèle de suspension de base
Zhao <i>et al.</i> (2017)	Modèle non linéaire à un DDL	Masse rigide		Camion	Efficacité de la suspension en termes d'accélération efficace sur route et chaussée gravelée	Mesure sur le terrain de l'accélération au siège sur route et chaussée gravelée

ANNEXE B : CARACTÉRISTIQUES DES SIÈGES COMMERCIAUX

B.I Caractéristiques des suspensions

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
GRAMMER	MSG83 Series	agriculture, entretien du terrain	P	x- et z-	fixe
	MSG283 Series	agriculture, entretien du terrain, manutention	P	x- et z-	fixe
	MSG85 Series	agriculture, entretien du terrain, construction, manutention	P	x-, y- et z-	fixe
	MSG87 Series	agriculture, construction, manutention	P	x-, y- et z-	fixe
	MSG93 Series	agriculture, entretien du terrain	P	x- et z-	fixe
	MSG95 Series	agriculture, entretien du terrain, construction, manutention	P	x-, y- et z-	fixe
	MSG97 Series	agriculture, construction	P	x-, y- et z-	fixe
	B12	entretien du terrain, construction	P	z-	n.d.
	MSG65 Series	entretien du terrain, construction, manutention	P	x- et z-	fixe
	MSG75 Series	entretien du terrain, construction, manutention	P	x- et z-	fixe
	MSG20	construction, manutention	P	z-	n.d.
Kingman	camion routier	P	x- et z-	fixe	

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
KAB	81/E1&E6	agriculture, machines de construction et machines agricoles de grande taille, chariot élévateur tout terrain, chariot élévateur à portée variable, petite balayeuse de voirie, exploitation minière	P	x- et z-	réglable
	Air 15/U4 (AIRMASTER)	agriculture/machines de toutes tailles	P	z-	n.d.
	Air 85/E1/E6	agriculture/machines de toutes tailles, chariot élévateur tout terrain, chariot élévateur à portée variable, exploitation minière	P	x- et z-	réglable
	Invictus Air 85/K6	agriculture/machines de toutes tailles	P	x- et z-	réglable
	SCIOX Base & SCIOX Comfort	agriculture/machines de toutes tailles	P	x- et z-	base : n.d.; confort : réglable
	SCIOX Premium+ / Super / Super High	agriculture/machines de toutes tailles	P	x- et z-	réglable
	XH2/U4 Fieldmaster	agriculture/machines de toutes tailles, mini-excavateur, exploitation minière	P	z-	n.d.

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
KAB (suite)	Air 15/E1 & E6	agriculture/machines de petite et moyenne tailles, chariot élévateur tout terrain, chariot élévateur à portée variable, petite balayeuse de voirie	P	E1 : x- et z-; E6 : z-	Fixe
	XH2/P2* & XL2/U1 Kabmaster	agriculture/machines de petite et moyenne tailles	P	z-	n.d.
	115	construction/chargeuse à pneus compacte et bouteur	P	z-	n.d.
	515/525	construction/chargeuse à pneus compacte, bouteur, excavateur, chargeuse à pneus, exploitation minière	P	z-	n.d.
	83/E1	construction/chargeuse-pelleteuse	P	z-	n.d.
	61/K1/K4	construction/chargeuse à pneus compacte, bouteur, camion à benne, excavateur, grue, chargeuse à pneus, exploitation minière	P	x- et z-	réglable
	811/1	construction/chargeuse à pneus compacte, bouteur, excavateur, chariot élévateur à portée variable, exploitation minière	P	x- et z-	réglable

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
KAB (suite)	Air 65/K1/K4	construction/chargeuse à pneus compacte, bouteur, camion à benne, excavateur, chargeuse à pneus, exploitation minière	P	x- et z-	Réglable
	Sentinel Air & Sentinel Mechanical	construction/chargeuse à pneus compacte, bouteur, mini-excavateur, chariot élévateur à portée variable, chariot élévateur à fourche électrique	P	z-	n.d.
	21/T1	construction/compacteur, chariot élévateur à fourche	P	z-	n.d.
	Air 714, 714B	construction/grue, camion lourd et autobus	P	z-	n.d.
	834K	construction/bouteur	P	z-	n.d.
	Air 555	construction/bouteur, camion à benne, chargeuse à pneus, exploitation minière	P	z-	n.d.
	514C & 524C	construction/camion à benne, exploitation minière	P	z-	n.d.
	Air 554	construction/camion à benne	P	z-	n.d.

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
KAB (suite)	414 & 414B	construction/excavateur, van, autobus (à deux étages)	P	x- et z-	Fixe
	116	construction/mini-excavateur, chariot élévateur tout terrain, chariot élévateur à portée variable, exploitation minière	P	x- et z-	fixe
	Air 156	construction/mini-excavateur	P	x- et z-	n.d.
	11/E6	construction/chariot élévateur tout terrain, chariot élévateur à portée variable	P	z-	n.d.
	816	construction/chariot élévateur tout terrain, chariot élévateur à portée variable	P	x- et z-	réglable
	Air 856	construction/chariot élévateur tout terrain	P	x- et z-	réglable
	Air 151	construction/chariot élévateur à portée variable, exploitation minière	P	z-	n.d.
	Air 25/E1/T1	chariot élévateur à fourche/électrique, petite balayeuse de voirie	P	z-	n.d.
	Air 554B	construction/camion à benne	P	z-	n.d.
	Air 559 ACS	camion lourd et autobus	P	z-	n.d.

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
KAB (suite)	Air 712	camion lourd et autobus	P	z-	n.d.
	GSX Base, GSX Comfort	camion lourd et autobus	P	z-	n.d.
	Air 711	camion lourd et autobus	P	x- et z-	fixe
	Air 71/E1	petite balayeuse de voirie	P	z-	n.d.
	11/F1 & 11/P1	exploitation minière souterraine	P	z-	n.d.
SEARS SEATING	608/708 630/730	agriculture, entretien du terrain	P	z-	n.d.
	908/1408 930/1430	agriculture, entretien du terrain	P	908/1408 : z- 930/1430 : z-	n.d.
	3008	agriculture, entretien du terrain	P	x-, y- et z-	en option
	3030	agriculture, entretien du terrain	P	x-, y- et z-	en option
	3045	agriculture, entretien du terrain	P	x- et z-	fixe
	D3055	agriculture, entretien du terrain	P	x- et z-	fixe
	5510	agriculture, entretien du terrain	P	z-	fixe
	5545	agriculture, entretien du terrain	P	x- et z-	fixe
	D5575	agriculture, entretien du terrain	P	x- et z-	fixe
	D5585	agriculture, entretien du terrain	P	x-, y- et z-	fixe
	D5590	agriculture, entretien du terrain	P	x-, y- et z-	fixe
	D5595	agriculture, entretien du terrain	SA	x-, y- et z-	fixe

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
SEARS SEATING (suite)	D5580 VIS	agriculture, entretien du terrain	P	x-, y- et z-	Fixe
	8510	agriculture, entretien du terrain	P	x- et z-	fixe
	D8575	agriculture, entretien du terrain	P	x- et z-	fixe
	D8595	agriculture, entretien du terrain	P	x- et z-	fixe
	5520	construction, exploitation minière, exploitation de carrières	P	z-	n.d.
	D5560/70	construction, exploitation minière, exploitation de carrières	P	x-, y- et z-	fixe
	7008/7030/7050	construction, exploitation minière, exploitation de carrières	P	7008/7050 : x-, y- et z-; 7030 : y- et z-	fixe
	7010/7020/7050	construction, exploitation minière, exploitation de carrières	P	7010/7020 : y- et z- 7060 : x-, y- et z-	7010/7020 : n.d. 7060 : fixe
	8550	construction, exploitation minière, exploitation de carrières	P	x-, y- et z-	fixe
	8560	construction, exploitation minière, exploitation de carrières	P	x-, y- et z-	fixe

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
SEARS SEATING (suite)	8589 3P/ 8589/99 4P	construction, exploitation minière, exploitation de carrières	P, SA	y- et z-	n.d.
	1407	manutention, industrie	P	z-	n.d.
	1502/1602	manutention, industrie	P	z-	n.d.
	1715/1815	manutention, industrie	P	z-	n.d.
BOSE	Bose Ride® system II - English	construction/camion de livraison, camion lourd (camion routier), autobus urbain, tracteur de terminal	A	z-	fixe
NATIONAL SEATING	CAPTAIN; CORSAIR	camion lourd	P	z-	n.d.
	COMMODORE; ADMIRAL/CT	camion lourd	P	z-	n.d.
	ENSIGN; REFUSE SEAT	camion lourd et camion de poids moyen	P	z-	n.d.
	CAPTAIN LO; ENSIGN LO	camion de poids moyen	P	z-	n.d.
	ROUTEMASTER 350/310	autobus scolaire	P	z-	n.d.
	ROUTEMASTER 640	autobus scolaire	P	z-	n.d.
ISRINGHAUSEN	6000CN/SK	construction	P	z-	n.d.
	6500CN	construction	P	z-	n.d.
	ISRI® 6030/ 880 NTS	construction	P	z-	n.d.
	ISRI® 6830 KA/880 NTS; KM	construction	P	x- et z-	fixe
	ISRI® 6830KM/870 NTS REGULAR; COMPACT	construction	P	z-	normale : n.d. compacte : n.d. 17 cm
	ISRI® 6830KM/875	construction	P	x- et z-	fixe

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
ISRINGHAUSEN (suite)	6800 Bus Seats	autobus	P	z-	fixe
	ISRI® 6832/872 NTS	autobus	P	z-	n.d.
	Premium 6860/881	camion	P	z-	fixe
	Deluxe 6860/880	camion	P	z-	fixe
	Comfort 6860/880	camion	P	z-	n.d.
	6800 Premium LX Seat	camion	P	z-	fixe
RECARO	ERGO M; ERGO MC II	autobus, hors route, ferroviaire	P	z-	n.d.
	ERGO B	métro	P	z-	n.d.
BAULTAR	3300/3500	ferroviaire	P	n.d.	n.d.
	4000	ferroviaire, métro	P	n.d.	n.d.
	5000	autobus urbain	P	n.d.	n.d.
	Siti	ferroviaire (marché européen)	P	n.d.	n.d.
KNOEDLER	Air Chief	camion routier - classe 8	P	x- et z-	fixe
	Falcon	camion routier - classe 8	P	x- et z-	fixe
	Harrier	camion routier - classe 8	P	x- et z-	fixe
	Ex Lo Static Power Seat	camion routier - classes 5 à 7	P	z-	fixe
	Extreme Lowrider	camion routier - classes 5 à 7	P	z-	fixe
	Super Ultra Compact	camion routier - classes 5 à 7, hors route	P	z-	fixe

Fabricant	Modèle	Application ou équipement (si mentionné)	Type de suspension P : passive SA : semi-active A : active	Axe d'atténuation des vibrations	Isolateur avant-arrière : amortissement fixe ou réglable (n.d. : non disponible)
KNOEDLER (suite)	Ultra Compact	camion routier - classes 5 à 7	P	z-	fixe
	Mechanical Chief	hors route	P	z-	fixe
	Mechanical Seat 092	hors route	P	z-	fixe
	ABTS Bus Chief	autobus	P	x- et z-	fixe
	Bus Chief	autobus	P	x- et z-	fixe
USSC	Q Series	transport en commun, ferroviaire	P	z-	fixe
	G2ELP-P1A/ Evolution	transport en commun, ferroviaire	A	z-	réglable
	9000 Series	transport en commun, ferroviaire	P	z-	fixe
	LX SERIES	transport en commun, ferroviaire	P	z-	fixe
	EVOLUTION G2A	transport en commun, ferroviaire	P	z-	fixe
	9009/9010	ferroviaire	P	z-	fixe
	G2M	ferroviaire	P	z-	fixe
AMOBI	CREST-AIR	transport urbain, autobus de passagers, moissonneuse, excavateur, transport routier et travail en position assise	P	z-	fixe
	HANDY	moissonneuse, excavateur, transport routier et travail en position assise	P	z-	fixe
	ROCK	chargeuse souterraine	P	z-	fixe

B.II Caractéristiques ergonomiques des sièges

Fabricant	Modèle	1. Soutien lombaire M : mécanique P : pneumatique n.d. : non disponible	2. Réglage de l'inclinaison / de la profondeur du coussin de siège/ (si mentionné) n.d. : non disponible	3. Réglage de l'inclinaison de l'appui-dos (si mentionné) / Réglage des accoudoirs (si mentionné) n.d. : non disponible	4. Rotation (angle) n.d. : non disponible
GRAMMER	MSG83 Series	M	fixe	réglable/réglable	fixe
	MSG283 Series	M	fixe	réglable/réglable	fixe
	MSG85 Series	M	fixe	réglable/réglable	disponible (360°)
	MSG87 Series	M	réglable	réglable/réglable	disponible (360°)
	MSG93 Series	M	fixe	réglable/réglable	disponible (360°)
	MSG95 Series	M ou P	réglable	réglable/réglable	disponible (360°)
	MSG97 Series	M ou P	réglable	réglable (-10° à +34°)	disponible (360°)
	B12	n.d.	fixe/réglable	réglable	fixe
	MSG65 Series	M	fixe	réglable (-5° à +30°)/réglable	disponible (170° à droite à 0° à gauche)
	MSG75 Series	M	fixe	réglable (-5° à +30°)/réglable	disponible (170° à droite à 0° à gauche)
	MSG20	M	fixe	fixe	fixe
Kingman	P	réglables (9 positions)	réglable/réglable	disponible (180°)	
KAB	81/E1&E6	M	fixe	réglable/réglable	disponible (20°)
	Air 15/U4 (AIRMASTER)	n.d.	fixe	n.d./réglable	fixe
	Air 85/E1/E6	M	fixe	n.d./réglable	disponible (0-10-20°)
	Invictus Air 85/K6	M ou P	réglable	n.d./réglable	disponible (0-10-20°)
	SCIOX Base & SCIOX Comfort	n.d.	base : fixe; confort : réglable (0 à 8°) – 3 positions et réglable (5 cm)	réglable/réglable	base : fixe; confort : disponible (± 20°)
	SCIOX Premium+ / Super / Super High	Premium : P; Super : M	réglable/réglable	réglable/réglable	disponible (± 20°)

Fabricant	Modèle	1. Soutien lombaire M : mécanique P : pneumatique n.d. : non disponible	2. Réglage de l'inclinaison / de la profondeur du coussin de siège/ (si mentionné) n.d. : non disponible	3. Réglage de l'inclinaison de l'appui-dos (si mentionné) / Réglage des accoudoirs (si mentionné) n.d. : non disponible	4. Rotation (angle) n.d. : non disponible
KAB (suite)	XH2/U4 Fieldmaster	n.d.	fixe	n.d./réglable	fixe
	Air 15/E1 & E6	M	fixe	réglable/réglable	disponible ($\pm 20^\circ$)
	XH2/P2* & XL2/U1 Kabmaster	n.d.	fixe	fixe/n.d.	fixe
	115	M	fixe	n.d./réglable	disponible (180°)
	515/525	M	fixe	réglable/réglable	disponible (180°)
	83/E1	M	fixe	réglable/réglable	n.d.
	61/K1/K4	M	réglable ($7,5^\circ$)/réglable (5 cm)	réglable/réglable	n.d.
	811/1	M	fixe	réglable (-72° à $+66^\circ$)/en option	n.d.
	Air 65/K1/K4	M	réglable ($7,5^\circ$)/réglable	réglable/réglable	n.d.
	Sentinel Air & Sentinel Mechanical	n.d.	fixe	réglable /en option	n.d.
	21/T1	M	fixe	réglable /en option	n.d.
	411	M	réglable ($7,5^\circ$)	réglable (n.d.)/réglable	n.d.
	Air 714, 714B	M	réglable/fixe	réglable (n.d.)/réglable	fixe
	834K	n.d.	fixe	réglable (-72° à $+66^\circ$)/en option	disponible
	Air 555	M	réglable/fixe	réglable/en option	disponible
	514C & 524C	P	réglable/fixe	réglable/en option	disponible
	Air 554	M	réglable/fixe	réglable/en option	disponible (180°)
	414 & 414B	P	réglable/fixe	réglable/en option	fixe
116	M	fixe	réglable/réglable	fixe	
Air 156	M	fixe	réglable/réglable	fixe	

Fabricant	Modèle	1. Soutien lombaire M : mécanique P : pneumatique n.d. : non disponible	2. Réglage de l'inclinaison / de la profondeur du coussin de siège/ (si mentionné) n.d. : non disponible	3. Réglage de l'inclinaison de l'appui-dos (si mentionné) / Réglage des accoudoirs (si mentionné) n.d. : non disponible	4. Rotation (angle) n.d. : non disponible
KAB (suite)	Air 151	n.d.	fixe	réglable (-72° à +66°)/réglable et rabattable	fixe
	Air 25/E1/T1	n.d.	fixe	réglable (-72° à +66°)/rabattable	fixe
	Air 554B	P	fixe	réglable/rabattable	fixe
	Air 559 ACS	P	fixe	réglable/réglable	disponible (180°)
	Air 712	P	fixe	réglable (-70° à +65°)/rabattable et réglable	fixe
	GSX Base, GSX Comfort	Base : M; Comfort : P	réglable	réglable	fixe
	Air 711	M	réglable/fixe	réglable	fixe
	Air 71/E1	M	fixe	réglable	fixe
	11/F1 & 11/P1	n.d.	fixe	fixe/n.d.	fixe
SEARS SEATING	608/708 630/730	n.d.	fixe	fixe/réglable	fixe
	908/1408 930/1430	908/1408 : disponible 930/1430 : n.d.	fixe	fixe/réglable	fixe
	3008	M	fixe/réglable	réglable/réglable	disponible (20°-20°)
	3030	M	fixe	réglable/réglable	n.d.
	3045	n.d.	fixe/réglable	réglable/réglable	disponible
	D3055	n.d.	fixe/réglable	réglable/réglable	disponible
	5510	M	fixe	réglable/réglable	n.d.
	5545	n.d.	fixe	réglable/réglable	disponible
	D5575	P	réglable	réglable/réglable	disponible (24°-24°)
	D5585	P	réglable	réglable/réglable	disponible (24°-24°)
D5590	P	21° et 6 cm	réglable/réglable	disponible (24°-24°)	

Fabricant	Modèle	1. Soutien lombaire M : mécanique P : pneumatique n.d. : non disponible	2. Réglage de l'inclinaison / de la profondeur du coussin de siège/ (si mentionné) n.d. : non disponible	3. Réglage de l'inclinaison de l'appui-dos (si mentionné) / Réglage des accoudoirs (si mentionné) n.d. : non disponible	4. Rotation (angle) n.d. : non disponible
SEARS SEATING (suite)	D5595	P	réglable	réglable/réglable	disponible (24°-24°)
	D5580 VIS	P	21° et 6 cm	réglable (55°)/réglable	disponible (24°-24°)
	8510	M	fixe	réglable	disponible (24°-24°)
	D8575	P	réglable	réglable	disponible (24°-24°)
	D8595	P	21° et 6 cm	réglable	disponible (21°-21°)
	5520	M	fixe	réglable	disponible (0°-180°)
	D5592/5587	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
	D5560/70	M	réglable (21°)/ réglable (6 cm)	réglable/réglable	fixe
	7008/7030/7050	M	fixe	réglable/réglable	fixe
	7010/7020/7060	M	réglable/réglable	réglable/réglable	fixe
	8550	M	fixe	réglable/réglable	fixe
	8560	P	21° et 6 cm	réglable/réglable	fixe
	8589 3P/ 8589/99 4P	P	21° et 6 cm	réglable (55°)/réglable	fixe
	1407	n.d.	fixe	fixe/réglable	fixe
	1502/1602	1502 : n.d. 1602 : P ou M	fixe	réglable/réglable	fixe
1715/1815	1715 : n.d. 1815 : M ou P	fixe	réglable (12,5° à -12,5°)/réglable	fixe	
BOSE	Bose Ride® system II - English	P	3 positions/3 positions	réglable (12,5° à -12,5°)/réglable	fixe

Fabricant	Modèle	1. Soutien lombaire M : mécanique P : pneumatique n.d. : non disponible	2. Réglage de l'inclinaison / de la profondeur du coussin de siège/ (si mentionné) n.d. : non disponible	3. Réglage de l'inclinaison de l'appui-dos (si mentionné) / Réglage des accoudoirs (si mentionné) n.d. : non disponible	4. Rotation (angle) n.d. : non disponible
NATIONAL SEATING NATIONAL SEATING	CAPTAIN; CORSAIR	P	réglable/réglable	réglable (17°)/rabattable	CAPTAIN : n.d. CORSAIR: en option
	COMMODORE; ADMIRAL/CT	P	réglable/réglable	réglable (17°)/rabattable	COMMODORE : en option ADMIRAL : disponible
	ENSIGN; REFUSE SEAT	ENSIGN : n.d. REFUSE : P	n.d.	réglable (17°)/rabattable	n.d.
	CAPTAIN LO; ENSIGN LO	P	CAPTAIN LO : réglable ENSIGN LO : fixe	réglable (17°)/rabattable	n.d.
	ROUTEMASTER 350/310	350 : P 310 : M	350 : réglable 310 : fixe	réglable (17°)/rabattable	n.d.
	ROUTEMASTER 640	P	réglable/réglable	réglable (17°)/rabattable	n.d.
ISRINGHAUSEN	6000CN/SK	M	réglable/réglable	réglable/rabattable	n.d.
	6500CN	P	réglable/réglable	réglable (12°)/rabattable	n.d.
	ISRI@ 6030/ 880 NTS	P	réglable/réglable	réglable (+12° à -40°)/rabattable	disponible
	ISRI@ 6830 KA/880 NTS; KM	P	réglable/réglable	réglable (+12° à -40°)/rabattable	disponible
	ISRI@ 6830KM/870 NTS	P	réglable/réglable	réglable (+12° à -40°)/rabattable	n.d.
	ISRI@ 6830KM/875	P	réglable/réglable	réglable	n.d.
	6800 Bus Seats	P	réglable/réglable	réglable (40°)/réglable	n.d.
ISRI@ 6832/872 NTS	P	réglable/réglable	réglable	n.d.	

Fabricant	Modèle	1. Soutien lombaire M : mécanique P : pneumatique n.d. : non disponible	2. Réglage de l'inclinaison / de la profondeur du coussin de siège/ (si mentionné) n.d. : non disponible	3. Réglage de l'inclinaison de l'appui-dos (si mentionné) / Réglage des accoudoirs (si mentionné) n.d. : non disponible	4. Rotation (angle) n.d. : non disponible
ISRINGHAUSEN (suite)	Premium 6860/881	P	réglable/réglable	réglable	n.d.
	Deluxe 6860/880	P	réglable/réglable	réglable / en option	n.d.
	Comfort 6860/880	P	fixe	réglable/n.d.	n.d.
	6800 Premium LX Seat	P	réglable/réglable	réglable (40°)/réglable et rabattable	n.d.
RECARO	ERGO M; ERGO MC II	P	réglable	réglable (25°)/réglable	n.d.
	ERGO B	P	réglable	réglable/n.d.	en option
BAULTAR	3300/3500	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
	4000	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
	5000	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
	Siti	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.
KNOEDLER	Air Chief	P	réglable	réglable/réglable	en option
	Falcon	M	n.d.	réglable/réglable	n.d.
	Harrier	P	réglable	réglable/réglable	n.d.
	Ex Lo Static Power Seat	n.d.	réglable	réglable/réglable	n.d.
	Extreme Lowrider	P	réglable	réglable/réglable	n.d.
	Super Ultra Compact	M	réglable	réglable/n.d.	n.d.
	Ultra Compact	M	réglable	réglable/n.d.	n.d.
	Mechanical Chief	M	réglable	réglable/n.d.	n.d.
	Mechanical Seat 092	n.d.	fixe	réglable/fixe	n.d.
	ABTS Bus Chief	M ou P	réglable	réglable/fixe	n.d.
Bus Chief	P	réglable	réglable/fixe	n.d.	

Fabricant	Modèle	1. Soutien lombaire M : mécanique P : pneumatique n.d. : non disponible	2. Réglage de l'inclinaison / de la profondeur du coussin de siège/ (si mentionné) n.d. : non disponible	3. Réglage de l'inclinaison de l'appui-dos (si mentionné) / Réglage des accoudoirs (si mentionné) n.d. : non disponible	4. Rotation (angle) n.d. : non disponible
USSC	Q Series	n.d.	n.d.	réglable/réglable	n.d.
	G2ELP-P1A	M	n.d.	réglable/n.d.	n.d.
	9000 Series	M	réglable	réglable/n.d.	n.d.
	LX SERIES	P	n.d.	réglable/n.d.	n.d.
	9010/9009	M	n.d.	réglable/réglable	n.d.
	G2M	M	réglable	réglable/réglable	en option
AMOBİ	CREST-AIR	P	n.d.	réglable/réglable	n.d.
	HANDY	P	n.d.	réglable/réglable	n.d.
	ROCK	P	n.d.	réglable/réglable	n.d.