

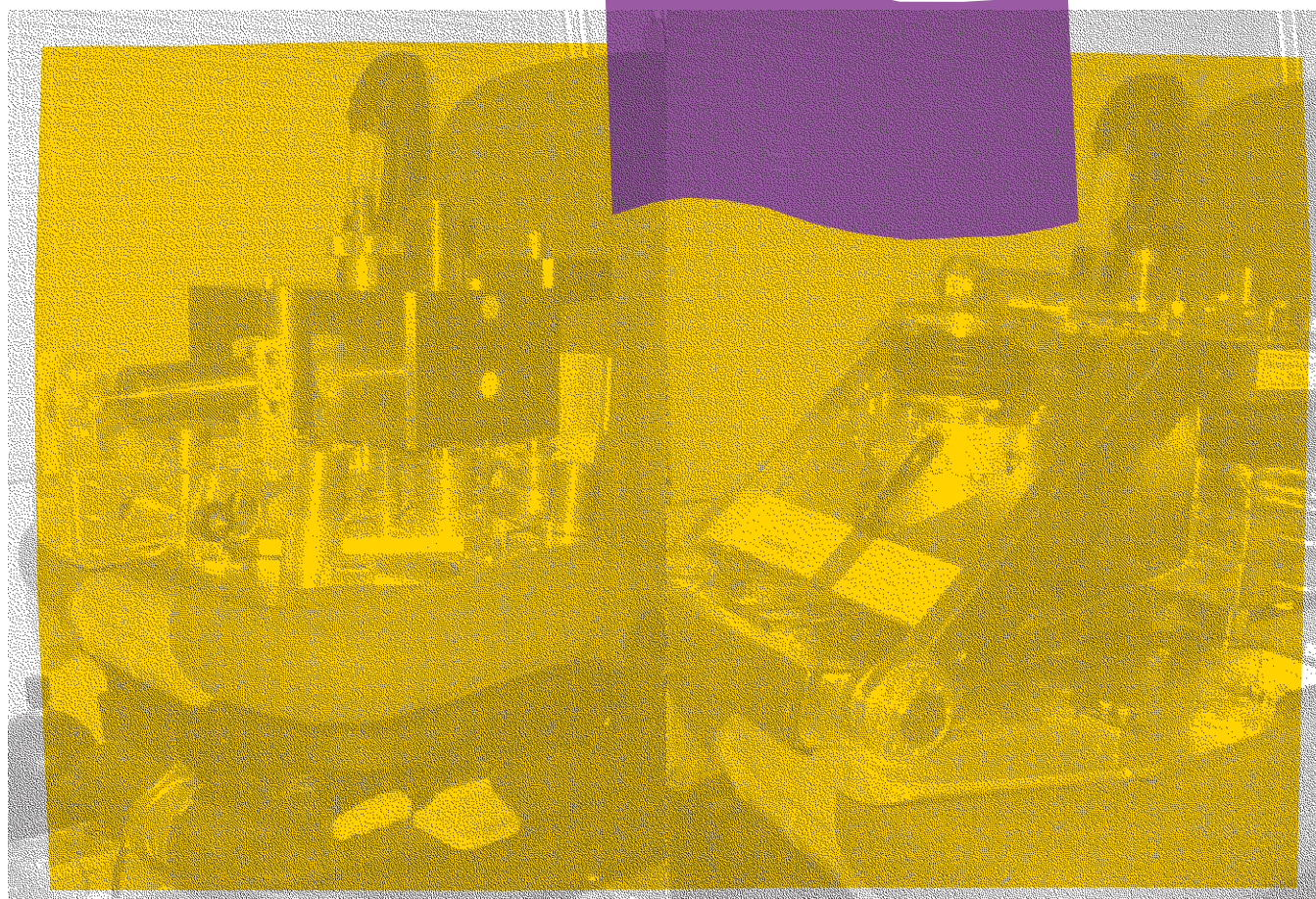
Évaluation de mannequins anthropodynamiques destinés aux essais de vibrations des sièges en laboratoires

Hugues Nélisse
Paul-Émile Boileau
Subhash Rakheja
Suresh Patra
Jérôme Boutin

ÉTUDES ET RECHERCHES

R-478

RAPPORT





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

NOS RECHERCHES *travaillent pour vous !*

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.
- ▶ Offrir les services de laboratoires et l'expertise nécessaires à l'action du réseau public de prévention en santé et en sécurité du travail.
- ▶ Assurer la diffusion des connaissances, jouer un rôle de référence scientifique et d'expert.

Doté d'un conseil d'administration paritaire où siègent en nombre égal des représentants des employeurs et des travailleurs, l'IRSST est financé par la Commission 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'IRSST peuvent être téléchargées gratuitement.
www.irsst.qc.ca

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

Abonnement : 1-877-221-7046

Dépôt légal
Bibliothèque et Archives nationales
2006
ISBN 13 : 978-2-89631-080-0 (version imprimée)
ISBN 10 : 2-89631-080-0 (version imprimée)
ISBN 13 : 978-2-89631-081-4 (PDF)
ISBN 10 : 2-89631-081-9 (PDF)
ISSN : 0820-8395

IRSST - Direction des communications
505, boul. De Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : 514 288-1551
Télécopieur : 514 288-7636
publications@irsst.qc.ca
www.irsst.qc.ca
Institut de recherche Robert-Sauvé
en santé et en sécurité du travail,
novembre 2006

Évaluation de mannequins anthropodynamiques destinés aux essais de vibrations des sièges en laboratoires

Hugues Nélisse, Service de la recherche, IRSST

Paul-Émile Boileau, Direction scientifique, IRSST

Subhash Rakheja et Suresh Patra, Centre de recherche CONCAVE, Département de génie mécanique, Université Concordia

Jérôme Boutin, Service soutien à la recherche et à l'expertise, IRSST

ÉTUDES ET RECHERCHES

RAPPORT

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.

Cliquez recherche
www.irsst.qc.ca



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

Cette étude a été financée par l'IRSST. Les conclusions et recommandations sont celles des auteurs.

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.**

SOMMAIRE

Pour s'assurer qu'un siège à suspension remplisse efficacement ses fonctions, des essais peuvent être réalisés en laboratoire sur un simulateur de vibrations reproduisant un environnement vibratoire représentatif de celui d'un véhicule dans lequel le siège est destiné. Une norme internationale ISO 10326-1:1992 définie déjà une méthode à appliquer qui requiert que des sujets humains de poids variés prennent place sur le siège tandis que la performance d'atténuation des vibrations par le siège est évaluée. L'utilisation de sujets humains engendre différents types de difficultés, d'où l'intérêt d'utiliser un système mécanique ou mannequin pour simuler l'interface humaine avec le siège.

Depuis quelques années, quelques systèmes mécaniques ou mannequins ont été développés dans différents laboratoires et ont généralement été évalués sur une base locale seulement. C'est le cas notamment de l'INRS en France et de l'Institut fédéral de santé et sécurité du travail de l'Allemagne (BaUA) qui ont chacun développé un mannequin dont la conception repose sur des bases différentes. Des travaux de normalisation sont en cours visant à définir les exigences de conception des mannequins destinés à être utilisés pour évaluer les performances d'atténuation des vibrations par les sièges à suspension. Dans un tel contexte, il apparaissait souhaitable que les mannequins puissent être évalués par un laboratoire indépendant et qu'une comparaison de leur performance puisse être réalisée pour mieux guider les travaux de normalisation en cours.

Cette étude visait à faire l'évaluation, dans les laboratoires de l'IRSSST, de deux mannequins différents et de comparer leur performance quant à leur capacité à simuler l'interface humaine lors des essais de transmission des vibrations par différents types de sièges à suspension. À cette fin, cinq sièges à suspension ont été retenus. Les caractéristiques de transmissibilité vibratoire des sièges ont été en premier lieu mesurées par l'application de la méthode d'essai définie dans la norme ISO 10326-1 pour trois groupes de masse corporelle : 55, 75 et 98 kg. De manière similaire, les caractéristiques de transmissibilité des sièges ont été obtenues en utilisant les deux mannequins anthropodynamiques ainsi que des masses rigides équivalentes. Par la suite, les caractéristiques de masse apparente des mannequins ont été mesurées et comparées avec des valeurs de références suggérées dans les normes ISO-5982 et DIN-45676. L'évaluation de la performance des mannequins a été finalement effectuée par l'utilisation de spectres d'excitations correspondant à chaque siège, définis par des classes spectrales associées aux chariots élévateurs, tracteurs agricoles, camions autoroutiers et machineries de construction. Les facteurs de S.E.A.T., facteurs qui définissent l'efficacité d'atténuation des sièges, ont été déterminés pour chacune des classes spectrales.

Les résultats présentés sont comparés et la capacité des mannequins à reproduire le comportement dynamique des sujets humains y est discuté. Notamment, les résultats de l'étude suggèrent que l'utilisation de masses inertes équivalentes permet d'obtenir une bonne estimation de la réponse du système siège/occupant quand l'excitation est prédominante en basses fréquences ou dans le cas de sièges présentant des fréquences de résonance basses. Les résultats montrent que l'utilisation de mannequins ne permet pas d'obtenir une meilleure estimation que l'utilisation de masses inertes équivalentes. Cependant, lorsque l'excitation est prédominante à de plus hautes fréquences ou encore quand un siège présente une fréquence naturelle plus élevée, l'utilisation de mannequins permet d'obtenir une meilleure estimation de l'atténuation que celle liée à l'utilisation de masses inertes.

REMERCIEMENTS

Les auteurs désirent remercier tous les participants qui ont accepté de se prêter volontairement aux essais liés à la réalisation de cette étude ainsi que les organismes qui ont bien voulu rendre leurs mannequins disponibles pour en permettre leur évaluation.

TABLE DES MATIÈRES

1.	INTRODUCTION	1
2.	OBJECTIFS DE L'ÉTUDE.....	5
3.	DESCRIPTION ET CARACTÉRISATION DES MANNEQUINS ANTHROPODYNAMIQUES	7
3.1	Introduction.....	7
3.2	Description des mannequins	7
3.2.1	Description du mannequin 'A'	7
3.2.2	Description du mannequin 'F'	9
3.3	Méthodologie : réponse biodynamique des mannequins	12
3.3.1	Procédure expérimentale.....	12
3.3.2	Masse apparente du siège rigide	14
3.3.3	Masse apparente des mannequins	15
3.4	Résultats expérimentaux: masse apparente des mannequins	16
3.4.1	Mannequin 'A'	16
3.4.2	Mannequin 'F'	17
3.5	Résultats expérimentaux : comparaison avec des valeurs normalisées	19
3.5.1	Valeurs normalisées : ISO-5982 et DIN-45676.....	19
3.5.2	Comparaison des caractéristiques de masse apparente des mannequins avec les valeurs normalisées	22
4.	ÉVALUATION DE LA PERFORMANCE DES MANNEQUINS SUR LES SIÈGES	27
4.1	Introduction.....	27
4.2	Description des sièges utilisés	27
4.3	Déroulement des essais expérimentaux	29
4.3.1	Identification de la fréquence de résonance des sièges.....	30
4.3.2	Méthode d'essai des sièges avec des sujets humains.....	31
4.3.3	Méthode d'essai des sièges avec les mannequins et les masses inertes.....	32
4.3.4	Excitations vibratoires	34
4.3.5	Traitement des données.....	36
4.4	Résultats expérimentaux	37
4.4.1	Caractéristiques de transmissibilité des sièges avec les mannequins (bruit blanc).....	37
4.4.2	Caractéristiques de transmissibilité des sièges avec sujets humains et masses rigides : comparaison avec les mannequins (bruit blanc)	38
4.4.3	Performance d'atténuation des sièges sous les différentes classes spectrales	42
5.	CONCLUSION.....	47
6.	BIBLIOGRAPHIE.....	49
	ANNEXE A : DÉFINITION DES CLASSES SPECTRALES	53

ANNEXE B :	RÉSULTATS DE TRANSMISSIBILITÉ DES SIÈGES AVEC LES MANNEQUINS (BRUIT BLANC)	55
ANNEXE C :	RÉSULTATS DE TRANSMISSIBILITÉ DES SIÈGES (BRUIT BLANC) : COMPARAISON AVEC LES MANNEQUINS.....	63

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3-1 : Valeurs des masses et identification des ressorts pour le mannequin ‘A’ (masse du mannequin à vide : 19 kg).....	9
Tableau 3-2 : Identification des masses et ressorts pour le mannequin ‘F’.....	11
Tableau 3-3 : Conditions expérimentales associées à la mesure de la masse apparente.....	14
Tableau 4-1 : Caractéristiques des sièges sélectionnés (‘†’ : donnée non spécifiée).....	29
Tableau 4-2 : Sommaire des masses corporelles des sujets participants.....	32
Tableau 4-3 : Caractéristiques des configurations et essais réalisés avec chaque siège († : résultats provenant d’une étude antérieure [25]).....	34
Tableau 4-4 : Valeurs d’accélération efficace et de fréquences limites pour les classes spectrales des véhicules retenus.....	35

LISTE DES FIGURES

Figure 3.1 :	Mannequin 'A' (a) vue de côté; (b) vue de l'arrière	8
Figure 3.2 :	Mannequin 'F' (a) vue de côté; (b) vue de l'avant; (c) vue de l'arrière.....	10
Figure 3.3 :	Vue de côté du simulateur de vibrations globales du corps.....	12
Figure 3.4 :	DSP de l'accélération sur le siège rigide pour trois différentes amplitudes d'excitations aléatoires.....	14
Figure 3.5 :	Module et phase de la masse apparente du siège rigide (excitation : bruit blanc, 1 m/s^2	15
Figure 3.6 :	Caractéristiques de masse apparente pour le mannequin 'A' pour des excitations de type bruit-blanc avec amplitude : (a) $a_{\text{eff}} = 0,5 \text{ m/s}^2$; (b) $a_{\text{eff}} =$ 1 m/s^2	17
Figure 3.7 :	Masse apparente pour le mannequin 'F' pour des excitations de type bruit- blanc d'amplitude : (a) $a_{\text{eff}} = 1 \text{ m/s}^2$; (b) $a_{\text{eff}} = 2 \text{ m/s}^2$	18
Figure 3.8 :	Comparaison des caractéristiques de la masse apparente suggérées dans les normes ISO-5982 et DIN-45676 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg;.....	21
Figure 3.9 :	Comparaison des caractéristiques de la masse apparente obtenus pour le mannequin 'A' avec celles suggérées dans la norme DIN-45676 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg.	23
Figure 3.10 :	Comparaison des caractéristiques de la masse apparente obtenue pour le mannequin 'A' avec celles suggérées dans la norme ISO-5982 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg;	24
Figure 3.11 :	Comparaison des caractéristiques de la masse apparente obtenue pour le mannequin 'F' avec celles suggérées dans la norme ISO-5982 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg;	25
Figure 3.12 :	Comparaison des caractéristiques de la masse apparente obtenue pour le mannequin 'F' avec celles suggérées dans la norme DIN-45676 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg;	26
Figure 4.1 :	Vue de côté des cinq sièges utilisés.	28
Figure 4.2 :	Courbes de transmissibilité des sièges munis d'une masse inerte de 75 kg : (a) Siège A; (b) Siège B; (c) Siège C; (d) Siège D; (e) Siège E.....	31
Figure 4.3 :	Représentation des mannequins sur un siège.....	33
Figure 4.4 :	Densité spectrale de puissance (DSP) des accélérations associée aux classes spectrales : (a) Transport routier Classe II; (b) Tracteur agricole AG2; (c) Tout-terrain EM4; (d) Chariot élévateur IT1; (e) Chariot élévateur FL.	36
Figure 4.5 :	Caractéristiques de transmissibilité pour le siège E pour différentes masses inertes (41, 55, 75 et 98 kg) pour deux types d'excitations : (a) balayage sinusoïdal; (b) bruit blanc ($a_{\text{rms}}=2 \text{ m/s}^2$).....	41
Figure 4.6 :	Caractéristiques de transmissibilité pour le siège E prise entre différents points sur le siège E pour l'excitation de type « balayage sinusoïdal » (masse inerte = 75 kg) : H_{21} (suspension/base); H_{31} (coussin/base); H_{32} (coussin/suspension)	42
Figure 4.7 :	Valeurs de SEAT des sièges A,B,C et D telles que mesurées pour les trois groupes de masse corporelle.	45
Figure 4.8 :	Valeurs de SEAT du siège E mesurées pour le groupe de masse corporelle de 75 kg.....	46

Figure - B.1 : Courbes de transmissibilité du siège A mesurées avec les mannequins 'A' et 'F' pour différentes intensité de bruit blanc.....	55
Figure - B.2 : Courbes de transmissibilité du siège B mesurées avec les mannequins 'A' et 'F' pour différentes intensité de bruit blanc.....	56
Figure - B.3 : Courbes de transmissibilité du siège C mesurées avec les mannequins 'A' et 'F' pour différentes intensité de bruit blanc.....	57
Figure - B.4 : Courbes de transmissibilité du siège D mesurées avec les mannequins 'A' et 'F' pour différentes intensité de bruit blanc.....	58
Figure - B.5 : Courbes de transmissibilité du siège A mesurées pour différentes masses des mannequins 'A' et 'F' sous différentes intensités de bruit blanc.....	59
Figure - B.6 : Courbes de transmissibilité du siège B mesurées pour différentes masses des mannequins 'A' et 'F' sous différentes intensités de bruit blanc.....	60
Figure - B.7 : Courbes de transmissibilité du siège C mesurées pour différentes masses des mannequins 'A' et 'F' sous différentes intensités de bruit blanc.....	61
Figure B.8 : Courbes de transmissibilité du siège D mesurées pour différentes masses des mannequins 'A' et 'F' sous différentes intensités de bruit blanc.....	62
Figure C.1 : Caractéristiques de transmissibilité du siège A mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=1,5 \text{ m/s}^2$).....	63
Figure C.2 : Caractéristiques de transmissibilité du siège B mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=1,5 \text{ m/s}^2$).....	64
Figure C.3 : Caractéristiques de transmissibilité du siège C mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=1,5 \text{ m/s}^2$).....	65
Figure C.4 : Caractéristiques de transmissibilité du siège D mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=1,5 \text{ m/s}^2$).....	66
Figure C.5 : Caractéristiques de transmissibilité du siège E mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=2 \text{ m/s}^2$).....	67

1. INTRODUCTION

Les sièges à suspension comptent parmi les dispositifs pouvant être utilisés pour réduire les niveaux d'exposition aux vibrations dans les véhicules. Plusieurs types de sièges possédant des caractéristiques variées sont disponibles sur le marché qui offrent la possibilité de procurer une atténuation considérable des vibrations transmises aux conducteurs dans différents types de véhicules. Pour être efficaces, les sièges et leur suspension doivent être adaptés à l'environnement vibratoire des véhicules dans lesquels ils sont destinés, c'est-à-dire qu'ils doivent permettre d'atténuer les vibrations dans la plage qui comporte les fréquences dominantes des vibrations au plancher des véhicules. Aussi, il convient d'éviter que la fréquence naturelle du siège ne corresponde à la fréquence dominante des vibrations du véhicule, ce qui occasionnerait une amplification des vibrations par le siège et éliminerait ainsi l'effet recherché.

Pour s'assurer que le siège à suspension remplisse efficacement ses fonctions, il importe de connaître sa fréquence naturelle ainsi que la fréquence dominante des vibrations du véhicule dans lequel il est destiné, ce qui n'est pas toujours disponible comme information. En contrepartie, des essais peuvent être réalisés en laboratoire pour vérifier la conformité d'un siège dans un environnement vibratoire représentatif de celui d'un véhicule dans lequel le siège est destiné. Une norme internationale ISO 10326-1 :1992 [1] propose une méthode d'essai à appliquer en laboratoire pour évaluer la capacité des sièges à réduire les vibrations transmises à l'occupant en direction verticale. Le siège est alors installé sur un simulateur de vibrations globales du corps et soumis à des vibrations dont le spectre en fréquence décrit la classe spectrale des vibrations du véhicule dans lequel le siège est destiné.

La méthode requiert également que des sujets prennent place sur le siège pour réaliser les essais; leur masse étant choisie pour correspondre au 5e et au 95e percentile de masse de la population de conducteurs de véhicule dans lequel doit être installé le siège. Certaines normes applicables à des catégories spécifiques de véhicules (e.g. normes ISO 5007 pour les tracteurs agricoles [2] et ISO 7096 pour les engins de terrassement [3]) retiennent des masses de 55 ± 1 kg et de 98 ± 5 kg pour les sujets d'essai. Pour atteindre les masses désirées, les sujets peuvent porter une ceinture procurant une masse rigide additionnelle, laquelle ne doit pas excéder 5 kg pour la personne la plus légère, et 8 kg pour la plus lourde.

La nécessité d'utiliser des sujets humains pour réaliser les essais engendre certaines difficultés, notamment en introduisant des variations dans les résultats, liées aux différences anthropométriques entre les sujets et aux variations dans la posture adoptée par les sujets. En plus de contribuer largement aux variabilités des résultats obtenus, les sujets humains sont exposés à des niveaux de vibrations et à des durées d'exposition qui doivent être limitées pour éviter des risques d'atteinte à la santé. Le recrutement, la disponibilité et l'entraînement des sujets sont aussi des irritants qui rendent difficile le déroulement de ce type d'évaluation. Le remplacement de sujets humains, par un système mécanique capable de fournir des caractéristiques équivalentes à celles procurées par le corps humain, est une alternative très intéressante qui mérite d'être considérée compte tenu de tous les avantages qu'elle procure, notamment celui d'offrir une plus grande flexibilité pour la réalisation des essais et de réduire les écarts liés aux variations inter-individuelles.

La conception de mannequins anthropodynamiques repose généralement sur le besoin de reproduire la réponse biodynamique du corps humain au point d'entrée des vibrations telle que représentée par les fonctions de réponse comme la masse apparente et l'impédance mécanique. Les caractéristiques biodynamiques du corps humain applicables en direction verticale aux sujets assis sans appui du dos sont définies dans la norme internationale ISO 5982 :2001 [4] pour des conditions bien spécifiques de posture, de masse et d'excitation vibratoire. Par ailleurs, une norme allemande DIN 45676 [5] propose des valeurs sensiblement différentes de celles de la norme ISO 5982 pour des masses corporelles de 55 et 98 kg.

La majorité des mannequins développés jusqu'à maintenant sont des systèmes mécaniques à un ou deux degrés de liberté ([6]-[8],[10]-[15]). Ils sont généralement conçus d'un assemblage de masses, ressorts et amortisseurs pour permettre de simuler le comportement dynamique du corps humain à basses fréquences.

Les premiers modèles ([6], [7], [8]) ont permis de montrer une corrélation raisonnable entre les résultats de transmissibilité d'un siège mesurée avec un seul sujet et avec le mannequin. Plus récemment, à l'aide de mesures effectuées avec plusieurs sujets, Mansfield et Griffin [10] ont obtenus des valeurs de SEAT assez semblables pour un siège d'automobile chargé avec les sujets et un mannequin. Par contre, la variabilité obtenue dans les valeurs de SEAT est beaucoup plus faible dans le cas du mannequin qu'avec les sujets humains. En utilisant un mannequin destiné à des sièges d'automobiles, Gu [11] a obtenu une bonne corrélation avec les résultats de transmissibilité d'un siège mesurés avec 3 sujets humains lorsque les amplitudes d'excitations vibratoires étaient relativement importantes. Huston *et coll.* [12] ont aussi obtenus une bonne corrélation entre les données de transmissibilité d'un siège mesurées en utilisant une masse inerte et un mannequin dont la masse était de 73 kg., bien qu'une surestimation de la transmissibilité du siège ait été observée lorsque celui-ci était chargé avec la masse inerte. Lewis [13] et Toward [14] ont aussi présenté des résultats obtenus avec des mannequins anthropodynamiques développés récemment. La performance de ces mannequins a été évaluée sur trois sièges différents (un siège d'automobile et deux sièges à suspension). Des essais avec des masses inertes et des sujets humains ont aussi été effectués, démontrant une meilleure corrélation lorsque le mannequin était utilisé. Bien que la masse inerte ait permis d'obtenir des résultats assez reproductibles, des différences importantes ont été observées avec les résultats obtenus avec les sujets humains.

Tous ces mannequins mécaniques dits passifs, à un ou deux degrés de liberté, présentent certains problèmes : i) ils ne permettent pas de reproduire efficacement le comportement dynamique à plus hautes fréquences; ii) ils montrent régulièrement des effets de non-linéarités, dus entre autres à des effets de friction ou d'amortissement non-linéaire, ce qui restreint leur utilisation dans le cas d'excitation vibratoire de faible amplitude; iii) leur conception et construction rendent difficile la simulation de différentes masses corporelles et les changements de posture. Afin de palier à ces difficultés, certains travaux ont mené récemment aux développements de mannequins actifs ([16][17][18]).

Cullman et Wölfel [16] ont développé un mannequin actif, le mannequin Memosik, qui a été testé avec un siège d'automobile pour trois groupes de masse corporelle et trois niveaux d'excitation à bande large. Le mannequin consiste en un système mécanique à un degré de liberté muni d'un système de contrôle permettant de simuler différents comportements dynamiques du

corps humain. Des essais avec 40 sujets ont été effectués et des résultats satisfaisants ont été rapportés. Lewis et Griffin ([17][18]) ont développé un mannequin anthropodynamique actif qui permet, à l'aide du contrôleur, de modifier aisément sa masse apparente pour simuler différentes masses corporelles ou conditions de posture. Des essais avec quatre différents types de sièges, sept sujets et différentes amplitudes d'excitation vibratoires ont été réalisés. Les résultats montrent un bon accord entre les valeurs SEAT obtenus avec les sujets et le mannequin. Il a été démontré que l'utilisation d'un modèle de mannequin à deux degrés de liberté pouvait mener à une meilleure corrélation avec les résultats obtenus avec les sujets.

Les essais réalisés à ce jour avec les mannequins démontrent une tendance à ce que la performance d'atténuation des vibrations par les sièges apparaisse comme étant plus importante que lorsque des sujets sont utilisés. Aucune étude n'a à ce jour été réalisée pour comparer la performance de différents mannequins dans des conditions identiques de mesure. Par exemple, le mannequin de l'INRS n'a à ce jour été mis à l'essai que dans son propre laboratoire, tandis que le mannequin du BaUA [15] a fait l'objet d'essais interlaboratoires auprès de 7 laboratoires en Allemagne. Dans ces deux cas, seuls les facteurs de transmission globale des sièges mesurés avec sujets et mannequin ont été évalués pour différents sièges sans que les caractéristiques spectrales de transmissibilité vibratoire n'aient été retenues. Dans un contexte où des efforts sont destinés à définir les exigences de conception pour les mannequins, il apparaît important d'évaluer en détail et de comparer le comportement de mannequins existants pour mieux guider leur développement et apporter un éclairage nouveau sur l'influence que jouent les caractéristiques de conception des mannequins sur les performances d'atténuation des sièges.

Le présent rapport présente donc les résultats de l'évaluation de deux mannequins anthropodynamiques quant à leur capacité à simuler le comportement dynamique du corps humain lors des essais de transmission des vibrations par différents types de sièges à suspension. La première partie du document (section 3) présente une description détaillée des mannequins et des mesures de caractérisation de ceux-ci en terme de masse apparente. Ces mesures sont ensuite comparées à des valeurs de masse apparente recommandées dans deux normes (ISO-5982 et DIN-45676). La seconde partie (section 4) s'attarde plus particulièrement à l'évaluation de la performance des mannequins en comparant les résultats obtenus pour ceux-ci avec des données obtenues à l'aide de sujets humains et de masses rigides équivalentes. Pour ce faire, cinq sièges à suspension, décrits à la section 4.2, ont été retenus. La transmissibilité des sièges a d'abord été obtenue avec mannequins, sujets humains et masses rigides à l'aide d'une excitation vibratoire de type bruit blanc. Dans une seconde phase, les sièges et sujets humains (de même que les mannequins et masses rigides) ont été soumis à une excitation vibratoire aléatoire représentant la classe spectrale des vibrations du véhicule dans lequel chaque siège est destiné. Les facteurs S.E.A.T., représentatifs de l'efficacité des sièges à réduire les vibrations, ont été conséquemment obtenus.

2. OBJECTIFS DE L'ÉTUDE

Les travaux visaient à évaluer et comparer deux mannequins anthropodynamiques (mannequins passif) quant à leur capacité à simuler l'interface humaine lors des essais destinés à mesurer les caractéristiques d'atténuation des vibrations procurés par différents types de sièges à suspension. Plus spécifiquement, l'objectif de l'étude consistait à :

1. mesurer les caractéristiques de transmissibilité vibratoire de 5 types de sièges à suspension destinés à différents types de véhicules en appliquant la méthode d'essai définie dans la norme ISO 10326-1 pour des sujets dont la masse est de 55, 75 et 98 kg;
2. mesurer les caractéristiques de transmissibilité vibratoire de ces mêmes sièges en utilisant les deux mannequins anthropodynamiques et des masses rigides pour lesquels la masse peut être ajustée pour correspondre à celle des sujets;
3. déterminer et comparer les caractéristiques de masse apparente des mannequins anthropodynamiques et les comparer avec les valeurs de référence recommandées dans deux normes;
4. évaluer et comparer les mannequins quant à leur capacité à reproduire le comportement dynamique des sujets humains sur les sièges.

3. DESCRIPTION ET CARACTÉRISATION DES MANNEQUINS ANTHROPODYNAMIQUES

3.1 Introduction

Cette partie du rapport se concentre plus spécifiquement sur la description et la caractérisation des mannequins retenus pour l'étude. La mesure des caractéristiques biodynamiques des mannequins est effectuée sur un simulateur de vibrations en utilisant un siège rigide. L'utilisation d'un siège rigide permet de s'affranchir de la dynamique du siège pour n'obtenir que les caractéristiques du mannequin. Cette caractérisation est analysée sous l'angle de la masse apparente des mannequins. La masse apparente des mannequins, est ensuite comparée à des valeurs suggérées dans deux normes : ISO-5982 [4] et DIN-45676 [11]. Ces deux normes ont été retenues puisqu'elles ont servi de base respective pour la conception des deux mannequins.

3.2 Description des mannequins

Deux prototypes de mannequins anthropodynamiques (notés 'A' et 'F') ont été retenus afin d'évaluer leur potentiel pour l'évaluation de sièges à suspension. Les deux mannequins sont conçus à l'aide de combinaisons de masses, amortisseurs et ressorts visant à reproduire la réponse biodynamique du corps humain en position assise. De plus, les deux mannequins sont conçus de telle façon qu'il est possible, en principe, de simuler la masse statique effective et la réponse biodynamique de sujets ayant trois masses différentes : 55, 75 et 98 kg.

3.2.1 Description du mannequin 'A'

Le mannequin 'A', montré à la figure 3.1, est composé d'une plaque de base, d'une armature primaire et d'une armature secondaire, supportant la charge, reposant sur un ensemble de ressorts et d'un amortisseur. La base, faite de bois, sert en fait d'interface entre le mannequin et le siège à tester. Une armature primaire est fixée sur la base tandis qu'une armature secondaire est reliée à l'armature primaire par un bras pouvant pivoter. L'armature secondaire, qui supporte toute la charge, repose alors sur un amortisseur et un ensemble de ressorts (voir figure 3.1b). L'armature secondaire est conçue de telle sorte qu'elle peut recevoir plusieurs plaques pour atteindre des masses équivalentes aux masses corporelles désirées. À cette fin six plaques d'acier (de 3, 4, 5, 15, 15 et 15 kg) peuvent être ajoutées sur l'armature secondaire pour obtenir les masses désirées : 55, 75 et 98 kg. Ces masses sont fixées au centre de l'armature secondaire à l'aide d'un boulon. Pour obtenir la masse de 98 kg deux masses additionnelles de 2.5 kg chacune, fournies avec le mannequin, doivent être ajoutées à l'armature primaire.

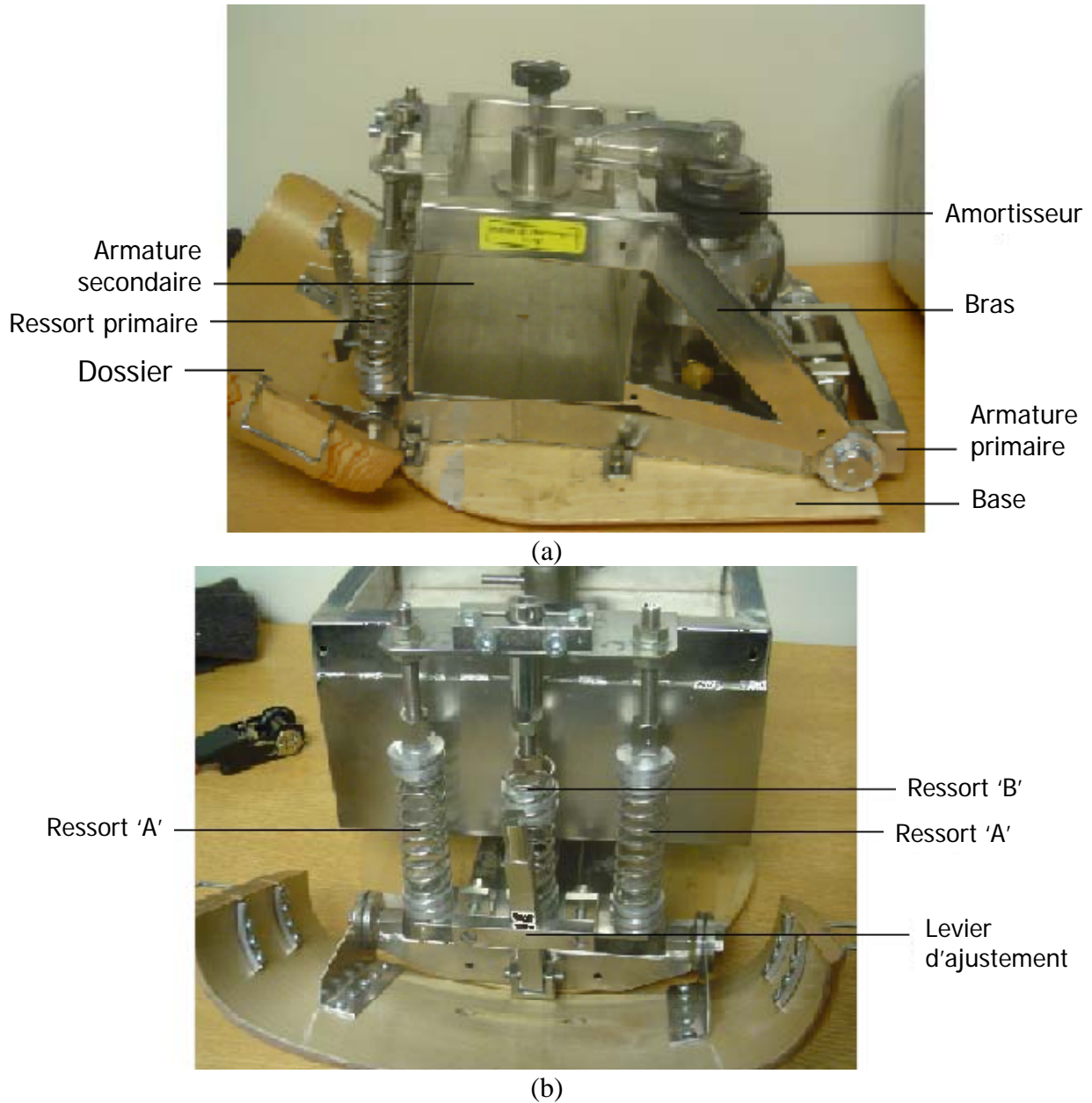


Figure 3.1 : Mannequin 'A' (a) vue de côté; (b) vue de l'arrière

Un mécanisme d'ajustement est aussi fourni afin d'assurer que l'alignement de l'armature primaire soit horizontal lorsque le mannequin est placé sur un siège dont le coussin présente une inclinaison. Le mannequin comprend également un dossier dont l'inclinaison peut être ajustée pour permettre un contact direct avec le dossier du siège. Trois ressorts hélicoïdaux, installés à la verticale, sont positionnés entre l'armature et le dossier (voir figure 3.1b). Seul les deux ressorts aux extrémités (ressorts 'A') sont utilisés pour simuler les masses de 55 et 75 kg tandis que le ressort central (ressort 'B') est utilisé conjointement avec les ressorts 'A' pour la masse de 98 kg. Les valeurs des masses et l'identification des ressorts utilisés pour le mannequin 'A' apparaissent

dans le tableau 3-1 pour les différentes configurations de masses corporelles à atteindre. La masse du mannequin à vide est de 19 kg.

Tableau 3-1 : Valeurs des masses et identification des ressorts pour le mannequin 'A'

Configuration de masse corporelle (kg)	55	75	98
Masses	15+15+4+3	15+15+5+4+3	15+15+15+5+4 Deux masses sur la plaque de base (2.5 kg chacune)
Ressorts	A,A	A,A	A,B,A
Masse du mannequin (kg)	56	61	78
Pourcentage de la masse corporelle (%)	102	81	80

La masse du mannequin représente celle qui est supportée par le siège et diffère donc de la masse corporelle, ou masse totale du corps. Des études (voir par exemple [8],[9],[19],[20]) ont démontré que la masse supportée par un siège est de l'ordre de 73% à 76% de la masse totale du corps. Pour le mannequin 'A', les valeurs présentées dans le tableau 3-1 suggèrent que celles-ci sont plus élevées. Par exemple, pour la configuration de 55 kg, le mannequin a même une masse légèrement supérieure à la masse corporelle. On pourrait donc s'attendre à obtenir une réponse biodynamique considérablement plus élevée dans ce cas.

3.2.2 Description du mannequin 'F'

Le mannequin 'F', montré à la figure 3.2, est composé d'une plaque de base en bois, d'une armature de base en aluminium, de ressorts, de masses et de deux amortisseurs hydrauliques. Un dossier en aluminium est aussi ajouté pour pouvoir appuyer l'arrière du mannequin au dossier du siège. Quand le mannequin est placé sur un siège, l'armature de base et la masse principale 'M1' peuvent être orientées horizontalement à l'aide d'un système d'articulation fixé à la plaque de base. La masse principale 'M1' repose sur la plaque de base par l'entremise de trois paires de ressorts, notés 'K1', 'K2' et 'K13'. Différentes combinaisons de ces paires de ressorts sont utilisés pour simuler les trois configurations de masses corporelles (55, 75 et 98 kg).

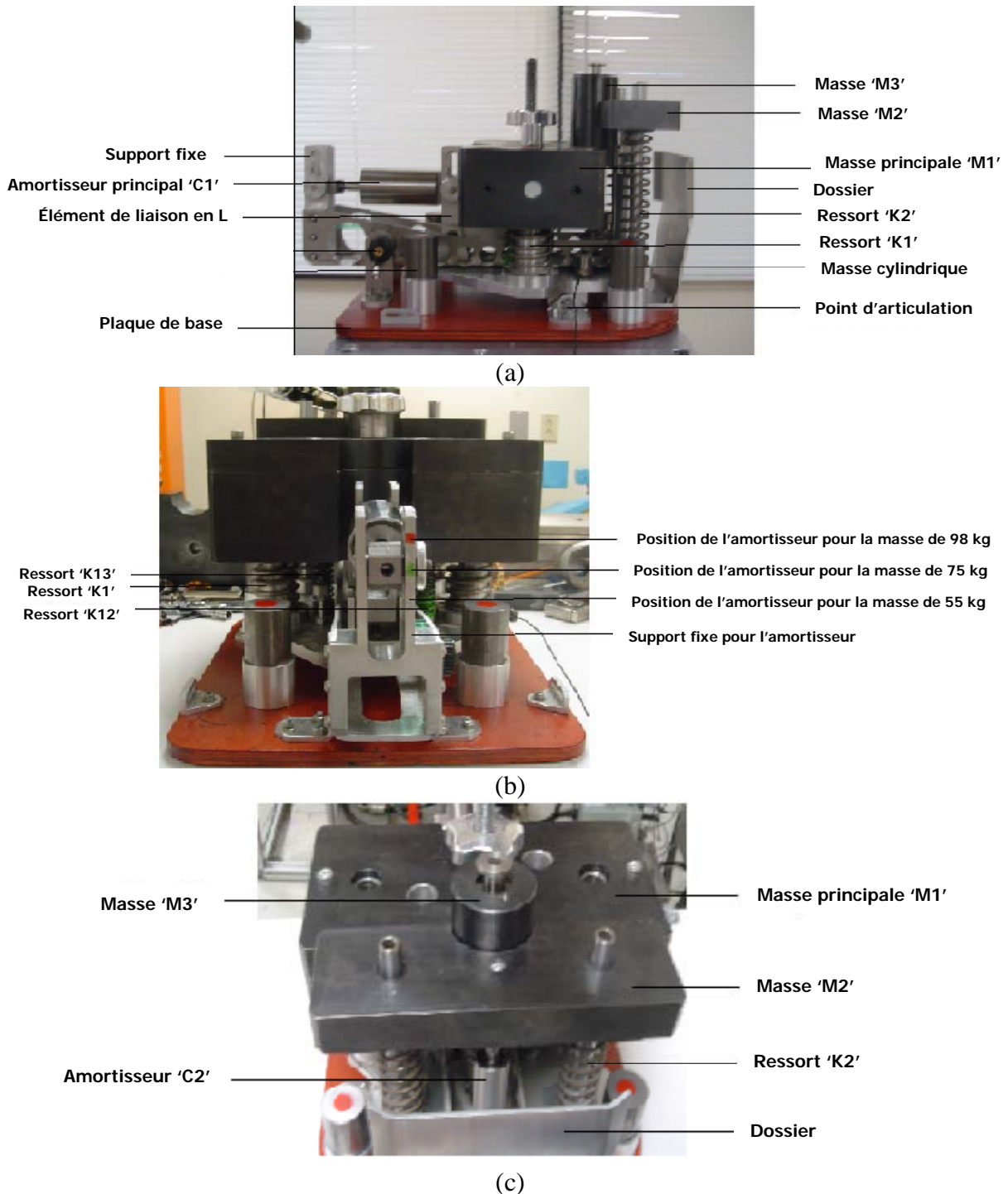


Figure 3.2 : Mannequin 'F' (a) vue de côté; (b) vue de l'avant; (c) vue de l'arrière

La masse principale 'M1' permet de simuler la configuration requise pour la masse de 55 kg. Deux plaques additionnelles, de 9.5 et 20.5 kg, peuvent ensuite être ajoutées à la masse 'M1' pour réaliser les configurations requises pour atteindre les masses de 75 et 98 kg respectivement. Pour la configuration de 55 kg, la masse 'M1' est utilisée avec la paire de ressorts 'K1'. Pour la

configuration de 75 kg, la masse 'M1', à laquelle est ajoutée une masse de 9.5 kg, est utilisée avec les deux paires de ressorts 'K1' et 'K12'. De la même façon, la configuration de 98 kg est réalisée en utilisant la masse principale 'M1' augmentée des masses additionnelles de 9.5 et 20.5 kg et supportée par les paires de ressorts 'K1', 'K12' et 'K13'.

En plus de la masse principale 'M1' (accompagnée des masses additionnelles de 9.5 et 20.5 kg), le mannequin est aussi constitué de deux autres masses 'M2' et 'M3', indépendantes mais fixes (voir figure 3.2(a)). La masse 'M2', de 5 kg, est guidée par deux cylindres verticaux et repose sur deux ressorts hélicoïdaux (notés 'K2') et un amortisseur visqueux, noté 'C2' (voir figure 3.2(c)). La masse 'M3', de 2.5 kg, glisse sur une tige en position verticale tout en étant supportée par le ressort 'K3'. De plus, quatre masses cylindriques totalisant 4 kg sont aussi fixées à la plaque de base augmentant ainsi la masse totale du mannequin. Pour la configuration de 98 kg, ces quatre dernières masses sont ajoutées à la masse principale 'M1' plutôt qu'à la plaque de base.

Le mannequin 'F' possède deux amortisseurs. Un de ces amortisseurs, 'C2', est inséré entre la masse 'M2' et la plaque de base tandis que l'autre, l'amortisseur principal 'C1', est inséré entre la masse principale 'M1' et l'armature de base. L'amortisseur 'C1', comme le montre la figure 3.2(a), est orienté selon l'axe horizontal. Un élément de liaison en forme de L avec un pivot permet de relier l'amortisseur 'C1' à la masse 'M1'. La position de l'amortisseur doit être modifiée en fonction de la configuration de masse corporelle à simuler. Pour ce faire, un code de couleur sur le support fixe est utilisé pour chaque configuration (blanc : 55 kg; vert : 75 kg; rouge : 98 kg; voir figure 3.2(b)).

Le tableau 3-2 identifie les masses et ressorts à utiliser pour le mannequin 'F' pour les différentes configurations de masses corporelles à atteindre. Tout comme dans le cas du mannequin 'F', la masse du mannequin représente la masse supportée par le siège. Contrairement au mannequin 'A', les masses du mannequin 'F' sont plus représentatives des valeurs-cibles (73% à 76% de la masse corporelle) rapportées dans la littérature.

Tableau 3-2 : Identification des masses et ressorts pour le mannequin 'F'

Configuration de masse corporelle (kg)	55	75	98
Masses (kg)	M1	M1+9.5	M1+9.5+20.5
Ressorts	K1, K2, K3	K1, K12, K2, K3	K1, K12, K13, K2, K3
Masse du mannequin (kg)	45	54.5	75
Pourcentage de la masse corporelle (%)	82	73	76

3.3 Méthodologie : réponse biodynamique des mannequins

Les mannequins anthropodynamiques ont été initialement conçus en fonction de leur capacité à simuler la réponse biodynamique d'un sujet humain assis, soumis à des vibrations dans l'axe vertical. Une caractéristique biodynamique importante à reproduire est la relation qui existe entre la force et l'accélération à l'interface siège-mannequin. Cette quantité, appelée masse apparente, est donnée par la relation :

$$M_{app}(j\omega) = \frac{F(j\omega)}{a(j\omega)} \quad (1)$$

où $M_{app}(j\omega)$, une quantité complexe, est la masse apparente, $F(j\omega)$ la force et $a(j\omega)$ l'accélération à l'interface siège-mannequin.

3.3.1 Procédure expérimentale

Le simulateur de vibrations globales du corps de l'IRSST a été utilisé pour évaluer la masse apparente des mannequins pour les différentes configurations de masses corporelles. Ce simulateur, montré à la figure 3.3, est composé d'une plate-forme, supportant un siège et un volant, reposant sur deux vérins asservis de manière hydraulique et synchronisés de façon à ne générer que des mouvements verticaux. Un système de contrôle électronique (servocommande) permet de générer différents types d'excitations vibratoires de nature déterministe ou aléatoire.

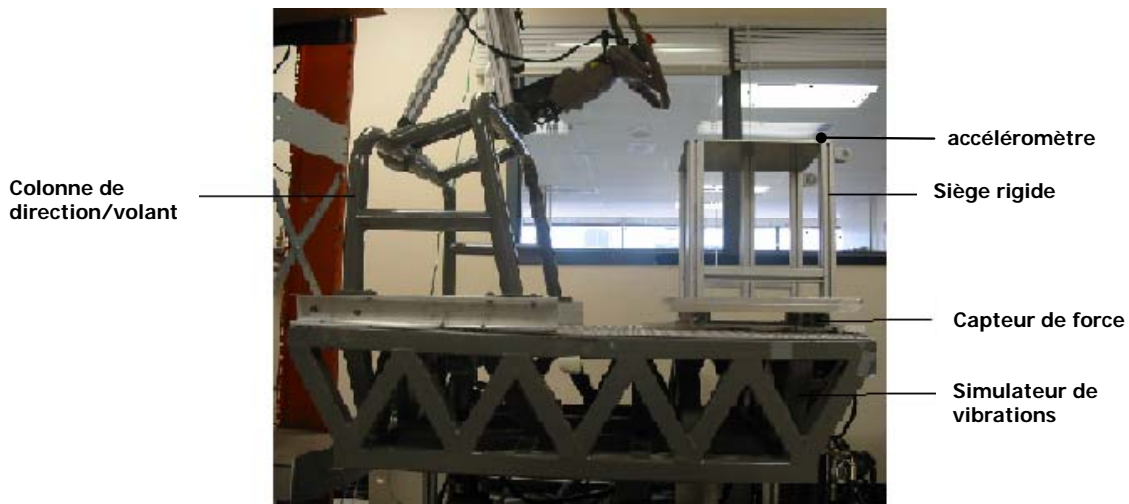


Figure 3.3 : Vue de côté du simulateur de vibrations globales du corps.

La masse apparente des mannequins a été évaluée sur un siège rigide installé sur la plate-forme (voir figure 3.3). Ce siège rigide, d'une hauteur de 424 mm, est composé d'une plaque (406 mm × 410 mm) sans dossier. Il est monté sur une plate-forme de force fixée au simulateur sur quatre capteurs de force (jauges de contrainte). Les signaux provenant des quatre capteurs sont additionnés pour obtenir la force verticale totale transmise à l'ensemble siège-mannequin.

Simultanément, un accéléromètre unidirectionnel (B&K 4381) installé sur le haut du siège permet de mesurer l'accélération au niveau du siège. Ces signaux de force et d'accélération sont utilisés pour calculer la masse apparente. De plus, de façon complémentaire, un autre accéléromètre unidirectionnel (B&K 4381) placé sur l'armature secondaire du mannequin 'A' a été utilisé pour mesurer les vibrations transmises aux masses mobiles. Dans le cas du mannequin 'F', trois accéléromètres ont été utilisés pour mesurer les valeurs d'accélération des trois masses mobiles. Ces valeurs d'accélération, bien que non utilisées pour le calcul de la masse apparente, permettent d'obtenir de l'information supplémentaire sur le comportement des mannequins.

Les caractéristiques de masse apparente des deux mannequins ont été mesurées en utilisant une excitation aléatoire de type bruit-blanc dans la fenêtre spectrale allant de 0,4 Hz à 20 Hz. Les mesures ont été effectuées pour deux intensités de vibrations de la plate-forme, exprimées en termes de l'accélération efficace a_{eff} donnée par :

$$a_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{x}^2(t) dt} \quad (2)$$

où $\ddot{x}(t)$ est l'accélération instantanée mesurée sur le siège et T la durée de la mesure.

Les signaux d'excitations ont été synthétisés de façon à obtenir des accélérations efficaces de 0.5 et 1 m/s² pour caractériser le mannequin 'A'. Des accélérations efficaces plus élevées de 1 et 2 m/s² ont été utilisées pour le mannequin 'F' puisque le sceau d'étanchéité de l'amortisseur principal introduisait beaucoup de friction. La figure 3.4 donne un exemple de spectre de la densité spectrale de puissance (DSP) de l'accélération obtenue pour différentes amplitudes entre 0,4 et 20 Hz. La figure montre bien qu'il a été possible d'obtenir un spectre relativement « plat » (bruit blanc) sur toute la plage de fréquence d'intérêt.

Le tableau 3-3 présente une synthèse des conditions expérimentales utilisées pour mesurer les caractéristiques de la masse apparente pour les deux mannequins. Les mesures ont été réalisées en appliquant la définition donnée par l'équation 1. Afin de s'affranchir de l'effet du siège, une mesure de la masse apparente du siège rigide seul a été effectuée sous les différentes excitations. Ces résultats ont été subséquemment utilisées pour calculer une correction inertielle permettant d'obtenir la masse apparente du mannequin seul. Les mesures de la force et de l'accélération ont été effectuées avec le système d'acquisition Pulse (B&K) en fixant la limite supérieure à 50 Hz et la résolution à 0.0625 Hz. La cohérence des signaux a aussi été mesurée afin d'assurer qu'elle demeure près de la valeur unitaire sur toute la gamme de fréquences d'intérêt.

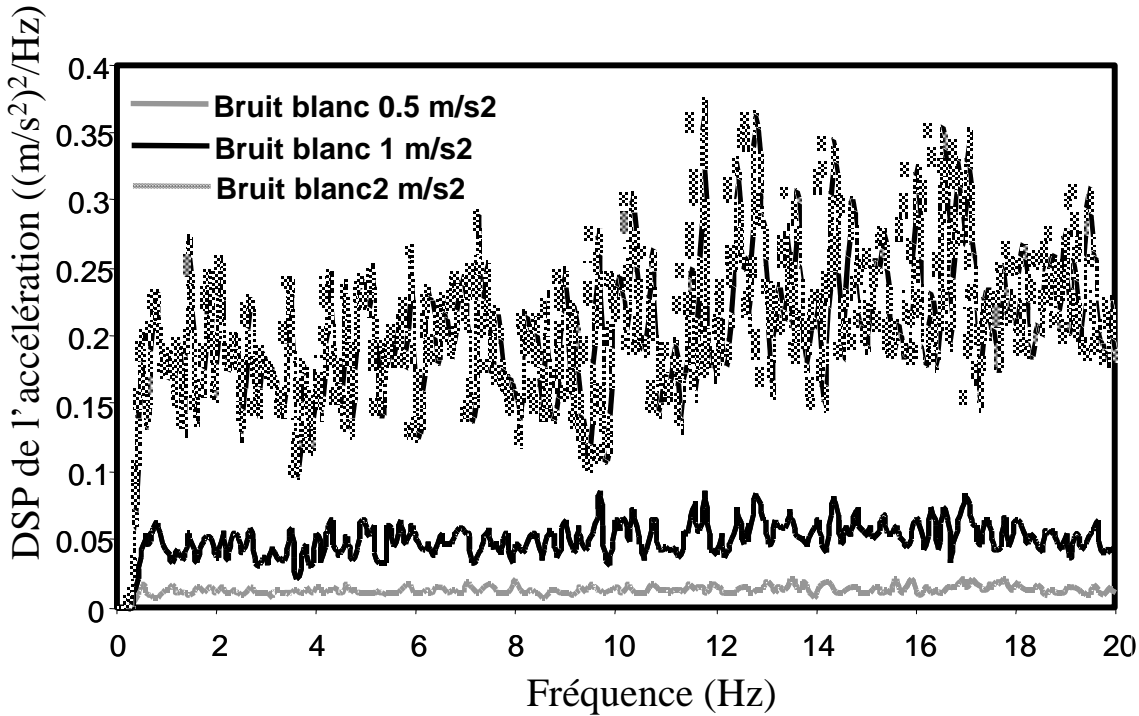


Figure 3.4 : DSP de l'accélération sur le siège rigide pour trois différentes amplitudes d'excitations aléatoires.

Tableau 3-3 : Conditions expérimentales associées à la mesure de la masse apparente.

Excitations, a_{eff} (m/s ²)	Mannequin 'A'			Mannequin 'F'		
	55 kg	75 kg	98 kg	55 kg	75 kg	98 kg
0.5	×	×	×	-	-	-
1	×	×	×	×	×	×
2	-	-	-	×	×	×

3.3.2 Masse apparente du siège rigide

Les mesures de la masse apparente du siège rigide seul, M_0 , ont été réalisées selon la procédure présentée à la section précédente pour différents niveaux d'excitation vibratoire. La figure 3.5 montre le module et la phase de la masse apparente du siège rigide pour une excitation en bruit blanc d'accélération effective de 1 m/s². Une valeur d'environ 36,5 kg est obtenue pour le module de la masse apparente ce qui correspond à la masse statique mesurée en laboratoire. Cette réponse pour le siège rigide a été par la suite utilisée pour faire une correction inertielle sur la masse apparente du système couplé « siège rigide/mannequin ».

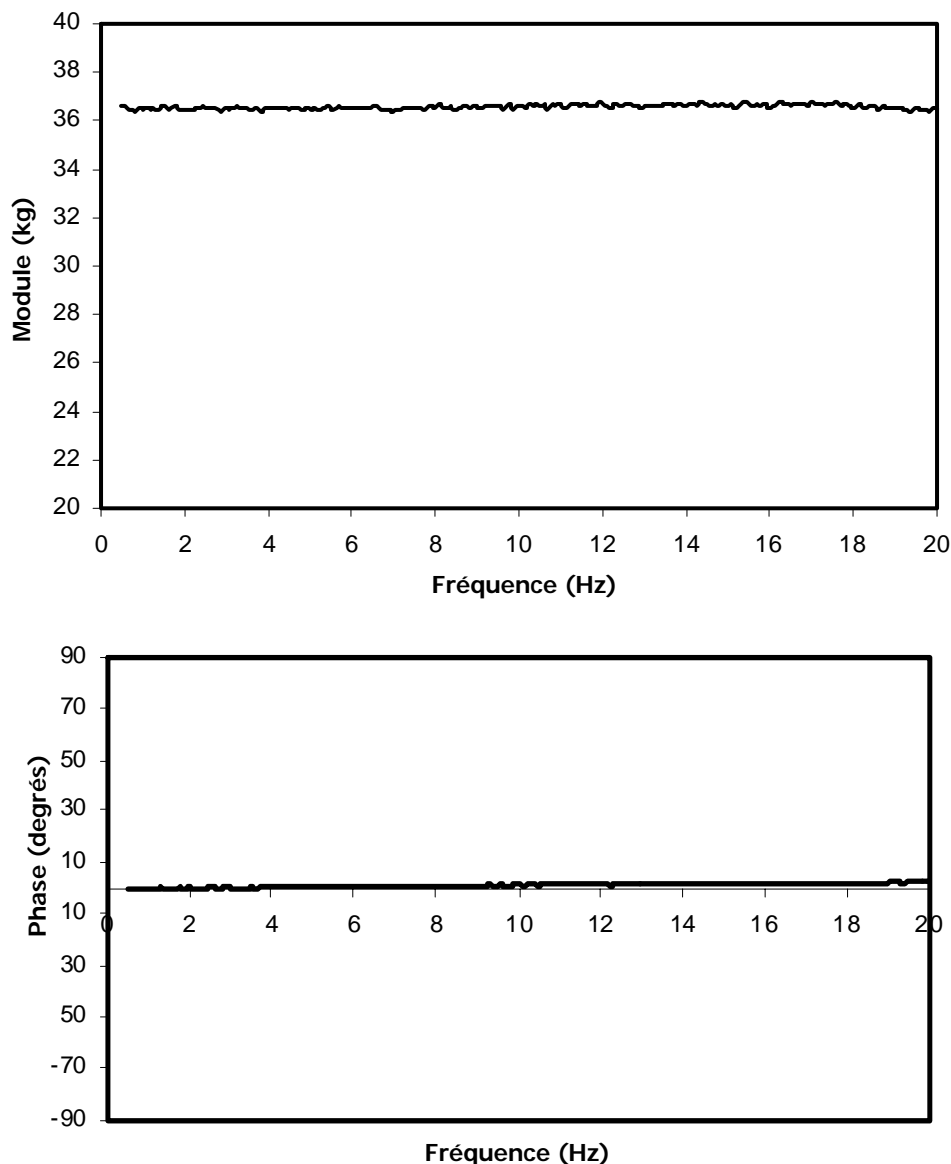


Figure 3.5 : Module et phase de la masse apparente du siège rigide (excitation : bruit blanc, 1 m/s^2)

3.3.3 Masse apparente des mannequins

Chaque mannequin a été tour à tour installé sur le siège rigide et ajusté de façon à obtenir la masse corporelle visée. Une sangle a été utilisée pour maintenir les mannequins sur le siège. Les signaux de force et d'accélération au point d'entrée ont été analysés pour obtenir la masse apparente du système couplé siège/mannequin M_c . Les valeurs de masse apparente des mannequins seuls, notées M_{man} , ont alors été obtenues en corrigeant les valeurs de M_c (système couplé) par les valeurs de masse apparente du siège seul M_0 , soit :

$$M_{man}(j\omega) = M_c(j\omega) - M_0(j\omega) . \quad (3)$$

3.4 Résultats expérimentaux: masse apparente des mannequins

3.4.1 Mannequin 'A'

Les caractéristiques de masse apparente du mannequin 'A' sont présentées à la figure 3.6 pour les trois configurations de masses corporelles et pour deux niveaux d'excitations vibratoires. Comme prévu, la masse apparente tend à correspondre à la masse statique du mannequin quand la fréquence tend vers zéro (0,4 Hz). Au delà de cette fréquence, la masse apparente augmente et atteint un maximum à une fréquence correspondant à la fréquence de résonance principale du mannequin. Pour les configurations de 55, 75 et 98 kg, les fréquences de résonances apparaissent à 4 Hz, 3,7 Hz et 4.2 Hz respectivement.

Au delà de la fréquence de résonance, la masse apparente décroît rapidement et montre un deuxième pic de résonance situé entre 7,6 Hz et 8,5 Hz pour les trois configurations de masses. Il est situé à une fréquence inférieure (7,6 Hz) pour la configuration de 98 kg et tend à diminuer légèrement quand l'excitation passe de 0,5 m/s² à 1 m/s². Finalement, une augmentation sensible de l'amplitude de la masse apparente est observé à des fréquences supérieures à 15 Hz et ce, pour les trois configurations de masse ce qui laisse suggérer la présence d'une résonance dans le système pour des fréquences supérieures à 20 Hz.

L'amplitude de la masse apparente pour les configurations de 55 et 75 kg est semblable une fois passée la fréquence de résonance du mannequin. Ce résultat était attendu étant donné le peu d'écart qui existe entre les masses statiques pour ces deux configurations (56 et 61 kg). L'amplitude est beaucoup plus élevée pour une masse de 98 kg (masse statique : 78 kg) et ce, indépendamment du niveau d'excitation.

La phase de la masse apparente diminue pour atteindre un minimum de -70 degrés à ~10 Hz pour ensuite remonter graduellement. La phase varie seulement légèrement avec le niveau d'excitation et/ou la configuration de la masse étudiée.

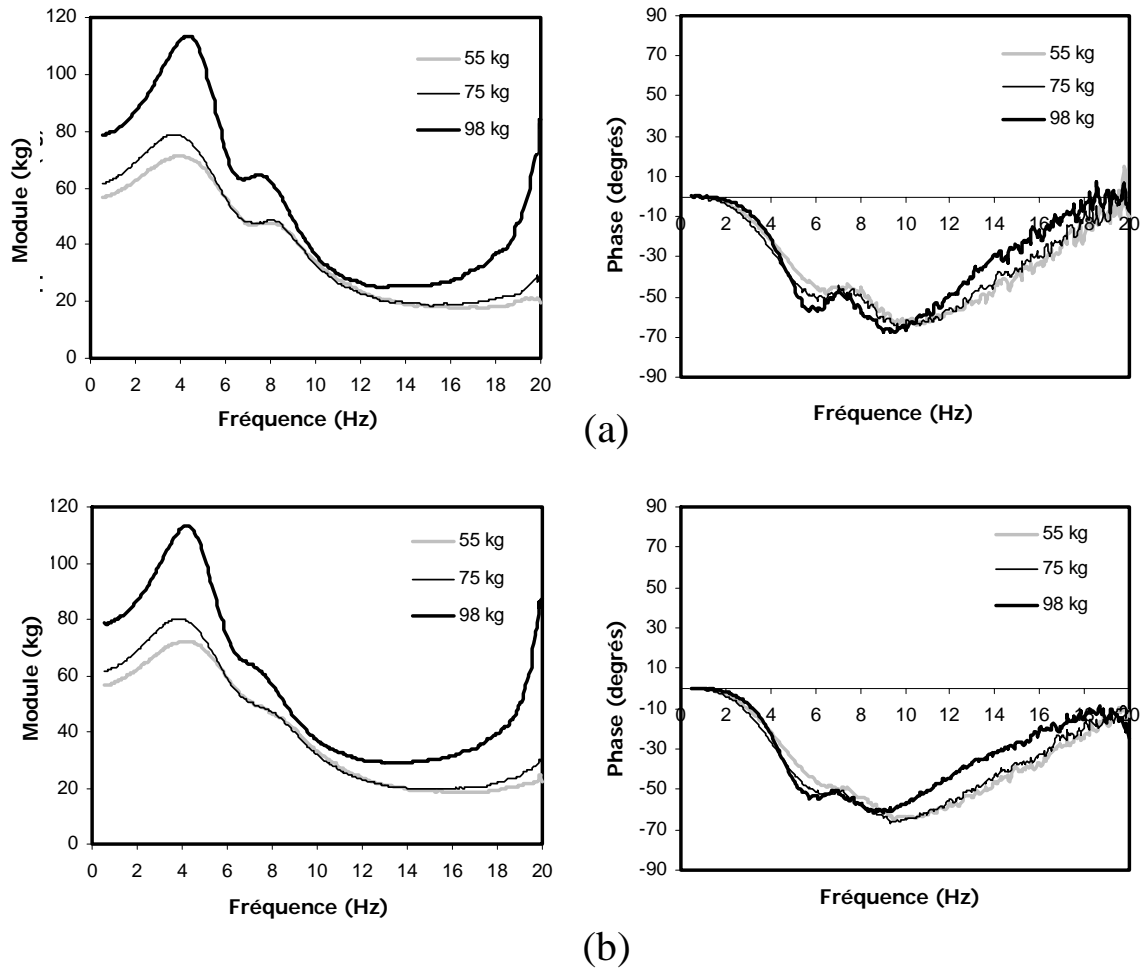


Figure 3.6 : Caractéristiques de masse apparente pour le mannequin ‘A’ pour des excitations de type bruit-blanc avec amplitude : (a) $a_{\text{eff}} = 0,5 \text{ m/s}^2$; (b) $a_{\text{eff}} = 1 \text{ m/s}^2$.

3.4.2 Mannequin ‘F’

La figure 3.7 présente les caractéristiques de la masse apparente (module et phase) du mannequin ‘F’ pour les trois configurations de masses corporelles et pour deux niveaux d’excitations vibratoires. Il semble, pour ce mannequin, que la réponse en amplitude de la masse apparente, et à un moindre degré la réponse de la phase, dépend fortement du niveau d’excitation.

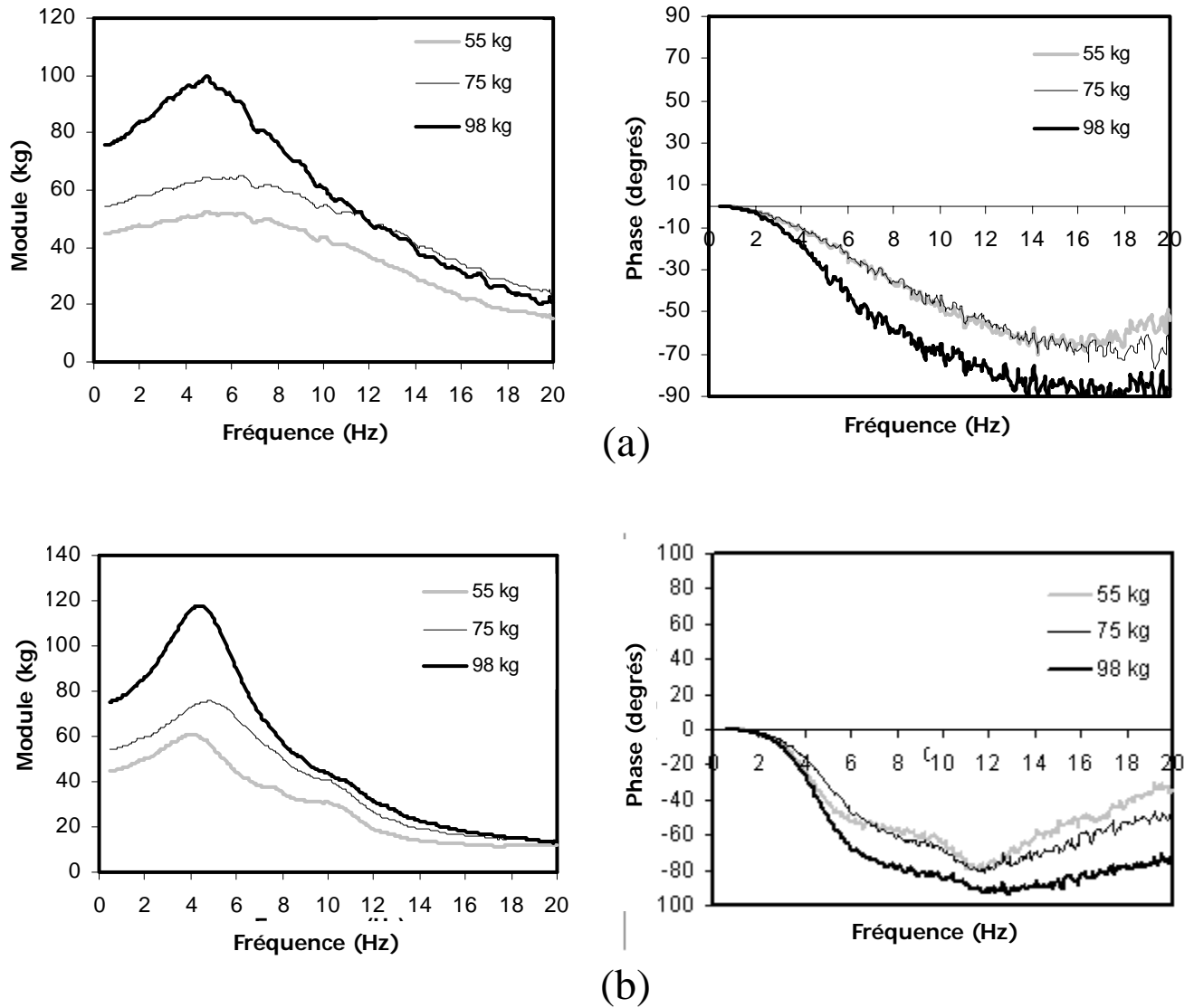


Figure 3.7 : Masse apparente pour le mannequin 'F' pour des excitations de type bruit-blanc d'amplitude : (a) $a_{\text{eff}} = 1 \text{ m/s}^2$; (b) $a_{\text{eff}} = 2 \text{ m/s}^2$.

Lorsque l'excitation vibratoire est de 1 m/s^2 , les résultats présentés dans la figure 3.7(a) démontrent que la réponse est sensiblement amortie, en particulier si on la compare avec les résultats obtenus pour le mannequin 'A'. Les trois configurations de masse, 55, 75 et 98 kg, montrent un maximum (résonance) autour de $\sim 5\text{-}6 \text{ Hz}$. Une telle réponse amortie laisse suggérer la présence d'amortissement important pour le mannequin 'F'. Une inspection plus détaillée de l'amortisseur hydraulique a permis de constater qu'il y avait beaucoup de friction au niveau du joint d'étanchéité de l'amortisseur. Il a alors été convenu d'utiliser une excitation d'amplitude plus élevée (2 m/s^2) pour vaincre la friction et permettre à l'amortisseur de fonctionner en régime linéaire. La figure 3.7(b) montre les résultats (module et phase) obtenus quand l'excitation passe de 1 m/s^2 à 2 m/s^2 . Dans ce cas, on observe des amplitudes de la masse apparente plus élevées, comparables à celles mesurées pour le mannequin 'A'. De plus les maximums obtenus pour cette amplitude apparaissent à plus basses fréquences que dans le cas de l'excitation de 1 m/s^2 (autour

de ~4-4,5 Hz). L'excitation plus élevée permet aussi d'observer une deuxième résonance autour de 10 Hz, phénomène aussi observée dans le cas du mannequin 'A'

3.5 Résultats expérimentaux : comparaison avec des valeurs normalisées

Comme mentionné précédemment, les mannequins anthropodynamiques sont conçus pour simuler les comportements statique et dynamique de sujets humains en position assise. À cette fin, la première étape lors de la conception des mannequins consiste généralement à s'assurer de simuler convenablement les caractéristiques de la masse apparente des sujets. De nombreuses campagnes de mesures sur des sujets humains ont permis le développement de normes spécifiant les réponses de masse apparente pour les trois configurations de masses corporelles (55, 75 et 98 kg). Les deux mannequins évalués dans la présente étude ont été ainsi conçus et développés en se basant sur de telles normes. Il est donc d'intérêt de comparer les résultats de masse apparente obtenus avec les valeurs de masse apparente suggérées dans ces normes. La conception du mannequin 'F' est basée sur la norme internationale ISO-5982 [4] tandis que celle mannequin 'A' est basée sur la norme DIN-45676 [11]. Les valeurs de masse apparente suggérées dans ces deux normes montrent des similarités mais aussi de nombreuses différences qu'il est important de mettre en lumière.

3.5.1 Valeurs normalisées : ISO-5982 et DIN-45676

La norme internationale ISO-5982 définit la plage de valeurs de la masse apparente et de l'impédance mécanique pour des sujets assis sur un siège rigide sans appui dorsal. Ces valeurs, données pour l'intervalle de 0,5 à 20 Hz, sont applicables aux cas de sujets en position assise soumis à une excitation sinusoïdale ou large bande (e.g. bruit blanc) d'amplitude efficace d'au plus 5 m/s^2 . La plage de valeurs suggérées a été obtenue par la synthèse de données issues de différentes études pour lesquelles la masse des sujets variait de 49 kg à 93 kg pour une moyenne de 75 kg. Dans le document les valeurs sont ainsi exprimées en termes de valeurs moyennes, sensées représenter la réponse de sujets humains ayant une masse de 75 kg, et de bornes inférieures et supérieures pour chaque point de fréquence entre 0,5 et 20 Hz.

La norme DIN-45676 définit la gamme de réponses biodynamiques (module et phase de l'impédance) qui est applicable aux sujets humains en positions assises ou debout sur des surfaces rigides soumis à des vibrations verticales. Les valeurs pour la position assise sont définies pour représenter des sujets ayant des masses variant de 49 kg à 103 kg, assis sur un siège rigide sans dossier et soumis à une excitation d'amplitude effective d'au moins $0,5 \text{ m/s}^2$. Les valeurs moyennes de masse apparente pour la plage mentionnée (49-103 kg) sont tirées et calquées de la norme ISO-5982 pour la configuration de masse de 75 kg (valeur considérée comme représentant le 50^{ème} percentile de la population). Pour la configuration de 55 kg, les valeurs recommandées furent établies à l'aide de mesures réalisées pour 18 sujets dont la masse se situait entre 49 kg et 60 kg. De la même façon, les valeurs suggérées pour la configuration de 98 kg ont été obtenues à partir de mesures effectuées sur 14 sujets dont la masse se situait entre 81 kg et 106 kg avec le même type d'excitation que dans le cas de 55 kg.

La figure 3.8 montre une comparaison des amplitudes de masse apparente suggérées par les deux normes pour les trois groupes de masse corporelle (55, 75 et 98 kg). Tel que discuté plus haut, les valeurs proposées dans la norme ISO sont exprimées en termes de valeurs moyennes représentatives du groupe de 75kg et des bornes supérieures et inférieures. Comme prévu les valeurs d'amplitude et de phase dans la norme DIN pour 75 kg sont les mêmes que les valeurs moyennes suggérées dans la norme ISO puisque les valeurs dans la norme DIN sont basées sur celles proposées dans ISO pour la masse de 75 kg. Pour 98 kg, les valeurs d'amplitude proposées dans la norme DIN s'approchent de la borne supérieure proposée dans la norme ISO bien que le maximum ne soit pas tout à fait à la même fréquence. Dans le cas de 55 kg, les valeurs d'amplitude issues de DIN s'approchent plus des valeurs moyennes proposées par ISO que de la borne inférieure. Dans le cas de la phase, les valeurs proposées par la norme DIN se situent dans la plage proposée par la norme ISO pour des fréquences inférieures à 10 Hz. Au delà de 10 Hz, des différences significatives sont observées. En effet dans ce cas on observe un augmentation de la phase pour les valeurs de DIN pour 55 et 98 kg tandis que pour la norme ISO la phase continue à diminuer légèrement quand la fréquence augmente.

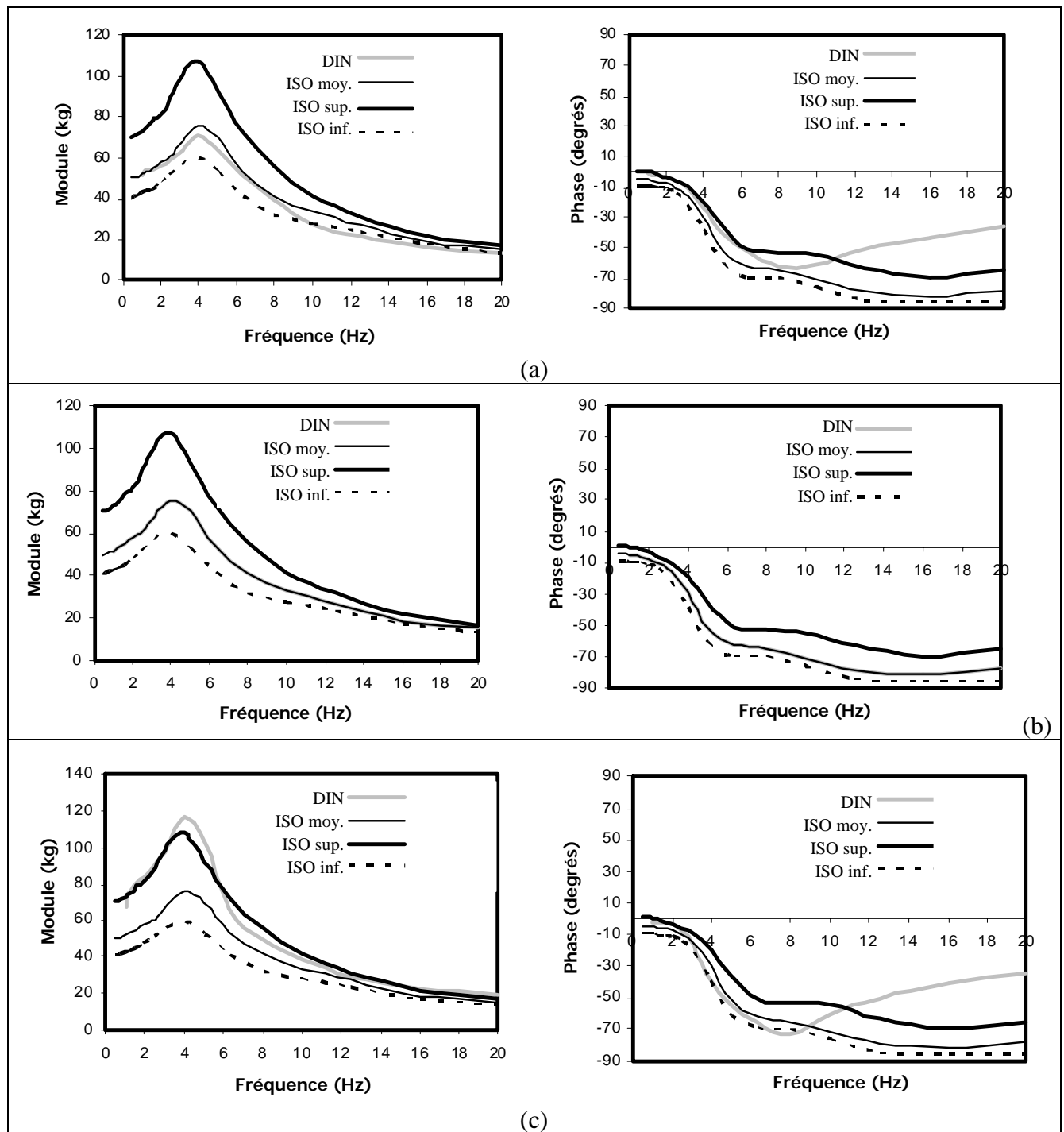


Figure 3.8 : Comparaison des caractéristiques de la masse apparente suggérées dans les normes ISO-5982 et DIN-45676 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg;

3.5.2 Comparaison des caractéristiques de masse apparente des mannequins avec les valeurs normalisées

- Mannequin 'A'

La figure 3.9 présente la comparaison des caractéristiques de la masse apparente pour le mannequin 'A' avec les valeurs proposées dans la norme DIN-45676 tandis que la figure 3.10 montre la comparaison avec les valeurs proposées dans la norme ISO-5982. En ce qui concerne la norme DIN-45676, on peut observer que les résultats expérimentaux semblent bien concorder avec les valeurs suggérées, du moins pour des fréquences allant jusqu'à environ 14 Hz. Au delà de cette fréquence des différences sensibles sont obtenues. Cette bonne concordance est observée tant pour le module que pour la phase et aussi pour les trois configurations de masse corporelle. Par rapport à la norme ISO-5982, les valeurs obtenues expérimentalement se situent assez bien dans la plage des valeurs proposées à des fréquences inférieures à 14 Hz. Par contre, les valeurs obtenues pour la masse de 55 kg se rapprochent plus des valeurs suggérées pour 75 kg que des valeurs proposées pour la borne inférieure.

- Mannequin 'F'

La figure 3.11 montre la résultats obtenus pour le mannequin 'F' comparés avec les valeurs suggérées dans la norme ISO-5982 tandis que la figure 3.12 montre la comparaison avec les valeurs proposées dans la norme DIN-45676. Les résultats obtenus expérimentalement montrent une bonne concordance avec la plage de valeurs suggérées dans la norme ISO-5982. Ce résultat est peu surprenant puisque le mannequin 'F' fut conçu en utilisant les valeurs suggérées dans la norme ISO comme valeurs cibles pour la masse apparente. La borne inférieure fut interprétée comme représentant le groupe de 55 kg, la valeur moyenne suggérée fut utilisée pour représenter le groupe de 75 kg et la borne supérieure pour représenter le groupe de 98 kg. Quand on compare les résultats expérimentaux du mannequin 'F' avec les valeurs proposées par la norme DIN-45676, on observe aussi une bonne concordance pour les trois groupes de masse corporelle, ce qui confirme bien que les valeurs de référence définies dans la norme DIN-45676 pour les trois masses concordent bien avec les valeurs minimales, moyennes et maximales définies dans la norme ISO-5982.

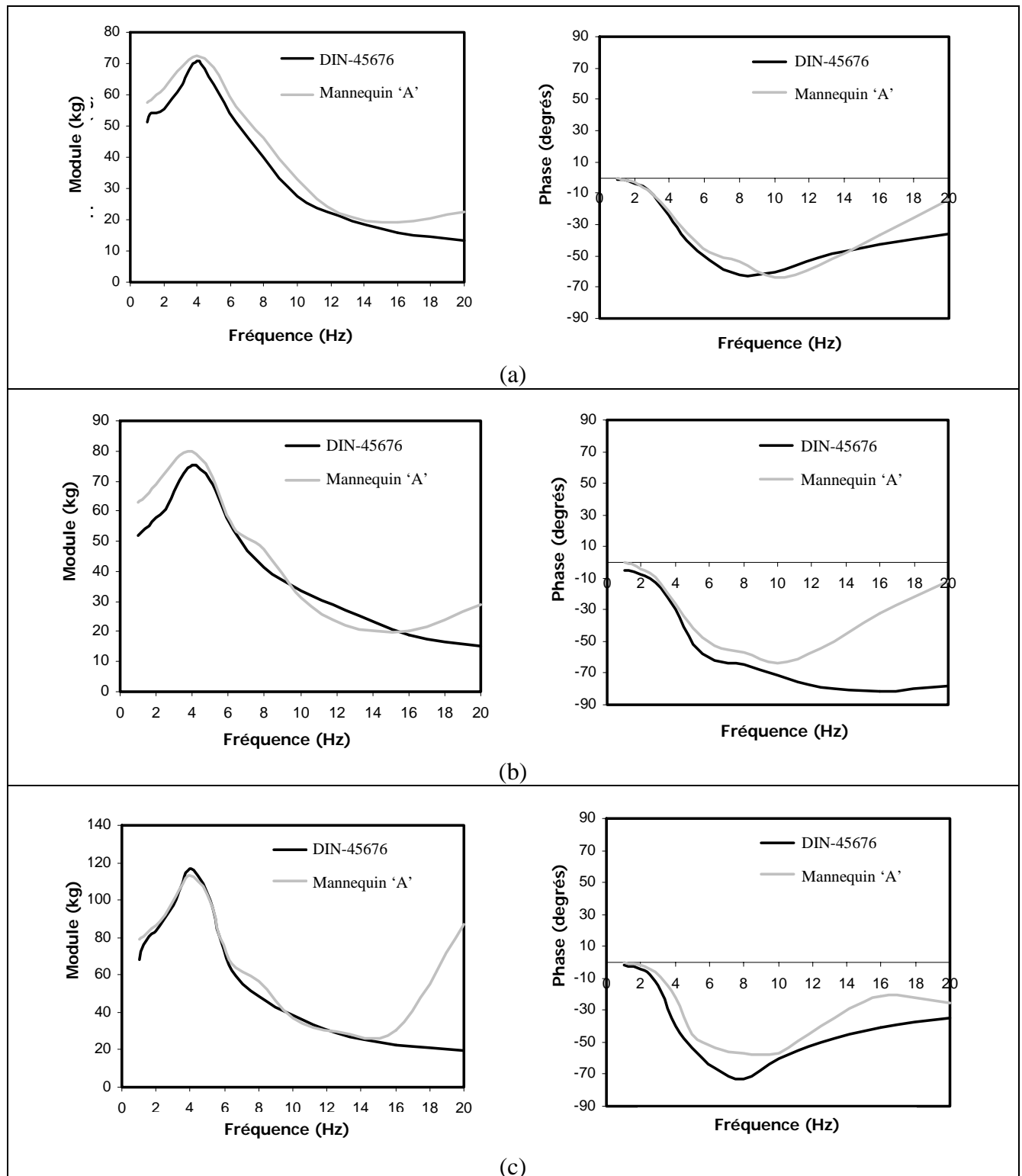


Figure 3.9 : Comparaison des caractéristiques de la masse apparente obtenus pour le mannequin 'A' avec celles suggérées dans la norme DIN-45676 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg.

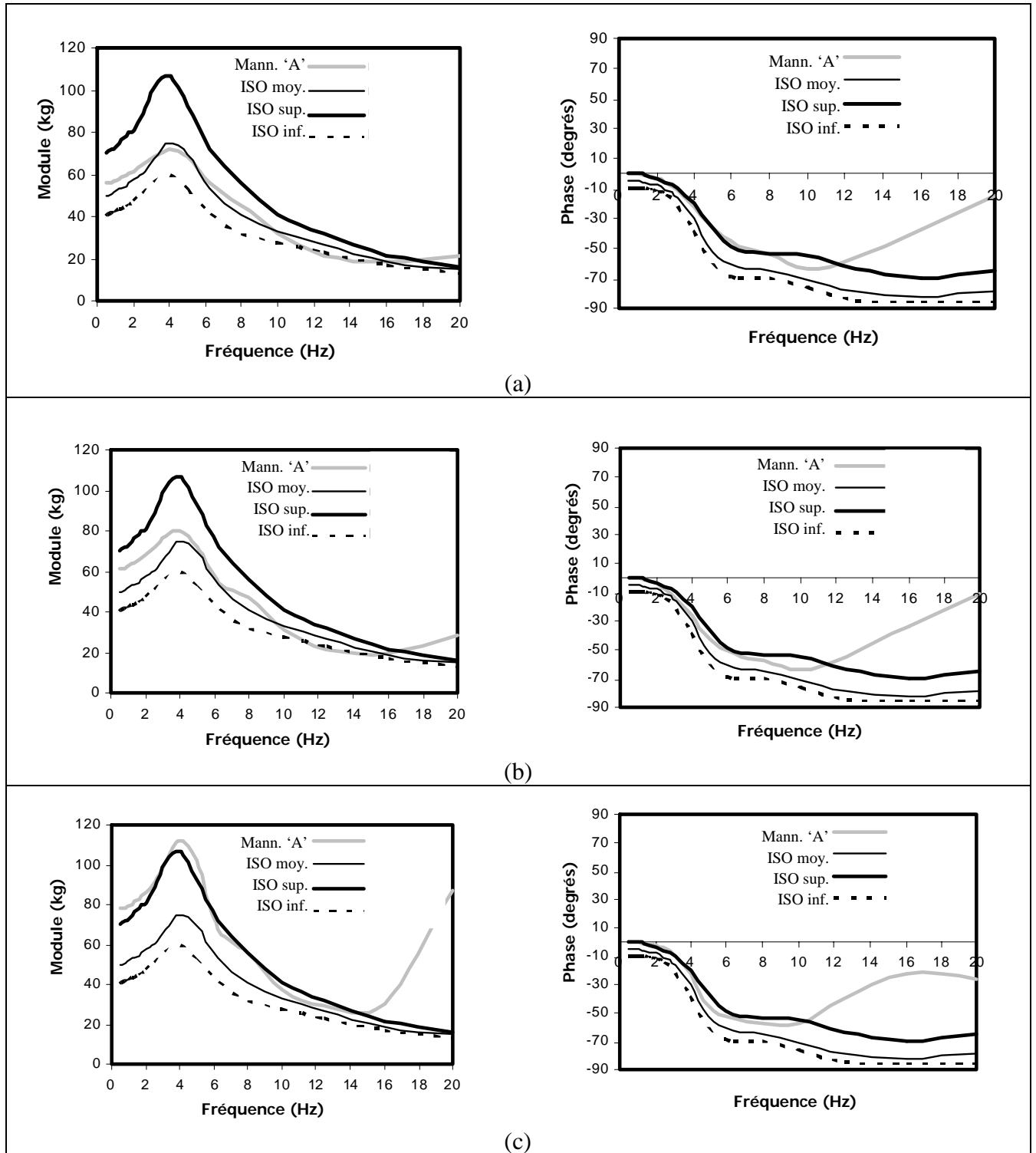


Figure 3.10 : Comparaison des caractéristiques de la masse apparente obtenue pour le mannequin 'A' avec celles suggérées dans la norme ISO-5982 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg;

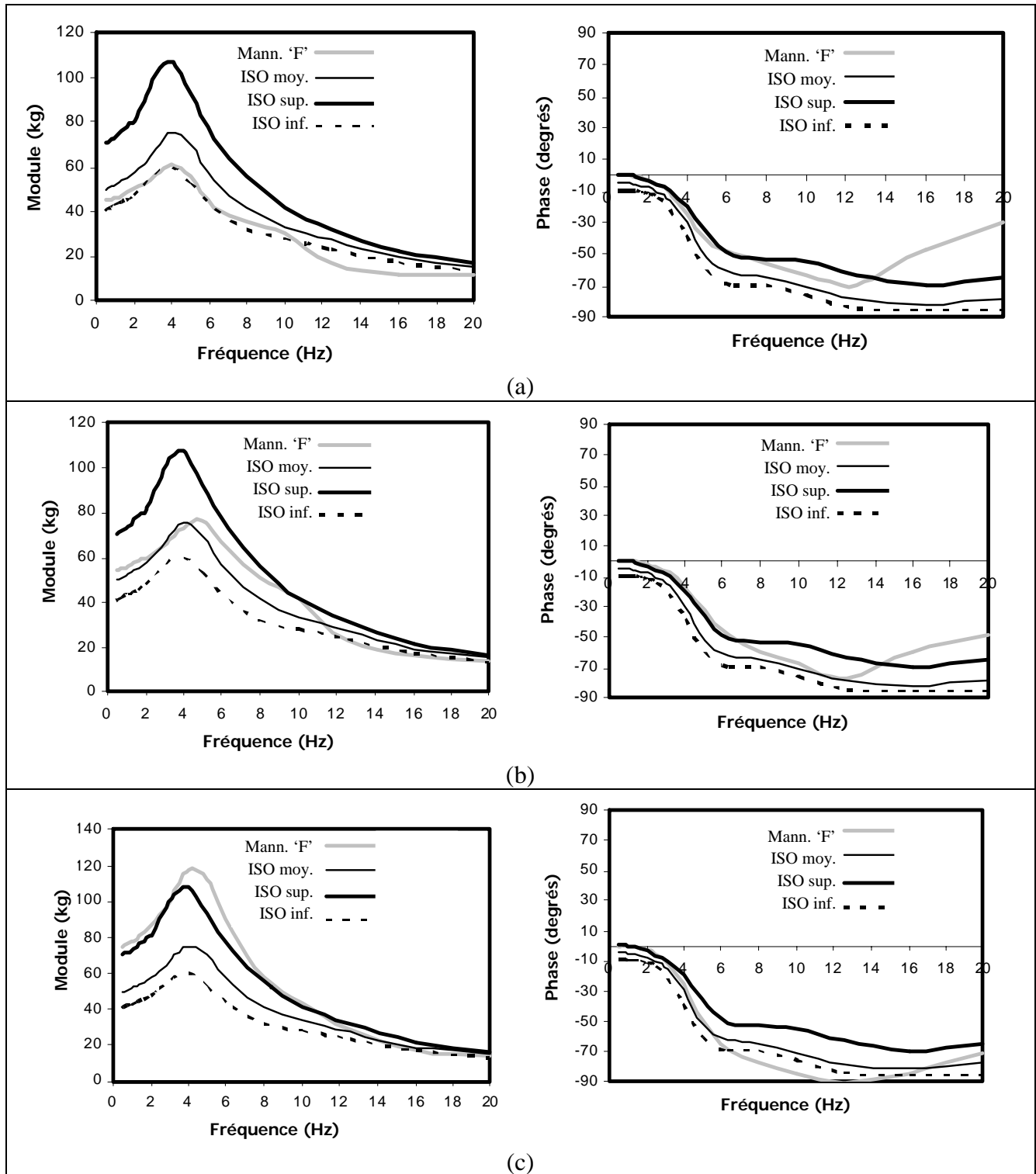


Figure 3.11 : Comparaison des caractéristiques de la masse apparente obtenue pour le mannequin 'F' avec celles suggérées dans la norme ISO-5982 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg;

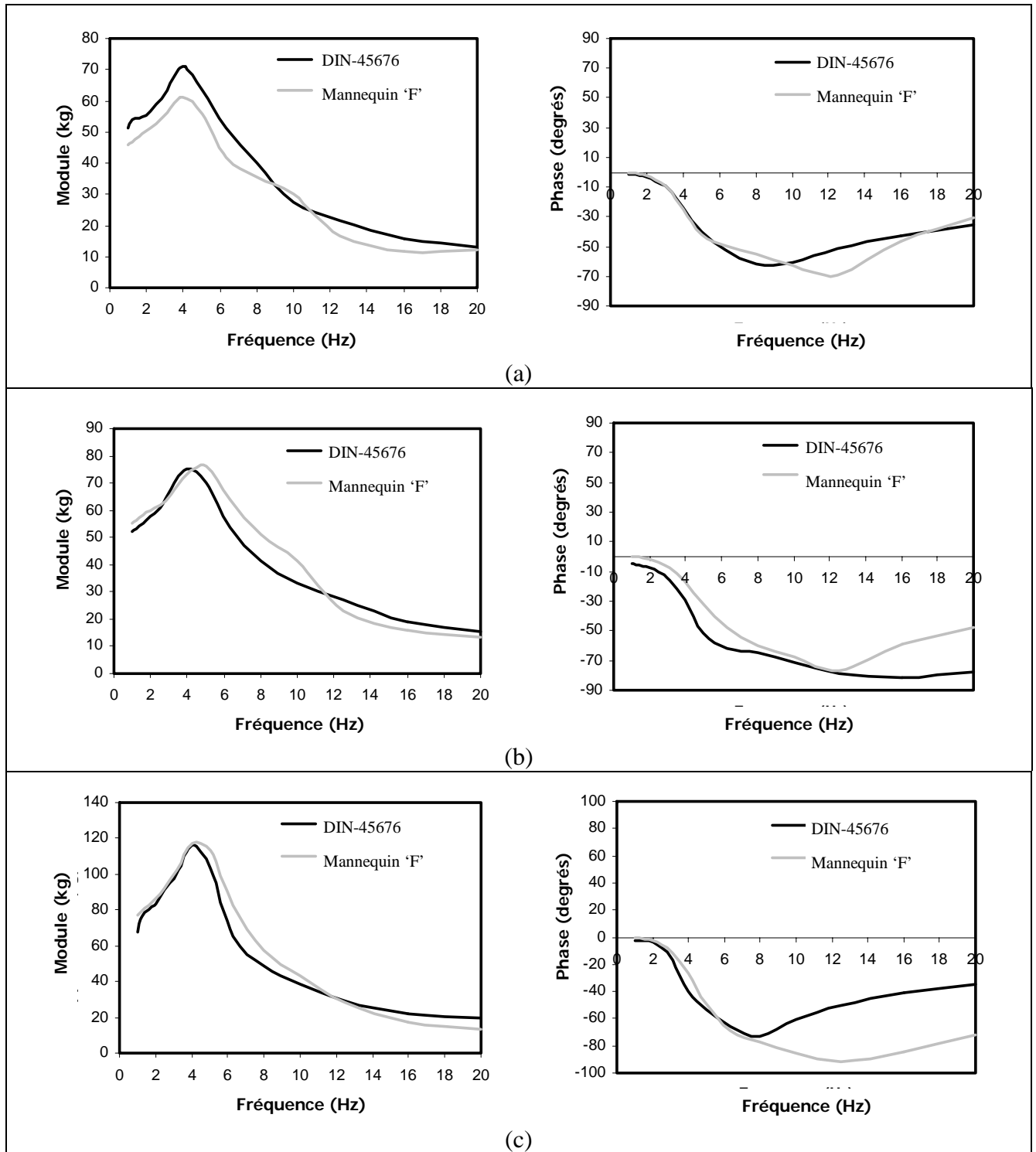


Figure 3.12 : Comparaison des caractéristiques de la masse apparente obtenue pour le mannequin 'F' avec celles suggérées dans la norme DIN-45676 : (a) 55 kg; (b) 75 kg; (c) 98 kg;

4. ÉVALUATION DE LA PERFORMANCE DES MANNEQUINS SUR LES SIÈGES

4.1 Introduction

Cette partie du rapport porte sur l'évaluation de la performance des mannequins pour simuler le comportement dynamique du corps humain assis sur un siège à suspension. Pour ce faire, cinq sièges ont été retenus et testés. Une description de ceux-ci et de leurs caractéristiques principales est d'abord donnée. La méthodologie pour déterminer les réponses dynamiques des sièges avec sujets, mannequins et masses inertes est ensuite développée. L'appréciation de la performance des mannequins est ensuite réalisée en comparant les caractéristiques de transmissibilité mesurées pour des sièges avec celles obtenues en utilisant des sujets humains.

4.2 Description des sièges utilisés

Dans le but de faire l'évaluation des mannequins quant à leur capacité à prédire le comportement de sujets humains pour une variété appréciable de sièges, cinq sièges à suspension différents furent sélectionnés pour l'étude. Les sièges furent choisis de telle sorte que l'on y retrouve soit des suspensions mécaniques ou pneumatiques et que ces sièges soient typiques de sièges que l'on retrouve dans plusieurs types de véhicules (hors-routes et industriels).

Les caractéristiques principales de ces sièges sont présentées brièvement comme suit :

1) Siège A

Ce siège est muni d'une suspension pneumatique et d'un mécanisme à croisillons auquel est fixé un amortisseur hydraulique incliné. Une valve de contrôle permet au sujet d'ajuster la hauteur de l'assise. Le siège est aussi muni d'ajustements permettant d'incliner le dossier et les appuis-coudes. Le système de suspension permet d'avoir une course totale de 162 mm entre les butées. Ce type de siège est conçu et conseillé pour utilisation dans des camions de transport autoroutiers.

2) Siège B

Ce siège est muni d'une suspension mécanique située à l'arrière de la sellerie. L'assise du siège est monté sur un rail de guidage vertical comportant un ressort hélicoïdal et un amortisseur hydraulique. La course maximale du siège est de 68 mm et est limitée par des butées de caoutchouc aux extrémités inférieures et supérieures. Un système manuel de compensation de la masse du sujet est compris qui modifie la pré-tension des ressorts selon la charge sur le siège. Le siège dispose aussi d'ajustements pour régler la position longitudinale (avant/arrière) du siège de même que l'angle des appuis-coudes. Ce siège est généralement recommandé pour l'utilisation dans des véhicules hors-routes comme les tracteurs agricoles ou les véhicules forestiers.

3) Siège C

Tout comme pour le siège A, ce siège est muni d'une suspension pneumatique et d'un mécanisme de guidage à croisillons auquel est fixé un amortisseur hydraulique incliné. La suspension pneumatique est toutefois alimentée par un compresseur, opérant à 12 Volts, permettant de modifier la quantité d'air requise pour obtenir la hauteur désirée. L'ajustement de la position mi-course se fait de façon automatique peu importe le poids du sujet. Le siège est aussi muni d'un dossier et d'appuis-coudes ajustables, de même qu'un réglage pour ajuster la position longitudinale. La course totale du siège entre les butées est de 160 mm. Ce siège est conseillé pour utilisation dans des véhicules de terrassement ou des camions de transport autoroutiers.

4) Siège D

Ce siège utilise une suspension mécanique située à l'arrière. Il s'agit d'un siège à profil bas muni d'un ressort et d'un amortisseur hydraulique installés le long d'un axe horizontal. Cependant, l'inclinaison du ressort et de l'amortisseur varie selon la pré-tension du ressort qui est réglée selon la masse sur le siège. Le déplacement vertical est guidé par un mécanisme à croisillons. Des ajustements pour la position longitudinale du coussin de même que pour le siège au complet sont aussi disponibles. La course totale du siège entre les butées est de 49 mm. Ce type de siège est recommandé pour utilisation dans les chariots élévateurs.

5) Siège E

Ce siège est muni d'une suspension pneumatique et d'un système de guidage à croisillons auquel est fixé un amortisseur hydraulique incliné. Un ressort hélicoïdal est installé horizontalement et l'ajustement en fonction du poids du sujet peut être effectué manuellement. La course entre les butées est de 50 mm. Ce type de siège est généralement utilisé dans des véhicules tels que les chariots élévateurs. Exceptionnellement, ce siège a été inclus dans cette étude pour comparer ses caractéristiques de transmissibilité vibratoire mesurées avec les mannequins avec celles mesurées dans une étude précédente [25] en utilisant des sujets dont la masse était de 75 kg.

La figure 4.1 présente une vue de côté des cinq sièges retenus (ainsi que leur fréquence naturelle) tandis que le tableau 4-1 présente un sommaire des caractéristiques des sièges sélectionnés, incluant leur fréquence naturelle estimée de même que la classe spectrale utilisée pour faire leur évaluation.

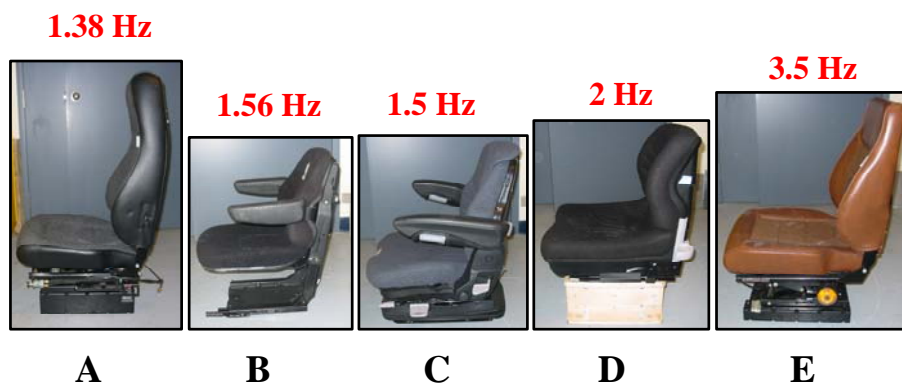


Figure 4.1 : Vue de côté des cinq sièges utilisés.

Tableau 4-1 : Caractéristiques des sièges sélectionnés

Siège	Suspension	Utilisation typique	Fréquence Naturelle Estimée (Hz)	Classe Spectrale des vibrations	Réglage en hauteur	Plage d'ajustement de la masse (kg)	Course totale (mm)
A	Pneumatique	Camions autoroutiers	1.38	Class II	Pneumatique	†	162
B	Mécanique	Tracteurs agricoles	1.56	AG2	Manuel	50-130	68
C	Pneumatique	Machineries de construction	1.5	EM4	Automatique	†	160
D	Mécanique	Chariots élévateurs	2	IT1	Manuel	50-130	49
E	Mécanique	Chariots élévateurs	3.5	FL Spectra	Manuel	50-130	50

(† : donnée non spécifiée)

4.3 Déroulement des essais expérimentaux

Les deux mannequins anthropodynamiques ont été évalués sur les sièges décrits précédemment en utilisant différentes excitations vibratoires. Trois types d'excitations vibratoires ont été retenues :

- 1) Balayage sinusoïdal dans la plage des fréquence entre 0,5 et 10 Hz afin d'identifier la fréquence de résonance des sièges;
- 2) Bruit blanc à bande large pour déterminer les caractéristiques de transmissibilité vibratoire des sièges;
- 3) Excitations vibratoires aléatoires définies par classes spectrales s'appliquant aux catégories de véhicules dans lesquels les sièges sont destinés (voir tableau 4-1).

Les essais avec chacun des sièges ont été réalisés en laboratoire sur un simulateur de vibrations globales du corps. Pour chaque essai, les sièges ont été ajustés à mi-course (le siège C possédant un mécanisme d'ajustement automatique à mi-course). Afin de bien dégager tous les organes mobiles du système, chaque siège a d'abord été soumis à un rodage de 15 minutes avant toutes prises de mesures en utilisant une masse inerte de 75 kg (sac rempli de billes de plomb). Une excitation vibratoire sinusoïdale a d'abord été utilisée dont la fréquence se situait à proximité de la fréquence naturelle anticipée. L'amplitude de cette excitation a été choisie pour assurer que le déplacement du siège atteigne au moins 75% de la course totale entre les butées.

Pour réaliser chaque essai, le siège a été instrumenté pour permettre de mesurer l'accélération à la base en utilisant un accéléromètre uniaxial (B&K 4381) et sur le siège avec un accéléromètre de siège (B&K 4322) placé à l'interface avec les sujets ou masses inertes. Cependant, des tests préliminaires ont montré qu'en raison de la présence d'une plaque rigide à l'interface avec le

siège pour les mannequins, il fallait utiliser un accéléromètre uniaxial (B&K 4381) sur cette plaque pour obtenir la réponse du siège dans ces conditions.

4.3.1 Identification de la fréquence de résonance des sièges

Pour déterminer la fréquence de résonance des sièges, une approche similaire à celle proposée dans la norme ISO 7096 [22] a été utilisée. Celle-ci requiert que ce siège soit d'abord chargé avec une masse inerte (sac rempli de billes de plomb) de 75 kg et ajusté à mi-course. Une excitation sous forme de balayage sinusoïdal allant de 0,5 Hz à 10 Hz est ensuite appliquée à la base du siège avec un taux de balayage de 1 octave/minute. Cette excitation procurait un déplacement de 12,7 mm entre 0,5 Hz et 2 Hz et une accélération constante de 2 m/s^2 à des fréquences supérieures à 2 Hz.

Les signaux d'accélération à la base et sur le siège ont été analysés à l'aide d'un système d'acquisition multi-voies (B&K Pulse). Les données ont été traitées pour obtenir la fonction de réponse en fréquence correspondant à la transmissibilité $H_A(\omega)$ des sièges, définie par :

$$H_A(\omega) = \frac{S_{\ddot{x}_2\ddot{x}_1}}{S_{\ddot{x}_1}} \quad (4)$$

où $S_{\ddot{x}_2\ddot{x}_1}$ est la densité spectrale croisée entre la réponse en accélération mesurée au siège (\ddot{x}_2) et celle mesurée à la base (\ddot{x}_1) et $S_{\ddot{x}_1}$ est la densité spectrale de l'accélération à la base.

La figure 4.2 présente les courbes de transmissibilité mesurées pour les cinq sièges étudiés. Pour chaque siège, la fréquence de résonance correspond à la fréquence pour laquelle la transmissibilité est maximale. Ainsi la fréquence de résonance respective pour les sièges A,B,C,D et E est de 1,38 Hz, 1,56 Hz, 1,5 Hz, 2 Hz et 3,5 Hz. Ces valeurs sont rapportées dans le tableau 4-1.

Les résultats présentés dans la figure 4.2 démontrent que : 1) les sièges D et E ont une fréquence de résonance supérieure à celle des autres sièges ; 2) les sièges B et D offrent une moins grande atténuation que les autres sièges à des fréquences supérieures à 3 Hz. Ces sièges ont leur suspension placée à l'arrière du siège et offrent une résistance plus grande aux déplacements (« lock-up ») à basses fréquences.

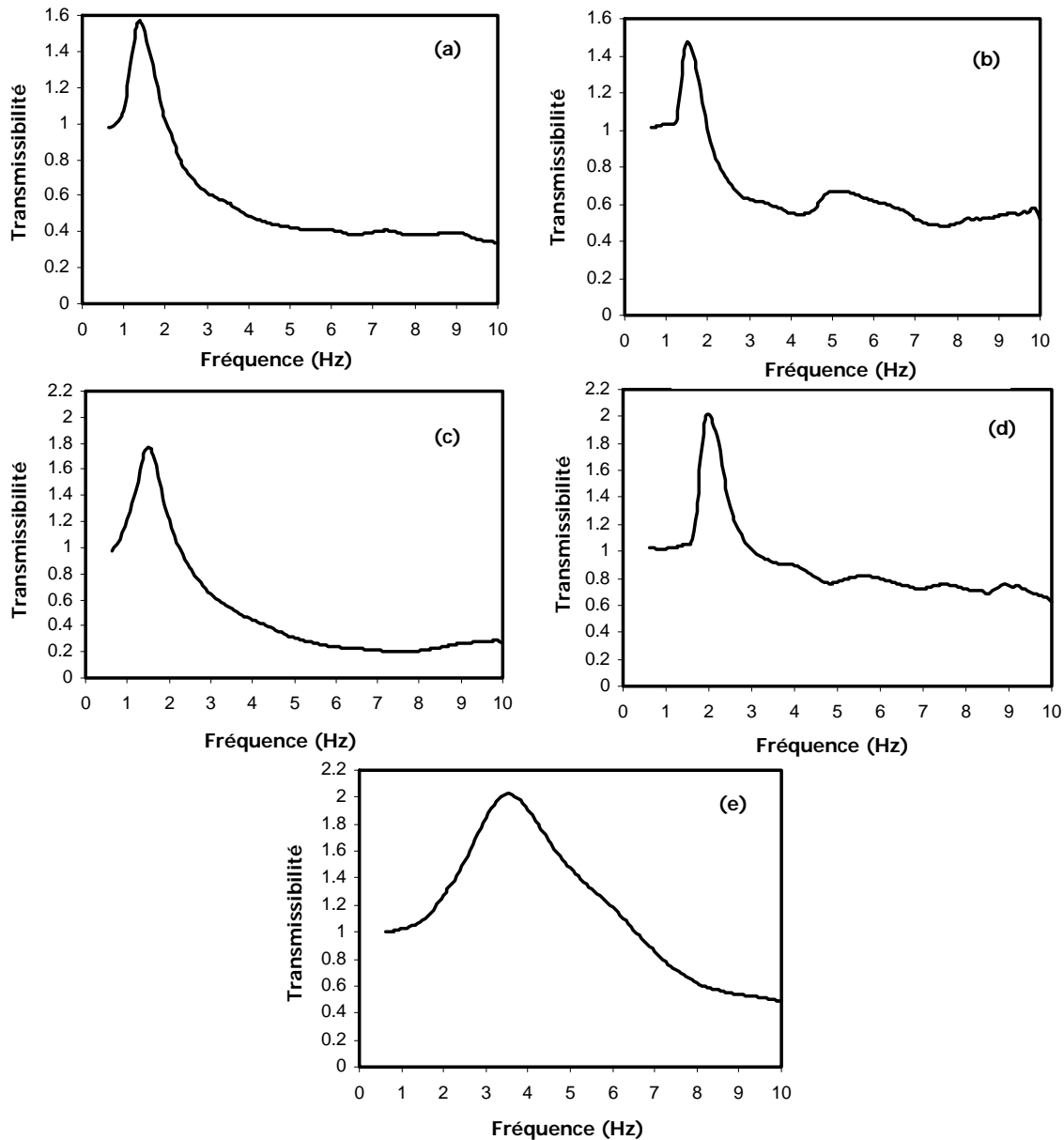


Figure 4.2 : Courbes de transmissibilité des sièges munis d'une masse inerte de 75 kg : (a) Siège A; (b) Siège B; (c) Siège C; (d) Siège D; (e) Siège E.

4.3.2 Méthode d'essai des sièges avec des sujets humains

Trois groupes de trois sujets ont participé à l'étude, pour un total de neuf sujets. Chacun des sujets a reçu un protocole détaillé expliquant les essais et le protocole a été préalablement autorisé par le comité d'éthique de la recherche de l'Université Concordia. Les participants ont été choisis pour que leur masse corporelle corresponde, à plus ou moins 5 kg, à une des trois

masses considérées dans l'étude (55, 75 et 98 kg). Le tableau 4-2 donne un résumé des masses corporelles des sujets qui ont participé aux tests.

Tableau 4-2 : Sommaire des masses corporelles des sujets participants.

Groupe de masse corporelle	Nombre de participants	Masse (kg)			Âge moyen (année)
		Minimum	Moyenne	Maximum	
55 kg	3	53	57.5	60	35
75 kg	3	71	75	80	26
98 kg	3	93	93.6	94	29

Pour chaque sujet prenant place sur un siège, celui-ci a été ajusté à mi-course. Les sujets devaient adopter une posture droite et stable (mains sur les genoux) tout en appuyant le dos sur le dossier. Les essais ont ainsi été effectués avec les neuf sujets pour tous les sièges à l'exception du siège E pour lequel les résultats proviennent d'une étude antérieure [25].

Les essais se sont déroulés en deux séances : 1) la première impliquait l'utilisation d'excitations de type bruit blanc afin d'obtenir les caractéristiques de réponse en fréquence des sièges; 2) la seconde mettait en cause les excitations représentatives des différents types de véhicules (voir tableau 4-1 pour les classes spectrales correspondant à chaque siège).

Pour l'excitation de type bruit blanc, quatre sièges (A,B,C et D) ont été testés sous deux niveaux d'excitations, chaque essai étant répété trois fois pour un total de 16 essais/sujet ($4 \times 2 \times 3$). Chacun de ces essais avait une durée de 90 sec.

Pour les excitations correspondant aux classes spectrales, quatre sièges (A,B,C et D) ont été testés et chaque test a été répété trois fois, pour un total de 12 essais/sujet. La durée de chacun de ces essais a été de 180 sec.

4.3.3 Méthode d'essai des sièges avec les mannequins et les masses inertes

Les essais décrits dans la section précédente ont été répétés avec les deux mannequins anthropodynamiques et des masses inertes correspondantes. Les masses inertes utilisées (sacs de billes de plomb) avaient des valeurs correspondant à celle des mannequins pour chaque configuration (55, 75 et 98 kg), lesquelles ont déjà été données dans les au tableau 3-1 et tableau 3-2. Ainsi 6 valeurs de masses inertes ont été sélectionnées. Avec chacune d'elles, les essais des sièges ont été répétés trois fois (pour chaque excitation). Les mannequins ont aussi été configurés pour simuler les trois masses (55, 75 et 98 kg) en suivant les directives associées à chacune d'elle. Chaque essai a été répété trois fois sous chacune des excitations. La figure 4.3 illustre l'installation des mannequins sur le siège C.



(a)



(b)

Figure 4.3 : Représentation des mannequins le siège C

Un sommaire des différents essais qui ont été réalisés avec les cinq sièges est présenté dans le tableau 4-3 identifiant aussi les excitations associées. Les détails concernant les excitations utilisées (bruit blanc et classes spectrales) apparaissent dans la section suivante.

Tableau 4-3 : Caractéristiques des configurations et essais réalisés avec chaque siège

Siège	Excitations	Mannequins (‘A’ et ‘F’)	Masses inertes	Sujets humains
A	Bruit blanc : 1,0 et 1,5 m/s ² Classe spectrale : Class II	55, 75 et 98 kg	‘A’ → 56,61,78 kg	55, 75 et 98 kg
			‘F’ → 45, 54,5, 75 kg	
B	Bruit blanc : 1,0 et 1,5 m/s ² Classe spectrale : AG2	55, 75 et 98 kg	‘A’ → 56,61,78 kg	55, 75 et 98 kg
			‘F’ → 45, 54,5, 75 kg	
C	Bruit blanc : 1,0 et 1,5 m/s ² Classe spectrale : EM4	55, 75 et 98 kg	‘A’ → 56,61,78 kg	55, 75 et 98 kg
			‘F’ → 45, 54,5, 75 kg	
D	Bruit blanc : 1,0 et 1,5 m/s ² Classe spectrale : IT1	55, 75 et 98 kg	‘A’ → 56,61,78 kg	55, 75 et 98 kg
			‘F’ → 45, 54,5, 75 kg	
E	Bruit blanc : 2,0 et 2,5 m/s ² Classe spectrale : Spectre FL	75 kg	‘A’ → 61 kg	75 kg†
			‘F’ → 54,5 kg	

(† : résultats provenant d’une étude antérieure [25])

4.3.4 Excitations vibratoires

Comme mentionné précédemment, deux types d’excitation ont été utilisées pour comparer le comportement des sièges avec les mannequins à celui avec les sujets humains et des masses inertes. Un bruit blanc dont l’accélération était constante entre 0,5 à 20 Hz a d’abord été utilisé pour obtenir les caractéristiques de réponse en fréquence des sièges. Une telle excitation permet notamment d’identifier les fréquences de résonances, les pics de transmissibilité et les propriétés d’atténuation des vibrations pour les différents sièges et pour différentes amplitudes de vibrations. Les valeurs efficaces des accélérations des excitations de type bruit blanc sont indiquées dans tableau 4-3.

Pour évaluer les performances des mannequins anthropodynamiques pour simuler le comportement de sujets humains, les sièges ont été évalués en utilisant des excitations représentatives de celles des véhicules dans lesquels les sièges sont destinés. Ces excitations sont définies par des spectres de densité spectrale de puissance (DSP) de l’accélération au niveau de la plate-forme telles que données dans des normes ou document de références ([21]-[25]). Les détails relatifs à la définition de ces spectres représentés graphiquement à la figure 4.4 apparaissent à l’annexe A.

Le niveau d’accélération efficace a_1^{eff} au niveau de la plate-forme (base du siège) pour une excitation utilisant une classe spectrale donnée est calculée par :

$$a_1^{eff} = \sqrt{\int_{f_1}^{f_2} df S_{\ddot{x}_i}(f)} \tag{5}$$

où f_1 et f_2 sont les limites inférieures et supérieures de la plage de fréquence d'intérêt.






De la même façon, un niveau d'accélération efficace pondéré a_{1w}^{eff} peut être défini (selon ISO 2631-1 [26] ou Griffin[27]) par :

$$a_{1w}^{eff} = \sqrt{\int_{f_1}^{f_2} df |H_w(f)|^2 S_{\ddot{x}_i}(f)} \tag{6}$$

où $H_w(f)$ est la fonction de pondération fréquentielle.

Le tableau 4-4 donne les valeurs d'accélération efficace pondérée et non pondérée associées aux classes spectrales. Notons que les fréquences f_1 et f_2 définissent la gamme de fréquence proposée dans les normes pour le calcul des valeurs d'accélération efficaces. Il est toutefois nécessaire de mentionner que les mesures d'accélération ont été effectuées sur une gamme de fréquence plus étendue soit de 0 à 20 Hz.

Tableau 4-4 : Valeurs d'accélération efficace et de fréquences limites pour les classes spectrales des véhicules retenus.

Classe spectrale	Siège	Types de véhicules	f_1 et f_2 (Hz)	a_1^{eff} (m/s ²)	a_{1w}^{eff} (m/s ²)
Class II	A		$f_1= 1$ $f_2= 4$	1.23	0.95
AG2	B		2.35 Hz (fréquence centrale)	1.94	1.5
EM4	C		$f_1= 0.89$ $f_2= 11.22$	0.96	0.75
IT1	D		$f_1= 0.89$ $f_2= 17.78$	1.58	1.59
Spectre FL	E		$f_1= 0.63$ $f_2= 25.00$	1.35	-

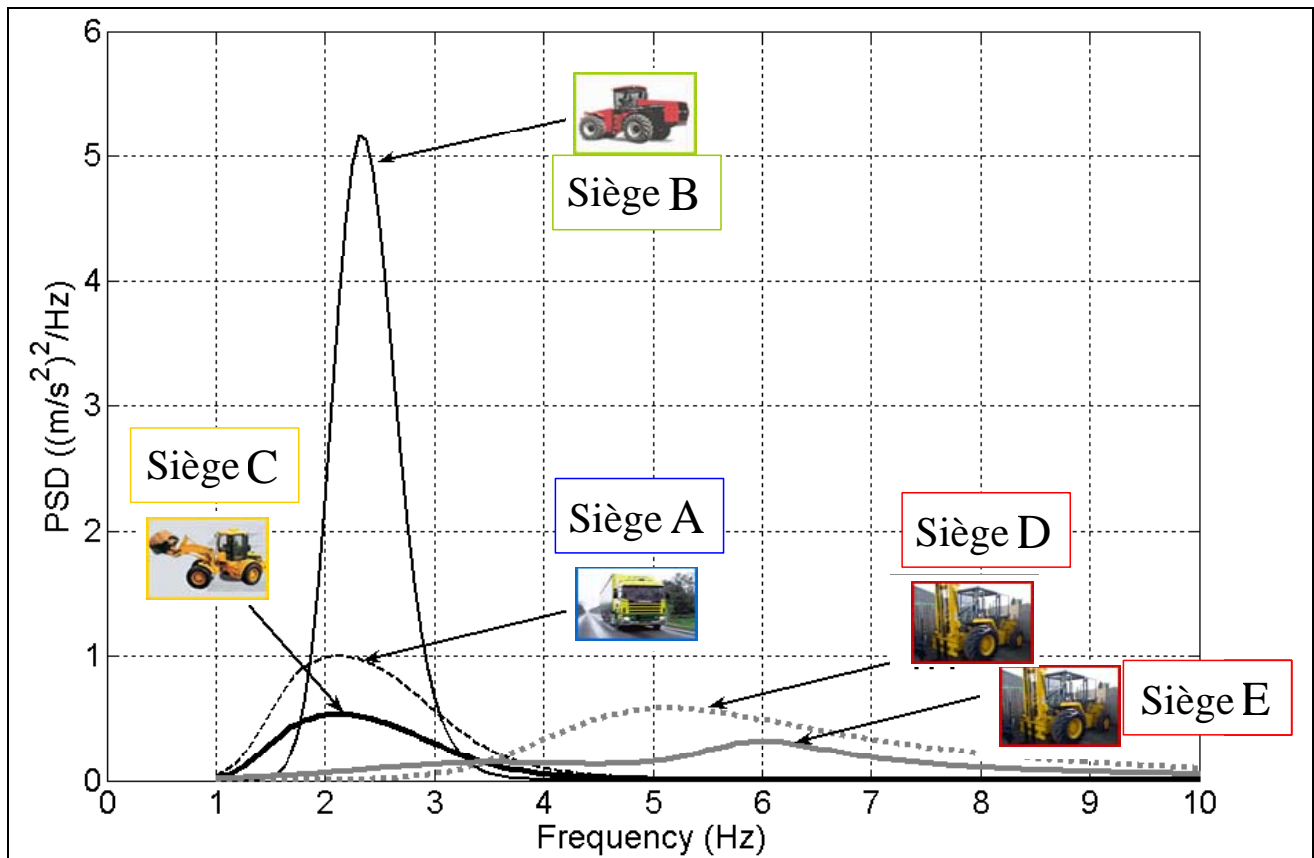


Figure 4.4 : Densité spectrale de puissance (DSP) des accélérations associée aux classes spectrales : (a) Transport routier Classe II; (b) Tracteur agricole AG2; (c) Tout-terrain EM4; (d) Chariot élévateur IT1; (e) Chariot élévateur FL.

4.3.5 Traitement des données

La moyenne des courbes de transmissibilité mesurées avec les sujets selon l'équation (4) a été établie pour chaque groupe de masse corporelle (moyenne de 9 courbes : 3 sujets \times 3 répétitions). Pour les essais réalisés avec les mannequins et des masses inertes, les courbes de transmissibilité moyennes ont été établies sur la base des données obtenues aux trois répétitions.

Dans le cas des excitations associées aux classes spectrales des différents véhicules, les données, spectres d'accélération, ont été analysées en bandes de tiers-d'octave. Ces spectres ont ensuite été utilisés pour calculer les facteurs SEAT (« Seat Effective Amplitude Transmissibility ») pour chaque siège. Les valeurs de SEAT, sont couramment utilisées pour caractériser l'efficacité des sièges à réduire les vibrations et représente le rapport de l'accélération efficace pondérée mesurée sur le siège à celle mesuré plancher. Ainsi, un facteur SEAT supérieur à 1.0 indique que le siège amplifie l'énergie vibratoire globale alors qu'un facteur SEAT inférieur à 1.0 indique une atténuation par le siège.

Le facteur SEAT est calculé ([27]) par :

$$SEAT = \frac{\sqrt{\int_{f_1}^{f_2} df |W_k(f)|^2 S_{\ddot{x}_2}(f)}}{\sqrt{\int_{f_1}^{f_2} df |W_k(f)|^2 S_{\ddot{x}_1}(f)}} \quad (7)$$

où $W_k(f)$ est la fonction de pondération fréquentielle visant à simuler le comportement du corps humain telle que définie dans la norme ISO-2631-1 [26] et où f_1 et f_2 définissent les limites inférieures et supérieures de la plage de fréquences d'intérêt.

Sur la base des spectres en bande de tiers-d'octave, le facteur SEAT peut être calculé en utilisant la relation :

$$SEAT = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N (W_k(f_i) a_2(f_i))^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (W_k(f_i) a_1(f_i))^2}} \quad (8)$$

où $a_2(f_i)$ et $a_1(f_i)$ sont les accélérations efficaces mesurées au siège et au plancher dans la bande de fréquence centrée à f_i , $W_k(f_i)$ est le facteur de pondération à cette fréquence et N est le nombre de bandes de fréquences de tiers-d'octave.

Le facteur SEAT offre l'avantage de réduire l'information à un seul nombre représentatif de l'efficacité d'un siège pour une excitation donnée. Par contre, ce facteur dépend non seulement du siège sous essai mais aussi de l'environnement vibratoire (excitation) auquel le siège est soumis. Ainsi, un siège peut voir son facteur SEAT être faible pour une excitation ou un véhicule donné et être supérieur à 1 pour une autre excitation ou véhicule. De plus, le facteur SEAT dépendra aussi du poids des sujets humains assis sur le siège. Le facteur SEAT donne donc, en fait, une information permettant d'estimer si un siège est bien adapté ou non à l'application (véhicule / conducteur / environnement vibratoire) pour lequel il est destiné. Il est donc important de comprendre que le facteur SEAT, mesuré pour une excitation donnée, ne représente pas un indicateur absolu garantissant la performance d'un siège pour tout type de véhicules.

4.4 Résultats expérimentaux

4.4.1 Caractéristiques de transmissibilité des sièges avec les mannequins (bruit blanc)

Les résultats des essais des sièges A,B,C et D réalisés avec les mannequins 'A' et 'F' pour différentes valeurs de masse et d'intensité vibratoire apparaissent à l'annexe B aux figures B.1 à B.8. L'influence de la masse est mise en évidence dans les figures B.1 à B.4, tandis que les figures B.5 à B.8 démontrent l'influence de l'intensité vibratoire.

Globalement, les constats suivants peuvent être faits :

- Les mannequins pour lesquels la masse est fixée à 55 et 75 kg mènent à des résultats similaires. Une différence plus importante est observée lorsque la masse est fixée à 98 kg alors que les mannequins présentent une masse statique beaucoup plus considérable.
- Plus la masse des mannequins est élevée, plus la fréquence naturelle des sièges apparaît à basse fréquence et plus la transmissibilité à cette fréquence est élevée (exception faite du siège B).
- Les sièges B et D ont des caractéristiques de transmissibilité nettement différentes de celles des sièges A et C, et ce avec les deux mannequins.
- Pour des fréquences plus élevées que la fréquence de résonance, l'amplitude de la transmissibilité diminue avec l'augmentation de la masse corporelle et ce, pour les quatre sièges et indépendamment du niveau d'excitation.
- Le niveau de l'excitation vibratoire affecte les caractéristiques de transmissibilité vibratoire de façon plus évidente pour les sièges B et D et possiblement davantage lorsque le mannequin 'F' est utilisé. Plus spécifiquement :
 - Dans le cas du mannequin 'F', des effets de grippage (« lock-up ») fréquents qui ont été observés pour de plus faibles amplitudes vibratoires.
 - Les sièges B et D ont tous les deux la particularité d'avoir une suspension mécanique située à l'arrière du siège et pouvaient aussi montrer des signes de grippage pour de faibles amplitudes vibratoires.
- Le mannequin 'F' a tendance à mener à une transmissibilité plus importante à la fréquence de résonance que le mannequin 'A'.

4.4.2 Caractéristiques de transmissibilité des sièges avec sujets humains et masses rigides : comparaison avec les mannequins (bruit blanc)

Les figures C.1 à C.5 de l'annexe C présentent les courbes de transmissibilité mesurées pour les sièges A,B,C,D et E avec les mannequins, les masses inertes et les sujets humains lorsque l'excitation est de type bruit blanc. Pour le siège E, seuls des résultats pour le groupe de masse corporelle de 75 kg sont présentés puisque les données pour les sujets humains proviennent d'une étude antérieure qui se limitait à cette masse.

Globalement, les constats suivants ressortent des résultats présentés dans les figures C.1 à C.5 :

- Pour les sièges de A à D, la distinction entre les caractéristiques de transmissibilité des sièges mesurées avec les mannequins et les masses inertes est difficile à établir par rapport à celles engendrées par les sujets humains. Dans certains cas, les masses inertes

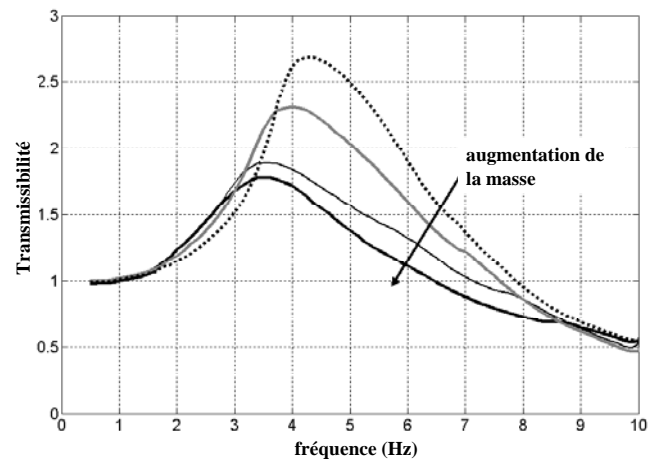
donnent de meilleurs résultats tandis que dans d'autres, les mannequins semblent mieux performer.

- Pour les sièges A à D, la fréquence à laquelle la transmissibilité est maximale est généralement identique peu importe si des mannequins, masses inertes ou sujets sont utilisés. Cependant, la valeur maximale de la transmissibilité peut varier beaucoup.
- Le siège E présente réellement des caractéristiques et des tendances différentes de celles des autres sièges. Il s'agit d'un siège dont la fréquence naturelle est beaucoup plus élevée et des différences importantes sont notées selon que la charge soit une masse inerte, un mannequin ou un sujet. Cependant, une meilleure corrélation existe entre les résultats issus de l'utilisation des mannequins et des sujets humains, bien que des différences importantes soient notées. On pourrait donc s'attendre à ce que l'utilisation de masses inertes ne permette pas de simuler convenablement le comportement humain dynamique lorsque la fréquence augmente. C'est bien ce qu'on observe dans le cas du siège E où les mannequins anthropodynamiques montrent une bien meilleure corrélation avec les résultats obtenus avec les sujets humains qu'avec des masses inertes. Non seulement l'amplitude de la réponse est mieux représentée mais la position en fréquence du maximum de transmissibilité est nettement mieux obtenue. Toutefois, la réponse obtenue avec les mannequins diffère quand même significativement des résultats avec sujets humains.

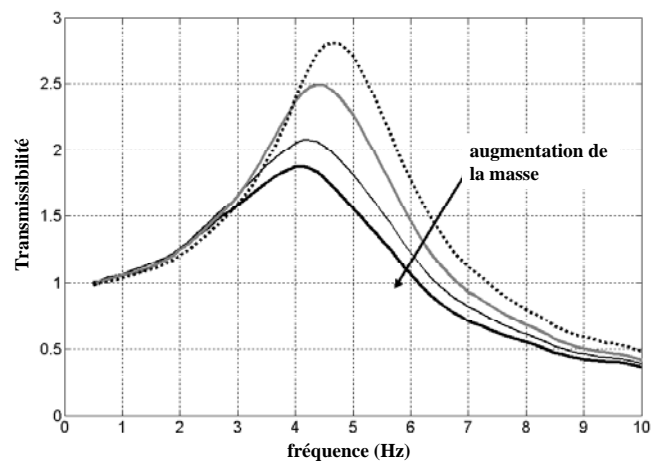
Les résultats de transmissibilité pour le siège E présenté à la figure C.5 peuvent sembler en contradiction avec les résultats de transmissibilité présenté à la figure 4.2 (résultats obtenus à l'aide d'une excitation du type « balayage sinusoïdal »). En effet, la figure 4.2 suggère une fréquence de résonance autour de 3.5 Hz, tel que rapportée au tableau 4-1, tandis que la figure C.5 suggère plutôt une résonance entre 4.5 et 5 Hz. Il importe de noter qu'une masse inerte de 75 kg a été utilisée pour obtenir les résultats illustrés à la figure 4.2 (« balayage sinusoïdal ») comparativement à 54.5 et 61 kg pour les résultats issus de l'excitation de type « bruit blanc » illustrés à la figure C.5 (masses correspondant aux masses statiques des deux mannequins). Cet écart dans les masses statiques est possiblement un des facteurs expliquant la différence observée entre les valeurs de fréquence de résonance. La différence dans les fréquences de résonance peut plus particulièrement s'expliquer en examinant les résultats présentés à la figure 4.5. Cette figure présente les caractéristiques de transmissibilité obtenues pour le siège E pour quatre masses inertes (41, 55, 75 et 98 kg) avec deux excitations différentes. La figure 4.5(a) montre les résultats obtenus avec un balayage sinusoïdal tandis que la figure 4.5(b) présente les résultats pour un bruit blanc d'amplitude $a_{rms}=2 \text{ m/s}^2$. On peut premièrement observer une importante dépendance de la transmissibilité en fonction de la masse et ce, pour les deux types d'excitation. Qui plus est, les résonances observées avec l'excitation de type bruit blanc sont plus élevées de 0,5 à 0,8 Hz que dans le cas du balayage sinusoïdal. La forme des courbes de transmissibilité diffère aussi entre les deux types d'excitation, celle obtenue pour le balayage étant plus décentrée vers les basses fréquences. Pour mieux comprendre ces différences entre les deux types d'excitation, on peut examiner la figure 4.6. Cette figure présente les transmissibilités entre plusieurs points mesurées sur le siège E pour l'excitation de type « balayage sinusoïdal ». Des mesures de transmissibilité entre la suspension et la base (H_{21}), le coussin et la base (H_{31}) et le coussin et la suspension (H_{32}) sont montrées. On observe alors une fréquence naturelle pour la suspension (H_{21}) autour de 3-3,5 Hz et entre 4,5 et 5 Hz pour le coussin seulement (H_{32}). Une

inspection visuelle du siège E en opération a permis de constater que la suspension bougeait peu lorsque le siège était soumis au bruit blanc contrairement au cas du balayage sinusoïdal. En effet, le bruit blanc procurait moins d'énergie vibratoire de sorte que la suspension était peu sollicitée, du moins pas suffisamment pour vaincre efficacement la friction. Ainsi, il n'est donc pas surprenant d'observer des fréquences de résonances différentes pour les deux types d'excitation, le système étant principalement gouverné par l'atténuation du coussin dans le cas du bruit blanc et par la suspension dans le cas du balayage sinusoïdal.

Ces derniers résultats viennent suggérer que le siège E étudié était probablement mal conçu compte tenu de la suspension qui n'effectuait pas vraiment son travail d'atténuation tout en se fiant qu'au coussin pour fournir une certaine atténuation. Il importe donc de modérer les conclusions qui pour être faites au sujet de sièges dits « hautes fréquences » (haute fréquence naturelle) puisque le siège E ne correspond pas nécessairement à une bonne représentation de tels sièges. Notons en dernier lieu que l'écart dans les fréquences naturelles pour deux types d'excitation n'a pas été observé pour les sièges A à D. Ainsi, les conclusions tirées pour le siège E ne s'appliquent pas nécessairement pour les sièges A à D.



(a)



(b)

Figure 4.5 : Caractéristiques de transmissibilité pour le siège E pour différentes masses inertes (41, 55, 75 et 98 kg) pour deux types d'excitations : (a) balayage sinusoïdal; (b) bruit blanc ($a_{\text{rms}}=2 \text{ m/s}^2$)

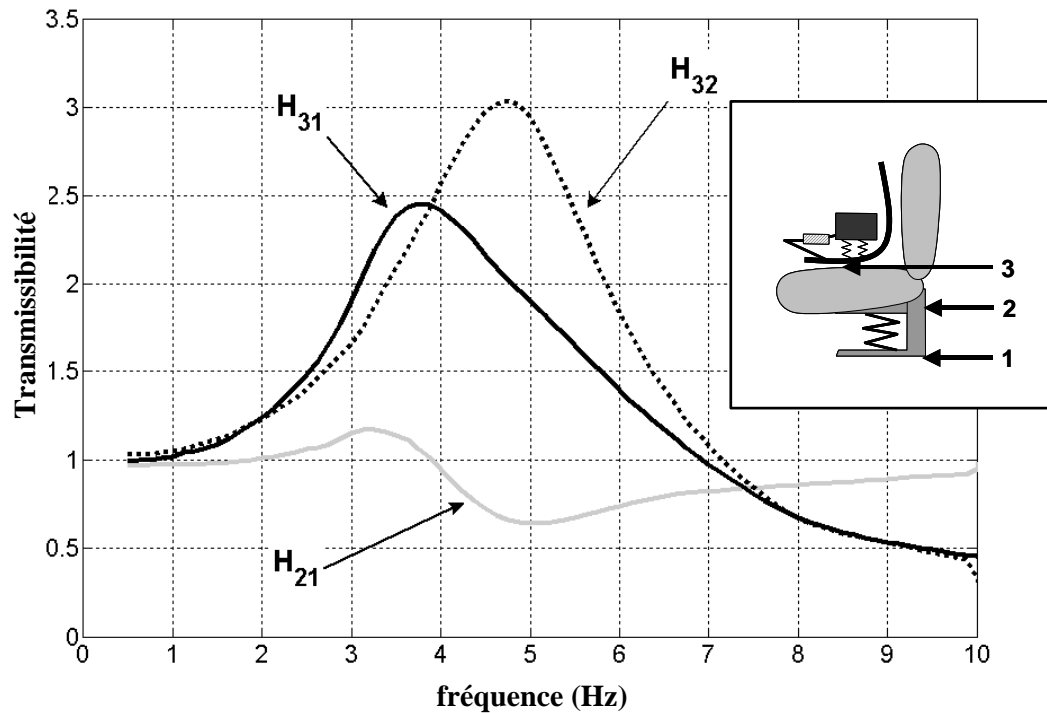


Figure 4.6 : Caractéristiques de transmissibilité pour le siège E prise entre différents points sur le siège E pour l'excitation de type « balayage sinusoïdal » (masse inerte = 75 kg) : H₂₁ (suspension/base); H₃₁ (coussin/base); H₃₂ (coussin/suspension)

4.4.3 Performance d'atténuation des sièges sous les différentes classes spectrales

Pour chacun des sièges soumis à une excitation dont la classe spectrale est associée à la catégorie de véhicule dans laquelle il est destiné, les valeurs de SEAT avec mannequins, masses inertes et sujets humains ont été mesurées. La figure 4.7 présente les valeurs de SEAT obtenues pour les quatre sièges A,B,C,D pour les trois groupes de masse corporelle considérés (55, 75 et 98 kg). La figure 4.8 montrent les valeurs de SEAT mesurées pour le siège E (groupe de 75 kg seulement). L'écart-type sur la moyenne est aussi indiqué pour les résultats obtenus avec les mannequins et les sujets humains.

Les résultats mettent en évidence les constats suivants:

- À l'exception du siège D chargé de masses inertes, une atténuation globale plus importante est obtenue quand la masse corporelle est augmentée (facteur de SEAT plus faible quand la masse augmente) et ce pour tous les sièges (A à D). Cette tendance est généralement bien observée que ce soit avec les mannequins, les masses inertes ou les sujets humains ;

- Le siège D, sous une excitation typique associée aux chariots élévateurs, offre une bien meilleure atténuation que les quatre autres sièges destinés à d'autres types de véhicules. Le facteur de SEAT pour ce siège oscille entre 0,4 et 0,55 pour les trois groupes de masse corporelle tandis que les autres sièges montrent des facteurs de SEAT variant de 0,65 à plus de 1,0. Il est important de noter que bien que le facteur de SEAT soit beaucoup plus faible pour le siège D, cela n'implique pas nécessairement que ce siège soit meilleur que les autres. En fait, telle que mentionné à la section 4.3.5, une telle valeur de SEAT vient seulement indiquer que ce siège est bien adapté (atténue bien les vibrations) pour l'excitation précise à laquelle il a été soumise (excitation typique d'un chariot élévateur dans le cas du siège D). Il serait hasardeux, voire même dangereux, de conclure que ce siège pourrait être utilisé avec succès dans un autre type de véhicule sans faire au préalable des essais additionnels avec d'autres excitations.
- Pour tous les sièges, le facteur SEAT mesuré avec les sujets humains a tendance à être supérieur à celui mesuré avec les mannequins et les masses inertes, à l'exception du siège B pour des masses de 75 et 98 kg et des sièges C et D pour 98 kg ;
- Pour les sièges A à D, les deux mannequins pour des masses de 55 et 75 kg sous-estiment le facteur SEAT mesuré avec les sujets, l'écart étant généralement plus grand avec le mannequin 'A'. Des écarts de l'ordre de 20 %, pouvant aller jusqu'à 30 %, sont obtenus avec la mannequin 'A' tandis que des écarts de l'ordre de 10 % sont obtenus avec le mannequin 'F'. Dans ces cas, certaines des masses inertes ont tendance à produire des résultats en meilleur accord que ceux obtenus avec les mannequins ;
- Pour la masse de 98 kg, les tendances observées sont moins claires. Une corrélation plus importante avec les sujets humains est tantôt observée avec l'un ou l'autre des mannequins ou avec les masses rigides ;
- Seul le cas du siège E permet d'observer une bien meilleure concordance des résultats quand on utilise les mannequins plutôt qu'une masse inerte. Encore une fois un tel résultat était attendu puisque pour des fréquences plus élevées, comme dans le cas du siège E qui a une fréquence naturelle autour de 3,5 Hz, la réponse dynamique complexe du corps humain est sûrement mieux modélisée avec les mannequins qu'avec une masse inerte. Dans ce cas, le mannequin 'A' sous-estimait le SEAT d'environ 9 %, tandis que le mannequin 'F' le surestimait d'environ 14 %. Les masses inertes exagéraient considérablement la valeur SEAT réelle pour ce siège.

Plus globalement, les constats suivants ressortent des résultats de SEAT:

- Dans bien des cas pour les sièges A à D (fréquence naturelle < 2 Hz), les masses inertes procurent des résultats en meilleur accord que les résultats obtenus avec les mannequins ;
- Pour les sièges A à D, le mannequin 'F' a tendance à procurer des valeurs de SEAT plus près des valeurs réelles que le mannequin 'A', bien que sa performance soit dans plusieurs cas inférieure à celle des masses inertes ;

- Les résultats suggèrent que seuls les sièges A,D et E pourraient être adaptés aux véhicules dans lesquels ils sont destinés ($SEAT < 1$). Les sièges B et C pourraient ne pas l'être comme l'indiquent les valeurs $SEAT > 1$, particulièrement pour la masse de 75 kg ;
- De façon attendue, les résultats de SEAT montrent un écart-type beaucoup plus important pour les essais avec sujets humains comparativement aux essais avec les mannequins ce qui confère aux mannequins un avantage pour l'évaluation de la performance des sièges.

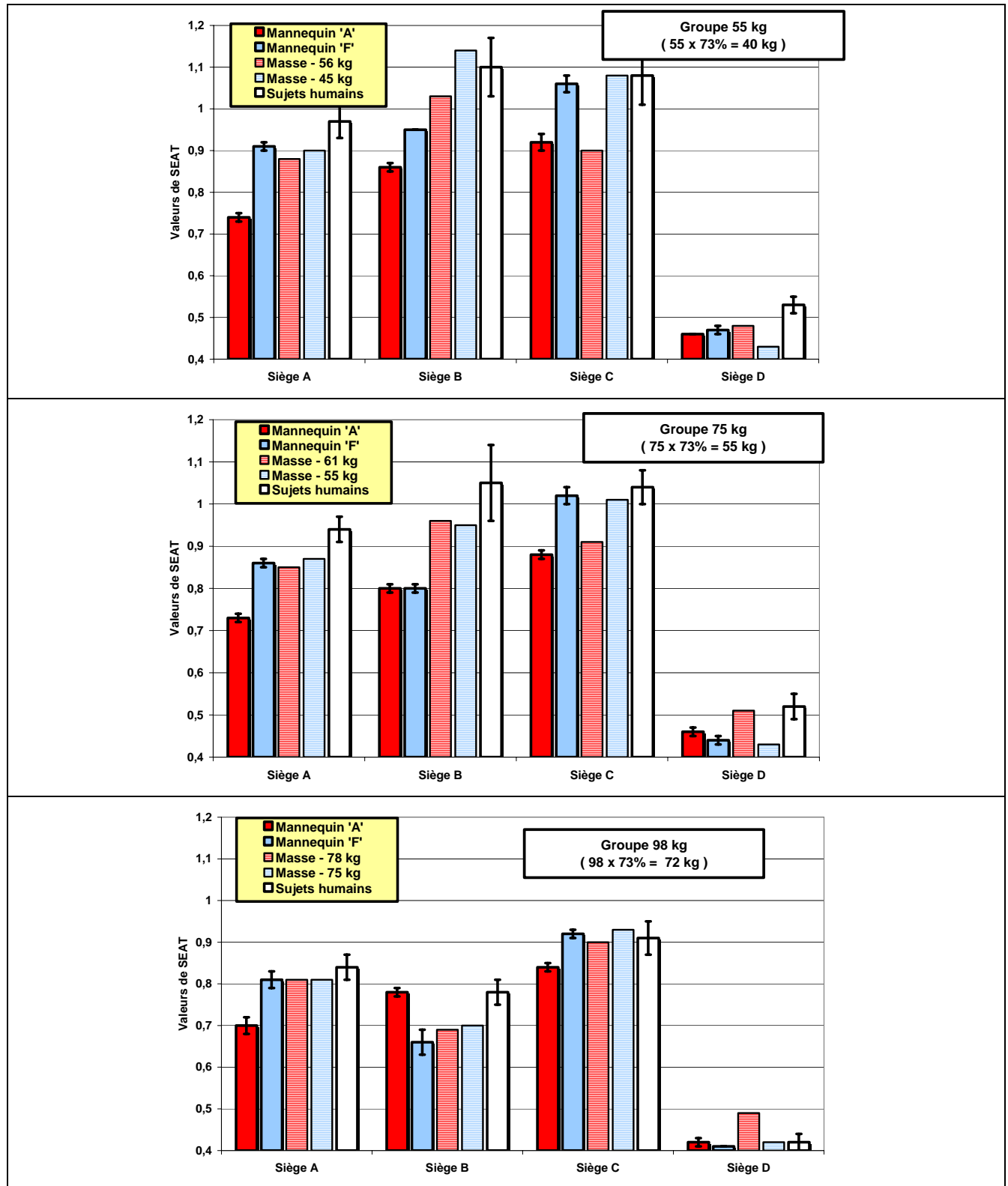


Figure 4.7 : Valeurs de SEAT des sièges A,B,C et D telles que mesurées pour les trois groupes de masse corporelle.

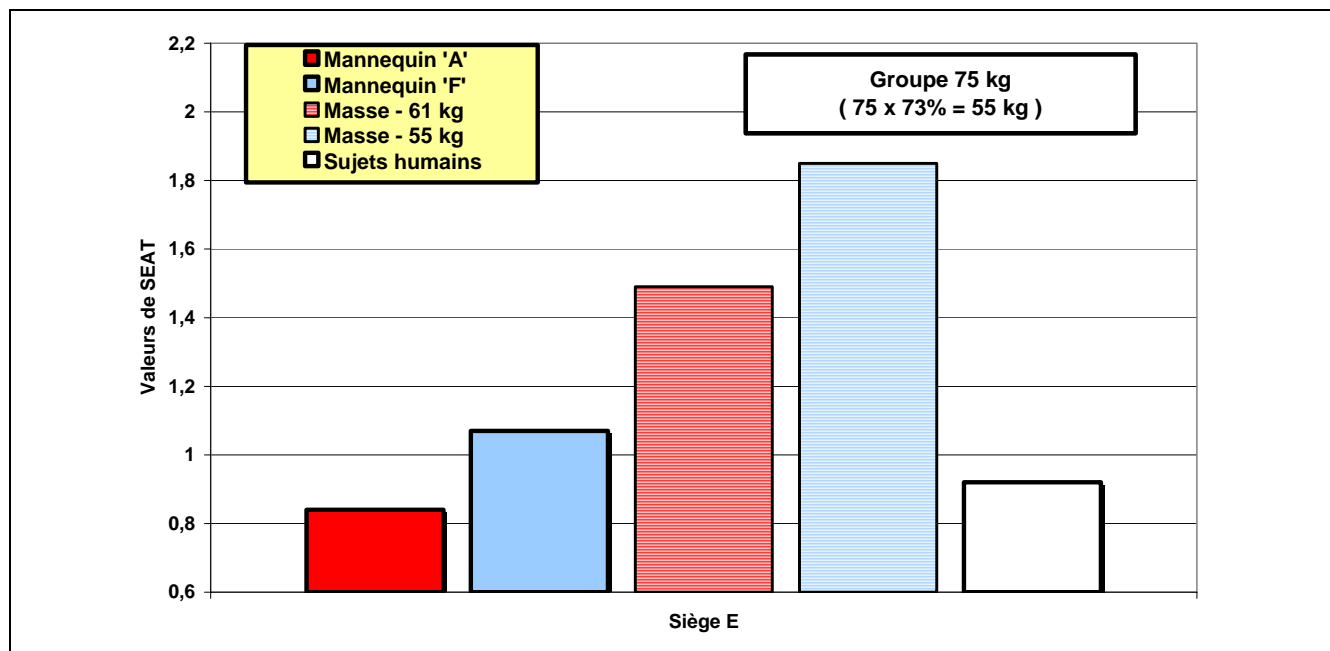


Figure 4.8 : Valeurs de SEAT du siège E mesurées pour le groupe de masse corporelle de 75 kg.

5. CONCLUSION

L'utilisation de sujets humains pour effectuer l'évaluation de l'efficacité à réduire les vibrations et de la conformité des sièges à suspension pose certains problèmes. En plus du fait d'être potentiellement exposés à des niveaux vibratoires importants, le recrutement et la disponibilité des sujets sont autant de facteurs qui viennent compliquer le déroulement des évaluations des sièges. En ce sens, la disponibilité de mannequins anthropodynamiques pouvant simuler efficacement le comportement dynamique du corps humain permet de s'affranchir de ces problèmes. Il importe donc de s'assurer de la performance de tels mannequins en vue de leur utilisation pour l'évaluation de sièges à suspension.

Cette étude a porté sur l'évaluation de deux mannequins anthropodynamiques, conçus sur des bases relativement différentes pour simuler le comportement dynamique de sujets humains sur des sièges. Trois groupes de masse corporelles ont été considérés : 55, 75 et 98 kg et cinq sièges à suspension ont été retenus pour l'évaluation. Les résultats obtenus ont porté sur : 1) l'évaluation de la masse apparente des mannequins ; 2) l'évaluation de la transmissibilité des sièges et de leur facteur SEAT.

La masse apparente des deux mannequins a été obtenue pour les trois configurations de masse et les résultats ont été comparés avec les valeurs suggérées dans les normes ISO-5982 et DIN-45676, sur lesquelles la conception des deux mannequins repose. Bien que de légères différences ont pu être observées, une assez bonne concordance entre les données expérimentales et les valeurs recommandées a été obtenue et ce, pour les deux mannequins et les deux normes.

Les valeurs de transmissibilité ont été mesurées pour les cinq sièges à l'aide d'une excitation vibratoire de type bruit-blanc. L'accord entre les résultats avec mannequins et avec sujets humains semble dépendre du type de siège utilisé. Globalement, la position en fréquence du pic de transmissibilité paraît être bien reproduite, que ce soit avec mannequins ou masses inertes, mais le module (amplitude), à cette fréquence, semble être sous-estimé par rapport au cas avec sujets humains.

En ce qui concerne la mesure du facteur SEAT, les sièges ont été soumis à des excitations vibratoires correspondant à des classes spectrales associées à différentes catégories de véhicules. L'étude révèle, par les valeurs SEAT obtenues, que certains sièges sont mal adaptés à la catégorie de véhicule ciblée, des valeurs SEAT dépassant l'unité ayant été obtenus dans ces cas.

La comparaison des résultats avec mannequins, masses inertes et sujets humains permet de conclure raisonnablement que l'utilisation de mannequins (de même que de masses inertes) mène à une surestimation de l'atténuation globale (facteur SEAT plus faible) par rapport à celle obtenue avec des sujets humains et ce, pour les trois configurations de masse corporelle. Cependant, comme on pouvait s'y attendre, l'écart-type associé aux résultats obtenus avec les mannequins est beaucoup plus faible que celui associé aux résultats obtenus avec des sujets humains ce qui confirme un des avantages de l'utilisation des mannequins soit, une moins grande variabilité des résultats.

Les résultats suggèrent que l'utilisation de masses inertes équivalentes peut permettre d'obtenir une aussi bonne estimation de la réponse du système siège/occupant quand l'excitation est

prédominante à basses fréquences qu'avec les mannequins. Une conclusion similaire pourrait aussi s'appliquer dans le cas de sièges présentant des fréquences de résonances basses. Dans ce cas, les résultats montrent que l'utilisation de mannequins ne permet pas d'obtenir une meilleure estimation que l'utilisation de masses inertes équivalentes. Cependant, lorsque l'excitation est prédominante à de plus hautes fréquences ou encore quand le siège présente une fréquence naturelle plus élevée (cas du siège E), l'utilisation de mannequins permet une bien meilleure estimation de l'atténuation obtenue par rapport à l'utilisation de masses inertes.

Les résultats de masse apparente ont montré une meilleure performance des mannequins que dans le cas de la transmissibilité et des valeurs SEAT. Ce constat est peu surprenant puisque la masse apparente a été utilisée comme valeur de référence pour la conception des mannequins. Cependant, puisque le facteur SEAT est le principal critère utilisé pour l'évaluation de sièges à suspension, il y a lieu de se poser la question à savoir si la masse apparente est la quantité appropriée à utiliser pour la conception des mannequins. Dans ce sens, il serait utile de comparer les valeurs de masse apparente avec des valeurs obtenues avec des sujets humains. Combinées avec des travaux de simulations, de telles données pourraient permettre de mieux comprendre comment améliorer la performance des mannequins et de mieux définir les paramètres de conception de ceux-ci, en particulier dans l'optique où les mannequins pourraient faire partie de travaux de normalisation en vue de les substituer aux sujets humains dans certaines normes.

6. BIBLIOGRAPHIE

- [1] Organisation Internationale de Normalisation, *Vibrations mécaniques -- Méthode en laboratoire pour l'évaluation des vibrations du siège de véhicule -- Partie 1: Exigences de base*, ISO 10326-1, 1992.
- [2] Organisation Internationale de Normalisation, *Tracteurs agricoles à roues -- Siège du conducteur -- Mesurage en laboratoire des vibrations transmises*, ISO 5007, 2003.
- [3] Organisation Internationale de Normalisation, *Engins de terrassement -- Évaluation en laboratoire des vibrations transmises à l'opérateur par le siège*, ISO 7096, 2000.
- [4] Organisation Internationale de Normalisation, *Vibrations et chocs mécaniques -- Enveloppes de valeurs probables caractérisant la réponse biodynamique d'individus assis soumis à des vibrations verticales*, ISO 5982, 2001.
- [5] Norme Internationale DIN, *Mechanical impedances at the driving point and transfer functions of the human body*, DIN 45676, 1992.
- [6] J. Matthews, *Progress in the Application of Ergonomics to Agricultural Engineering*, Engineering symposium of the Institute of Agricultural Engineers Agricultural Engineering, NCAE, College Silsoe, 1967
- [7] C. W. Suggs, L.F. Stikeleather, J.Y. Harrison et R.E. Young, *Application of a Dynamic Simulator in Seat Testing*, Annual Meeting, American Society of Agricultural Engineers, Purdue University 69-172, Indiana, 1969.
- [8] R.W. Tomlinson et D.J. Kyle, *The development of a dynamic model of the seated human operator*, Departmental Note National Institute of Agricultural Engineering Silsoe DN/TE/037/1445, 1970.
- [9] V. Tchernychouk, *Objective assessment of static and dynamic seats under vehicular vibrations*, Mémoire de maîtrise, Département de génie mécanique, Université Concordia, 1999.
- [10] N.J. Mansfield et M.J. Griffin, M. J., *Vehicle Seat Dynamics Measured with an anthropodynamic dummy and human subjects*, Inter-noise'96 Proceeding of 25th Anniversary Congress 4 1725-1730, 1996.
- [11] Y. Gu, *A new dummy for vibration transmissibility measurement in improving ride comfort*, SAE Technical Paper 01-0629, 1999.
- [12] D.R. Huston, C.C. Johnson, et X.D. Zhao, *A human analog for testing vibration attenuation seating*, Journal of Sound and Vibration 214 (1) 195-200, 1998.
- [13] C.H. Lewis, *The implementation of an improved anthropodynamic dummy for testing the vibration isolation of vehicle seats*, 33rd UK Group Meeting on Human Response to Vibration, 1998.

- [14] M.G.R. Toward, *Use of an Anthropodynamic Dummy to measure Seat Dynamics*, 35th UK Group Meeting on Human Response to Vibration, 2000.
- [15] B. Richter et S. Werdin, *Design review and realization of a mechanical vibration model representing the sitting human*, Summary of research project F1687, Federal Institute of Occupational Safety and Health, 1998.
- [16] A. Cullmann et H.P. Wölfel, *Design of an active vibration dummy of sitting man*, Clinical Biomechanics 16 S64-S72, 2001.
- [17] C.H. Lewis et M.J. Griffin, *Evaluating the vibration isolation of soft seat cushions using an active anthropodynamic dummy*, Journal of Sound and Vibration 253(1), 295-311, 2002.
- [18] C.H. Lewis, *Variability in measurements of seat transmissibility with an active anthropodynamic dummy and with human subjects*, 40th UK Group Meeting on Human Response to Vibration, 2005.
- [19] S.C. Mandapuram, S. Rakheja, S. Ma, R.S. Demont et P.-É. Boileau, *Influence of back support conditions on the apparent mass of seated occupants under horizontal vibration*, Industrial Health, 43, 421-435, 2005.
- [20] N.J. Mansfield, *Impedance methods (apparent mass, driving point mechanical impedance and absorbed power) for assessment of the biomechanical response of the seated person to whole-body vibration*, Industrial Health, 43, 378-389, 2005.
- [21] Association Française de Normalisation, *Vibrations mécaniques – Chariots industriels – Évaluation en laboratoire et spécifications des vibrations transmises à l'opérateur par le siège*, EN 13490, 2001.
- [22] Organisation Internationale de Normalisation, *Engins de terrassement – Évaluation en laboratoire des vibrations transmises à l'opérateur par le siège*, ISO 7096, 2000.
- [23] Association Française de Normalisation, *Véhicules routiers – Vibrations transmises par les sièges des véhicules utilitaires de plus de 12 tonnes*, Avant projet de norme R 18-401, 1990.
- [24] Association Canadienne de Normalisation, *Tracteurs agricoles à roues – Siège du conducteur – Mesurage en laboratoire des vibrations transmises*, CSA M5007, 1994.
- [25] H. Politis, S. Rakheja, P.E. Boileau, D. Juras et J. Boutin, *Limits of application of human body dynamics in assessing vibration comfort of seats*, Society of Automotive Engineers, SAE Paper No 2003-01-0953, 2003.
- [26] Organisation Internationale de Normalisation, *Vibrations et chocs mécaniques -- Évaluation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps -- Partie 1: Spécifications générales*, ISO 2631-1, 1997.
- [27] M.J. Griffin. *Handbook of human vibration*. Academic Press, 1990.

- [28] P.-E. Boileau et S. Rakheja, *Caractérisation de l'environnement vibratoire dans différentes catégories de véhicules : industriels, utilitaires et de transport urbain*, Rapport IRSST R-242. 2000.

ANNEXE A : DÉFINITION DES CLASSES SPECTRALES

Les densités spectrales de puissance d'accélération pour quatre des classes spectrales peuvent être dérivées de fonctions de filtres de la façon suivante :

$$S_{\ddot{x}_1} = 1.13(HP_{24})^2(LP_{24})^2 \Rightarrow \text{Class II} \quad (9)$$

$$S_{\ddot{x}_1} = 7.22(HP_{48})^2(LP_{48})^2 \Rightarrow \text{AG2} \quad (10)$$

$$S_{\ddot{x}_1} = 0.60(HP_{24})^2(LP_{24})^2 \Rightarrow \text{EM4} \quad (11)$$

$$S_{\ddot{x}_1} = 1.66(HP_{24})^2(LP_{12})^2 \Rightarrow \text{IT1} \quad (12)$$

où $S_{\ddot{x}_1}$ est la DSP de l'accélération, LP_{12} , LP_{24} , LP_{48} des fonctions de filtres passe-bas de type Butterworth d'ordre, respectivement, 2, 4 et 8 et où HP_{24} et HP_{48} sont des fonctions de filtres passe-haut d'ordre 4 et 8. Ces fonctions de filtres sont données par :

$$LP_{12} = \frac{1}{1 + 1.414s + s^2} \quad (13)$$

$$LP_{24} = \frac{1}{1 + 2.613s + 3.414s^2 + 2.631s^3 + s^4} \quad (14)$$

$$LP_{48} = \frac{1}{1 + 5.126s + 13.137s^2 + 21.846s^3 + 25.888s^4 + 21.846s^5 + 13.137s^6 + 5.128s^7 + s^8} \quad (15)$$

$$HP_{24} = \frac{s^4}{1 + 2.613s + 3.414s^2 + 2.613s^3 + s^4} \quad (16)$$

$$HP_{48} = \frac{s^8}{1 + 5.126s + 13.137s^2 + 21.846s^3 + 25.588s^4 + 21.846s^5 + 13.137s^6 + 5.128s^7 + s^8} \quad (17)$$

où $s = jf/f_c$, f est la fréquence d'excitation et f_c est la fréquence de coupure.

Pour la cinquième classe spectrale, la DSP de l'accélération est donnée par :

$$S_{\ddot{x}_1} = \left\{ k_z \frac{s \prod_{i=1}^n (s^2 + A_{zi}s + B_{zi})}{\prod_{k=1}^p (s^2 + C_{zk}s + D_{zk})} \right\}^2 \Rightarrow \text{FL (Forklift)} \quad (18)$$

où les facteurs k_m , A_z , B_z , C_z et D_z sont donnés dans [28].

Le tableau - a-1 donne les fréquences de coupure à utiliser pour les différentes classes spectrales utilisées dans le projet.

Tableau - A-1 : Fréquences de coupure pour les différents filtres utilisés avec les classes spectrales

Classe spectrale	LP₁₂	LP₂₄	LP₄₈	HP₂₄	HP₄₈
Class II	-	3 Hz	-	1.5 Hz	-
AG2	-	-	2.6 Hz	-	2.1 Hz
EM4	-	3 Hz	-	1.5 Hz	-
IT1	5 Hz	-	-	4.5 Hz	-

ANNEXE A : RÉSULTATS DE TRANSMISSIBILITÉ DES SIÈGES AVEC LES MANNEQUINS (BRUIT BLANC)

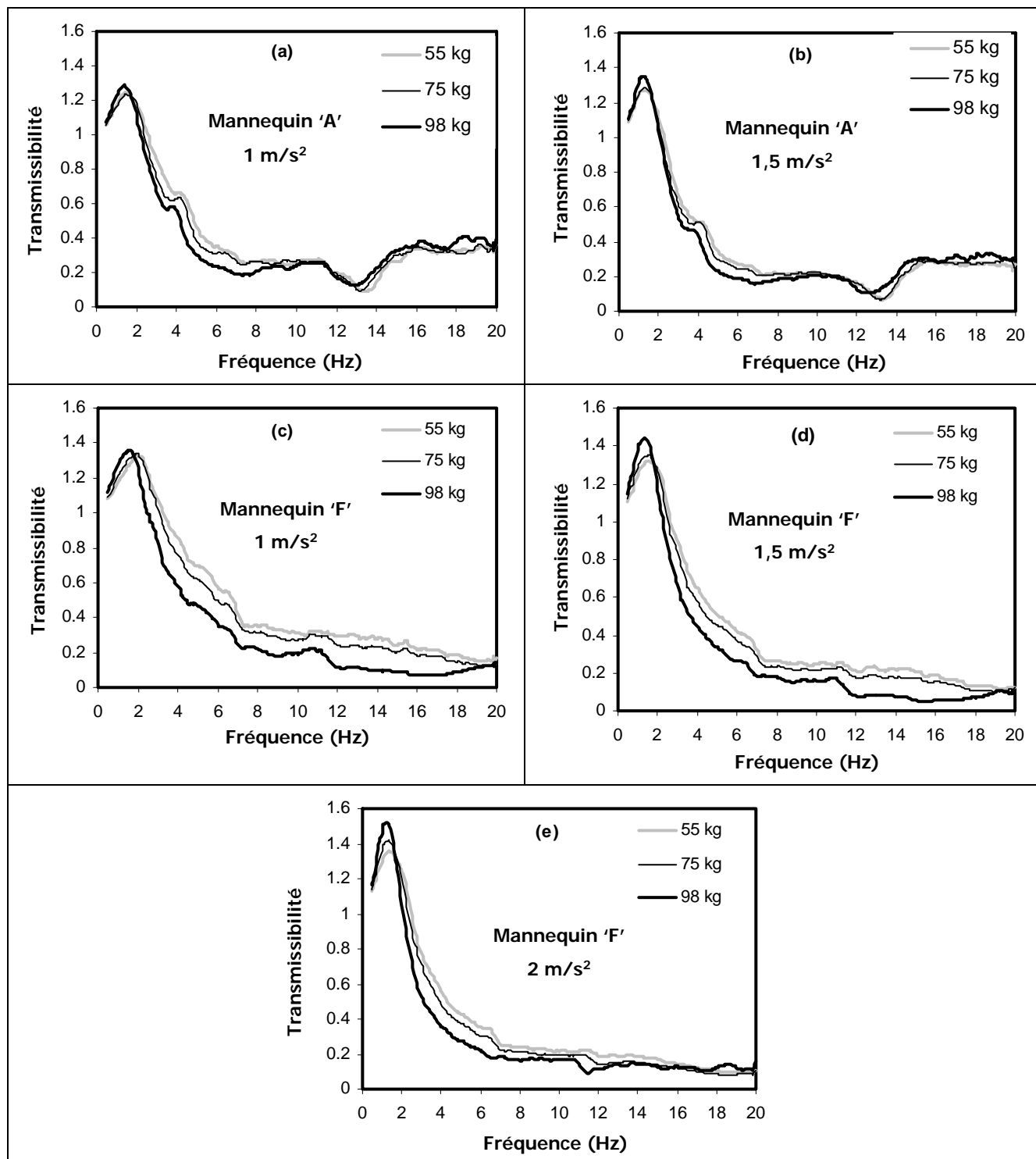


Figure - A.1 : Courbes de transmissibilité du siège A mesurées avec les mannequins 'A' et 'F' pour différentes intensité de bruit blanc.

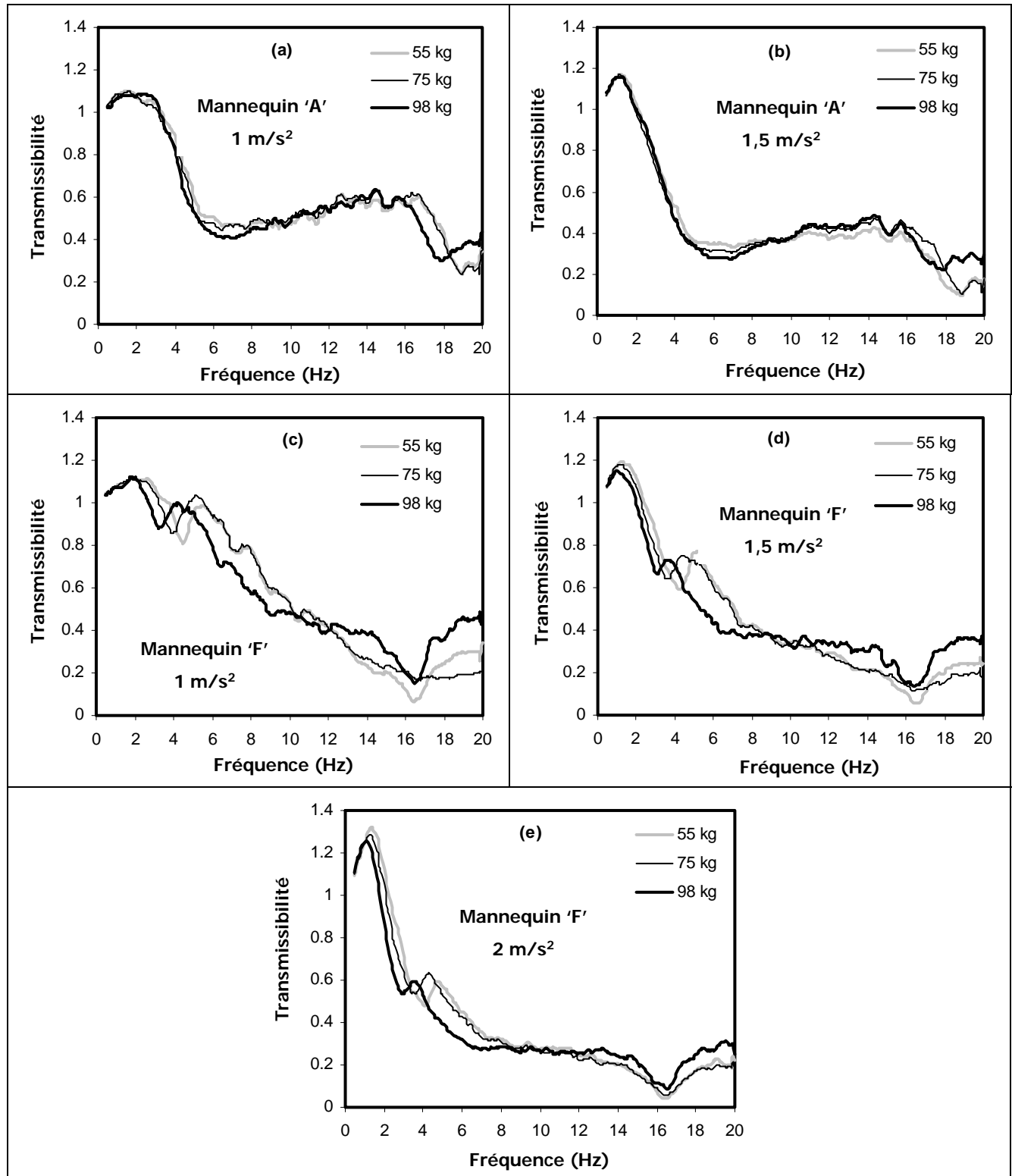


Figure - A.2 : Courbes de transmissibilité du siège B mesurées avec les mannequins 'A' et 'F' pour différentes intensités de bruit blanc..

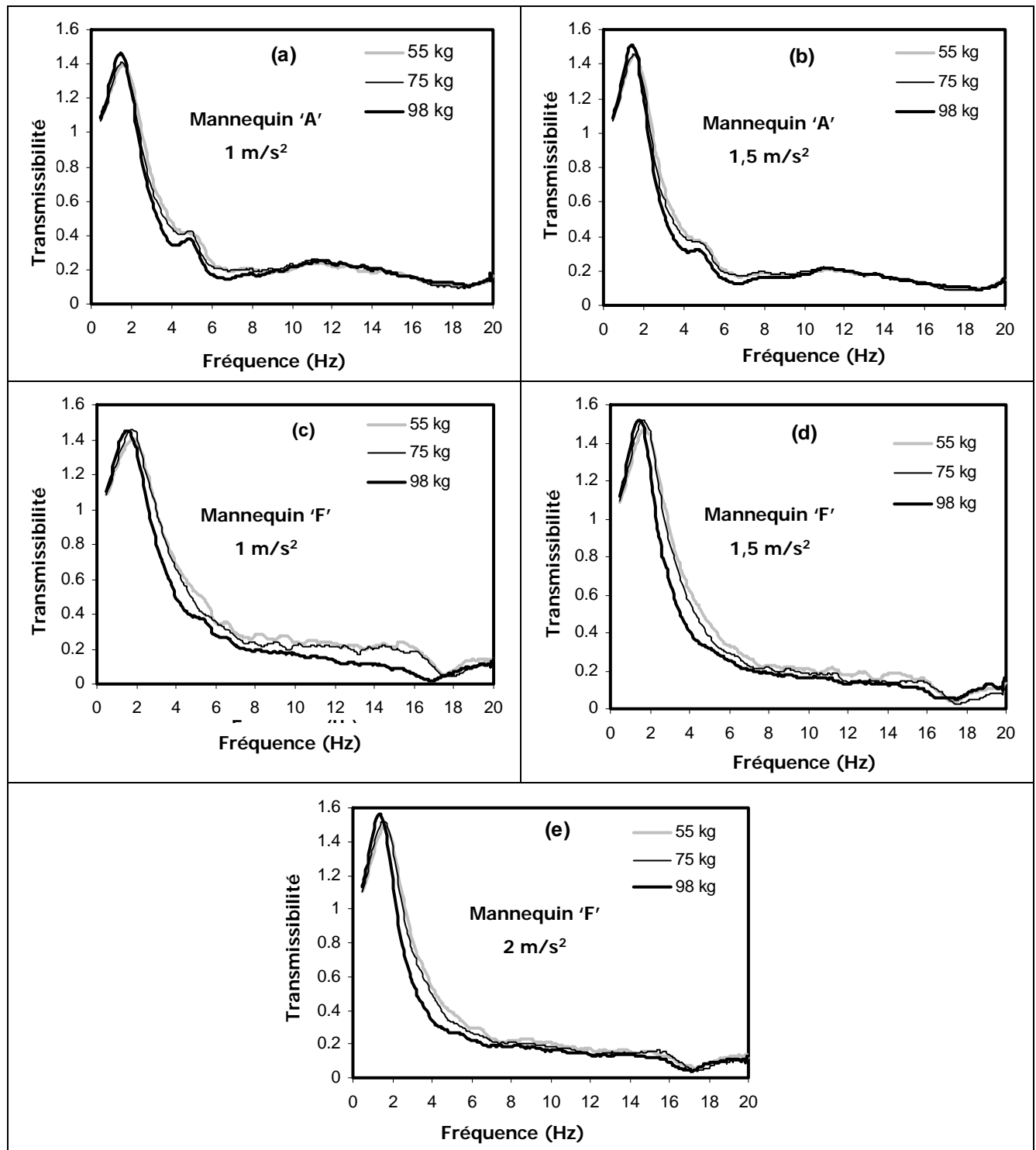


Figure - A.3 : Courbes de transmissibilité du siège C mesurées avec les mannequins 'A' et 'F' pour différentes intensités de bruit blanc..

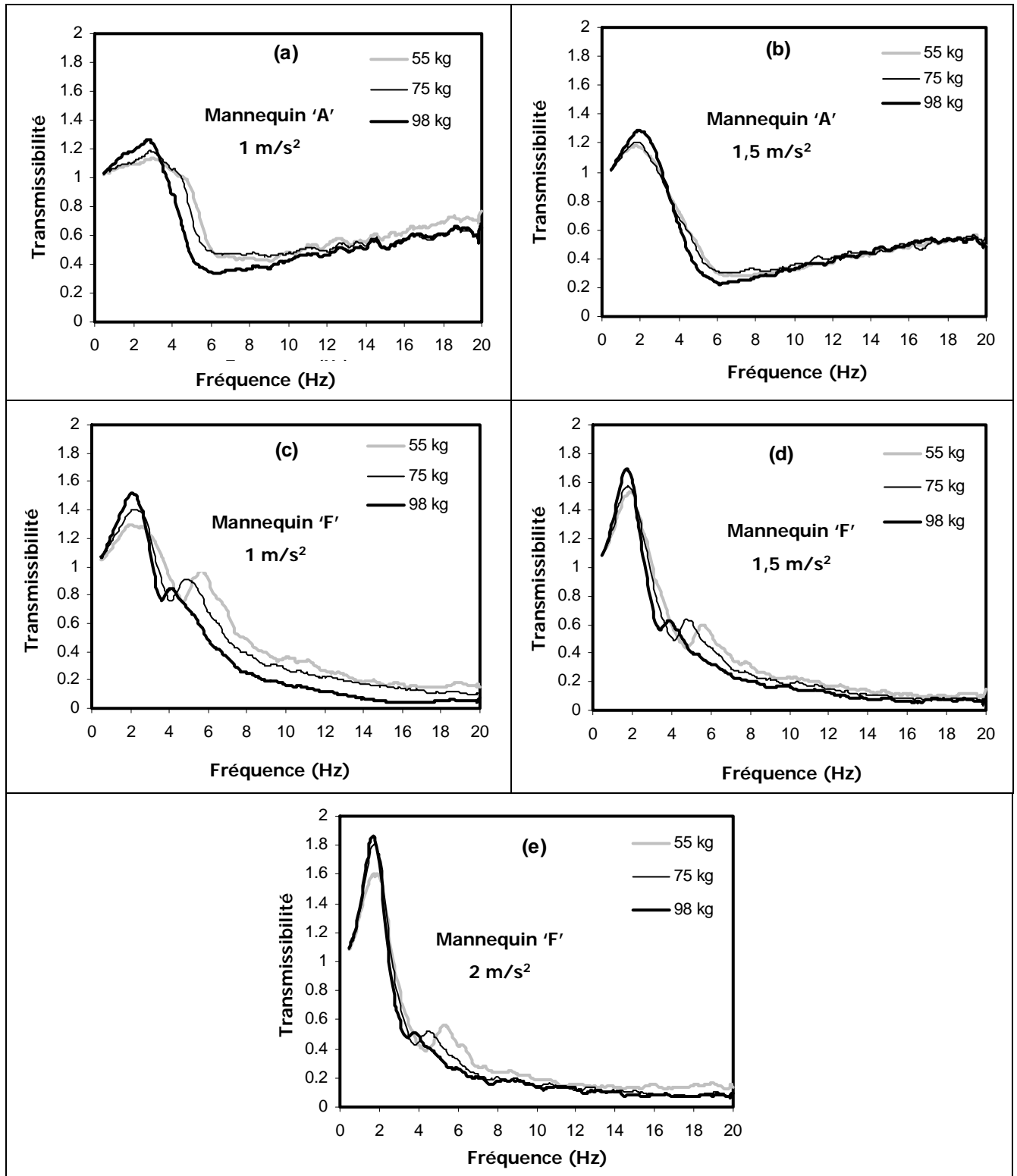


Figure - A.4 : Courbes de transmissibilité du siège D mesurées avec les mannequins 'A' et 'F' pour différentes intensités de bruit blanc..

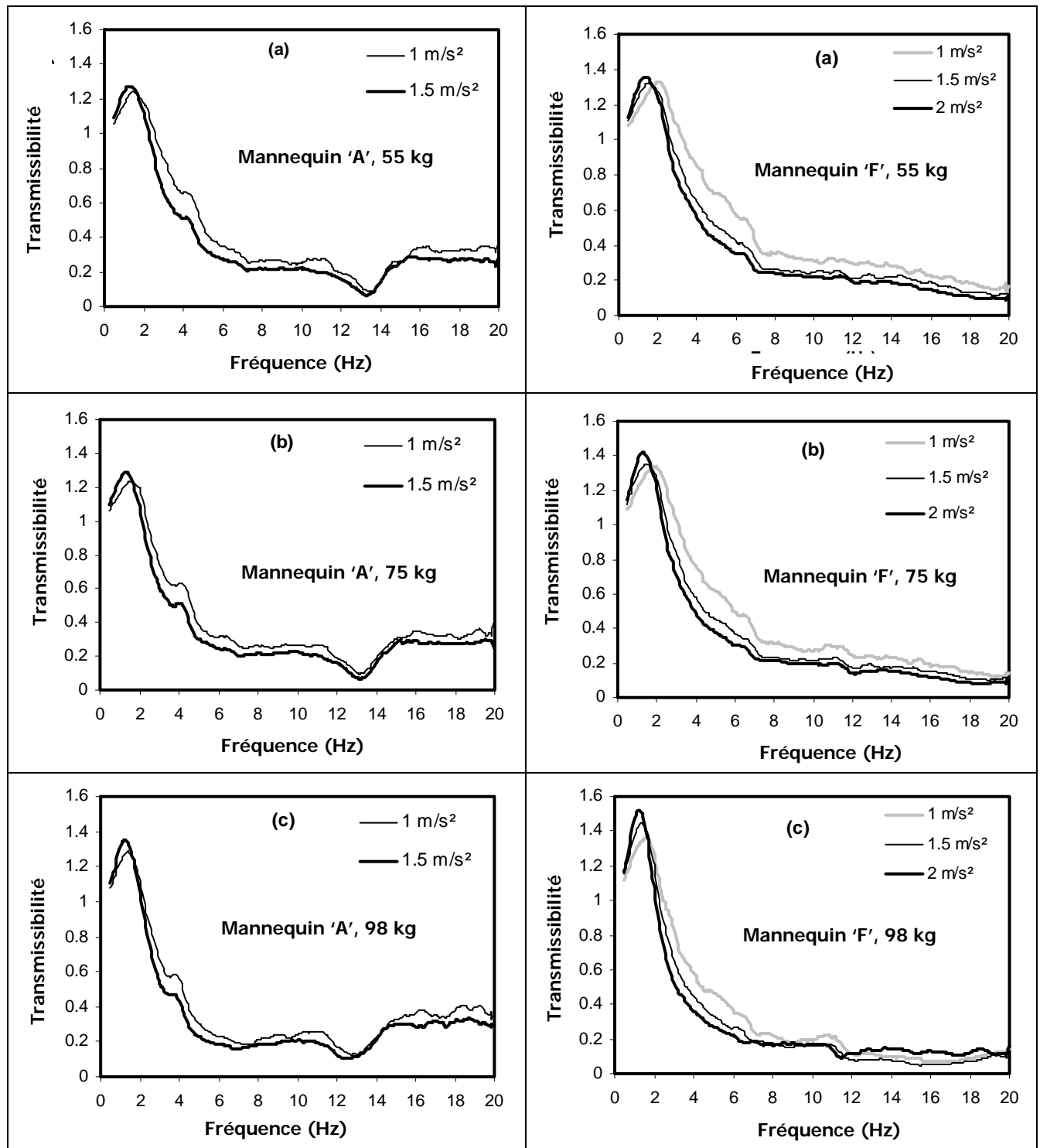


Figure - A.5 : Courbes de transmissibilité du siège A mesurées pour différentes masses des mannequins 'A' et 'F' sous différentes intensités de bruit blanc.

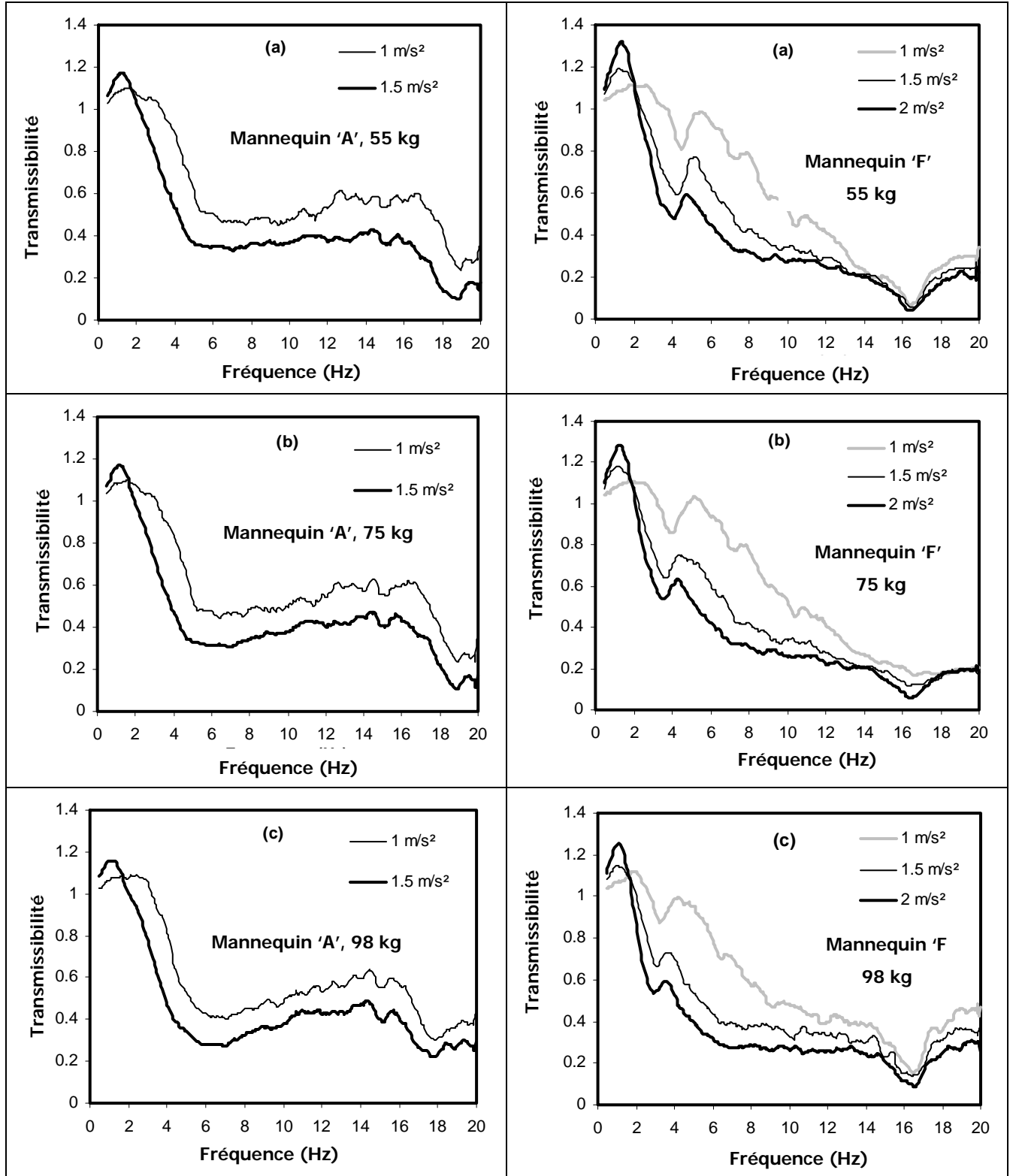


Figure - A.6 : Courbes de transmissibilité du siège B mesurées pour différentes masses des mannequins 'A' et 'F' sous différentes intensités de bruit blanc.

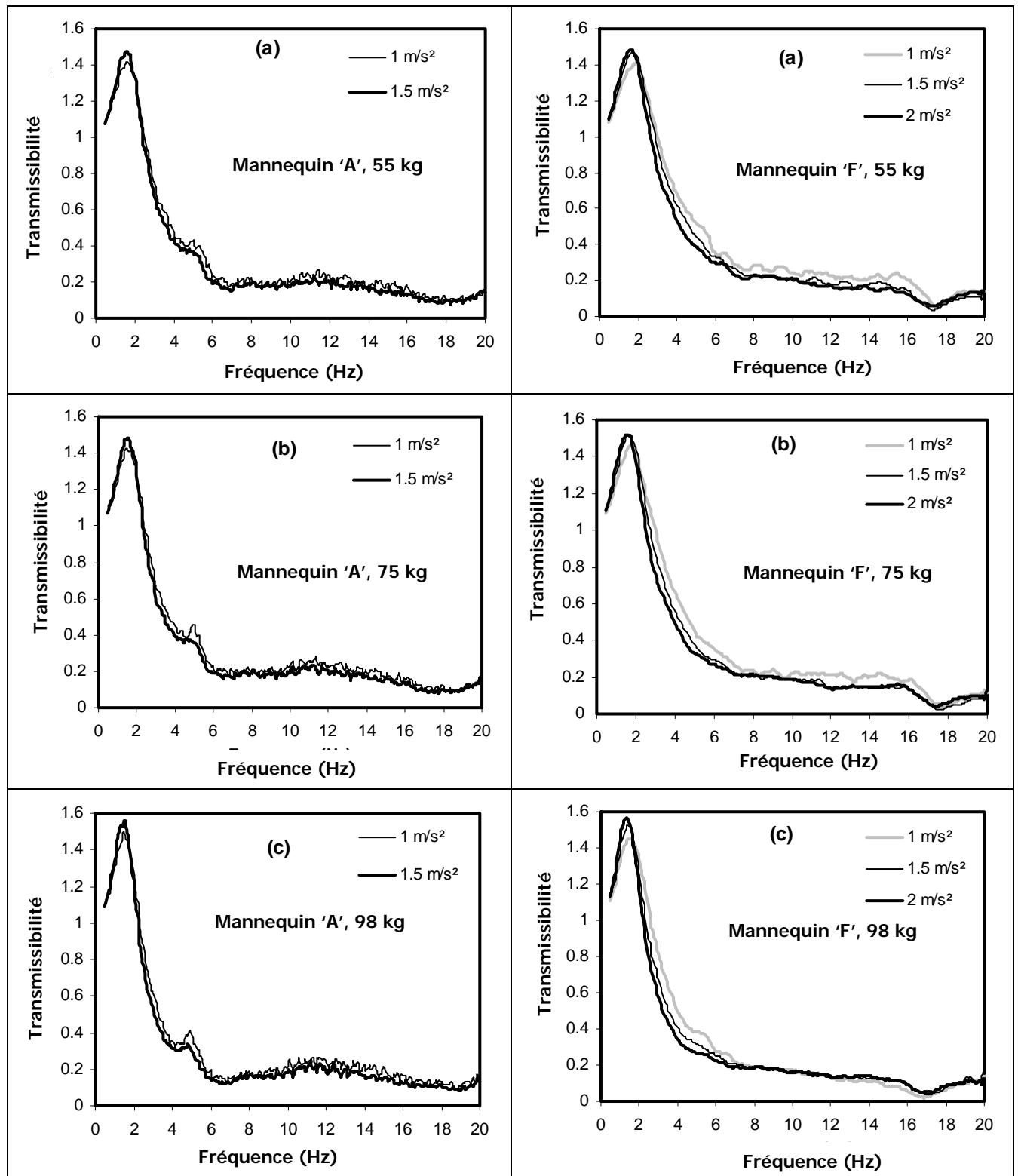


Figure - A.7 : Courbes de transmissibilité du siège C mesurées pour différentes masses des mannequins 'A' et 'F' sous différentes intensités de bruit blanc.

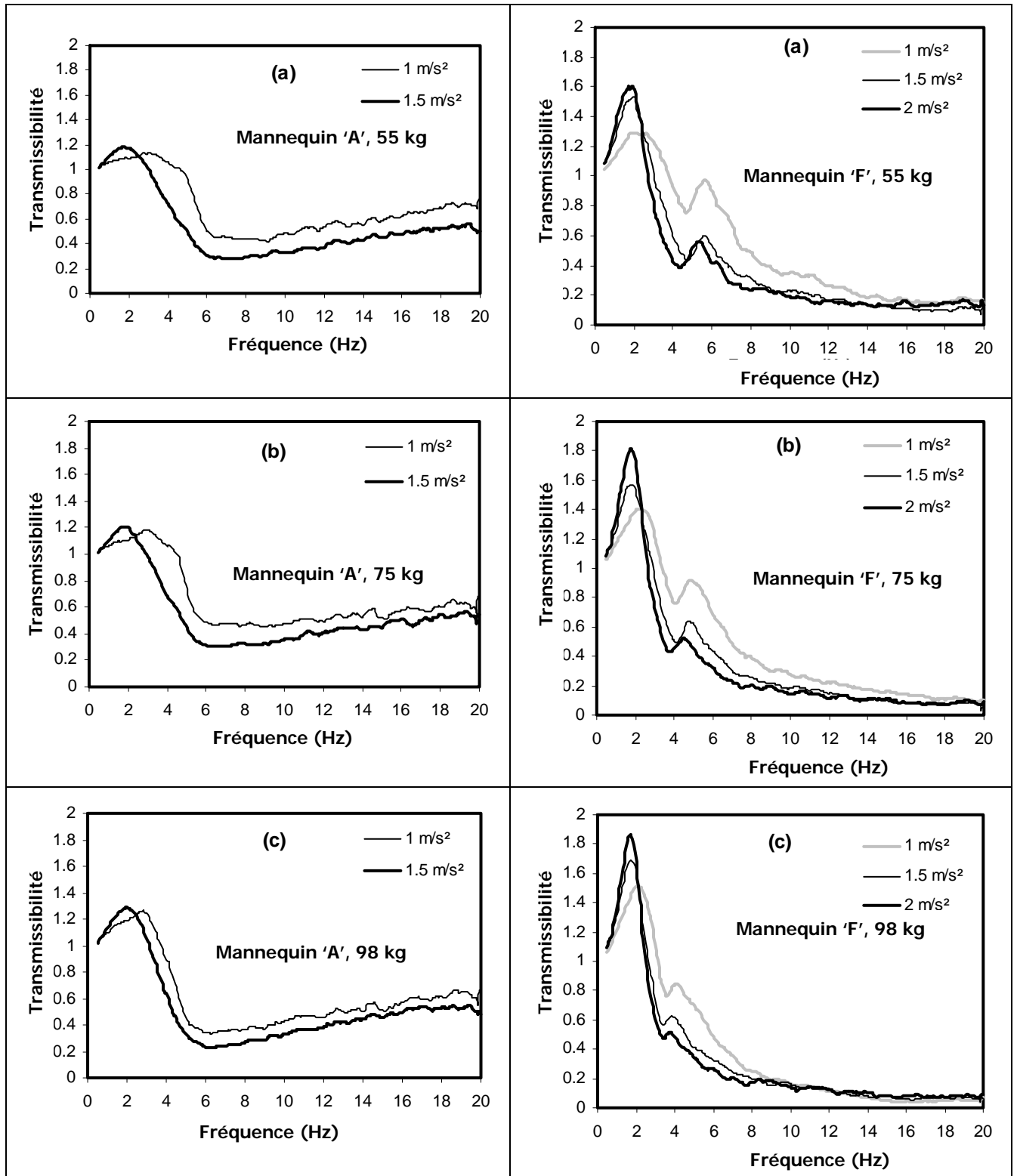


Figure A.8 : Courbes de transmissibilité du siège D mesurées pour différentes masses des mannequins 'A' et 'F' sous différentes intensités de bruit blanc.

ANNEXE C : RÉSULTATS DE TRANSMISSIBILITÉ DES SIÈGES (BRUIT BLANC) : COMPARAISON AVEC LES MANNEQUINS

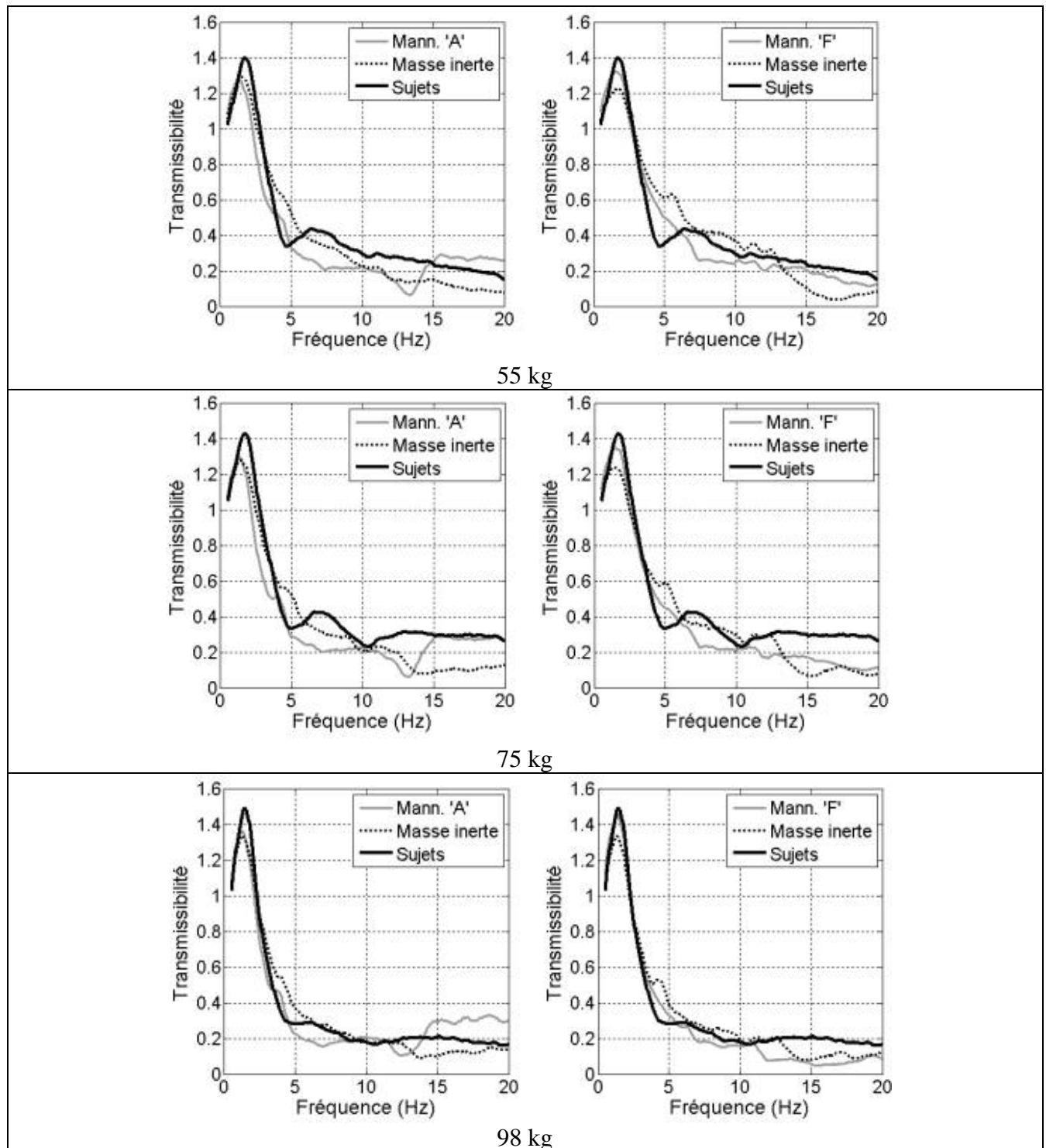


Figure B.1 : Caractéristiques de transmissibilité du siège A mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=1,5 \text{ m/s}^2$).

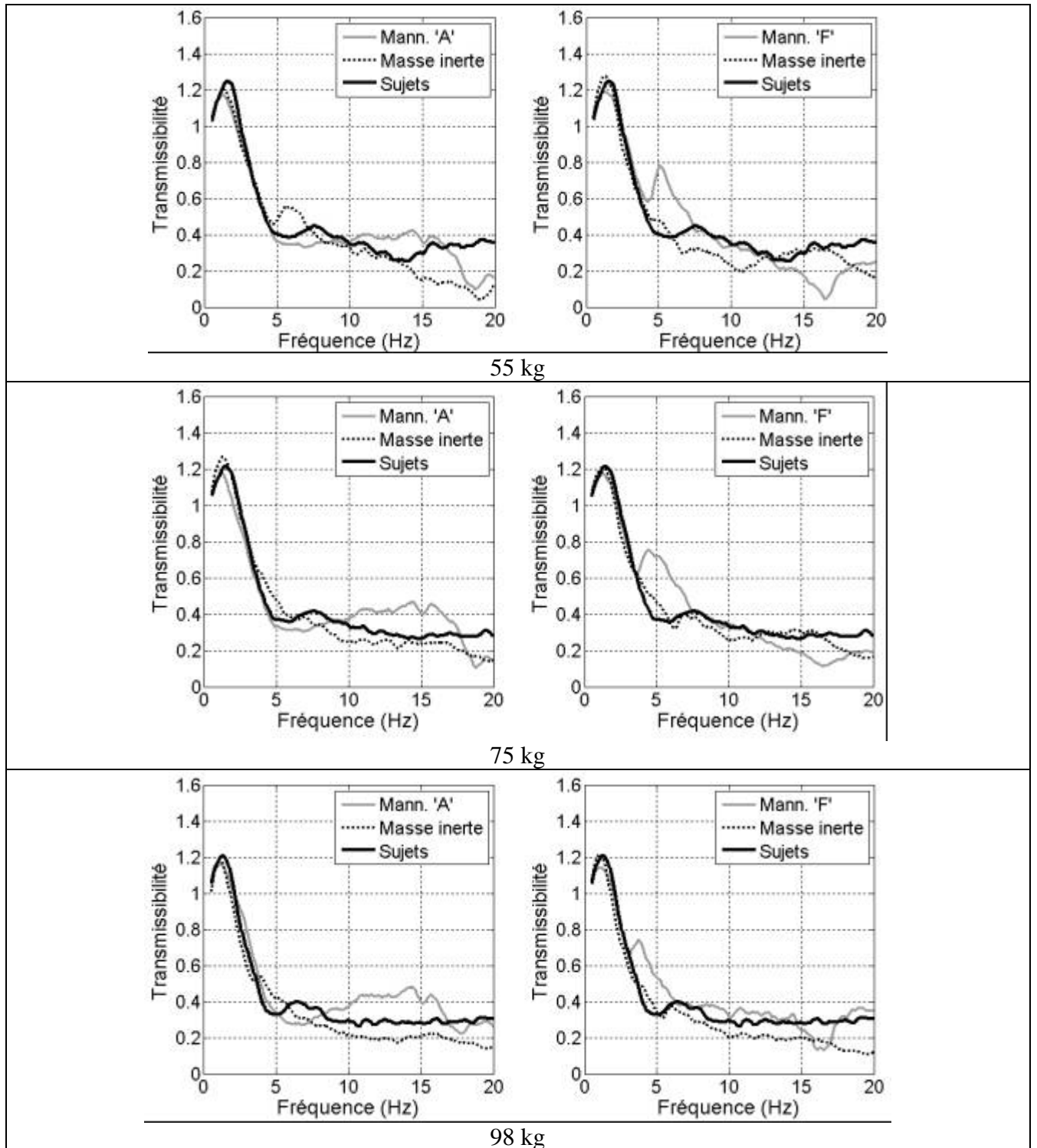


Figure B.2 : Caractéristiques de transmissibilité du siège B mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=1,5 \text{ m/s}^2$).

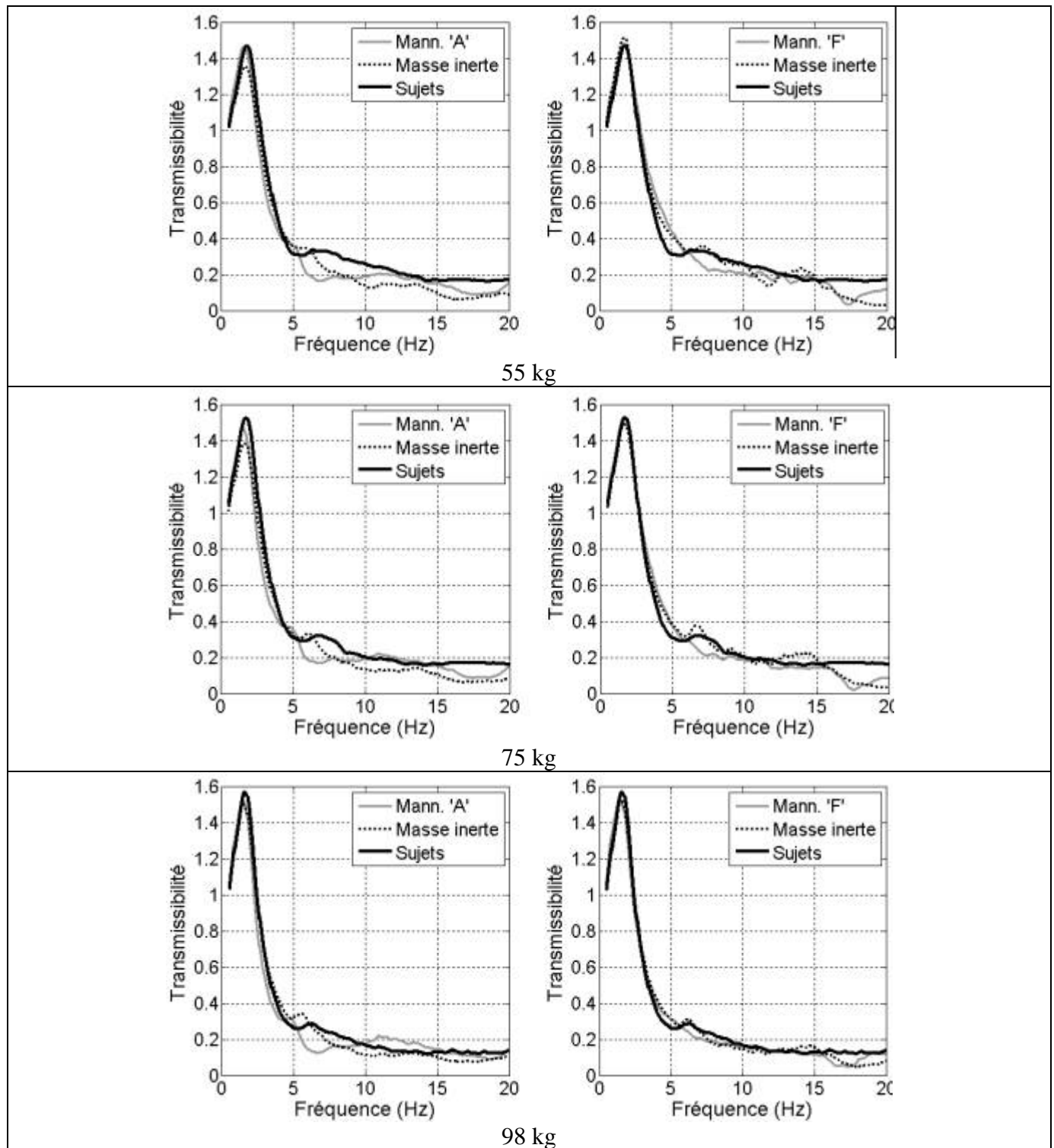


Figure B.3 : Caractéristiques de transmissibilité du siège C mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=1,5 \text{ m/s}^2$).

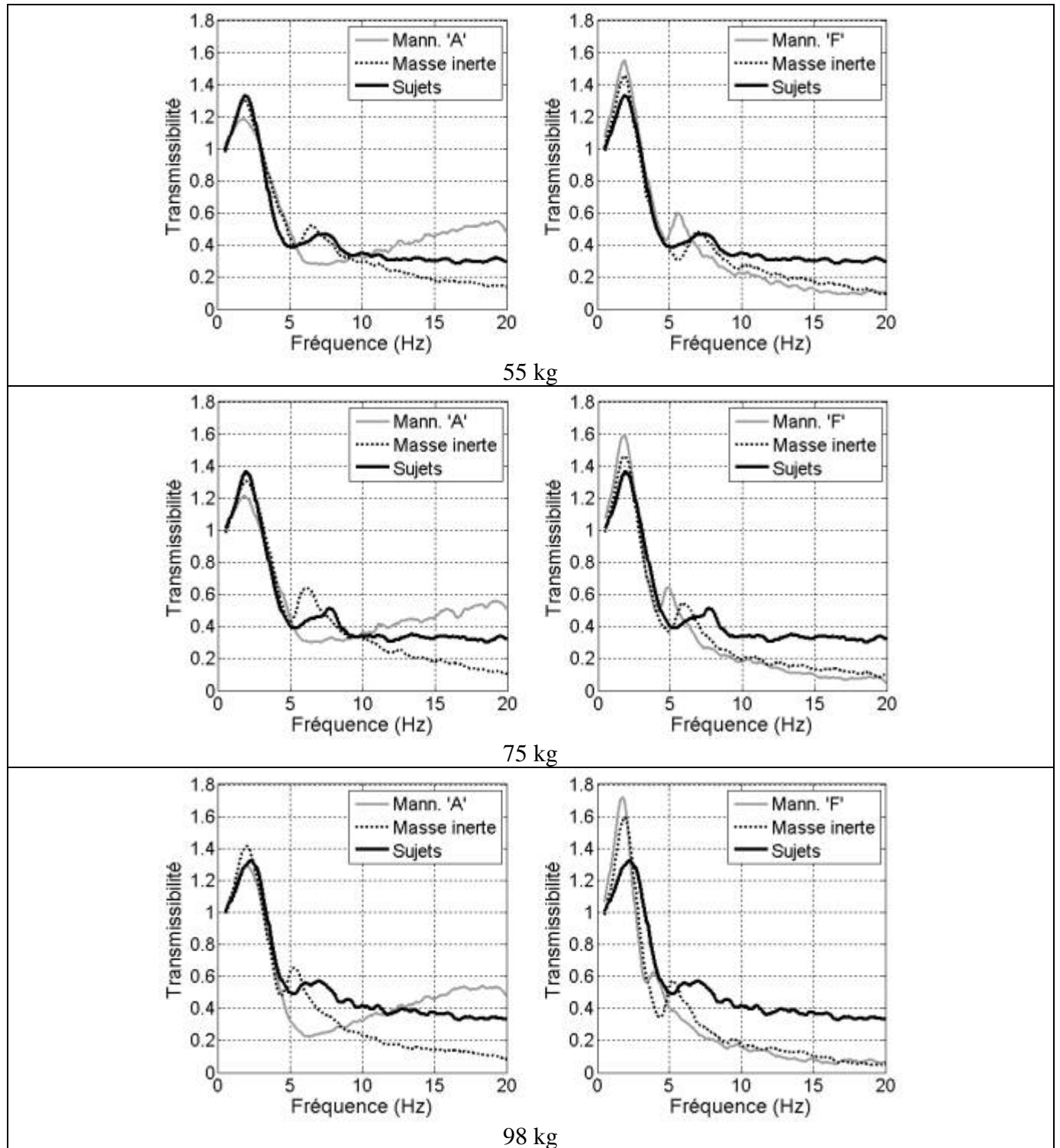


Figure B.4 : Caractéristiques de transmissibilité du siège D mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=1,5 \text{ m/s}^2$).

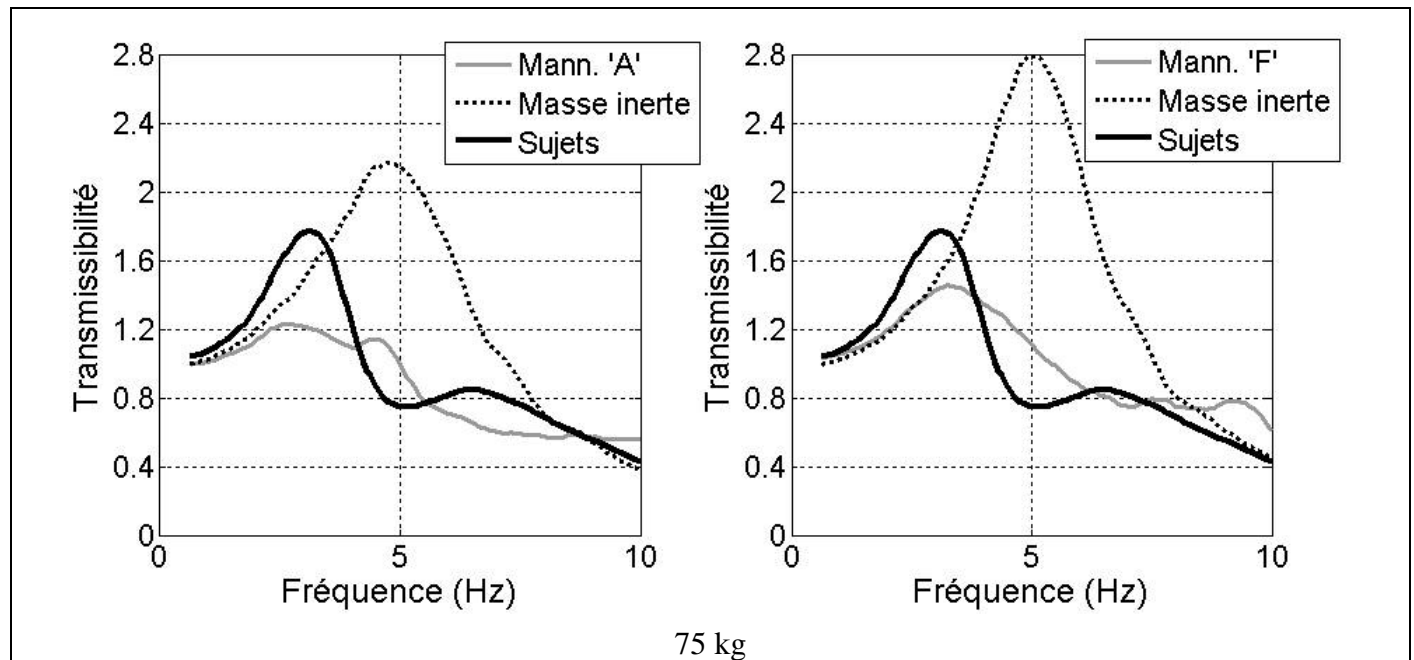


Figure B.5 : Caractéristiques de transmissibilité du siège E mesurées avec les mannequins 'A' et 'F', les sujets humains et masses rigides équivalentes (excitation : $a_1^{eff}=2 \text{ m/s}^2$).