

**Étude des paramètres
affectant l'efficacité
d'atténuation
des vibrations
par un siège suspendu**



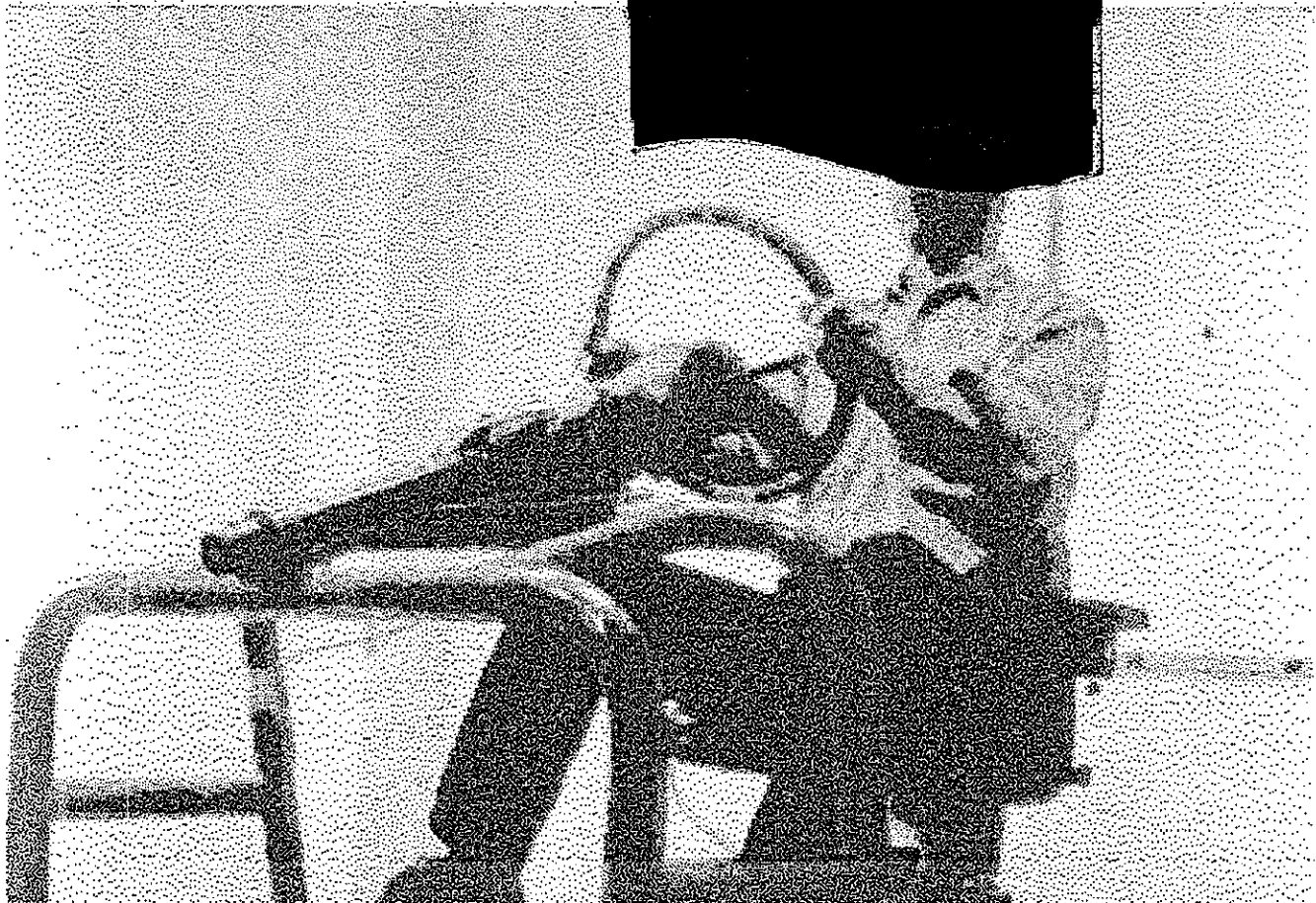
**ÉTUDES ET
RECHERCHES**

**Paul-Émile Boileau
Subbash Rakheja**

Juin 1995

R-095

RAPPORT



IRSST
Institut de recherche
en santé et en sécurité
du travail du Québec

La recherche, pour mieux comprendre

L'Institut de recherche en santé et en sécurité du travail du Québec (IRSST) est un organisme de recherche scientifique voué à l'identification et à l'élimination à la source des dangers professionnels, et à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes. Financé par la CSST, l'Institut réalise et finance, par subvention ou contrats, des recherches qui visent à réduire les coûts humains et financiers occasionnés par les accidents de travail et les maladies professionnelles.

Pour tout connaître de l'actualité de la recherche menée ou financée par l'IRSST, abonnez-vous gratuitement au magazine *Prévention au travail*, publié conjointement par la CSST et l'Institut.

Les résultats des travaux de l'Institut sont présentés dans une série de publications, disponibles sur demande à la Direction des communications.

Il est possible de se procurer le catalogue des publications de l'Institut et de s'abonner à *Prévention au travail* en écrivant à l'adresse au bas de cette page.

ATTENTION

Cette version numérique vous est offerte à titre d'information seulement. Bien que tout ait été mis en œuvre pour préserver la qualité des documents lors du transfert numérique, il se peut que certains caractères aient été omis, altérés ou effacés. Les données contenues dans les tableaux et graphiques doivent être vérifiées à l'aide de la version papier avant utilisation.

Dépôt légal
Bibliothèque nationale du Québec

IRSST - Direction des communications
505, boul. de Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : (514) 288-1 551
Télécopieur: (514) 288-7636
Site internet : www.irsst.qc.ca
© Institut de recherche en santé
et en sécurité du travail du Québec,

Étude des paramètres affectant l'efficacité d'atténuation des vibrations par un siège suspendu

Paul-Émile Boiteau

Programme sécurité-ingénierie, IRSST

Subbash Rakheja

Centre de recherche CONCAVE, Université Concordia

Document communiqué en vertu de l'Accès à l'information
Document released pursuant to the Access to Information Act

RAPPORT

RÉSUMÉ

Les sièges à suspension comportent des caractéristiques de conception et d'ajustements variées établies en fonction de l'environnement vibratoire à atténuer et permettant aux sièges d'être adaptés à des conducteurs dont le poids et la taille sont différents. Or, il est bien connu que dans la pratique, les sièges ne sont que rarement ajustés par les conducteurs. Certains de ces ajustements, dont le réglage du poids, de la hauteur de l'assise, de l'angle d'inclinaison du dossier et du degré d'amortissement pourraient avoir une influence importante sur le degré d'atténuation réalisable dans des environnements vibratoires précis. De même, la façon d'évaluer le niveau de performance des sièges en utilisant un lest rigide ou un sujet humain pourrait mener à des résultats bien différents. Cette étude porte sur l'évaluation en laboratoire de l'efficacité d'atténuation vibratoire de trois sièges à suspension verticale, deux possédant une suspension mécanique, l'autre pneumatique. Ces essais sont réalisés en utilisant un simulateur de vibrations spécialement conçu et capable de reproduire des vibrations sinusoïdales, aléatoires, ainsi que des chocs. L'influence de l'environnement vibratoire, des ajustements et du type de lest utilisé sur le degré d'atténuation réalisable est démontrée pour chacun des trois sièges. Un modèle analytique non linéaire de siège à suspension est développé, validé et utilisé pour établir des critères de conception des sièges sous différents types d'environnement vibratoire. Les résultats indiquent des différences importantes de l'influence des différents paramètres de conception des sièges lorsque l'excitation vibratoire est d'intensité suffisante pour provoquer des impacts avec les butées visant à limiter le débattement vertical de la suspension.

REMERCIEMENTS

La réalisation de cette étude a été rendue possible grâce à la collaboration de plusieurs personnes ayant intervenu à différentes étapes du projet. Aussi tenons nous à souligner l'apport important de messieurs Dale Rathwell et Danius Juras, membres du groupe technique de CONCAVE, pour leur travail à l'installation et à la mise au point du simulateur de vibrations. Nous tenons également à remercier monsieur John Feng pour l'informatisation du système de génération de signaux contrôlant le simulateur, ainsi que messieurs Ajai Singh et Parmjit Kanth pour le travail de traitement des données et de présentation des résultats. Ce projet n'aurait pas pu être réalisé sans la participation de personnes qui ont accepté de se prêter aux nombreux essais de vibrations impliquant l'utilisation de sujets humains. En particulier, nous tenons à remercier monsieur Raghu Gurram qui a participé à la majorité des essais, ainsi que messieurs Jérôme Boutin et Pierre Drouin de l'IRSST. Enfin, nous tenons à souligner l'important travail effectué par monsieur Liu Peijun dans les phases impliquant la modélisation et les simulations par ordinateur.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
RÉSUMÉ	i
REMERCIEMENTS	ii
1.0 INTRODUCTION	1
2.0 OBJECTIFS	2
3.0 DESCRIPTION DES SIÈGES À L'ÉTUDE	2
4.0 CLASSES D'EXCITATION VIBRATOIRE	4
5.0 SIMULATEUR DE VIBRATIONS	5
6.0 ÉVALUATION EXPÉRIMENTALE	7
6.1 Sélection des ajustements des sièges	7
6.2 Lestage des sièges	11
6.3 Déroulement des mesures	11
6.4 Méthodologie de mesure des vibrations	12
6.5 Traitement des données	12
7.0 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX	15
7.1 Critères d'évaluation du comportement des sièges	15
7.2 Traitement statistique	18
7.3 Importance des ajustements et des conditions expérimentales	18
7.4 Influence de l'ajustement en fonction du poids	19
7.5 Influence du type de lest	26
7.6 Influence du type d'excitation	27
7.7 Influence de l'amortissement (siège pneumatique)	27
8.0 MODÈLE ANALYTIQUE DES SIÈGES À SUSPENSION	28
8.1 Validation du modèle analytique du siège	28
8.2 Applications du modèle analytique	31
9.0 AJUSTEMENTS OPTIMAUX POUR LES DIFFÉRENTS SIÈGES	38
10.0 CONCLUSION	39
BIBLIOGRAPHIE	41
ANNEXE A	43

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1. Représentation du siège SIFRA 15LR	3
Figure 2. Représentation du siège ISRI mécanique	3
Figure 3. Représentation schématique du simulateur de vibrations	6
Figure 4. Schéma synoptique du système de contrôle du simulateur	8
Figure 5. Réponse en fréquences du simulateur de vibrations	9
Figure 6. Reproduction de la classe spectrale ISO 2 par le simulateur et comparaison avec la définition théorique	9
Figure 7. Courbes de pondération en fréquences définies dans les normes pour les vibrations verticales	14
Figure 8. Transmissibilité du siège ISRI mécanique sous l'influence d'un balayage SINUSOÏDAL dans la gamme de fréquences 0.625 à 10 Hz (lest rigide). [Les valeurs de transmissibilité à des fréquences inférieures à 0.625 Hz sont dues au bruit de fond causé par l'absence d'excitation]	16
Figure 9. Densité spectrale de puissance du siège ISRI mécanique sous excitation aléatoire de type ISO 2 (lest rigide)	17
Figure 10. Valeurs S.E.A.T. mesurées pour le siège SIFRA sous excitations sinusoïdales et aléatoires (pondération W_b)	20
Figure 11. Valeurs S.E.A.T. mesurées pour le siège ISRI mécanique sous excitations sinusoïdales et aléatoires (pondération W_b)	21
Figure 12. Valeurs S.E.A.T. mesurées pour le siège ISRI pneumatique sous excitations sinusoïdales et aléatoires (pondération W_b)	22
Figure 13. Rapport des caractéristiques vibratoires mesurées pour le siège SIFRA sous excitations transitoires ou chocs	23
Figure 14. Rapport des caractéristiques vibratoires mesurées pour le siège ISRI mécanique sous excitations transitoires ou chocs	24
Figure 15. Rapport des caractéristiques vibratoires mesurées pour le siège ISRI pneumatique sous excitations transitoires ou chocs (angle d'inclinaison du dossier : 0 degré)	25
Figure 16. Modèle analytique des sièges à suspension	29
Figure 17. Validation du modèle analytique sous l'influence de chocs ou transitoires (basée sur les mesures effectuées avec le siège SIFRA)	30
Figure 18. Validation du modèle analytique sous l'influence de vibrations aléatoires de classe ISO 2 (basée sur les mesures effectuées avec le siège SIFRA)	32
Figure 19. Modèle prévisionnel du siège SIFRA lorsque la course est en position inférieure (excitation ISO 2)	33
Figure 20. Modèle prévisionnel du siège SIFRA lorsque la course est en position supérieure (excitation ISO 2)	34
Figure 21. Influence des paramètres caractérisant le siège SIFRA sous l'influence d'une excitation aléatoire de classe ISO 2	35
Figure 22. Influence des paramètres caractérisant le siège SIFRA sous l'influence de chocs n'impliquant pas d'interaction avec les butées	36
Figure 23. Influence des paramètres caractérisant le siège SIFRA sous l'influence de chocs impliquant des interactions avec les butées	37

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1 : Caractéristiques des classes spectrales d'excitations aléatoires	4
Tableau 2 : Ajustements sélectionnés pour chacun des sièges	10
Tableau 3 : Répartition des essais avec les différents sièges	12

1.0 INTRODUCTION

Il est généralement reconnu que le travail impliquant la conduite de véhicules est susceptible, à plus ou moins long terme, d'engendrer des maux de dos [1,2]. On reconnaît également qu'un des facteurs pouvant contribuer à l'apparition de maux de dos est directement lié aux vibrations et chocs répétés que subit le conducteur assis, dus aux irrégularités du terrain [3,4]. Le siège constitue donc un élément important visant, non seulement à supporter le conducteur, mais également à le protéger des secousses intenses qu'il pourrait subir. L'apparition sur le marché de différents modèles de sièges à suspension, de conception et d'ajustements variés, a créé un nouveau problème : celui de connaître comment choisir et ajuster le siège pour maximiser sa performance dans un environnement vibratoire précis. Bien qu'il existe de nombreux codes d'essais [5,6,7] visant à caractériser l'environnement vibratoire de différents types de véhicules et à établir des critères de performance des sièges en fonction de cet environnement, ces essais supposent toujours que le siège est ajusté de façon optimale. Or, il est bien connu que dans la pratique, la suspension du siège est rarement ajustée par le conducteur. De plus, certains réglages, dont ceux du poids ainsi que les ajustements en hauteur et de l'angle d'inclinaison du dossier peuvent varier beaucoup d'un conducteur à l'autre. Il convient donc d'examiner jusqu'à quel point les ajustements ou réglages d'un siège ont une influence sur sa capacité (i.e. performance) d'atténuation des vibrations auxquelles le corps humain est le plus sensible. Il convient également de déterminer si l'on peut adéquatement juger de l'efficacité d'un siège à suspension par des essais réalisés en laboratoire, compte tenu des différences d'ajustement d'un conducteur à l'autre. Enfin, il importe d'évaluer l'efficacité escomptée de ces sièges, non seulement sous l'influence de vibrations continues comme c'est le cas dans la plupart des codes d'essais actuels, mais aussi de chocs ou transitoires provoqués par des discontinuités soudaines dans la surface de roulement d'un véhicule.

Lorsque le but premier est de protéger le conducteur, l'évaluation de la performance d'un siège doit nécessairement se baser sur une connaissance du comportement du corps humain soumis à des vibrations. Pour un conducteur assis soumis à des vibrations verticales, la norme ISO 2631/1 [8] propose une pondération en fréquences, W_k , définissant la variation de sensibilité en fonction de la fréquence. Une nouvelle proposition [9] visant à remplacer cette norme fait référence à une autre pondération en fréquence, W_k , pour représenter cette variation de sensibilité. Ces courbes de pondération doivent donc être prises en considération pour que l'évaluation de la performance du siège soit basée sur sa capacité à atténuer les vibrations potentiellement dommageables pour l'humain.

Il est bien établi que l'environnement vibratoire peut varier d'un type de véhicule à un autre dépendant de ses caractéristiques (i.e. types de pneus, type de suspension) et du terrain sur lequel le véhicule se déplace. Cependant, peu de données existent pour quantifier l'importance de l'environnement vibratoire sur la performance d'un siège. De plus, le comportement d'un siège à suspension sous l'influence de chocs est très peu documenté. Dans cette étude, la performance de sièges à suspension est évaluée en utilisant différentes classes spectrales de vibrations ainsi que des chocs caractérisant l'environnement vibratoire pour différents types de véhicules tout-terrain. L'évaluation porte sur trois différents modèles de sièges à suspension offrant un ajustement pour adapter la raideur de la suspension selon le poids du conducteur, ainsi que des réglages de la hauteur du siège et de l'angle d'inclinaison du dossier. Pour un des sièges possédant une suspension pneumatique, l'ajustement en fonction du poids est effectué automatiquement et les caractéristiques d'amortissement peuvent être modifiées par le conducteur. L'influence de ces ajustements et réglages sur la performance des sièges est donc évaluée sous chacune des classes spectrales de vibrations ainsi que des chocs.

De nombreuses études [10,11] ont démontré que l'évaluation de la performance d'un siège n'est valable que si elle est effectuée avec une personne assise sur le siège. Ceci contraste avec de nombreux rapports d'essais où une masse rigide est utilisée pour effectuer l'évaluation. Bien que l'on puisse reconnaître que le comportement dynamique du corps humain soit bien différent de celui d'une masse rigide à des fréquences excédant environ 2 Hz, son influence sur le degré de performance d'un siège est mal connue. Une partie de cette étude vise donc à comparer la performance de sièges à suspension lorsque l'évaluation est effectuée avec une masse rigide et avec un sujet humain.

2.0 OBJECTIFS

Les objectifs spécifiques de cette étude consistent à :

- 1) Construire et mettre au point un simulateur de vibrations représentant le poste de conduite de certains véhicules sous l'influence de classes spectrales de vibrations et de chocs représentatifs de leur environnement vibratoire;
- 2) Déterminer l'influence du type d'excitation vibratoire, des ajustements et réglages du siège et du comportement dynamique du corps humain sur la performance de sièges à suspension lors d'essais en laboratoire;
- 3) Valider un modèle analytique de siège à suspension sous l'influence de différentes classes spectrales de vibrations et de chocs;
- 4) Appliquer le modèle analytique pour étudier le comportement des sièges et pour déterminer les ajustements optimaux favorisant une meilleure performance d'atténuation des vibrations par les sièges sous différents types d'excitations.

3.0 DESCRIPTION DES SIÈGES À L'ÉTUDE

Trois types de siège, dont deux à suspension mécanique et un à suspension pneumatique, ont été utilisés dans le cadre de ce projet. Ceux-ci sont commercialement disponibles sur le marché québécois. Leur description est brièvement donnée dans ce qui suit.

SIFRA 15 LR : Siège à suspension mécanique comportant un ressort et un amortisseur hydraulique incliné. Cette suspension se situe à l'arrière de la sellerie, ce qui permet une assise plus basse. L'ajustement de la prétension du ressort est effectué manuellement en fonction du poids du conducteur en actionnant une manette prévue à cet effet. La course totale de la suspension est de 100 mm et des butées existent pour limiter le débattement vertical. La hauteur de l'assise, la position longitudinale (avant-arrière) du siège, l'angle d'inclinaison du coussin et du dossier peuvent être ajustés par le conducteur. Ce siège est représenté schématiquement dans la figure 1.

ISRI MÉCANIQUE 6000 : Siège à suspension mécanique comportant des ressorts hélicoïdaux et un amortisseur hydraulique incliné, et muni d'une cinématique à croisillons. La sellerie est directement supportée par la suspension dont la course totale est de 80 mm. L'ajustement de la prétension des ressorts en fonction du poids du conducteur est effectuée manuellement. La hauteur de l'assise, la position longitudinale du siège, l'angle d'inclinaison du coussin et du dossier peuvent être ajustés. Ce siège est représenté dans la figure 2.

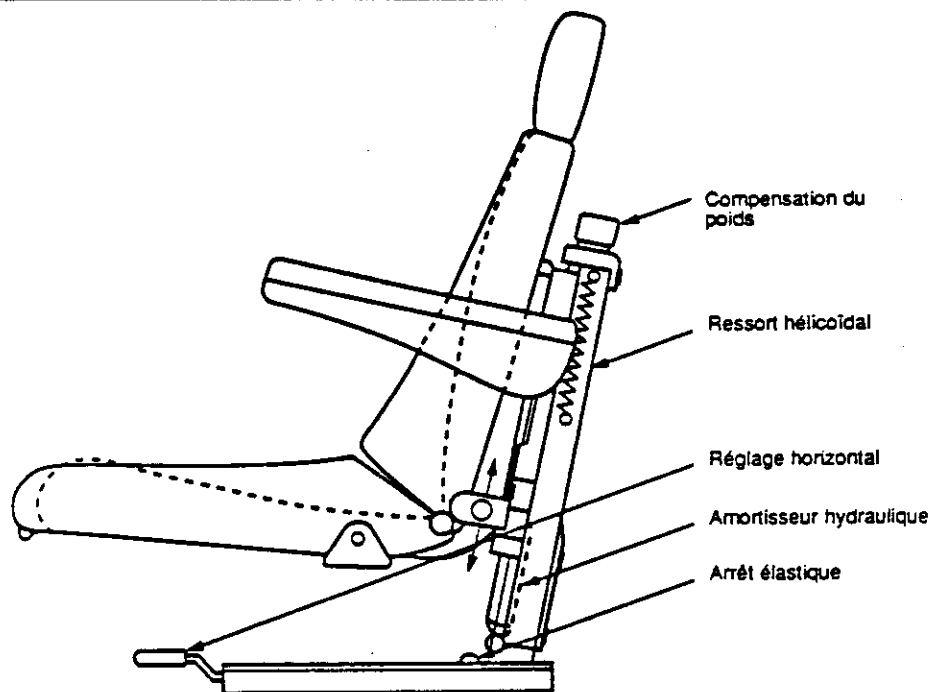


Figure 1. Représentation du siège SIFRA 15LR

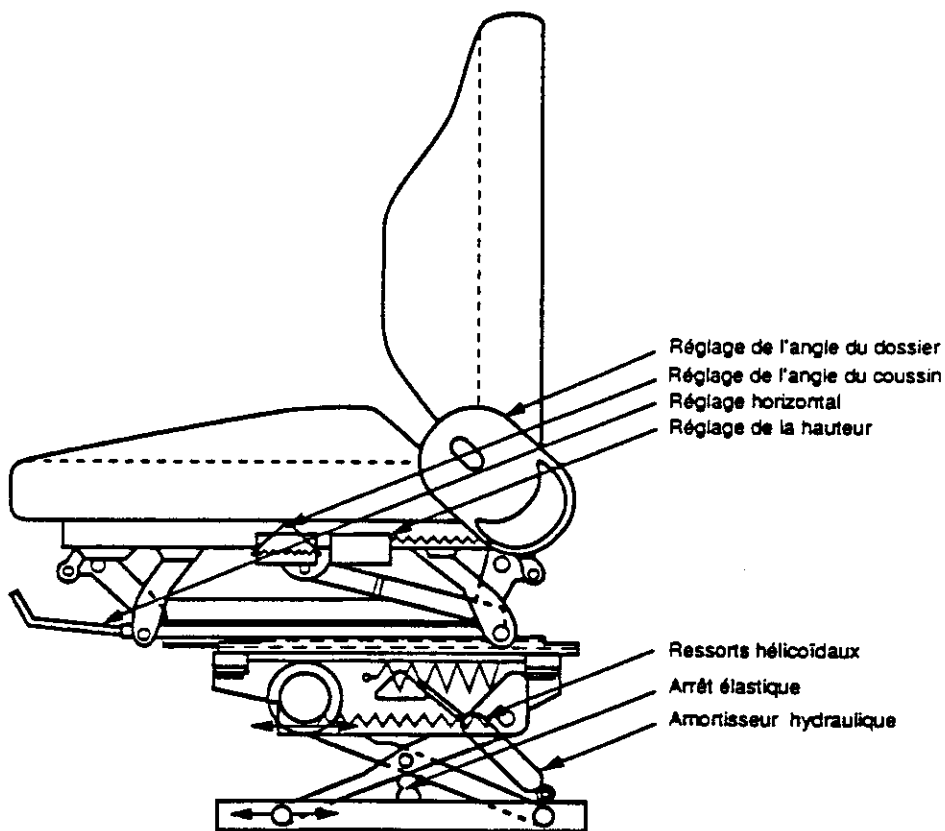


Figure 2. Représentation du siège ISRI mécanique

ISRI PNEUMATIQUE 6500 : Siège à suspension pneumatique, équivalent au précédent sauf qu'un ballon pneumatique agit comme ressort et que l'ajustement en fonction du poids du conducteur est effectué automatiquement. Ainsi donc, le siège s'ajuste à mi-course peu importe le poids du conducteur. La course totale de la suspension est de 100 mm et des arrêts élastiques limitent la course. En plus des ajustements retrouvés sur les sièges précédents, un réglage permet de varier la constante d'amortissement. Ce siège requiert une source d'air comprimé capable de pressuriser le ballon à 0.62 MPa. Outre le principe de suspension, ce siège ressemble en tout point au précédent.

4.0 CLASSES D'EXCITATION VIBRATOIRE

L'influence des paramètres d'ajustement du siège et de la suspension est évaluée pour trois différentes catégories d'excitation vibratoire comprenant des vibrations sinusoïdales, des vibrations aléatoires caractérisant différents types de véhicules tout-terrain et des chocs. Les détails relatifs à la génération de chacune de ces excitations apparaissent dans l'annexe au rapport [12].

BALAYAGE SINUSOÏDAL : Excitation sinusoïdale dont le déplacement crête est maintenu constant à 25 mm de 0.625 à 2 Hz tandis que l'accélération crête est fixée à 3.95 ms^{-2} entre 2 et 10 Hz. Le balayage est effectué de façon cyclique en direction de fréquences croissantes et décroissantes à une vitesse de 1 octave/min. Bien que n'étant pas représentatif d'un type d'excitation propre à un véhicule, le balayage SINUSOÏDAL permet néanmoins d'évaluer le comportement d'un système en exerçant un meilleur contrôle de l'intensité vibratoire sur toute la gamme de fréquences d'intérêt.

EXCITATIONS ALÉATOIRES : Excitations correspondant à des classes spectrales de vibrations caractérisant l'environnement vibratoire de différentes classes de véhicules tout-terrain. Quatre classes spectrales définies dans les normes internationales ISO 5007 [5] et ISO 7096 [6] sont utilisées dans cette étude. La première norme définit les classes ISO 1 pour tracteurs agricoles dont la masse est inférieure à 3600 kg et ISO 2 pour les tracteurs dont la masse se situe entre 3600 et 5000 kg. La deuxième norme définit les classes spectrales pour différents types d'engins de terrassement, dont on a retenu la Classe I pour les décapeuses automotrices sans absorbeur de vibrations et la Classe II pour celles comportant un absorbeur de vibrations ou une suspension primaire sur l'essieu avant. Chacune de ces classes est définie par une densité spectrale de puissance (DSP) dont l'intensité est maximale à la fréquence dominante d'excitation. Ces caractéristiques apparaissent dans le tableau 1 pour chacune de ces classes d'excitations, incluant le niveau d'accélération globale pondérée correspondant lorsque la pondération W_z est utilisée. Ces vibrations sont représentatives de l'excitation que l'on retrouverait à la base du siège pour les différentes catégories de véhicules représentées par ces classes spectrales.

Tableau 1 : Caractéristiques des classes spectrales d'excitations aléatoires

CLASSE SPECTRALE	DSP MAXIMALE		ACCÉLÉRATION PONDÉRÉE W_z (ms^{-2})
	Amplitude (ms^{-2})/Hz	Fréquence (Hz)	
ISO 1	6.0	3.25	2.05
ISO 2	5.5	2.65	1.7
CLASSE I	4.13	1.85	1.73
CLASSE II	2.4	2.1	1.59

CHOCES OU TRANSITOIRES : Ceux-ci résultent du calcul de la réponse vibratoire d'un modèle analytique d'un véhicule tout-terrain [12,13] dont chacune des roues est soumise à un déplacement défini par un demi-sinus, représentant un obstacle dont la largeur a été fixée à 200 mm. La réponse vibratoire du système ainsi formé définit donc l'excitation à la base du siège qui, dans cette étude, est calculée à des vitesses de véhicule variant entre 1 et 10 km/h et pour un obstacle dont la hauteur crête est 75 mm. Les caractéristiques physiques du modèle analytique du véhicule (i.e. masse du véhicule, raideur et amortissement des pneus) sont choisies de façon à correspondre à celles d'une débusqueuse. Ainsi donc, des excitations verticales de type chocs dont l'intensité et la durée varient sont définies à la base du siège en variant la vitesse du véhicule entre 1 et 10 km/h (10 excitations).

5.0 SIMULATEUR DE VIBRATIONS

Un simulateur de vibrations a été conçu en tenant compte des exigences suivantes :

- 1) Le simulateur doit pouvoir transmettre à un siège et au conducteur des vibrations verticales représentatives de celles mesurées dans un véhicule;
- 2) Le simulateur doit pouvoir accommoder un siège et un volant, représentant ainsi un poste de conduite de véhicule;
- 3) Le simulateur doit comporter un ou des systèmes de sécurité permettant d'effectuer des essais avec des sujets humains tout en minimisant les risques d'entrave à la santé et à la sécurité.

Un simulateur de vibrations verticales tel que représenté dans la figure 3 a été réalisé comportant deux vérins asservis hydrauliquement, une plate-forme pour supporter le siège ainsi que le volant et le conducteur, un système de contrôle électronique et un système d'alimentation en énergie hydraulique. Les spécifications du simulateur sont les suivantes :

PLATE-FORME :

- Longueur : 1.38 m
- Largeur : 0.91 m
- Masse : 127 kg
- Charge maximale : 270 kg
- Fréquence naturelle : 45 Hz

VÉRINS HYDRAULIQUES :

- Course totale : 200 mm
- Réponse en fréquence : 0 - 20 Hz

POMPE HYDRAULIQUE :

- Débit maximal : 19 l/min
- Pression : 21 MPa

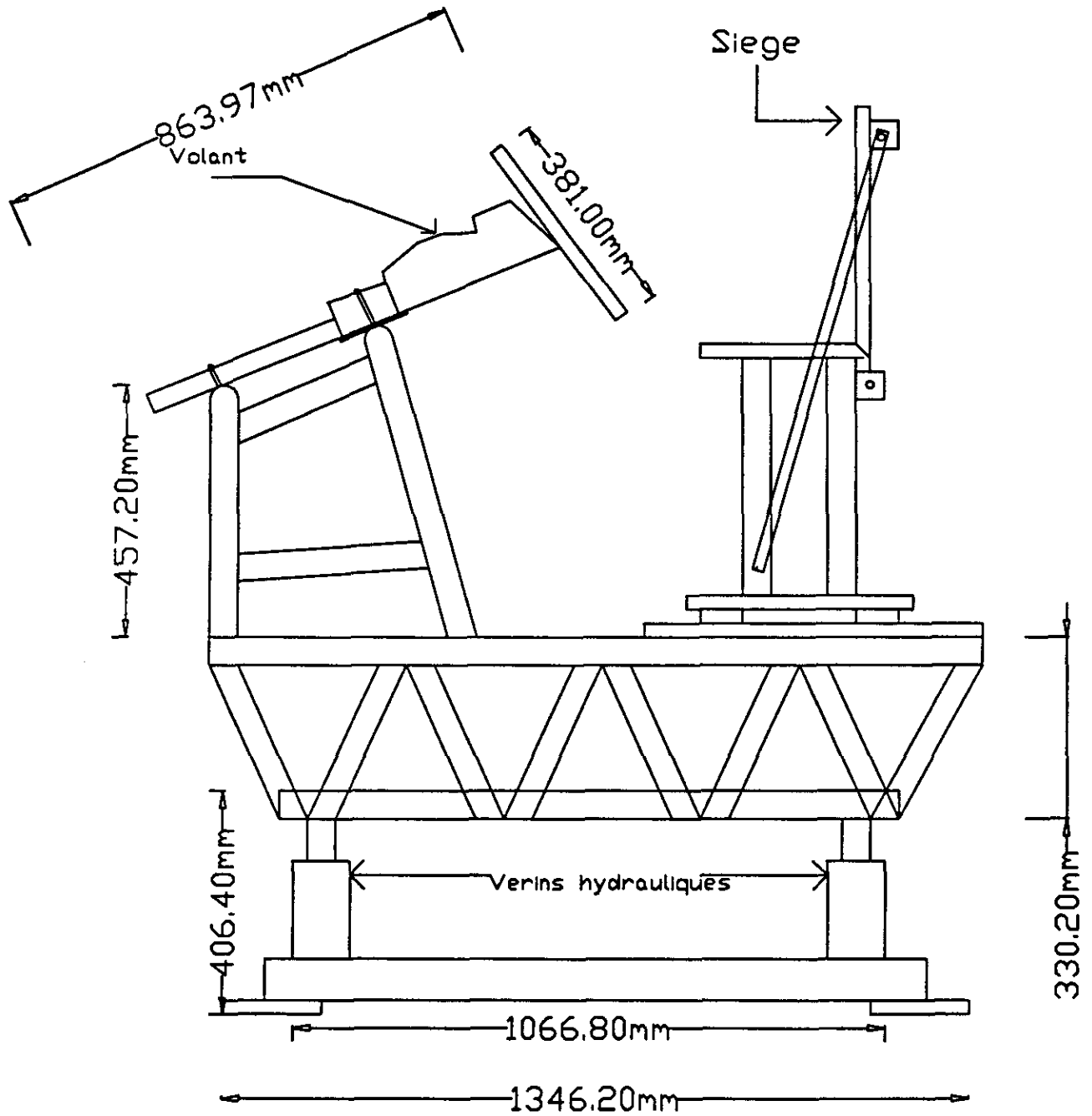


Figure 3. Représentation schématique du simulateur de vibrations

Les deux vérins sont synchronisés, sans différence de phase, afin de générer des mouvements purement verticaux. Chacun des vérins comprend un capteur de force ainsi qu'un limiteur externe de déplacement. Le système de contrôle (servocommande) peut accepter des signaux de commande du mouvement en termes de déplacement, de vitesse ou d'accélération. Ces signaux sont définis par un logiciel exécuté par un micro-ordinateur relié à la servocommande, tel que représenté dans le schéma synoptique de la figure 4. Cette figure indique également les trois systèmes de sécurité intégrés au simulateur, dont :

- le premier limite la force transmise par les vérins lors d'élongations et de compressions;
- le deuxième limite le déplacement maximal par un limiteur externe intégré aux vérins;
- le troisième limite le déplacement maximal des vérins par un système intégré au contrôleur.

Ces systèmes prévoient l'arrêt complet du simulateur selon que la force ou le déplacement maximal excède les limites prescrites. De plus, des circuits sont intégrés pour assurer une croissance ou une décroissance graduelle de l'accélération lors de l'activation et de l'arrêt du simulateur. Enfin, des boutons d'arrêt automatique du système sont placés au niveau du volant et du système de contrôle du simulateur permettant l'arrêt immédiat du système par le sujet assis sur le siège et par l'opérateur du simulateur. L'annexe au rapport [12] présente de plus amples détails sur les caractéristiques du simulateur et sur sa capacité à reproduire les classes d'excitation vibratoire telles que définies dans la section 4.0. La réponse en fréquences du simulateur sous l'influence d'un bruit blanc dans la gamme de fréquences 0 à 50 Hz est reproduite dans la figure 5. La réponse est presque linéaire à des fréquences d'excitation de moins de 20 Hz, ce qui apparaît comme étant adéquat pour représenter l'énergie vibratoire caractérisant la plupart des véhicules. À titre d'exemple, la figure 6 présente une comparaison de la densité spectrale de puissance de l'excitation correspondant à la classe spectrale ISO 2 reproduite par le simulateur avec celle définie théoriquement dans la norme ISO 5007 [5]. L'erreur sur la valeur efficace d'accélération y est de moins de 3 % en comparaison avec la valeur proposée dans la norme.

6.0 ÉVALUATION EXPÉRIMENTALE

6.1 Sélection des ajustements des sièges

Pour chacun des sièges, des réglages spécifiques sont sélectionnés visant à introduire des variations de l'ajustement en fonction du poids, de la hauteur de l'assise et de l'angle d'inclinaison du dossier. Des variations d'ajustement de l'amortissement sont également prévues pour le siège ISRI pneumatique.

Idéalement, la raideur du siège à suspension devrait être ajustée de façon à ce que le siège se positionne à mi-course de la suspension une fois le conducteur assis sur le siège. Ceci assure ainsi une performance optimale du siège et représente la seule règle d'utilisation spécifiée par le fabricant. Pour le siège ISRI pneumatique, cet ajustement est automatique tandis que pour les deux autres sièges, le conducteur doit ajuster manuellement la raideur jusqu'à ce qu'un indicateur intégré au siège indique un poids équivalent au sien. On ne connaît pas jusqu'à quel point la performance du siège est détériorée lorsque l'ajustement en fonction du poids n'est pas tel que recommandé. Or, afin d'évaluer l'influence de cet ajustement, les trois réglages suivants sont sélectionnés pour étudier les deux sièges à suspension mécanique :

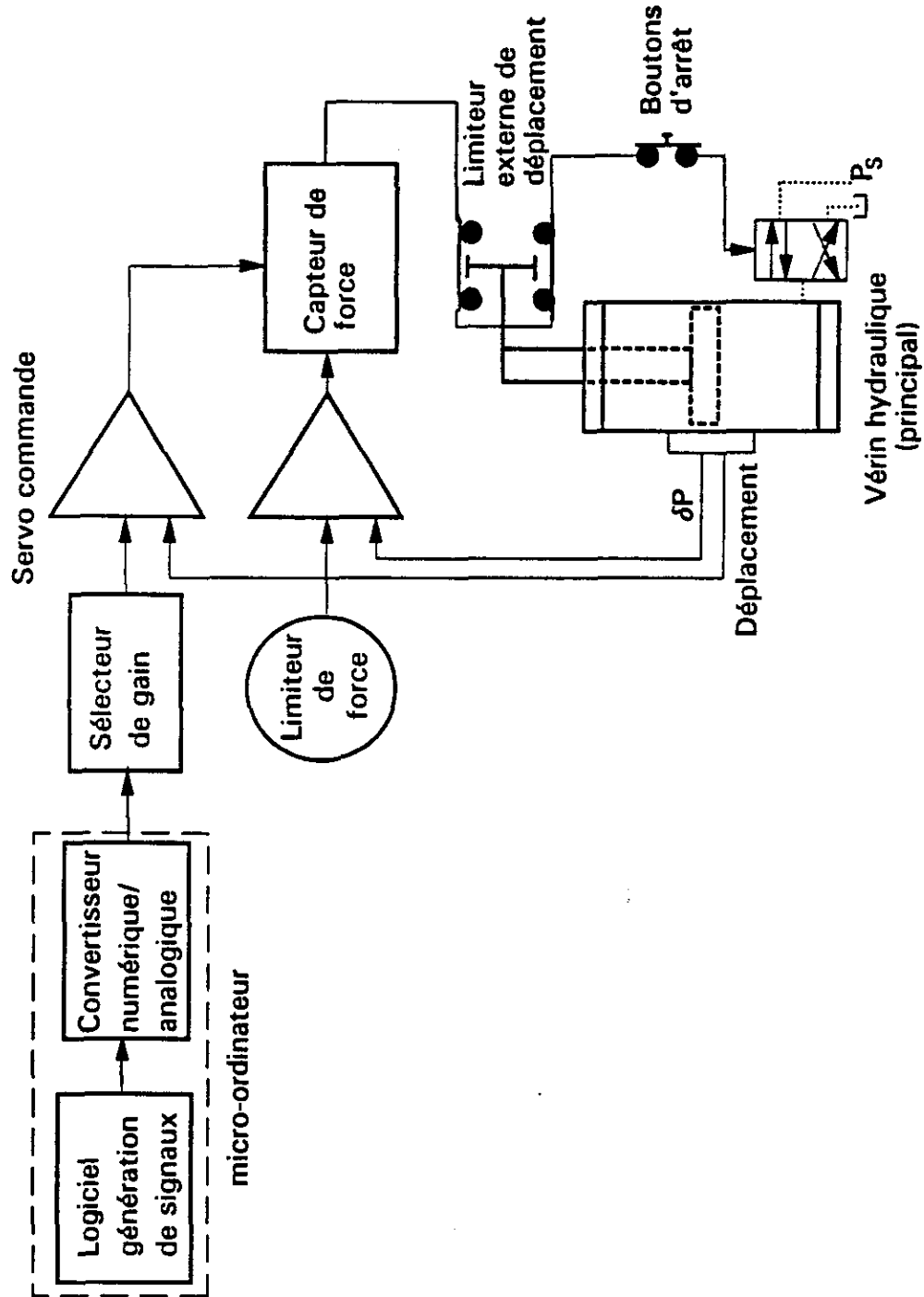


Figure 4. Schéma synoptique du système de contrôle du simulateur

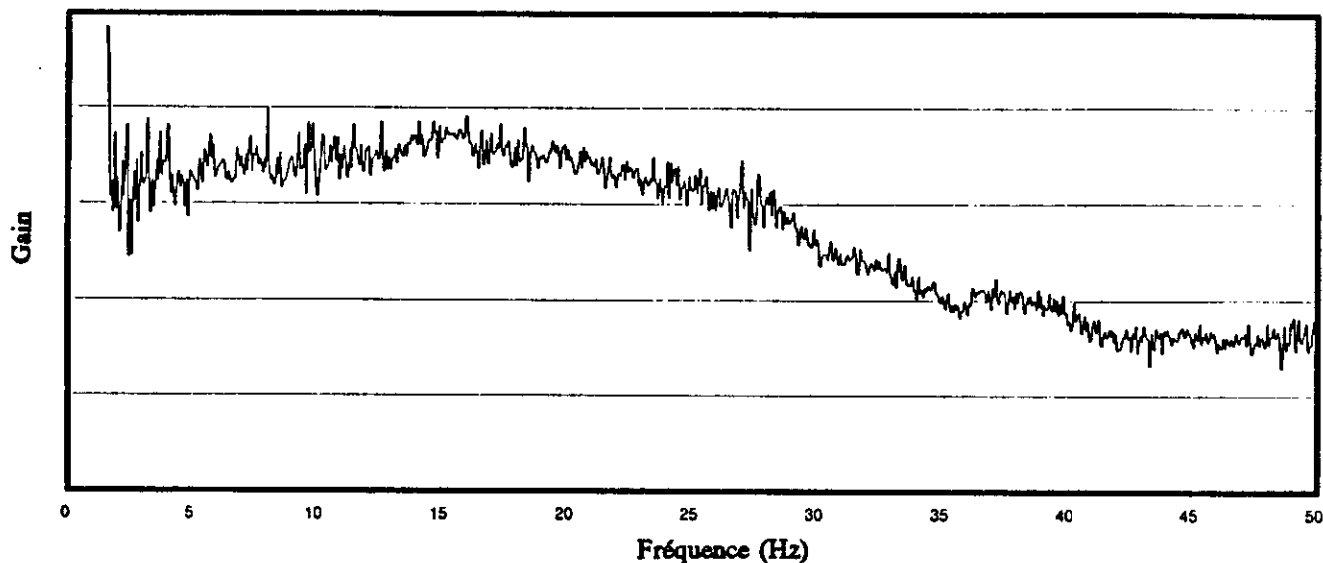


Figure 5. Réponse en fréquences du simulateur de vibrations

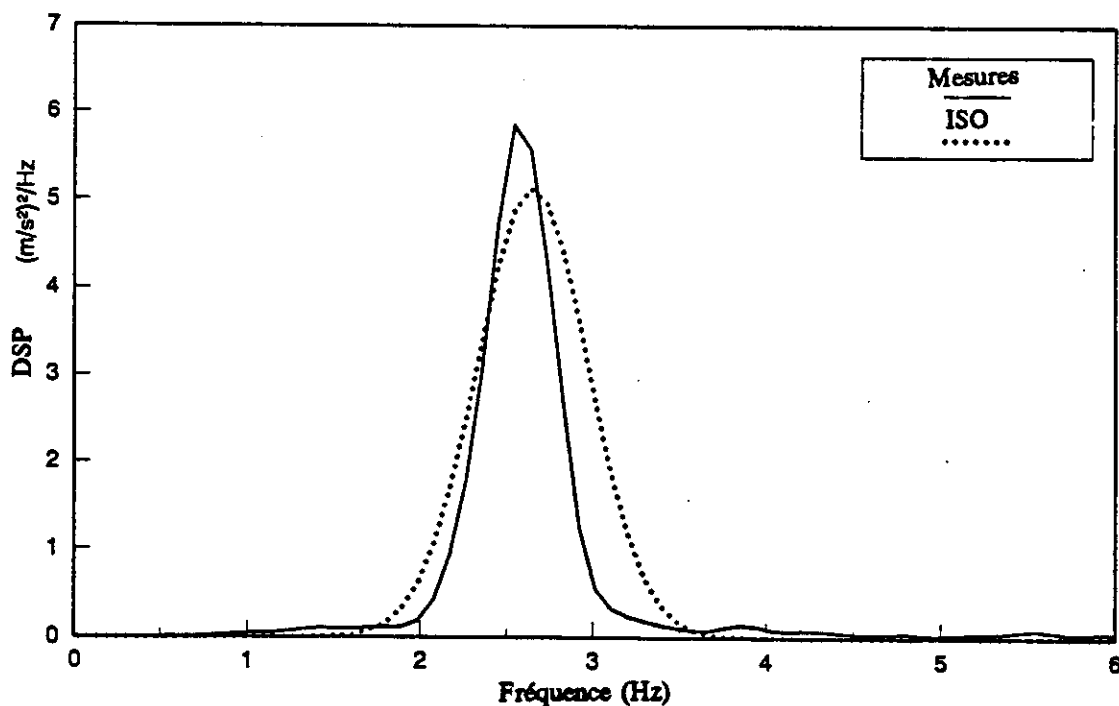


Figure 6. Reproduction de la classe spectrale ISO 2 par le simulateur et comparaison avec la définition théorique

- position mi-course (moyenne);
- 25 mm en dessous de la position mi-course (inférieure);
- 25 mm au-dessus de la position mi-course (supérieure).

Pour le siège ISRI mécanique, l'influence de la hauteur du siège et de l'angle d'inclinaison du dossier est également évaluée pour les réglages suivants :

- hauteur de l'assise : 275 et 300 mm par rapport au plancher;
- angle d'inclinaison du dossier : 0 et 14 degrés par rapport à la verticale.

Dans le cas du siège ISRI pneumatique, un réglage est disponible pour varier la constante d'amortissement. Deux positions ont donc été sélectionnées :

- amortissement 1 (amort1) : amortissement faible;
- amortissement 2 (amort2) : amortissement élevé.

De plus, les réglages suivants ont été sélectionnés :

- hauteur de l'assise : 270, 310 et 350 mm par rapport au plancher;
- angle d'inclinaison du dossier : 0 et 14 degrés.

Compte tenu des différences de caractéristiques entre les sièges, les ajustements sélectionnés pour effectuer les essais ont dû être choisis en fonction de chaque siège. Le tableau 2 présente un sommaire des ajustements sélectionnés pour chacun des trois sièges étudiés.

Tableau 2 : Ajustements sélectionnés pour chacun des sièges

SIÈGE	AJUSTEMENT POIDS: COURSE			
	INFÉRIEURE (-25 mm)	MOYENNE (mi-course)		SUPÉRIEURE (+ 25 mm)
SIFRA	0/275*	0/275		0/275
ISRI MÉCANIQUE	0/275 0/300 14/275 14/300	0/275 0/300 14/275 14/300		0/275 0/300 14/275 15/300
ISRI PNEUMATIQUE		Amort1 0/270 0/310 0/350 14/270 14/310 14/350	Amort2 0/270 0/310 0/350 14/270 14/310 14/350	

* angle d'inclinaison du dossier (degrés)/hauteur de l'assise (mm)

6.2 Lestage des sièges

Dans un premier temps, un lest consistant en sacs de sable dont la masse totale est 63.6 kg est utilisé pour effectuer les essais. Le sable est réparti de façon à ce que le poids soit distribué sur le coussin, tout en s'appuyant contre le dossier.

En second lieu, les sièges sont lestés avec des sujets humains. Trois sujets mâles dont l'âge varie entre 30 et 35 ans ont participé aux essais. Ces sujets, identifiés par B, J et R, ont une masse totale de 80.9, 73.2 et 74.8 kg, respectivement. Deux postures précises sont spécifiées pour les sujets :

- ENS : assis droit sans appuyer le dos sur le dossier;
- EBS : assis en appuyant le dos sur le dossier.

Dans tous les cas, les mains sont en contact avec le volant et les pieds sont appuyés à plat sur la plate-forme.

L'utilisation de sujets humains à des fins expérimentales comporte évidemment certains risques que l'on a tenté de minimiser en intégrant au simulateur les mécanismes de sécurité décrits préalablement. Avant d'effectuer les essais, chacun des participants a été informé du programme d'essais prévu ainsi que des risques potentiels. De plus, chaque personne a été interrogée afin de s'assurer qu'aucune d'entre elle n'avait déjà ressenti des maux de dos. Enfin, un formulaire de consentement a été soumis aux participants, attestant de leur bonne volonté à se soumettre aux essais. Une copie de ce formulaire, incluant une description des essais, apparaît dans l'annexe A.

6.3 Déroulement des mesures

Pour chacun des sièges et chacun des ajustements identifiés dans le tableau 2, des mesures sont effectuées en utilisant chacune des classes d'excitation décrites à la section 4.0 et en lestant les sièges avec une masse rigide et des sujets humains. Ceci donne lieu à plusieurs combinaisons de conditions expérimentales pour chaque siège, incluant :

- 15 excitations vibratoires : balayage SINUSOÏDAL, classes ISO 1 et 2, Classes I et II, ainsi que dix chocs ou transitoires définis pour des vitesses de véhicule de 1,2,3,...,10 km/h;
- jusqu'à 12 combinaisons d'ajustements par siège : 3 ajustements en fonction du poids (courses moyenne, inférieure, supérieure), 2 hauteurs (275 et 300 mm) pour le siège ISRI mécanique, 3 hauteurs (270, 310 et 350 mm) pour le siège ISRI pneumatique, 2 angles d'inclinaison du dossier (0 et 14 degrés) et, pour le siège ISRI pneumatique, 2 réglages d'amortissement (amort1 et amort2);
- variations du lest : masse rigide et jusqu'à 2 sujets humains par siège, adoptant chacun deux postures (ENS et EBS).

En combinant les ajustements identifiés dans le tableau 2 aux différents types d'excitations et de lests, un total de 855 essais a été effectué en utilisant les trois sièges, répartis tel qu'indiqué dans le tableau 3. Considérant que chaque essai requiert en moyenne 6 minutes en régime SINUSOÏDAL,

2.5 minutes en régime aléatoire et 0.5 minute pour les chocs, on estime que le simulateur a dû être en opération constante pour une durée d'au moins 20 heures pour réaliser l'ensemble des essais.

Tableau 3 : Répartition des essais avec les différents sièges

SIÈGE	Nombre de réglages	Nombre d'excitations	Masse rigide	Sujets		Nombre d'essais
				I.D.	Posture	
SIFRA	3	15	1	J,R	ENS EBS	45
	3	15				180
ISRI MÉC.	12	15	1	R/B R/B	EBS ENS	180
	12	15				180
	6	15				90
ISRI PNEUM.	12	15	1			180

6.4 Méthodologie de mesure des vibrations

Les mesures de vibration sont effectuées à l'aide d'accéléromètres piézoélectriques fixés sur la plateforme à la base du siège et sur le siège entre le coussin et le lest. Dans ce dernier cas, un accéléromètre de siège intégré dans une gaine de caoutchouc (B&K 4322) est utilisé. Seules les vibrations en direction verticale (axe z) sont enregistrées puisque les sièges ne possèdent qu'un mécanisme de suspension agissant uniquement dans cette direction. Les deux canaux de mesure sont reliés à des amplificateurs de charge, puis à des filtres passe-bas dont la fréquence de coupure est fixée en fonction du type d'excitation. De là, les signaux sont transmis dans un analyseur de signaux bicanaux B&K 2035, où ils sont contrôlés, analysés et enregistrés.

Pour les excitations sinusoïdales et aléatoires, les spectres en fréquence de l'accélération vibratoire à la base et sur le siège sont enregistrés dans la gamme de fréquences 0 - 20 Hz. L'intégration du signal vibratoire est effectué sur une période de l'ordre de 6 minutes en régime SINUSOÏDAL et 2.5 minutes en régime aléatoire. Pour les excitations de type chocs, les signaux temporels d'accélération vibratoire à la base et sur le siège sont enregistrés sur une durée inférieure à 30 secondes, qui pour la plus faible des vitesses du véhicule, procure suffisamment de temps pour soumettre chacune des roues à l'excitation demi-sinusoïdale.

6.5 Traitement des données

i) Transmissibilité : La fonction de transmissibilité d'un siège est définie comme étant le rapport de l'accélération au siège à celle à la base, exprimé en fonction de la fréquence. Une transmissibilité inférieure à 1.0 indique que le siège atténue les vibrations, tandis qu'une valeur supérieure signifie une amplification des vibrations par le siège. Représentant l'accélération à la base du siège à la fréquence f par $\ddot{z}_0(f)$ et celle au siège par $\ddot{z}_2(f)$, l'amplitude de transmissibilité à la fréquence f devient :

$$TR(f) = \left| \frac{\ddot{z}_2(f)}{\ddot{z}_0(f)} \right| \quad (1)$$

ii) **Densité spectrale de puissance (DSP) :** Lorsque l'excitation est aléatoire, la densité spectrale de puissance procure une indication plus directe de l'énergie vibratoire transmise au siège en comparaison avec la DSP mesurée à la base. La densité spectrale de puissance à la fréquence f est définie par :

$$DSP(f) = \frac{\ddot{z}_2^2(f)}{\Delta f} \quad (2)$$

où Δf représente la résolution en fréquence à la fréquence f à laquelle l'énergie vibratoire (proportionnelle au carré de l'accélération) est mesurée.

iii) **Valeur efficace (rms) d'accélération :** La valeur efficace d'accélération est une mesure de l'énergie vibratoire globale comprise dans une gamme de fréquences donnée, ou dans un laps de temps ou période précis. Lorsque le spectre en fréquences au siège ou au plancher est précisé, on représente la valeur efficace d'accélération a_i à chaque bande de fréquences comprises dans une certaine gamme. La valeur efficace d'accélération a , dans cette gamme est obtenue de la façon suivante :

$$a = \left[\sum_{i=1}^N a_i^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

Lorsque le signal temporel d'accélération $a(t)$ est précisé, la valeur efficace d'accélération évaluée sur une durée T est :

$$a = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (4)$$

Lorsque l'excitation est sinusoïdale ou aléatoire, on utilise le mode de calcul exprimé par (3) pour évaluer la valeur efficace. Lorsque l'excitation est de type choc, la valeur efficace d'accélération au plancher et au siège est évaluée en utilisant l'équation (4).

iv) **Accélération globale pondérée :** L'accélération globale pondérée représente l'énergie vibratoire globale comprise dans une gamme de fréquences ou évaluée dans un laps de temps, mais une fois que la pondération en fréquences est appliquée au signal vibratoire afin de prendre en compte la variation de sensibilité du corps humain en fonction de la fréquence. Deux types de pondération en fréquences peuvent être appliqués pour les vibrations verticales : W_k si l'on se base sur la norme ISO 2631/1 actuelle, et W_k si l'on applique la nouvelle proposition de norme. Les caractéristiques de réponse en fréquences de ces deux filtres de pondération sont représentées dans la figure 7. Représentant le facteur de pondération à la fréquence f par W_i , l'accélération globale pondérée a_w est obtenue dans le domaine fréquentiel par :

$$a_w = \left[\sum_{i=1}^N (W_i a_i)^2 \right]^{1/2} \quad (5)$$

Dans le domaine temporel, l'accélération globale pondérée est obtenue en intégrant le signal pondéré d'accélération $a_w(t)$:

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{1/2} \quad (6)$$

On peut calculer l'accélération globale pondérée au siège et à la base en utilisant les deux types de pondération. L'application de la pondération prend en compte l'énergie vibratoire susceptible d'affecter le corps humain.

v) **Facteur S.E.A.T. :** "Seat Effective Amplitude Transmissibility", représente le rapport de l'accélération globale pondérée mesurée au siège à celle au plancher. De façon similaire à la transmissibilité, un facteur S.E.A.T. supérieur à 1.0 indique que le siège amplifie l'énergie vibratoire globale susceptible

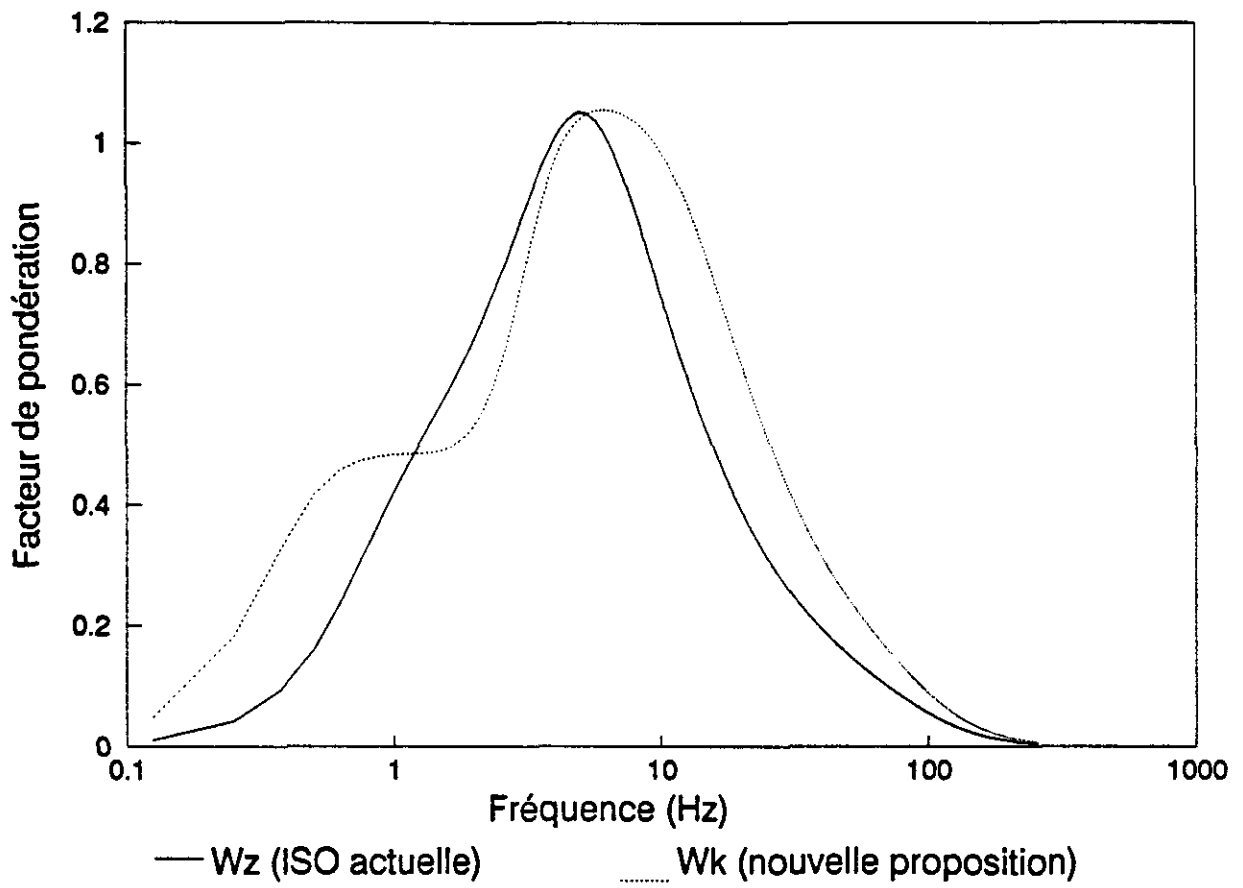


Figure 7. Courbes de pondération en fréquences définies dans les normes pour les vibrations verticales

d'affecter le plus le corps humain, tandis qu'un facteur S.E.A.T. inférieur à 1.0 indique une atténuation par le siège. Les facteurs $S.E.A.T.W_z$ et $S.E.A.T.W_x$ peuvent être obtenus en appliquant chacun des deux types de pondération. Mathématiquement, le facteur S.E.A.T. est :

$$S.E.A.T. = \frac{a_{w,siège}}{a_{w,base}} \quad (7)$$

vi) **Accélération quadripuissance (a_{rmq})** : Pour des signaux vibratoires comportant des chocs, l'accélération quadripuissance donne plus d'ampleur aux valeurs crêtes d'accélération, eux-mêmes caractérisant les chocs. Mathématiquement, l'accélération quadripuissance est calculée dans le domaine temporel en appliquant la définition suivante :

$$a_{rmq} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a^4(t) dt \right]^{1/4} \quad (8)$$

7.0 RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

7.1 Critères d'évaluation du comportement des sièges

Lors de chacun des essais, la fonction de transmissibilité du siège sous excitation sinusoïdale et la densité spectrale de puissance sous excitations aléatoires ont été mesurées dans la gamme de fréquences 0 - 10 Hz. Les figures 8 et 9 présentent un exemple des courbes obtenues à des fréquences inférieures à 5 Hz en utilisant le siège ISRI mécanique lesté d'une masse rigide sous excitations sinusoïdale et ISO 2, respectivement. L'ensemble des courbes obtenues pour chacun des sièges et chacune des conditions expérimentales apparaît dans l'annexe au rapport [12]. Ces courbes rendent difficile l'identification d'une tendance précise quant à l'influence de la hauteur du siège, de l'ajustement en fonction du poids ou de l'angle d'inclinaison du dossier sur les niveaux vibratoires à cause de la grande variabilité observée en fonction de la fréquence. Cependant, l'ajustement en fonction du poids, ou de façon équivalente la position du point d'équilibre statique de la course de la suspension, semble avoir un effet non négligeable sur la performance du siège. Sous excitation sinusoïdale, la figure 8 indique que la fréquence naturelle du siège et le degré de transmissibilité des vibrations aux différentes fréquences d'excitation sont largement affectés par la position du point d'équilibre de la course. En position centrale, le siège est ajusté de façon optimale et la fréquence naturelle du siège ISRI mécanique est d'environ 1.3 Hz. Lorsque le point d'équilibre de la course est mal ajusté par rapport au poids sur le siège (i.e. positions inférieure et supérieure), la probabilité d'impacts de la suspension avec les butées visant à limiter la course ou le déplacement vertical augmente considérablement, dépendant de la fréquence et de l'intensité de l'excitation vibratoire à la base du siège. Les résultats présentés dans la figure 8 pour le siège ISRI mécanique démontrent qu'en positions inférieure et supérieure, les impacts avec les butées provoquent une fréquence naturelle apparente du siège, supérieure à ce qu'elle est en réalité en l'absence de tels impacts. De ce fait, la performance du siège à différentes fréquences de vibration est largement affectée, comme en témoignent les résultats présentés dans la figure 9 sous excitation aléatoire de type ISO 2 pour laquelle la fréquence dominante d'excitation est de 2.65 Hz. Le degré d'atténuation du siège à la fréquence dominante d'excitation est considérablement plus élevé lorsque le point d'équilibre de la course est ajusté en positions centrale et inférieure que lorsqu'il est placé en position supérieure. Ces résultats concordent d'ailleurs avec ceux présentés dans la figure 8, qui démontre une plus grande transmissibilité des vibrations à la fréquence de 2.65 Hz en position supérieure qu'en positions centrale et inférieure.

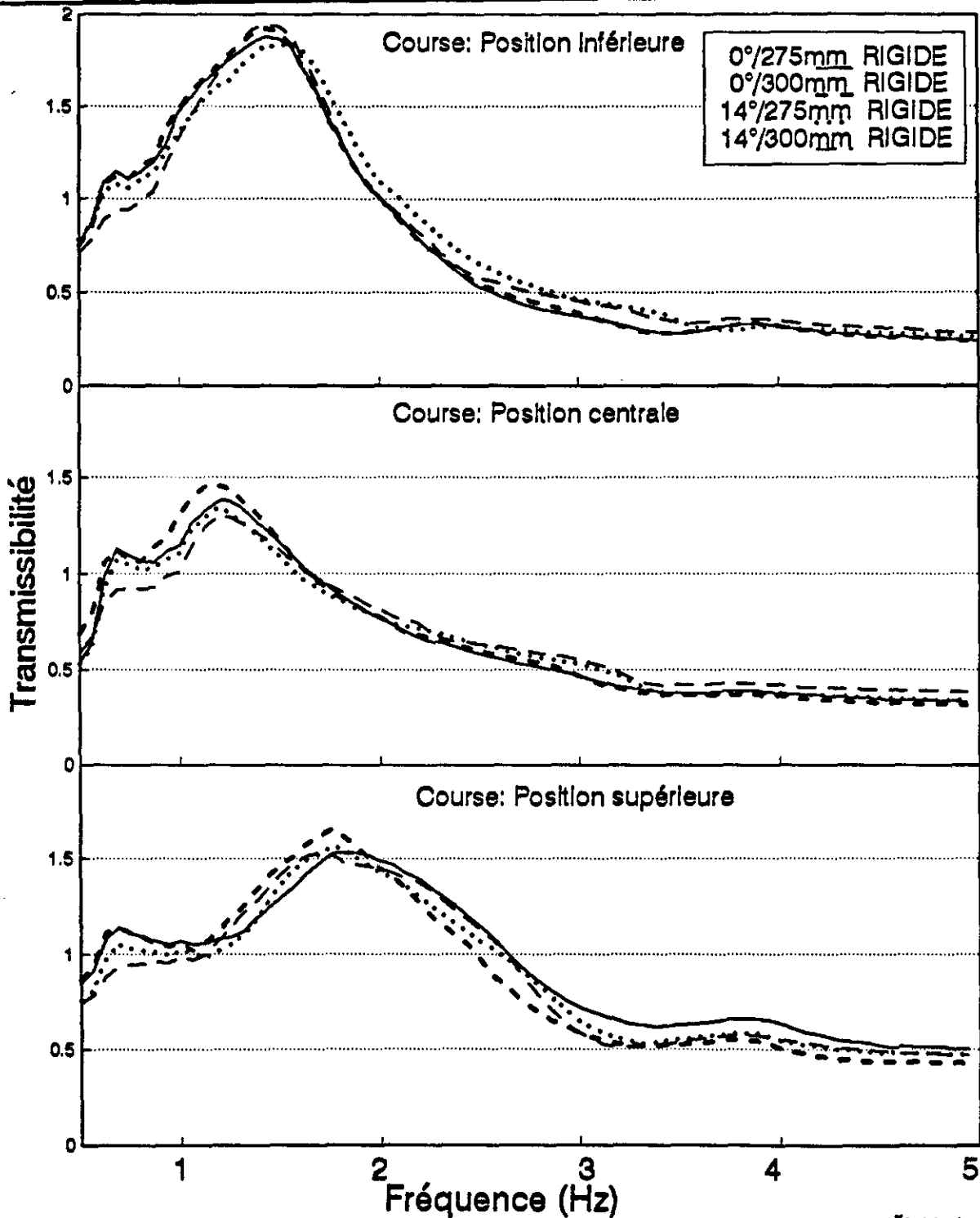


Figure 8. Transmissibilité du siège IRSI mécanique sous l'influence d'un balayage SINUSOÏDAL dans la gamme de fréquences 0.625 à 10 Hz (test rigide). [Les valeurs de transmissibilité à des fréquences inférieures à 0.625 Hz sont dues au bruit de fond causé par l'absence d'excitation]

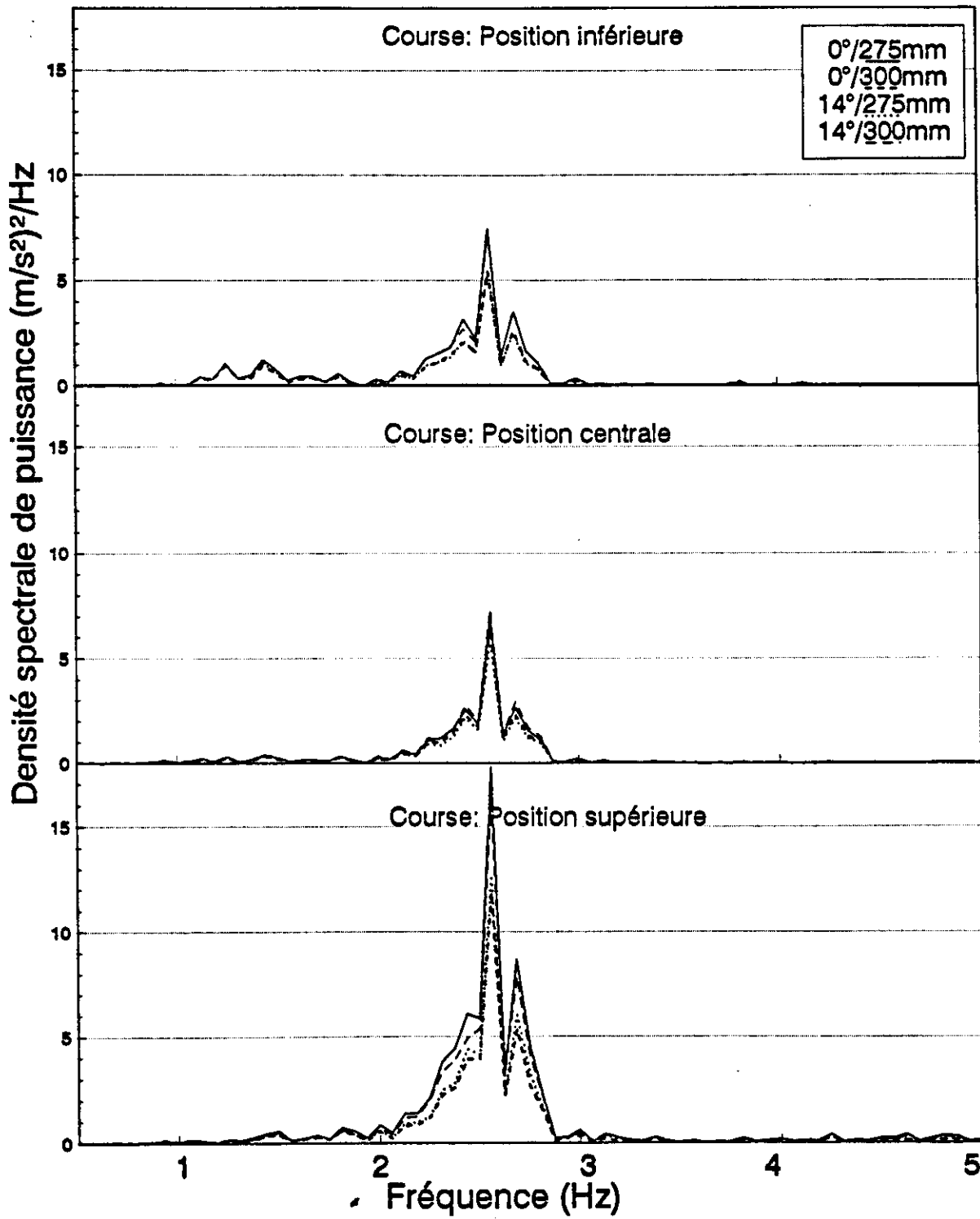


Figure 9. Densité spectrale de puissance du siège ISRI mécanique sous excitation aléatoire de type ISO 2 (lest rigide)

Compte tenu de la variation du comportement des sièges en fonction de la fréquence d'excitation, l'évaluation de leur performance sur la capacité à atténuer l'énergie vibratoire globale susceptible d'affecter le corps humain dans une gamme de fréquences précise apparaît comme étant la voie la plus susceptible de mener à une caractérisation de l'influence des différents paramètres. Pour les excitations sinusoïdales et aléatoires, l'accélération globale pondérée à la base et sur le siège ont été évaluées dans la gamme de fréquences 1 - 20 Hz lorsque la pondération W_k était utilisée, et 0.5 - 20 Hz lors de l'application de la pondération W_k . Faisant le rapport de l'accélération pondérée au siège à celle au plancher, le facteur S.E.A.T. a pu être évalué en utilisant les deux pondérations.

Pour les excitations transitoires, les signaux vibratoires non pondérés à chacune des vitesses de véhicule ont été utilisés pour évaluer la valeur efficace globale du signal d'accélération résultant de l'excitation à chacune des roues, la valeur quadripuissance ainsi que la valeur d'accélération crête à la base et sur le siège. Le rapport siège/base de ces trois paramètres a été utilisé à chacune des vitesses de véhicule pour juger de l'efficacité du siège sous les différentes conditions expérimentales lorsque l'excitation était de type chocs.

7.2 Traitement statistique

Dans cette étude, la distribution t de Student [14] est utilisée pour évaluer le seuil de signification associé à la différence rapportée sur un paramètre évalué sous deux conditions expérimentales précises. À titre d'exemple, l'influence de la hauteur du siège sur la valeur S.E.A.T. est jugée statistiquement significative si, pour deux valeurs S.E.A.T. correspondant chacune à une hauteur quelconque, le seuil de signification établi par la distribution est inférieur à 5 %. Dans cet exemple, ceci implique nécessairement que soient regroupées des valeurs S.E.A.T. se rapportant aux mêmes conditions expérimentales, sauf en ce qui a trait à la hauteur. De façon similaire, l'influence de l'angle d'inclinaison du dossier, de l'ajustement en fonction du poids, du type de lest, de la posture, de l'amortissement (pour le siège pneumatique seulement) et du type d'excitation peut être évaluée séparément en fixant toutes les conditions à l'exception de celle dont l'influence est à évaluer.

7.3 Importance des ajustements et des conditions expérimentales

i) Excitations sinusoïdale et aléatoires :

Pour le siège SIFRA, l'influence de la hauteur du siège et de l'angle d'inclinaison du dossier n'a pas été évaluée. Pour le siège ISRI mécanique, l'influence de ces deux paramètres d'ajustement sur le S.E.A.T. n'est pas apparue comme étant statistiquement significative lors de l'application du test t, du moins pour les réglages considérés dans cette étude. Pour le siège ISRI pneumatique, l'angle d'inclinaison du dossier a une influence négligeable sur le S.E.A.T. Les essais effectués avec deux sujets humains et deux postures différentes n'ont pas permis d'identifier une différence statistiquement significative sur la valeur S.E.A.T. liée au sujet ou à la posture adoptée. Seuls les facteurs suivants ont mené à une différence statistiquement significative sur la valeur S.E.A.T. en appliquant le test t :

- type d'excitation (sinusoïdale, ISO 1, ISO 2, Classe I, Classe II) pour les trois sièges;
- ajustement en fonction du poids (course : positions moyenne, inférieure, supérieure) pour les sièges SIFRA et ISRI mécanique;
- type de lest (masse rigide, sujet humain) pour les sièges SIFRA et ISRI mécanique;

- degré d'amortissement (amort1, amort2) et réglage en hauteur pour le siège ISRI pneumatique.

Les figures 10, 11 et 12 présentent un sommaire des valeurs S.E.A.T. obtenues en utilisant la pondération W_z pour chacun des trois sièges. L'annexe au rapport [12] présente l'ensemble des résultats, incluant les valeurs S.E.A.T. basées sur la pondération W_k . Ces valeurs sont généralement sensiblement plus faibles que lorsque la pondération W_z est utilisée.

ii) Excitations transitoires ou chocs

Les figures 13, 14 et 15 présentent un sommaire des rapports des accélérations efficaces, des accélérations quadripuissances et des accélérations crêtes pour chacun des trois sièges. En plus de la vitesse, seuls les réglages d'ajustement en fonction du poids, le type de lest et pour le siège pneumatique, le degré d'amortissement et la hauteur du siège semblent avoir une influence statistiquement significative sur la capacité du siège à atténuer l'énergie vibratoire résultant des chocs. Les chocs considérés dans cette étude ne sont pas d'intensité suffisante pour provoquer des débattements de la suspension créant un impact contre les butées ou arrêts élastiques.

7.4 Influence de l'ajustement en fonction du poids

L'ajustement en fonction du poids consiste à ajuster la prétension du ressort de la suspension de façon à régler la position du point d'équilibre de la course en fonction du poids sur le siège. Lorsque cette prétension correspond au poids exact de la masse sur le siège, le point d'équilibre devrait être à mi-course (position centrale), offrant ainsi des conditions optimales d'atténuation. Lorsque cette prétension ne correspond pas au poids du conducteur, le point d'équilibre peut se retrouver à une position inférieure ou supérieure par rapport à la mi-course, affectant ainsi le degré de performance du siège.

Les résultats présentés dans les figures 10 et 11 sous excitations sinusoïdale et aléatoires démontrent que l'ajustement de la course en position centrale mène généralement à la performance optimale (valeur S.E.A.T. minimale) des sièges SIFRA et ISRI mécanique par rapport aux autres réglages. Il y a cependant une exception : lorsque le siège SIFRA est lesté par un sujet humain, l'ajustement en position supérieure apparaît, sous certaines classes d'excitation, comme étant le plus avantageux, ce qui pourrait être relié à l'absorption d'une partie de l'énergie vibratoire par les jambes du sujet. Pour le siège SIFRA, la variation de la prétension requise pour passer de la position centrale à inférieure, ou à supérieure, requiert des écarts considérables de poids comparativement au siège ISRI mécanique. C'est donc dire que l'ajustement de la position du siège SIFRA est beaucoup moins sensible à des variations de prétension que le siège ISRI mécanique. Pour le siège SIFRA, le fait de ne pas ajuster le siège en position mi-course peut, dépendant de l'excitation, avoir un effet négligeable ou mener à une détérioration de la performance pouvant atteindre tout au plus 50 %. Pour le siège ISRI mécanique, les résultats présentés dans la figure 11 démontrent que la diminution de performance liée à un mauvais ajustement de la prétension pourrait atteindre 100 %, dépendant de l'excitation. Sous certaines classes d'excitation (ISO 2, Classes I et II), le siège ISRI mécanique pourrait être considéré comme étant totalement inadéquat (S.E.A.T. supérieur à 1.0) lorsque l'ajustement n'est pas effectué convenablement.

Sous l'influence de chocs ou transitoires, les résultats apparaissant dans les figures 13 et 14 indiquent que la position mi-course mène généralement à des rapports des niveaux de vibrations plus faibles au siège, autant au niveau de l'accélération efficace, quadripuissance ou crête. De même que sous les

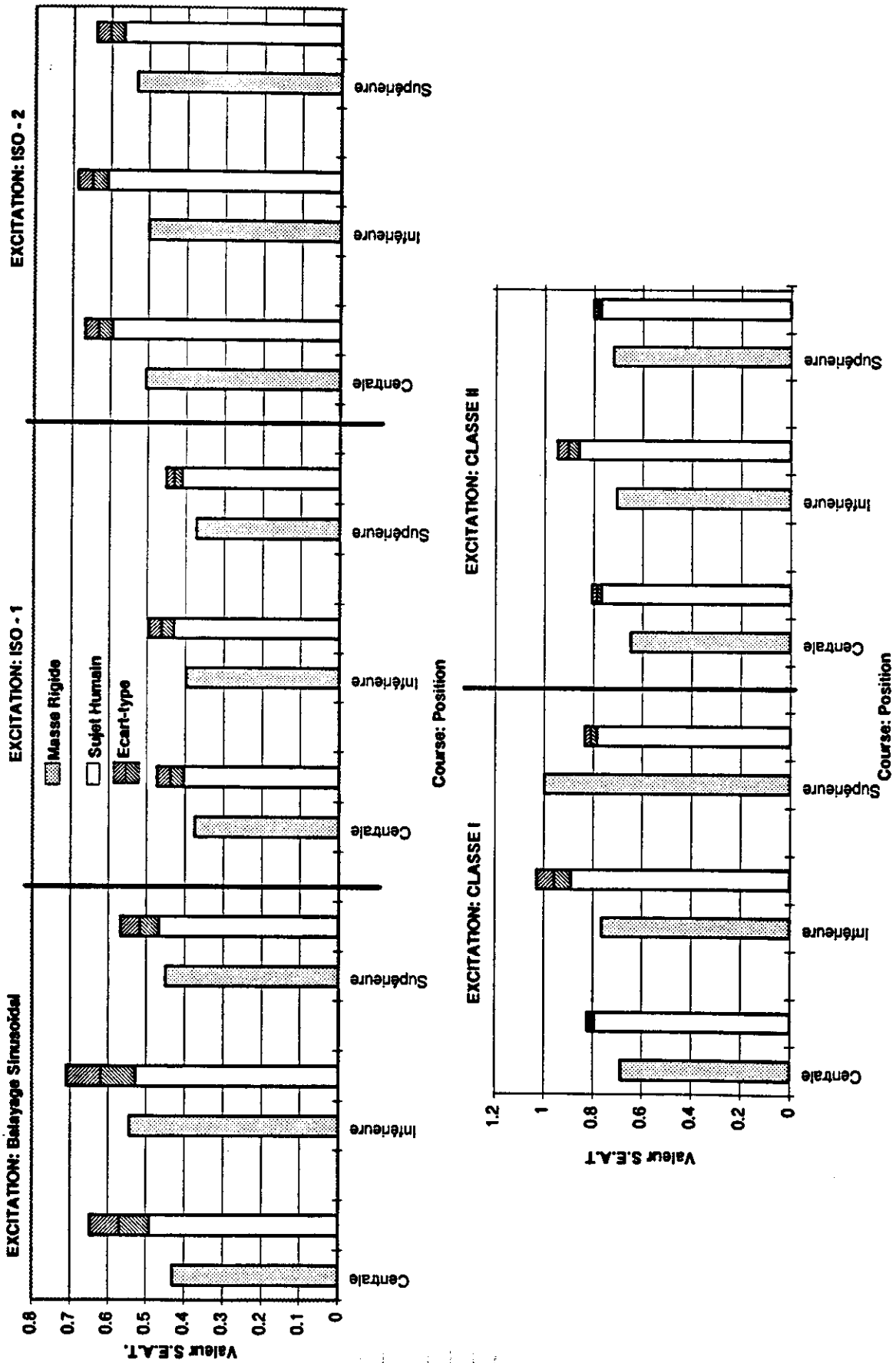


Figure 10. Valeurs S.E.A.T. mesurées pour le siège SIFRA sous excitations sinusoïdales et aléatoires (pondération W_b)

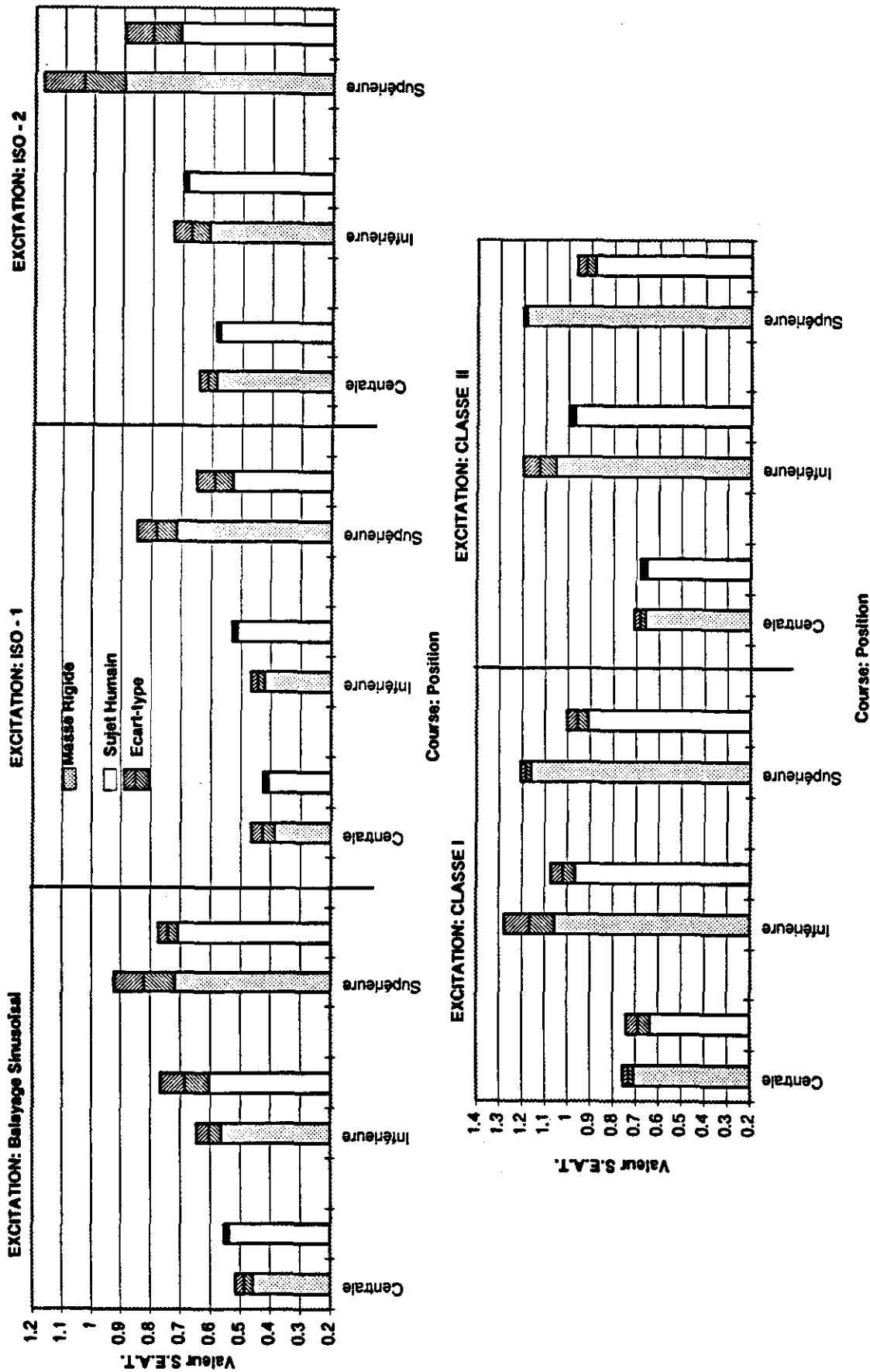


Figure 11. Valeurs S.E.A.T. mesurées pour le siège ISRI mécanique sous excitations sinusoïdales et aléatoires (pondération W_b)

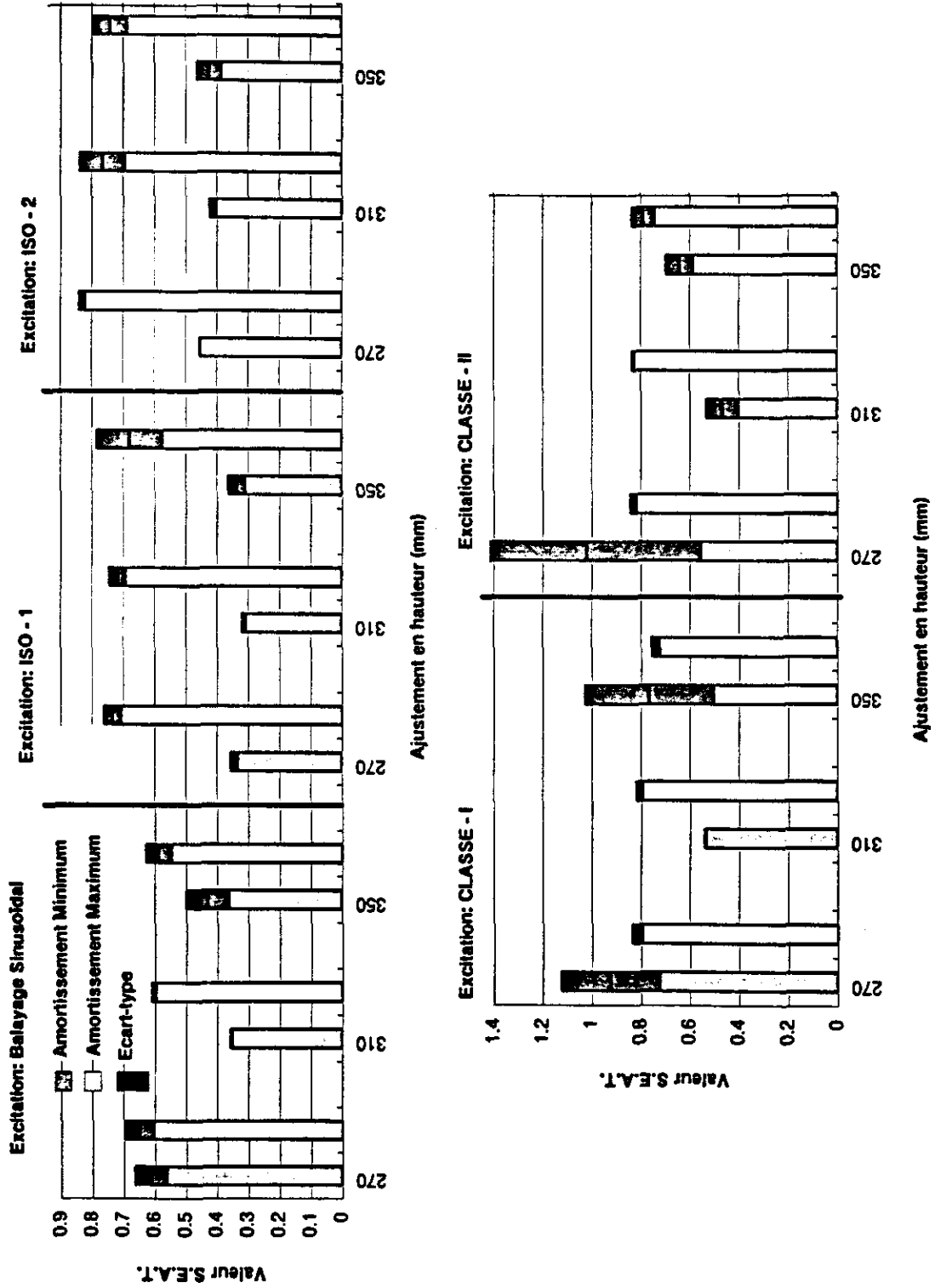


Figure 12. Valeurs S.E.A.T. mesurées pour le siège ISRI pneumatique sous excitations sinusoïdales et aléatoires (pondération W_b)

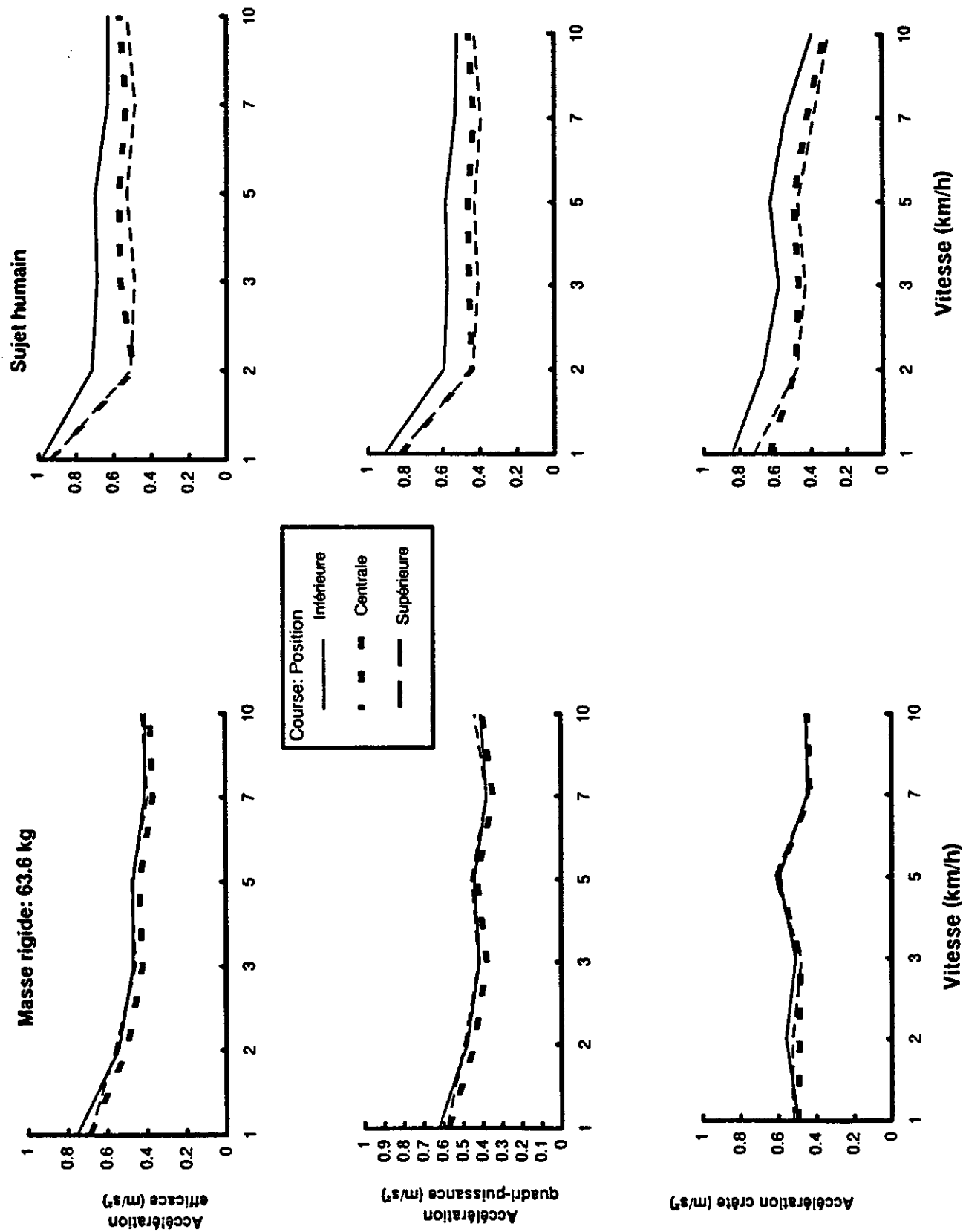


Figure 13. Rapport des caractéristiques vibratoires mesurées pour le siège SIFRA sous excitations transitoires ou chocs

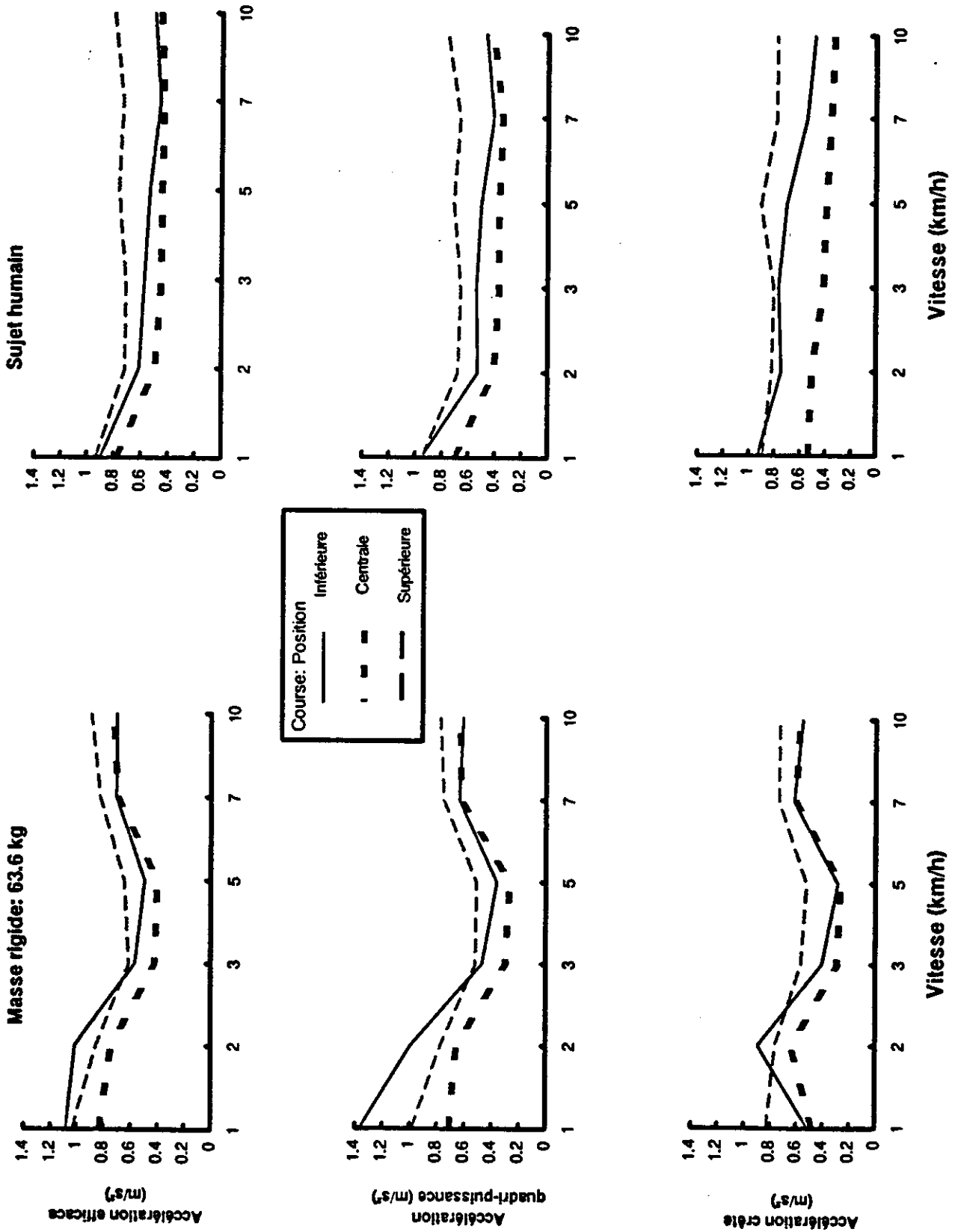


Figure 14. Rapport des caractéristiques vibratoires mesurées pour le siège ISRI mécanique sous excitations transitoires ou chocs

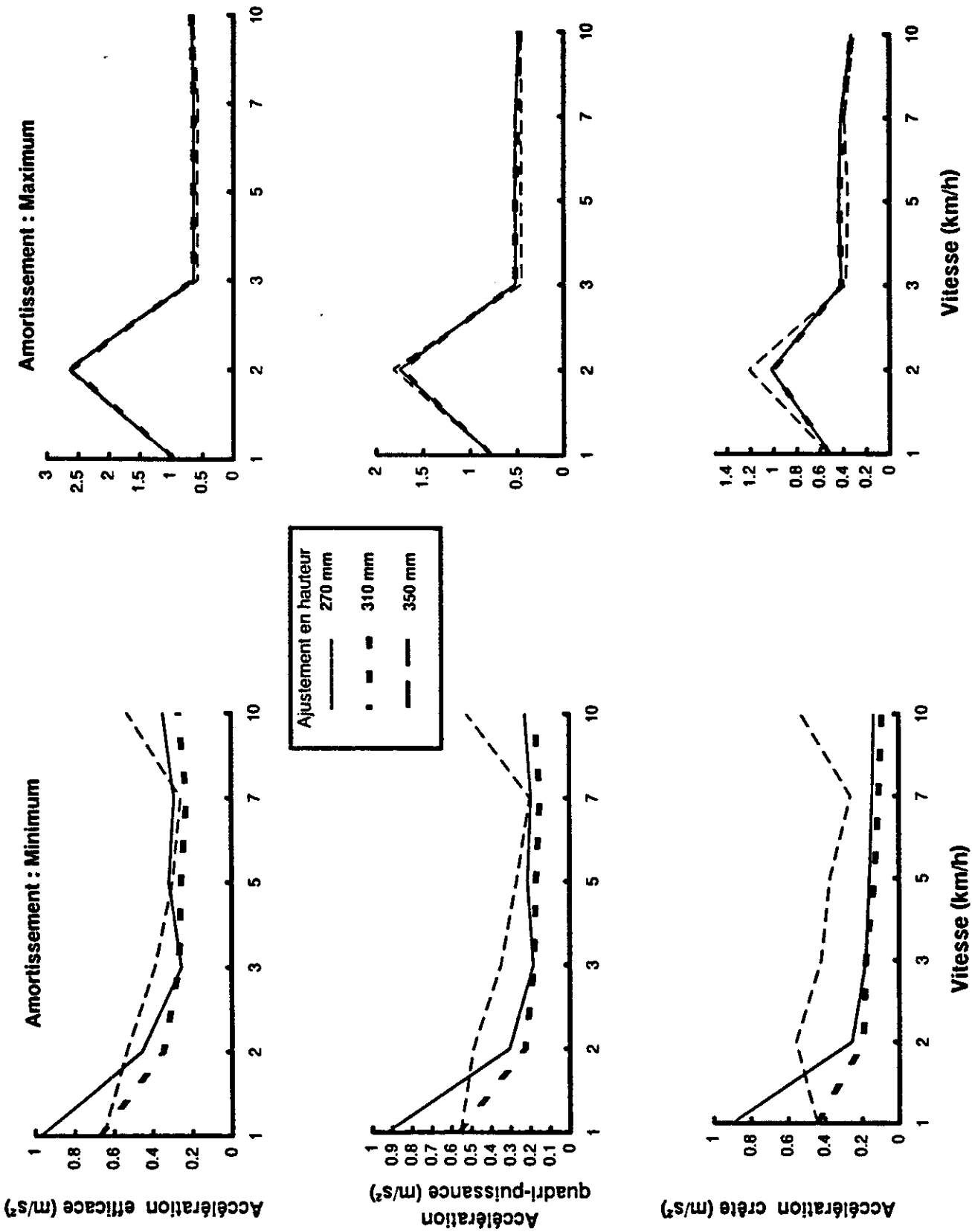


Figure 15. Rapport des caractéristiques vibratoires mesurées pour le siège IRSI pneumatique sous excitations transitoires ou chocs (angle d'inclinaison du dossier : 0 degré)

excitations sinusoïdale et aléatoires, il y a exception avec le siège SIFRA pour lequel la position supérieure semble plus avantageuse lorsque lesté avec un sujet humain.

L'influence de l'ajustement en fonction du poids n'a pas été évaluée avec le siège ISRI pneumatique, puisque ce dernier devrait s'ajuster automatiquement à mi-course, indépendamment de la masse sur le siège.

7.5 Influence du type de lest

Pour les sièges SIFRA et ISRI mécanique, les essais ont été réalisés en lestant les sièges avec une masse rigide de 63.6 kg et des sujets humains dont la masse variait entre 73.2 et 80.9 kg. Considérant qu'environ 74 % de la masse d'une personne est supportée par le siège, la masse des personnes sur les sièges était à 15 % près équivalente à celle de la masse rigide. Les résultats rapportés dans la figure 10 pour le siège SIFRA sous excitations sinusoïdale et aléatoires démontrent une nette tendance à ce que les valeurs S.E.A.T. mesurées avec sujets humains soient supérieures à celles obtenues avec une masse rigide. Dans certains cas, la valeur S.E.A.T. mesurée avec un sujet est 30 % supérieure à celle mesurée avec une masse rigide. Pour ce siège, les résultats apparaissant dans la figure 13 sous excitations chocs démontrent que les rapports d'accélération efficace, quadripuissance et crête sont également supérieurs lorsque déterminés avec sujets humains. L'utilisation d'une masse rigide pour représenter le conducteur mène donc à une surestimation de la performance réelle du siège SIFRA dans ces conditions.

Pour le siège ISRI mécanique, les valeurs S.E.A.T. mesurées avec sujet humain ont généralement tendance à être légèrement inférieures à celles obtenues avec une masse rigide (figures 11 et 14). Ce siège étant plus haut que le siège SIFRA, cette tendance pourrait s'expliquer par le fait qu'une partie de l'énergie vibratoire est absorbée par les jambes du sujet, résultant ainsi en une performance apparente de la suspension supérieure à celle mesurée avec une masse rigide. Ceci est d'autant plus supporté par le fait que la différence est relativement plus marquée lorsque l'ajustement de la course est en position supérieure. Quant au comportement du siège ISRI mécanique sous l'influence de chocs, les résultats de la figure 14 indiquent des rapports d'accélération au siège sensiblement plus faibles lorsqu'un sujet humain est utilisé comme lest.

Les résultats obtenus dans cette section démontrent que le degré de variation de la performance des sièges lié au type de lest (masse rigide ou sujet humain) est largement dépendant des caractéristiques de l'excitation et du siège lui-même. À des fréquences d'excitation excédant quelques Hertz, on reconnaît que le comportement dynamique du corps humain diffère considérablement de celui d'une masse inerte. À de telles fréquences d'excitation, le système composé du siège et du conducteur a tendance à transmettre les vibrations beaucoup plus que celui formé par le siège et une masse rigide. Cependant, dépendant de la hauteur du siège, cette différence pourrait être masquée par l'absorption d'une partie de l'énergie vibratoire par les jambes du sujet, limitant l'intensité des vibrations transmises au siège.

Les essais réalisés avec le siège ISRI pneumatique n'ont impliqué qu'un lest rigide; ne donnant donc pas lieu d'évaluer l'influence du type de lest pour ce siège.

7.6 Influence du type d'excitation

Le comportement dynamique d'un siège à suspension est caractérisé par une zone de fréquences auxquelles les vibrations de la base sont transmises intégralement, voire même amplifiées par le siège et par une zone de fréquences auxquelles les vibrations sont atténuées ou filtrées par le siège. L'amplification maximale apparaît à la fréquence naturelle du siège, tandis que la zone d'atténuation apparaît à des fréquences d'excitation bien au-delà de la fréquence naturelle. Le degré d'efficacité du siège à suspension dépend donc de la fréquence de l'excitation à la base du siège, et de sa localisation par rapport aux zones d'amplification et d'atténuation du siège. La fréquence naturelle des trois sièges considérés dans cette étude est inférieure à 1.3 Hz, lorsqu'ils sont ajustés à mi-course. Par ailleurs, la fréquence dominante d'excitation correspondant aux quatre classes de vibrations aléatoires est de 3.15 Hz pour ISO 1, 2.65 Hz pour ISO 2, 1.85 Hz pour la Classe I et 2.1 Hz pour la Classe II. Ces fréquences dominantes d'excitation se retrouvent donc dans la zone d'atténuation des sièges lorsque ces derniers sont convenablement ajustés. La fréquence dominante de l'excitation de la Classe I est plus près de la zone d'amplification des sièges, tandis que celle d'ISO 1 s'en éloigne le plus. Les résultats présentés dans les figures 10, 11 et 12 démontrent bien que les valeurs S.E.A.T. sont généralement plus faibles sous l'excitation de classe ISO 1, tandis que plus élevées sous l'excitation de Classe I. Ces résultats démontrent que lorsque l'ajustement est à mi-course, les trois sièges rencontrent les exigences pour atténuer les vibrations pour l'ensemble des excitations (S.E.A.T. inférieure à 1.0). Cependant, la valeur S.E.A.T. peut varier de 100 à 300 % de sa valeur initiale dépendant du type d'excitation auquel le siège est soumis et de son ajustement. La valeur S.E.A.T. n'est donc pas une caractéristique d'un siège, mais sert plutôt d'indicateur de la capacité du siège à atténuer les vibrations dans un véhicule ou pour une classe d'excitation précise. Ainsi donc un siège qui rencontrerait les exigences pour atténuer les vibrations dans un véhicule quelconque, pourrait ne pas être efficace dans un autre véhicule dont les caractéristiques des vibrations seraient complètement différentes.

Lorsque l'excitation est caractérisée principalement par des chocs, les résultats présentés dans les figures 13, 14 et 15 indiquent une variation de la performance des sièges en fonction de la vitesse du véhicule, celle-ci étant intimement liée à la fréquence dominante de l'excitation due aux chocs. À de faibles vitesses de moins de 3 km/h, la fréquence dominante de l'excitation due au choc pour le type d'obstacle considéré, se situe dans la zone de fréquences dans laquelle le siège amplifie les vibrations. À mesure que la vitesse augmente, la zone d'atténuation par le siège est atteinte, et le rapport d'accélération siège/base semble atteindre un plateau. Cependant, ceci ne suggère en rien qu'une vitesse de conduite plus élevée serait à privilégier puisque le comportement dépend entièrement de la forme et des dimensions de l'obstacle. Dans d'autres circonstances, les caractéristiques de l'obstacle pourraient bien être telles que c'est à vitesse plus élevée que l'excitation vibratoire à la base du siège serait dans la zone d'amplification. Dans cette étude, un obstacle bien défini, de forme semi-sinusoidale a été choisi afin de simplifier le problème et de donner un aperçu de l'importance de la vitesse du véhicule dans la définition des chocs.

7.7 Influence de l'amortissement (siège pneumatique)

Pour ce siège dont la fréquence naturelle est près de 1 Hz, les résultats présentés dans les figures 12 et 15 démontrent qu'une augmentation du degré d'amortissement n'est pas bénéfique pour l'ensemble des excitations sinusoidale, aléatoires et chocs. En effet, la performance du siège pneumatique, mesurée en terme de S.E.A.T. et de rapports d'accélération efficace, quadripuissance et crête, est réduite considérablement lorsque le degré d'amortissement est réglé au maximum. Il est bien connu

qu'une augmentation du degré d'amortissement assure une meilleure atténuation des vibrations à la fréquence naturelle du siège, au détriment d'une atténuation réduite au-delà de cette fréquence. Comme ce siège possède une fréquence naturelle très basse, la majorité des excitations sont prédominantes à une fréquence supérieure à cette dernière. Ainsi donc, un degré d'amortissement plus faible est à privilégier afin d'assurer un plus haut niveau d'atténuation des vibrations à des fréquences excédant la fréquence naturelle du siège. Sous les types d'excitations considérés dans cette étude, un mauvais ajustement de l'amortissement en position maximum amènerait une dégradation substantielle de la performance du siège, pouvant même réduire de moitié le degré d'atténuation réalisable lorsque le siège est bien ajusté (S.E.A.T. deux fois plus élevé).

L'ajustement en hauteur du siège ISRI pneumatique ne devrait pas affecter le positionnement à mi-course du point d'équilibre statique une fois que le conducteur est assis sur le siège. Ce positionnement à mi-course ou ajustement en fonction du poids devrait être effectué automatiquement par le siège ISRI pneumatique. Cependant, les résultats présentés dans les figures 12 et 15 indiquent que l'ajustement en hauteur du siège a une certaine influence sur la position mi-course. Ceci provient du fait que les valeurs S.E.A.T. et les rapports d'accélération varient en fonction de la hauteur, ce qui ne devrait pas être le cas si le siège était bel et bien en position mi-course indépendamment de la hauteur. Des variations de la valeur S.E.A.T. pouvant atteindre 50 % peuvent donc survenir lorsque la hauteur du siège ISRI pneumatique est modifiée par le conducteur.

8.0 MODÈLE ANALYTIQUE DES SIÈGES À SUSPENSION

La figure 16 illustre un modèle non linéaire d'un siège à suspension [11] où le conducteur est représenté par une masse rigide m_0 . Les non linéarités proviennent de la force d'amortissement F_d , de la force de frottement de type Coulomb F_f , ainsi que de la force des arrêts élastiques dont la raideur est K_{el} . Les forces liées à la raideur de la suspension K_s , à la raideur du coussin K_c , et à l'amortissement du coussin C_c , sont linéaires. L'excitation à la base du siège est représentée par le déplacement vertical z_0 , tandis que z_1 et z_2 représentent les déplacements verticaux de la suspension de masse m_s et de la masse rigide, respectivement. La raideur et la constante d'amortissement du coussin et de la suspension doivent être déterminées expérimentalement, incluant la force de frottement et les caractéristiques des arrêts élastiques. Les paramètres caractérisant chacun des trois sièges (SIFRA, ISRI mécanique et ISRI pneumatique) ont été déterminés préalablement dans une autre étude [15].

8.1 Validation du modèle analytique du siège

Le modèle analytique du siège à suspension est validé pour chaque type d'excitation en comparant la réponse, ou accélération de la masse m_0 (\ddot{z}_2) calculée à partir du modèle à celle mesurée expérimentalement avec une masse rigide. Les résultats sont présentés ici pour le siège SIFRA, ajusté à mi-course lorsqu'une masse rigide de 63.6 kg est placée sur le siège. Sous l'influence de chocs ou transitoires, la valeur efficace d'accélération prédite par le modèle à chacune des vitesses du véhicule se compare très bien à celle mesurée expérimentalement comme le démontrent les résultats présentés dans la figure 17. Les accélérations efficaces prédites par le modèle sont sensiblement plus élevées que celles mesurées, bien que l'écart soit en dedans de 20 %. En comparant les niveaux de vibrations à la base avec ceux du siège, les résultats démontrent que ce dernier atténue globalement les vibrations résultant de ce type de chocs à toutes les vitesses. On note cependant que les chocs résultant de l'interaction des pneus d'un véhicule avec un obstacle de forme semi-sinusoïdale dont l'amplitude crête est de 75 mm ne sont pas d'intensité suffisante pour créer des impacts avec les butées du siège, visant à limiter la course verticale.

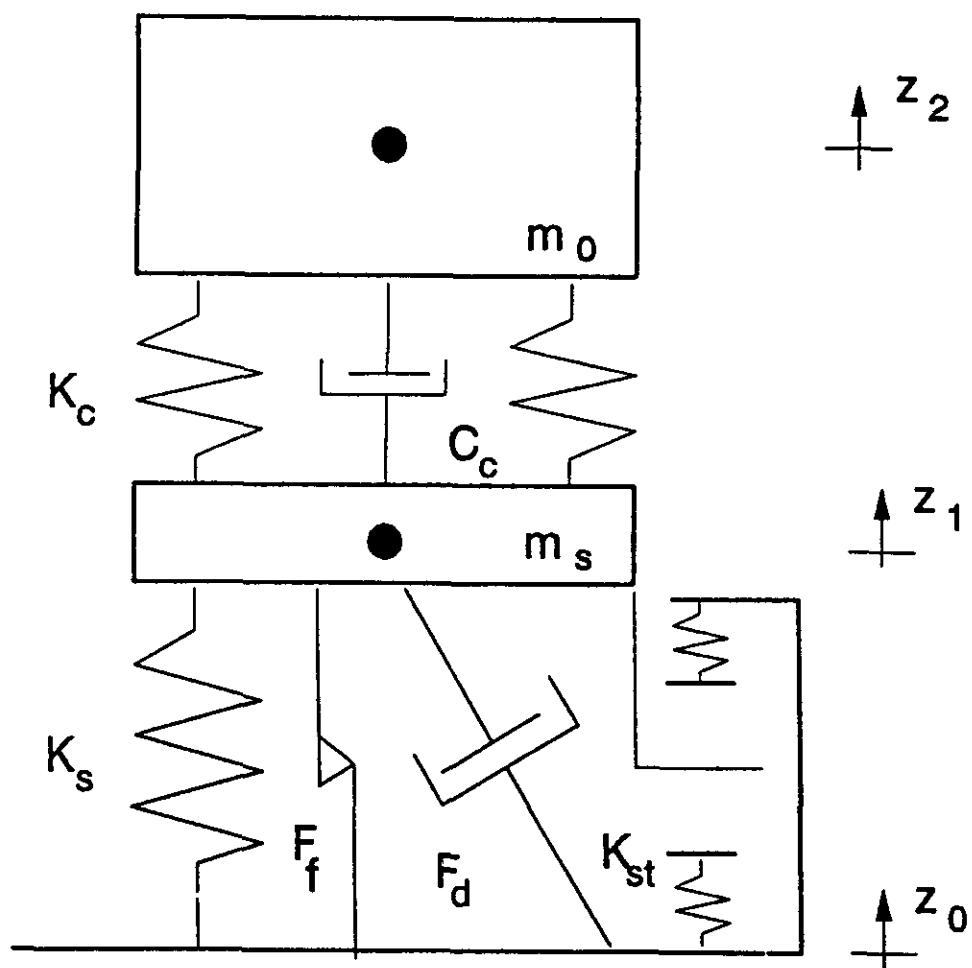


Figure 16. Modèle analytique des sièges à suspension

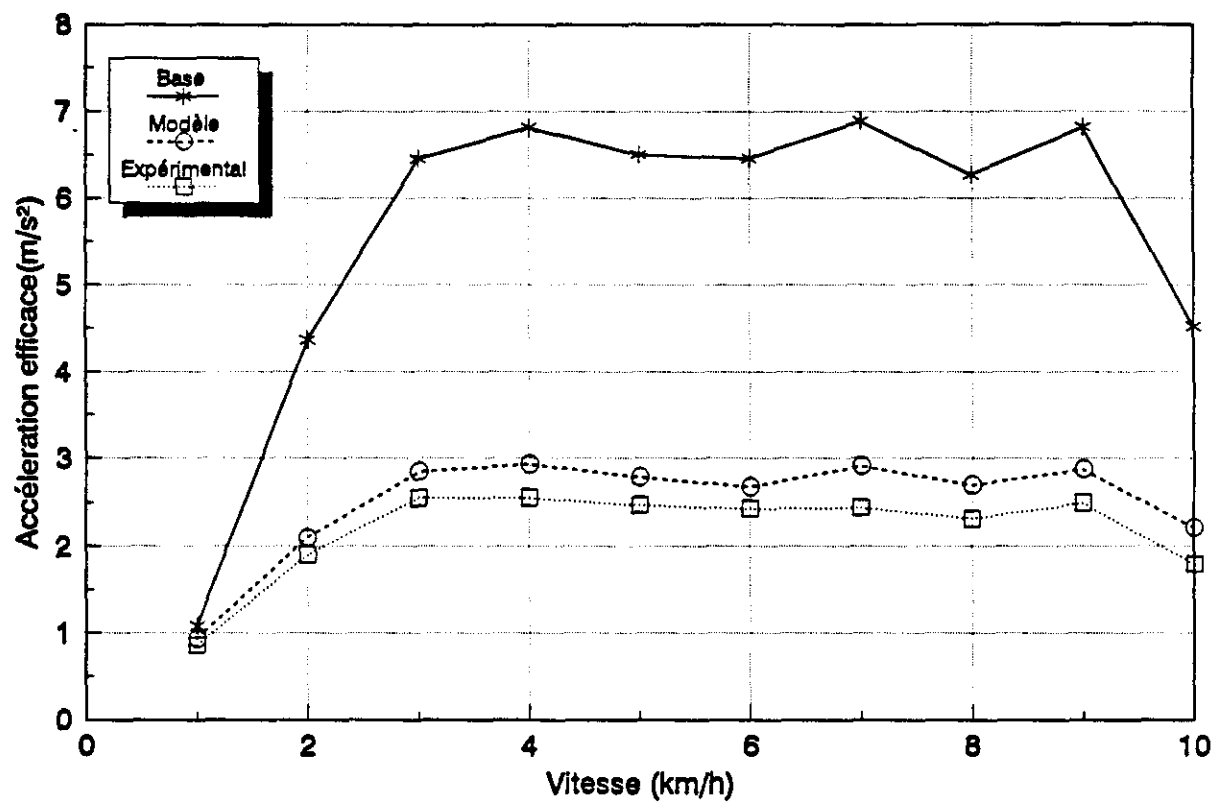


Figure 17. Validation du modèle analytique sous l'influence de chocs ou transitoires (basée sur les mesures effectuées avec le siège SIFRA)

Sous l'influence de vibrations aléatoires de classe ISO 2, la figure 18 démontre un excellent accord entre les prévisions du modèle et les mesures pour le siège SIFRA. En adaptant les paramètres du modèle aux caractéristiques établies pour chacun des autres sièges à suspension étudiés [15], le modèle peut être utilisé pour prédire leur comportement sous l'influence des vibrations. Le modèle a d'ailleurs été validé pour le siège ISRI mécanique en utilisant une excitation sinusoïdale.

8.2 Applications du modèle analytique

Les résultats obtenus dans les phases expérimentales de cette étude ont démontré que le degré d'efficacité des sièges à suspension pour atténuer les vibrations est principalement influencé par le type d'excitation, l'ajustement en fonction du poids, le type de lest et pour le siège pneumatique, l'amortissement et le réglage en hauteur. Les résultats présentés dans les figures 17 et 18 sous l'influence d'excitations chocs et ISO 2, et l'excellente corrélation avec les résultats expérimentaux démontrent bien la validité du modèle pour prédire le comportement des sièges sous différents types d'excitations vibratoires. La représentation du conducteur par une masse rigide constitue une approximation pouvant être considérée valable en autant que l'évaluation du comportement des sièges est effectuée à basses fréquences, où le comportement dynamique du corps humain est similaire à celui d'une masse inerte. Cependant, cette approximation pourrait s'avérer douteuse dans le cas de sièges ayant une fréquence naturelle supérieure à quelques Hertz ou encore lorsque la fréquence dominante de l'excitation est passablement supérieure à celles caractérisant les classes d'excitation utilisées dans cette étude. Quant à l'efficacité du modèle pour prédire le comportement dynamique des sièges lorsque ceux-ci ne sont pas ajustés à mi-course, les résultats présentés dans les figures 19 et 20 démontrent une assez bonne corrélation des prévisions du modèle avec les mesures expérimentales pour le siège SIFRA dont la course est réglée en positions inférieure et supérieure. L'écart entre les prévisions et les mesures est cependant plus considérable que lorsque la course du siège est ajustée en position centrale (figure 18), ce qui serait attribuable à la difficulté de modéliser le comportement réel des sièges lorsqu'il y a des impacts avec les butées ou arrêts élastiques. Le réglage en hauteur du siège n'apparaît pas implicitement dans le modèle, et son influence pourrait difficilement être pris en compte par le modèle.

Le modèle analytique de siège à suspension a été utilisé afin d'étudier l'influence des différents paramètres de masse, de rigidité et d'amortissement caractérisant les composantes du siège (suspension, coussin, arrêts élastiques). Cette étude a été réalisée en modifiant un à un les différents paramètres du modèle entre 0.4 et 1.6 fois leur valeur nominale, et en calculant le niveau global d'accélération résultant au siège sous trois catégories d'excitation :

- classe spectrale ISO 2;
- chocs n'impliquant aucune interaction avec les butées;
- chocs impliquant des interactions avec les butées.

Les calculs ont été effectués pour le siège SIFRA ajusté à mi-course. L'intensité des chocs a été modifiée en variant la hauteur de l'obstacle semi-sinusoïdale pour une vitesse de véhicule fixée à 3 km/h. En passant d'une hauteur crête de 50 à 100 mm, l'intensité des chocs engendrés par l'interaction des pneus avec un obstacle était suffisamment élevée pour créer des impacts avec les butées. Les résultats de cette étude sont présentés dans les figures 21, 22 et 23 pour chacune des trois catégories d'excitations identifiées ci-dessus.

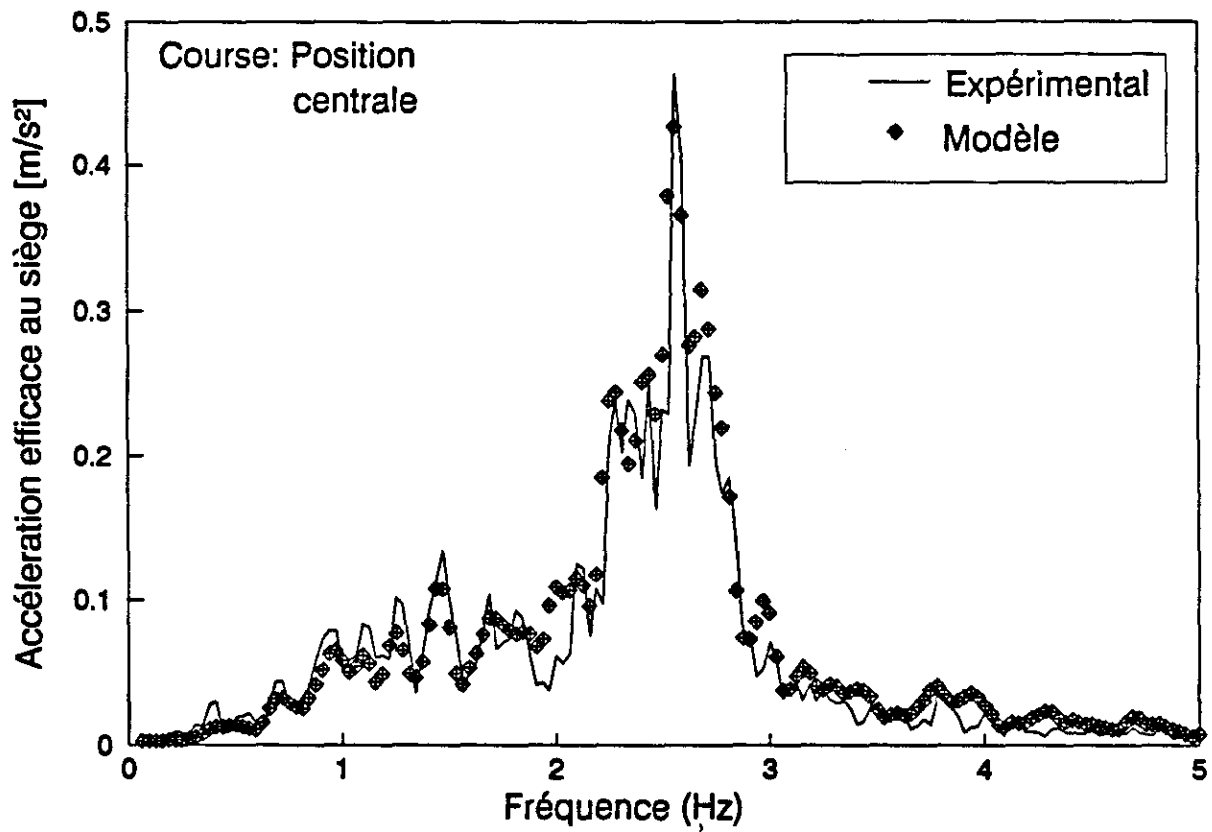


Figure 18. Validation du modèle analytique sous l'influence de vibrations aléatoires de classe ISO 2 (basée sur les mesures effectuées avec le siège SIFRA)

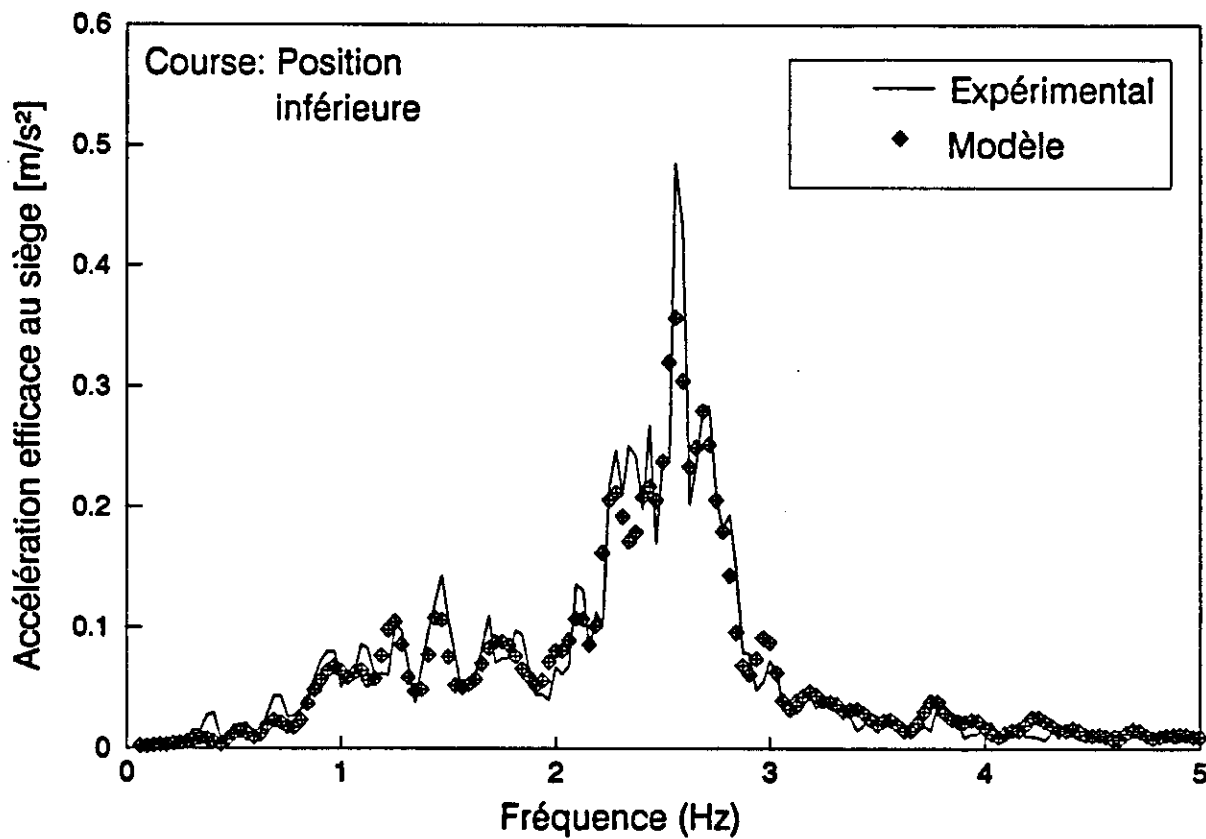


Figure 19. Modèle prévisionnel du siège SIFRA lorsque la course est en position inférieure (excitation ISO 2)

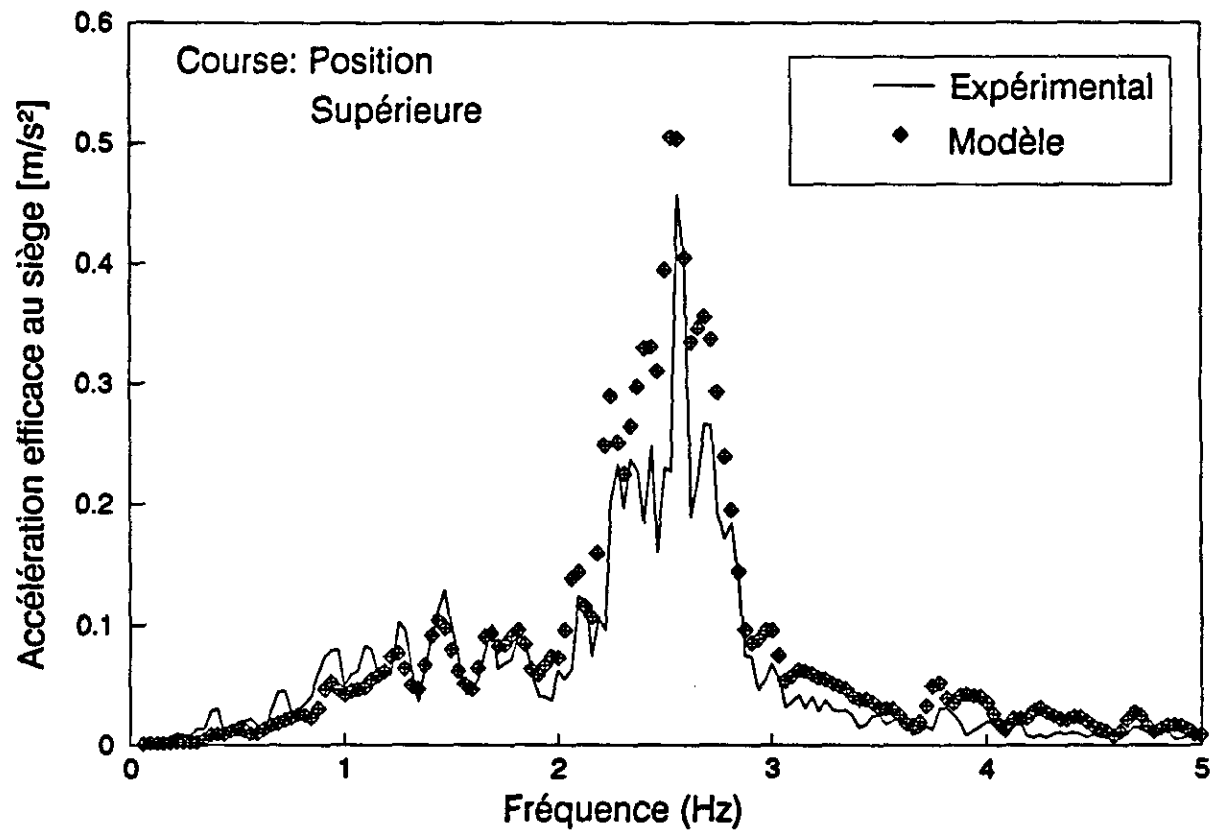


Figure 20. Modèle prévisionnel du siège SIFRA lorsque la course est en position supérieure (excitation ISO 2)

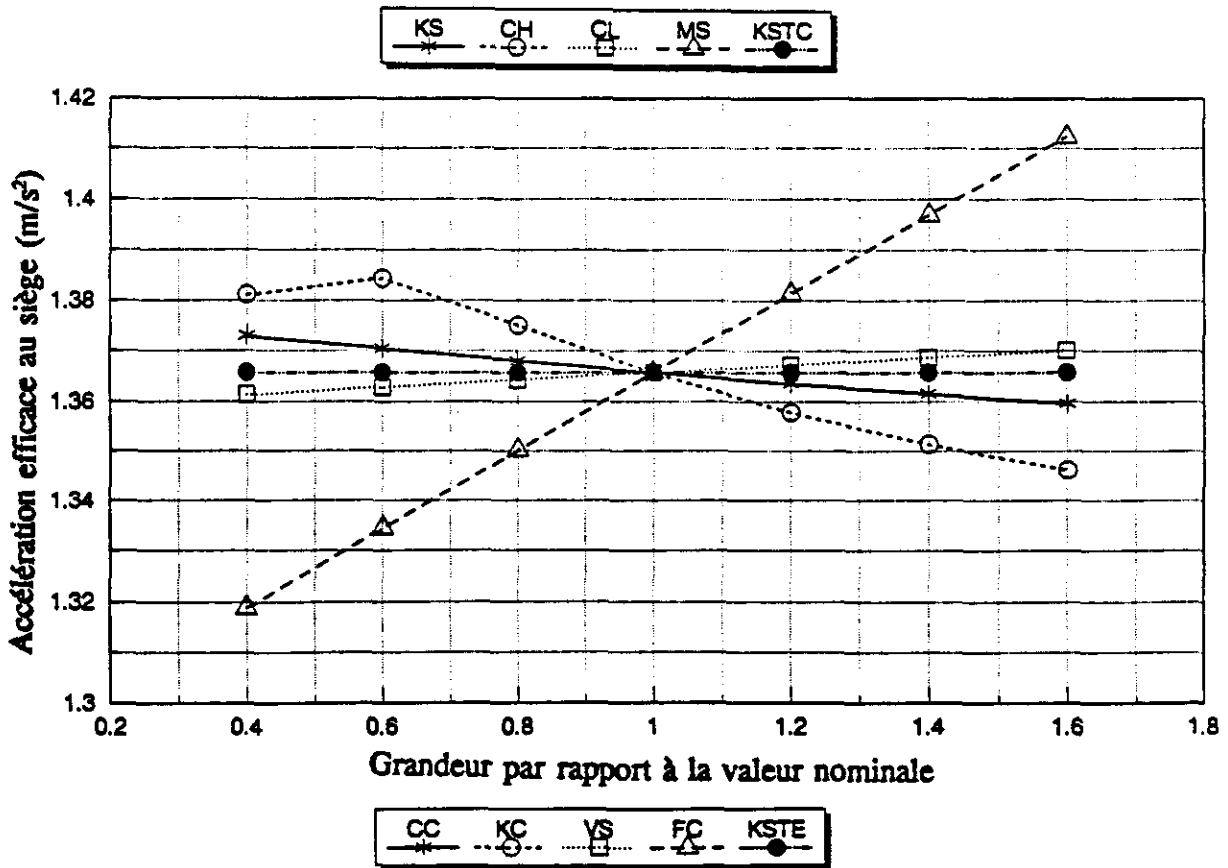
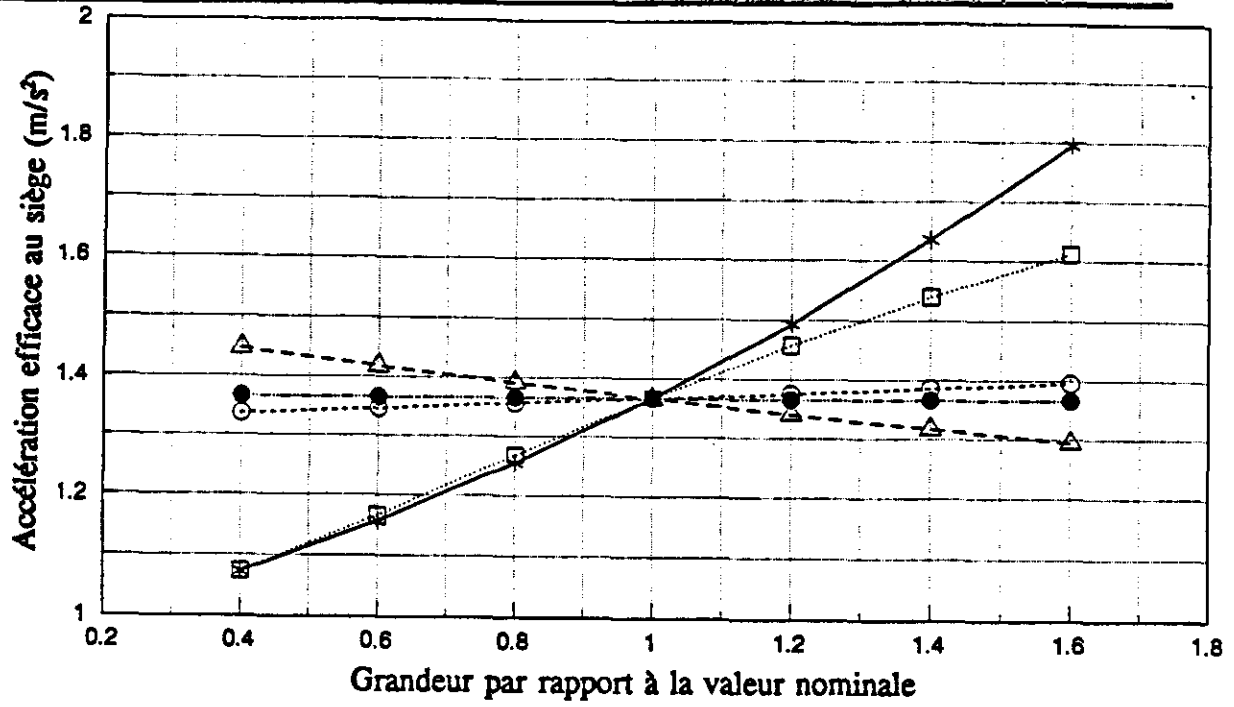


Figure 21. Influence des paramètres caractérisant le siège SIFRA
sous l'influence d'une excitation aléatoire de classe ISO 2

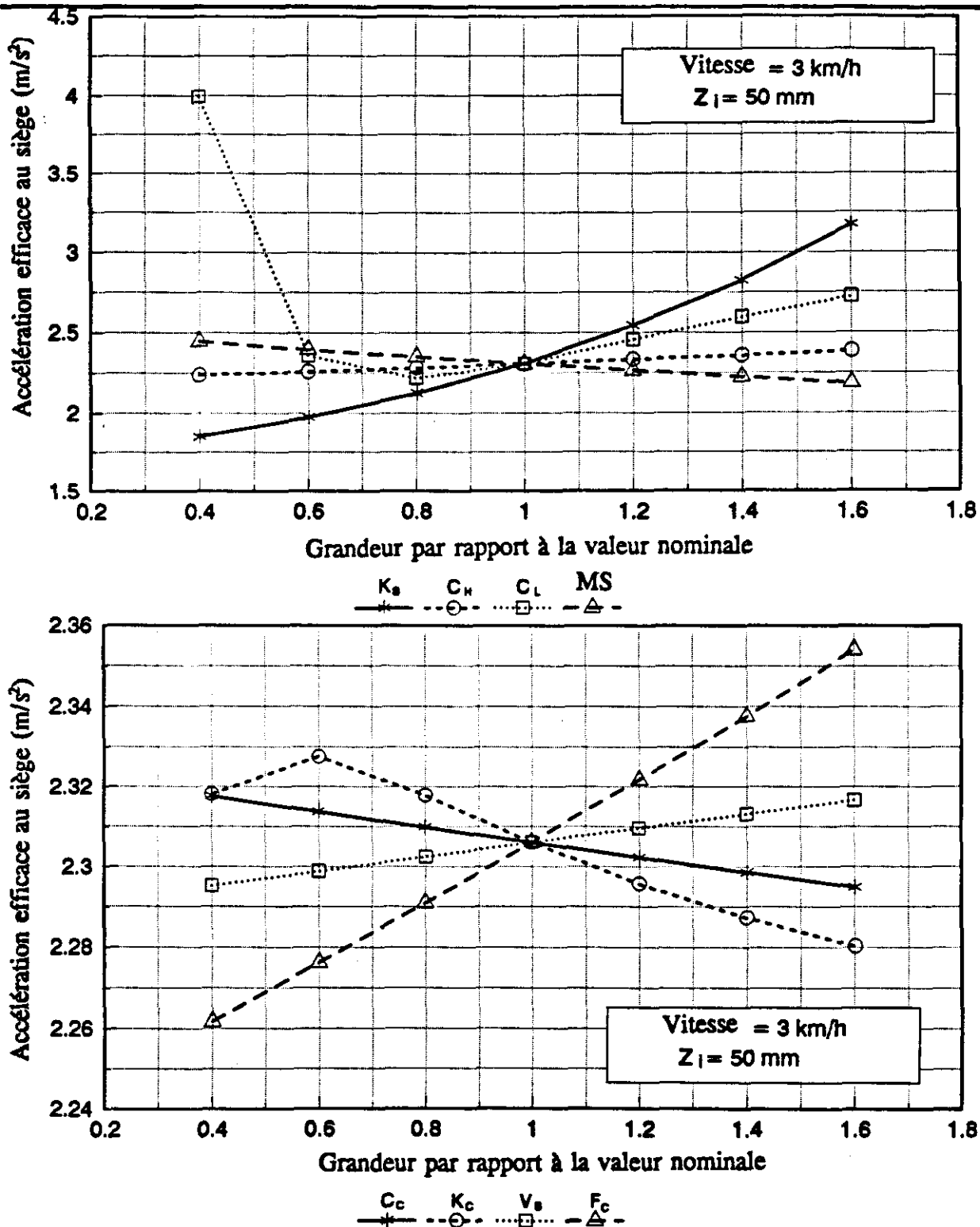


Figure 22. Influence des paramètres caractérisant le siège SIFRA sous l'influence de chocs n'impliquant pas d'interaction avec les butées

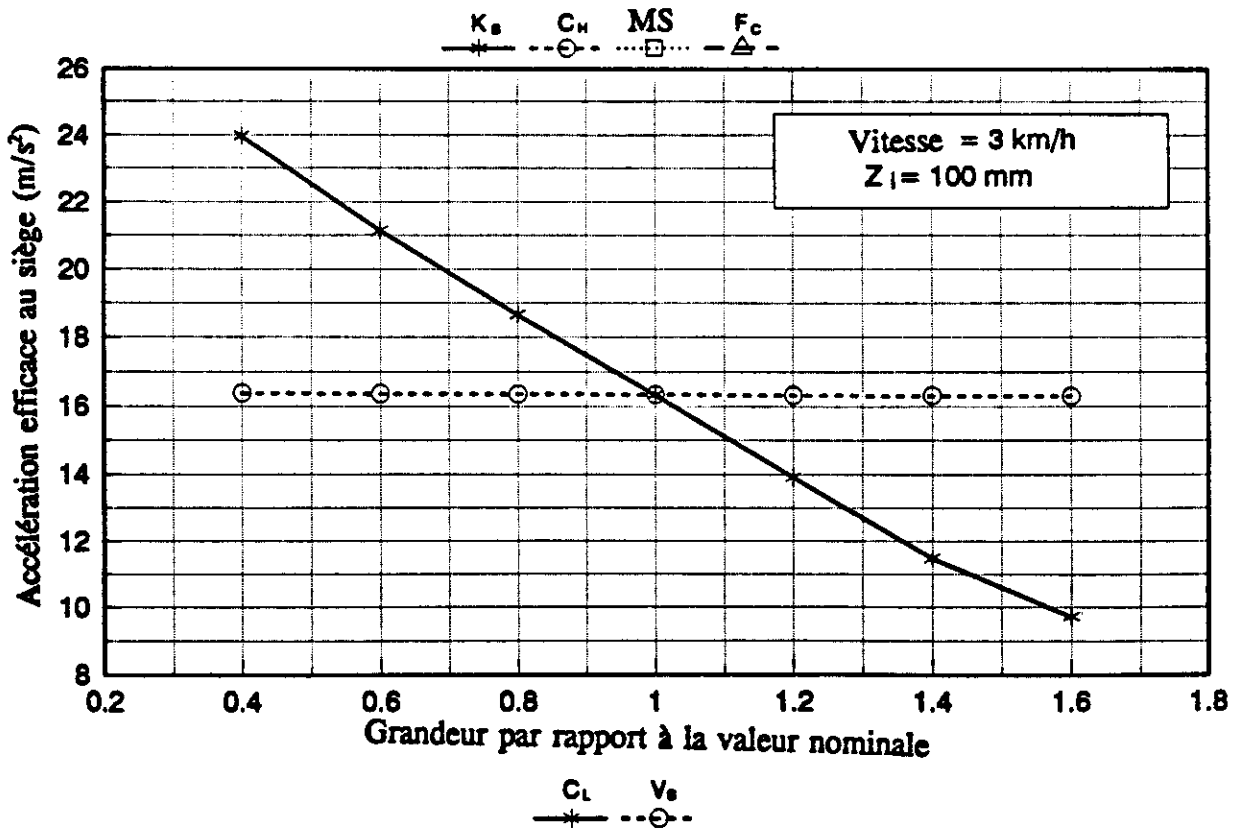
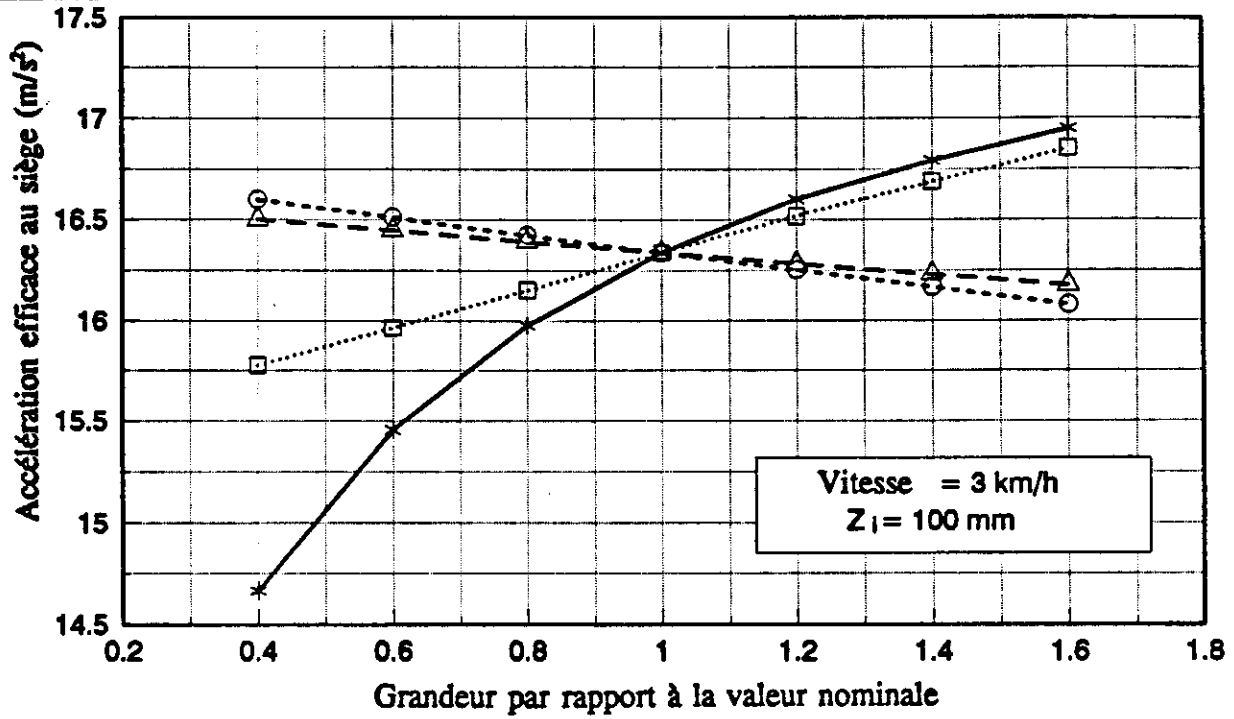


Figure 23. Influence des paramètres caractérisant le siège SIFRA sous l'influence de chocs impliquant des interactions avec les butées

Les paramètres ayant le plus d'influence sur les niveaux de vibrations transmis au conducteur sont la raideur de la suspension K_s et la constante d'amortissement C_L . Bien qu'une suspension de faible raideur soit à privilégier pour une meilleure efficacité d'atténuation des vibrations sous les trois catégories d'excitation, les caractéristiques d'amortissement requises sont largement dépendantes de la présence d'impacts avec les arrêts élastiques. En l'absence de tels impacts, les résultats présentés dans les figures 21 et 22 sous excitations ISO 2 et de chocs de faible intensité démontrent qu'un degré d'amortissement minimal mène à une performance optimale des sièges. La fréquence dominante de ces excitations étant bien au-delà de la fréquence naturelle du siège, un degré d'amortissement faible procure une meilleure atténuation des vibrations à ces fréquences. Cependant, les excitations engendrant des impacts avec les butées induisent une excitation apparente du siège plus près de sa fréquence naturelle. Dans de telles circonstances, un degré d'amortissement élevé est souhaitable comme le démontrent les résultats apparaissant dans la figure 23.

Le modèle analytique de siège à suspension développé dans cette étude permet donc l'établissement de critères de conception des sièges en fonction des types d'excitation vibratoire, tout en permettant d'estimer les niveaux d'exposition auxquels les conducteurs peuvent être soumis. Ainsi, pour des véhicules tout-terrain caractérisés par des classes spectrales de vibration ISO 1, ISO 2, Classe I, Classe II ainsi que des chocs n'impliquant pas d'interactions avec les butées, les résultats présentés dans les figures 21 et 22 suggèrent les critères de conception suivants :

- ressort de faible raideur (suspension souple);
- amortisseur possédant des coefficients d'amortissement faibles;
- coussin dont la raideur et le coefficient d'amortissement sont élevés;
- masse de la suspension accrue;
- force de frottement Coulomb faible.

En contrepartie, les résultats présentés dans la figure 23 lorsque l'excitation induit des impacts avec les butées suggèrent les critères de conception suivants pour minimiser les niveaux d'exposition pour le conducteur :

- ressort de faible raideur (suspension souple);
- amortisseur possédant des coefficients d'amortissement élevés;
- coussin dont la raideur est réduite mais dont le coefficient d'amortissement est accru;
- masse de la suspension faible;
- force de frottement Coulomb élevé;
- raideur des butées faible.

L'importante dépendance des critères de conception sur l'intensité de l'excitation vibratoire et sur la présence d'impacts avec les arrêts élastiques démontre bien la nécessité de bien connaître les caractéristiques de l'excitation vibratoire avant de faire le choix d'un siège à suspension. Dans les cas où l'excitation comporterait une proportion élevée de chocs occasionnant un talonnement de la suspension, les résultats suggèrent la sélection d'un siège dont le degré d'amortissement peut être varié, compte tenu de l'importance de l'amortissement sur le degré d'efficacité escompté du siège.

9.0 AJUSTEMENTS OPTIMAUX POUR LES DIFFÉRENTS SIÈGES

Globalement, les ajustements optimaux des différents sièges étudiés peuvent se résumer ainsi :

SIÈGE SIFRA : Des variations du degré de la performance optimale de l'ordre de 50 % peuvent survenir si le siège n'est pas réglé suivant le poids exact du conducteur (i.e. position mi-course). Cependant, des écarts considérables de poids sont requis pour faire varier le montant de prétension imposé au ressort, ce qui laisse sous-entendre une certaine insensibilité du mécanisme de prétension aux variations de poids. De plus, l'évaluation de ce siège avec une masse rigide pourrait surestimer sa performance comparativement à l'utilisation de sujets humains. Enfin, ce siège dont la fréquence naturelle est d'environ 1.2 Hz, est jugé le plus performant sous excitation de classe ISO 1 (S.E.A.T. de 0.44), le moins performant sous excitation de classe I (S.E.A.T. de 0.81). Sous excitations de type chocs, les résultats de l'étude paramétrique démontrent que le degré de performance du siège pourrait être réduit de 7 fois lorsque des interactions se produisent avec les butées (niveau d'exposition passant de 2.3 à 16.3 ms⁻²). Cette diminution de performance pourrait être réduite à 4 fois (niveau d'exposition passant de 2.3 à 9.8 ms⁻²) si le siège possédait un degré d'amortissement 1.6 fois plus élevé lors de tels impacts avec les butées.

SIÈGE ISRI MÉCANIQUE : Mécanisme d'ajustement de la prétension relativement sensible aux variations de poids. Le degré de performance du siège est largement dépendant de l'ajustement en fonction du poids, et pourrait varier de 100% lorsque cet ajustement n'est pas tel que recommandé à mi-course. Contrairement au siège SIFRA, l'utilisation d'une masse rigide pourrait sous-estimer la performance réelle du siège lorsque lesté par un sujet humain puisqu'une partie de l'énergie vibratoire serait absorbée par les jambes, ce siège étant plus haut. La performance optimale de ce siège, dont la fréquence naturelle est de 1.3 Hz, apparaît sous excitation de classe ISO 1 (S.E.A.T. de 0.42), tandis qu'elle est minimale sous excitation de classe I (S.E.A.T. de 0.69). Sous l'influence de chocs n'impliquant pas d'interaction avec les butées, l'ajustement de la course en position centrale apparaît de loin comme étant la meilleure pour favoriser la performance optimale du siège.

SIÈGE ISRI PNEUMATIQUE : Pour ce siège, l'utilisation d'un amortissement maximum n'apparaît pas bénéfique puisque les essais ont été réalisés sous des types d'excitations vibratoires n'impliquant pas d'interaction avec les butées. Dans de tels cas, un degré élevé d'amortissement peut faire diminuer de moitié la performance escomptée. De plus, le réglage en hauteur du siège ne devrait pas modifier l'ajustement à mi-course de la suspension, qui devrait être automatique pour ce type de siège. Cependant, tel ne semble pas être le cas puisque les résultats indiquent une variation sensible du degré de performance du siège lorsque la hauteur du siège est modifiée. La performance optimale de ce siège, dont la fréquence naturelle est d'environ 1 Hz, est obtenue sous excitation ISO 1 (S.E.A.T. de 0.31), tandis qu'elle est minimale sous excitation de classe I (S.E.A.T. de 0.54). Sous excitations de type chocs n'impliquant pas d'interactions avec les butées, une hauteur du siège de 310 mm, ainsi qu'un amortissement minimum sont à favoriser pour obtenir un meilleur rendement.

10.0 CONCLUSION

Un simulateur de vibrations a été conçu permettant l'évaluation de sièges à suspension verticale en laboratoire sous différentes classes d'excitation vibratoires et de chocs. Ce simulateur comporte des mécanismes de sécurité permettant l'utilisation de sujets humains lors des essais tout en permettant une reproduction adéquate de certaines classes spectrales de vibrations de véhicules définies dans les normes. L'utilisation du simulateur de vibrations a permis d'évaluer l'influence de différents paramètres d'ajustement des sièges à suspension sur leur capacité à atténuer l'énergie vibratoire transmise au siège et au conducteur.

Deux sièges à suspension mécanique et un à suspension pneumatique ont été étudiés sous excitations sinusoïdale et aléatoires caractérisant différents types de véhicules hors-route, ainsi que sous l'influence de chocs. Pour les sièges à suspension mécanique, l'ajustement de la hauteur et de l'angle d'inclinaison du dossier n'ont pas semblé avoir une influence statistiquement significative sur la performance mesurée, du moins pour les réglages sélectionnés dans cette étude. Cependant, des variations importantes de la performance de ces sièges ont été notées dépendant de l'ajustement du réglage en fonction du poids, des caractéristiques de l'excitation et du type de lest utilisé. Des différences de la performance de l'ordre de 100 % et plus ont été notées, dépendant du siège et des conditions expérimentales. L'ensemble des résultats démontre que le réglage du poids favorisant un positionnement à mi-course du point d'équilibre statique est largement souhaitable, bien que cet effet soit, dans certains cas, masqué par un réglage en hauteur du siège favorisant une meilleure absorption des vibrations par les jambes du sujet. La différence de performance associée au type de lest (masse rigide, sujet humain) serait d'ailleurs attribuable à la hauteur de certains sièges qui favoriserait une meilleure absorption des vibrations par les jambes du sujet. Pour des sièges plus bas (e.g. SIFRA), une telle absorption n'aurait pas lieu, donnant une performance supérieure aux sièges dont le lest est une masse rigide. Les caractéristiques de l'excitation vibratoire par rapport aux zones d'amplification et d'atténuation du siège sont cependant déterminantes quant au degré d'atténuation réalisable par les sièges. Plus l'écart entre la fréquence naturelle du siège et la fréquence dominante d'excitation est grand, meilleure est la performance du siège. Pour le siège à suspension pneumatique, des variations de l'amortissement et de la hauteur par rapport au plancher ont mené à des différences importantes sur la performance d'atténuation de ce siège sous les types d'excitation considérés dans cette étude, qui n'impliquaient pas de talonnement de la suspension.

Les résultats obtenus soulèvent quelques problèmes de conception de certains sièges à suspension. Le siège SIFRA semble être doté d'un ajustement en fonction du poids n'étant sensible qu'à de grands écarts de poids. Le siège ISRI pneumatique est muni d'un ajustement en hauteur qui modifie sensiblement le point d'équilibre de la course du siège, détériorant ainsi sa performance. De plus, ce siège permet de modifier le degré d'amortissement, qui lorsque réglé en position maximum, mène à une détérioration importante de la performance du siège lorsque l'excitation n'est pas d'intensité suffisante pour créer des impacts avec les butées.

Un modèle analytique de siège à suspension a été développé et validé, sous différentes classes spectrales de vibrations aléatoires ainsi que des chocs. L'excellente corrélation entre les prévisions du modèle et les résultats expérimentaux a démontré l'applicabilité du modèle pour prédire la performance des sièges à suspension sous différentes catégories d'excitations vibratoires et de chocs. Des critères de conception des sièges ont d'ailleurs pu être identifiés, démontrant que les exigences concernant certains paramètres, en particulier le coefficient d'amortissement, peuvent être diamétralement opposées lorsque les excitations provoquent des impacts avec les butées.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Troup, J.D.G. Driver's Back Pain and its Prevention. A review of the postural, vibratory and muscular factors, together with the problem of transmitted road-shock. *Applied Ergonomics*, vol. 9, N° 4, p. 207-214, 1978.
- [2] Pope, M.H., Wilder, D.G., Frymoyer, J.W. Vibration as an Aetiologic Factor in Low Back Pain. *I.Mech.E.*, p. 11-17, 1980.
- [3] Sandover, J. Behaviour of the Spine under Shock and Vibration : A Review. *Clin. Biomech.*, vol. 3, N° 4, p. 249-256, 1988.
- [4] Dupuis, H., Zerlett, G. The Effects of Whole-Body Vibration, Springer-Verlag, New York, 162 p., 1986.
- [5] International Standard ISO 5007. Agricultural wheeled tractors - Operator's seat - Laboratory measurement of transmitted vibration, First edition, 13 p., 1990.
- [6] International Standard ISO 7096. Earth-moving machinery - Operator seat - Transmitted vibration, First edition, 14 p., 1982.
- [7] Donati, P. Boulanger, P. Le choix d'un siège suspendu pour véhicules industriels et agricoles. *Revue des conditions de travail*, INRS, France, N° 32, 1987.
- [8] Norme internationale ISO 2631/1. Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps. Partie 1 : Spécifications générales. Première édition, 17 p., 1985.
- [9] Draft International Standard ISO/DIS 2631-1. Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration - Part 1 : General Requirements, 33 p., 1994.
- [10] Fairley, T.E. Predicting the Transmissibility of a Suspension Seat. *Ergonomics*, vol. 33, N° 2, p. 121-135, 1990.
- [11] Rakheja, S., Afework, Y., Sankar, S. An Analytical and Experimental Investigation of the Driver-Seat-Suspension System, *Vehicle System Dynamics*, vol. 23, 24 p., 1994.
- [12] Rakheja, S., Boileau, P.-É. Design of Whole-Body Vibration Simulator and Results of the Experimental Studies, Annexe au rapport de recherche «Étude des paramètres affectant l'efficacité d'absorption des vibrations par un siège suspendu», IRSST, 97 p., juillet 1994.(disponible sur demande).
- [13] Boileau, P.-É., Rakheja, S., Feng, J. Response of Seat-Driver System to Shock Excitation. UK Informal Group Meeting on Human Response to Vibration, Farnborough, 13 p., 20-22 septembre 1993.
- [14] Bendat, J.S., Piersol, A.G. Random Data Analysis and Measurement Procedures. Second Edition. John Wiley and Sons, New York, 566 p., 1986.

- [15] Rakheja, S., Sankar, S., Afework, J. Vibration Transmission Performance of Vertical Seat Suspension Systems, CONCAVE Research Centre Report submitted to IRSST, 114 p., août 1989.

ANNEXE A

FORMULAIRE DE CONSENTEMENT

PARTICIPANTS AUX ESSAIS DE VIBRATION



FORMULAIRE DE CONSENTEMENT

CENTRE DE RECHERCHE CONCAVE - UNIVERSITÉ CONCORDIA

INSTITUT DE RECHERCHE EN SANTÉ ET EN SÉCURITÉ DU TRAVAIL (IRSST)

Nom du participant:

Adresse:

Numéro de téléphone:

PROJET: Étude des paramètres affectant l'efficacité d'absorption des vibrations par un siège suspendu.

BUT DE L'EXPÉRIMENTATION:

L'expérimentation se veut une contribution à la réduction des problèmes de santé et de sécurité attribuables à l'exposition prolongée aux vibrations lors de la conduite des véhicules tout-terrains. Les objectifs spécifiques sont: (i) l'accroissement des connaissances sur le comportement biodynamique des conducteurs de véhicules exposés à des vibrations; (ii) la détermination de l'influence de la posture, de la corpulence du conducteur et des réglages du siège sur les vibrations transmises au conducteur; (iii) la conception de composantes de sièges (ie. coussin, dossier, suspension) visant à procurer une posture favorable ainsi qu'une réduction de la concentration des forces dynamiques tout en réduisant la transmissibilité des vibrations.

DESCRIPTION SOMMAIRE DE LA PROCÉDURE EXPÉRIMENTALE:

Chaque participant sera appelé à s'asseoir sur un siège (rigide et/ou à suspension), installé sur une plate-forme mobile, en maintenant une posture de conduite typique avec les mains sur un volant. On aura pris soin d'installer des accéléromètres sur le siège afin de mesurer la réponse dynamique du sujet ainsi que du siège sous l'influence des vibrations appliquées verticalement. La plate-forme mobile sera activée de façon à générer des classes spectrales de vibrations caractérisant différentes catégories de véhicules; ces classes spectrales étant définies dans des normes de l'ISO (Organisation internationale de normalisation) et de la SAE ("Society of Automotive Engineers"). Durant la période d'exposition aux vibrations (généralement n'excédant pas 2.5 minutes pour un essai), le sujet devra maintenir une posture bien définie. Seul un type d'essai faisant usage de vibrations sinusoïdales dans la gamme de fréquences 0.625 à 10 Hz devrait requérir jusqu'à 6 minutes d'exposition continue. Dans l'éventualité où un malaise serait ressenti par le sujet ou qu'un degré d'inconfort serait jugé excessif par ce dernier, il pourra, en tout temps, mettre un terme à l'essai en appuyant sur un bouton tenu dans les mains ou attaché au volant.

Prière de lire la description ci-jointe des essais prévus.

CONSENTEMENT

Je comprends pleinement l'implication de l'étude dans laquelle j'ai accepté de participer ainsi que les essais qui y sont rattachés. Je comprends que ma participation est sur une base strictement volontaire et que je pourrai en tout temps y renoncer sans aucune conséquence. Je reconnais avoir eu l'occasion de poser des questions au sujet des essais mais me réserve le droit, le cas échéant, d'obtenir d'autres informations lors du déroulement des essais.

La présente confirme que j'accepte de plein gré de participer à cette étude sous la direction des responsables: Dr. Subhash Rakheja et M. Paul-Émile Boileau.

Date

Signature

DESCRIPTION DES ESSAIS PRÉVUS

PROJET: Étude des paramètres affectant l'efficacité d'absorption des vibrations par un siège suspendu.

BUT DES ESSAIS:

L'objectif principal du projet consiste à étudier des mécanismes de contrôle de l'exposition à des vibrations globales du corps affectant les conducteurs de véhicules tout-terrains, en concentrant plus particulièrement les efforts sur le contrôle des caractéristiques optimales des sièges suspendus. L'étude implique également la détermination de la réponse du corps humain lorsque soumis à différentes classes de vibrations caractérisant différents types de véhicules. Cette étude est effectuée en laboratoire, dans des conditions contrôlées, en utilisant une plate-forme mobile constituant un simulateur de vibrations.

CARACTÉRISTIQUES DU SIMULATEUR DE VIBRATIONS:

Dans le but d'effectuer les essais prévus de façon contrôlée et sécuritaire, un montage unique de simulateur de vibrations de véhicules a été mis au point et installé dans les laboratoires du groupe CONCAVE à l'Université Concordia. La plate-forme mobile constituant le simulateur est supportée sur deux vérins hydrauliques dont le déplacement est commandé par l'entremise de servovalves. Le simulateur comporte les éléments de sécurité suivants, chacun étant indépendant l'un de l'autre:

- a. **CIRCUIT DE CONTRÔLE DE FORCE:** afin de limiter la force maximale transmise à la plate-forme lorsque les vérins hydrauliques fonctionnent en modes d'extension et de compression. Ce circuit limite ainsi l'accélération maximale transmise à la plate-forme à une valeur efficace inférieure à 2 ms^{-2} lors d'un essai. Un niveau d'accélération supérieur entraînerait l'arrêt immédiat du mouvement des vérins.
- b. **CIRCUIT DE CONTRÔLE DE POSITION:** afin de limiter le déplacement maximal du simulateur. Deux boutons de contrôle externes (ie. un pour chaque vérin) sont réglés de façon à limiter le déplacement maximal de chacun des vérins à $\pm 50 \text{ mm}$ lors d'un essai. Un déplacement supérieur entraînerait l'arrêt immédiat du mouvement des vérins.
- c. **BOUTONS DE CONTRÔLE POUR LE SUJET ET POUR L'OPÉRATEUR:** celui du sujet est maintenu en main ou attaché au volant; celui de l'opérateur est fixé au panneau de commande du système. L'appui sur ce bouton par l'un ou l'autre de l'opérateur ou du sujet entraînerait l'arrêt immédiat du mouvement des vérins.

Un siège rigide ainsi que différents types de sièges à suspension sont tour à tour installés sur la plate-forme sur laquelle est également fixé un volant inclinable. Les sièges suspendus sont de types mécanique ou pneumatique et sont pour la plupart commercialisés par la firme allemande Isringhausen. Les mesures de vibrations effectuées au niveau du siège sont rendues possible au moyen d'un accéléromètre spécial incorporé dans une gaine de caoutchouc, les dimensions de laquelle sont conformes aux recommandations de l'ISO.

MÉTHODOLOGIE:

Chaque sujet sera appelé à s'asseoir sur le siège (rigide et/ou à suspension) fixé sur la plateforme mobile ou simulateur de vibrations, en maintenant une posture précise spécifiée par les responsables tout en gardant les mains en contact avec le volant. Le simulateur sera actionné de façon à générer des vibrations de basses fréquences dont les caractéristiques se rapporteront à différents types de véhicules hors-route. Chacun des sujets sera soumis à onze types d'essais, chaque type étant caractérisé par une classe de vibration précise comportant différents niveaux de vibrations dans une gamme de fréquences n'excédant pas 10 Hz. Les classes de vibrations sont les suivantes:

- a. ISO 1 telle que définie dans la norme ISO 5008 pour les tracteurs agricoles de faible masse;
- b. ISO 2 telle que définie dans la norme ISO 5008 pour les tracteurs agricoles de masse intermédiaire;
- c. Classe 1 telle que définie dans la norme expérimentale française AFNOR E 58-074 (et aussi par la SAE) pour les engins de terrassement démunis d'amortisseurs au niveau de la suspension du véhicule;
- d. Classe 2 telle que définie dans la norme expérimentale française AFNOR E 58-074 (et aussi par la SAE) pour les engins de terrassement munis d'amortisseurs au niveau de la suspension du véhicule;
- e. Classe représentant des vibrations enregistrées au plancher d'une cabine de débusqueuse se déplaçant en chantier forestier (excitation IRSST);
- f. Balayage sinusoidal entre 0.625 et 10 Hz ainsi qu'en sens inverse à trois différents niveaux de vibrations: 1.0, 1.5 et 2.0 ms⁻² (valeur efficace);
- g. Vibrations aléatoires à bande large dans la gamme de fréquences 0.625 à 10 Hz à 3 différents niveaux de vibrations: 1.0, 1.5 et 2.0 ms⁻² (valeur efficace).

La durée d'un essai avec les classes spectrales définies dans a, b, c, d, e et g est d'environ 2.5 minutes, tandis qu'elle est de 6 minutes pour chacun des essais définis dans f. Évidemment, chacun des essais peut être répété plusieurs fois pour une même classe de vibrations pour des postures différentes. La durée totale d'exposition pour un sujet au cours d'une journée ne devrait pas excéder 2 heures, répartie sur une période plus longue incluant des temps d'arrêt.