

UNIVERSITE SORBONNE PARIS NORD
Ecole Doctorale Galilée

Exposition aux vibrations du couple fauteuil roulant manuel–utilisateur

THESE DE DOCTORAT,
Présentée par,
CORENTIN BOSIO

Pour l'obtention du grade de : *DOCTEUR EN BIOMÉCANIQUE*
En vue d'une soutenance le 3 novembre 2025 devant un jury composé de :

Rapporteurs

Sonia DUPREY	Professeur des Universités, Université Claude Bernard Lyon 1
Roger SERRA	Professeur des Universités, INSA Centre Val de Loire

Examineurs

Pierre LEMERLE	Professeur des Universités, INRS Vandoeuvre
Laetitia FRADET	Professeur des Universités, Université de Bretagne-Sud
Joseph BASCOU	Chef du CERAH, PhD, Institution Nationale des Invalides

Encadrants

Delphine CHADEFaux	Maître de Conférences, Université Sorbonne Paris Nord
Christophe SAURET	Maître de Conférences, Arts et Métiers, Sciences et Technologies, CERAH, Institution Nationale des Invalides
Patricia THOREUX	Professeur des Universités-Praticien Hospitalier, Université Sorbonne Paris Nord

Invités

Marco TARABINI	Professeur des Universités, Politecnico di Milano
----------------	---

A Gaëlle, Jean-Luc et Camille Bosio.

R Remerciements

Dans un premier temps, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à l'Agence nationale de la recherche pour le financement du projet HandiVib, qui a rendu possible la réalisation de ce travail.

J'adresse mes plus vifs remerciements à mon encadrement, D. Chadeaux, C. Sauret et P. Thoreux, pour leurs conseils avisés, leur soutien indéfectible et leurs encouragements constants. Leur expertise et leur accompagnement personnel ont été précieux. Les discussions enrichissantes et leur expertise ont été déterminantes dans la formulation, la structuration et les débats scientifiques entourant ce projet. Leur mentorat a grandement contribué à mon évolution en tant que chercheur. Delphine, je garderai de ton encadrement des enseignements aussi chers, précieux, qu'inoubliables.

Je souhaite également remercier chaleureusement l'ensemble des collaborateurs qui m'ont accompagné et guidé sur de nouvelles routes scientifiques : Marco Tarabini, Bénédicte Hayne, Jean-Baptiste Septiers, Thomas Madelaine, Jasmine Kerrouche, Flavia Marrone, ainsi que le Dipartimento di Meccanica del Polimi. Travailler à vos côtés a été un véritable privilège.

Mes sincères remerciements s'adressent aussi à mes collègues, amis et co-bureaux de l'IBHGC pour les échanges scientifiques et les moments partagés. Pour les expériences, pour les cafés, pour les repas maintes fois partagés et les rires dont nous ne sommes pas privés. Une pensée particulière pour ceux dont j'ai pu squatter à guise le bureau : A. Lagache, M. Le Moing, M. Matray, M. Krombi, T. Daney, C. Dendale, C. Muth-Seng, S. Persohn, A. Koussou, J. Olivié, A. Esnault, A. Lallès, P. Bouchareinc, P. Labat, F. Ji, A. Raud, Y. Poulet. À mes co-bureaux, merci pour les rires et les instants de folies, pour ces moments inoubliables, dans l'ordre d'apparition : Maya Geoffroy, Thomas Lavigne, Nathan Ouvrai, Romain Bechet.

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à mes proches amis, Robin, Loïc, Fabien, Clément et Clara, pour leur soutien inconditionnel et leur présence à mes côtés. Votre joie dans les moments de spleen, vos rires — toujours vos rires — et votre empathie ont été une source inépuisable de motivation. C'est un honneur de vous compter parmi mes amis.

Enfin, un merci du fond du cœur à ma famille : mon grand-père Édouard, mon père Jean-Luc, ma mère Gaëlle, ma sœur Camille et mon cousin Aurélien. Merci pour votre soutien, votre confiance et vos encouragements.

Merci également à tous ceux qui, bien que non cités individuellement, ont contribué à leur manière à ce travail, par des collaborations, des discussions stimulantes ou un soutien moral. Vos apports, aussi variés qu'essentiels, ont laissé leur empreinte sur ce projet.

Ce travail est le fruit d'une aventure humaine et scientifique qui m'a profondément marqué.

T Table des matières

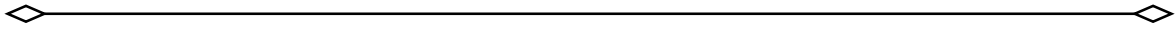
Table des matières.....	vii
Contexte et motivations de la thèse.....	xiii
Partie I : Introduction générale.....	1
Chapitre 1 : Exposition du corps humain aux vibrations continues.....	2
1 Historique et enjeux.....	2
1.1 Développement de l'étude des vibrations corps entier au XXème siècle.....	2
1.2 Contributions fondatrices.....	2
1.3 Les axes de recherche actuels.....	3
2 Méthodes d'évaluation.....	6
2.1 Outils expérimentaux.....	6
2.2 Outils numériques.....	10
2.3 Variables d'intérêt.....	15
3 Connaissances actuelles.....	20
3.1 Seuils et contours d'inconfort.....	20
3.2 Limites.....	23
3.3 Régulation.....	24
Chapitre 2 : Exposition spécifique des utilisateurs de fauteuil roulant manuel (FRM)	27
1 Enjeux.....	27
2 Méthodes d'évaluation.....	28
3 Limites.....	30
Chapitre 3 : Cadre de la thèse.....	33
1 Contexte scientifique.....	33
2 Positionnement.....	34
3 Organisation du manuscrit.....	35

Partie II : Dimensionnement d'un banc d'essais vibratoires	38
Chapitre 1 : Conception.....	39
1 Présentation du système choisi	39
1.1 Cahier des charges.....	39
1.2 Choix du système	39
1.3 Chaînes fonctionnelles	40
2 Dimensionnement mécanique	41
2.1 Pions de transmission	41
2.2 Tête d'expansion.....	46
3 Conclusion.....	50
Chapitre 2 : Validation expérimentale du système.....	53
1 Etude sous charges progressives.....	53
1.1 Définition de la sollicitation vibratoire.....	53
1.2 Traitement des données.....	55
1.3 Résultats.....	56
1.4 Discussion.....	60
2 Reproductibilité inter-sujets.....	61
2.1 Méthodologie	61
2.2 Résultats.....	62
2.3 Discussion.....	63
3 Conclusion.....	63
4 Contributions	64
5 Limites.....	64
6 Perspectives.....	65
Partie III : Evaluation expérimentale de la transmissibilité vibratoire rachidienne ..	69
Chapitre 1 : Transmissibilité vibratoire : étude basses fréquences (3-12 Hz)	70
1 Introduction.....	70
2 Méthodologie expérimentale	71
2.1 Participants.....	71
2.2 Protocole expérimental	71
2.3 Dispositif expérimental.....	73
2.4 Grandeurs mesurées et traitement des données	74
3 Résultats.....	76

3.1	Courbes typiques de transmissibilité vibratoire	76
3.2	Analyse perceptive.....	83
4	Discussion.....	85
4.1	Rôle de la posture dans la réponse vibratoire	85
4.2	Propagation des vibrations	86
4.3	Perspectives.....	87
4.4	Limites et perspectives	88
5	Conclusion.....	89
Chapitre 2 : Transmissibilité vibratoire : étude hautes fréquences (8-80 Hz).....		91
1	Introduction	91
2	Matériel et méthodes.....	92
2.1	Participants.....	92
2.2	Protocole expérimental.....	93
2.3	Dispositif expérimental	95
2.4	Grandeurs mesurées	96
2.5	Perception vibratoire.....	97
3	Résultats.....	97
3.1	Transmissibilité entre la source et l'assise	97
3.2	Transmissibilité entre l'assise et la vertèbre T6.....	99
3.3	Transmissibilité rachis supérieur (T6-C7).....	101
3.4	Analyse perceptive.....	103
4	Discussion.....	107
4.1	Mécanique vibratoire	107
4.2	Influence de la posture	108
4.3	Perception vibratoire.....	108
4.4	Implications biomécaniques et perspectives	109
4.5	Limites et perspectives	109
5	Conclusion.....	110
Chapitre 3 : Complément de l'étude posturale.....		112
1	Introduction	112
2	Matériel et méthodes.....	113
2.1	Participants.....	113
2.2	Protocole expérimental.....	113
	114

2.3	Dispositif expérimental.....	115
2.4	Grandeurs mesurées	115
3	Résultats.....	115
3.1	Transmissibilité tête d'expansion à l'assise	115
3.2	Transmissibilité entre l'assise et T6.....	117
3.3	Transmissibilité entre T6 et C7	119
4	Discussion.....	121
4.1	Influence de la posture.....	121
4.2	Capacités d'ajustement pour les participants utilisateurs de FRM.....	122
4.3	Organisation segmentaire de la réponse vibratoire.....	122
4.4	Pertinence des configurations posturales testées.....	123
4.5	Limites et perspectives.....	123
5	Conclusion.....	124
Partie IV : Modèles biodynamiques de la transmission vibratoire.....		126
Chapitre 1 : Contexte.....		127
1	Problématique et hypothèses.....	127
2	Panorama des architectures	128
2.1	Modélisation du corps humain assis	128
2.2	Modélisation du FRM	130
2.3	Contraintes paramétriques.....	132
3	Optimisation et critères de performance.....	133
3.1	Méthode.....	133
3.2	Initialisation.....	133
3.3	Evaluation et critère de performance.....	134
Chapitre 2 : Modélisation de l'utilisateur.....		136
1	Etude en basses fréquences (3-12 Hz).....	136
1.1	Méthode	136
1.2	Résultats.....	136
1.3	Discussion.....	139
2	Etude en hautes fréquences (8-80 Hz)	141
2.1	Méthode	141
2.2	Sujets valides	141
2.3	Résultats.....	141

2.4	Discussion.....	144
3	Participants utilisateurs de FRM.....	145
3.1	Méthode.....	145
3.2	Résultats.....	145
	Chapitre 3 : Modélisation du FRM	152
1	Etudes en basses fréquences (3-12 Hz).....	152
1.1	Méthode.....	152
1.2	Résultats.....	152
2	Etudes en hautes fréquences (8-80 Hz)	156
2.1	Méthode.....	156
2.2	Résultats.....	156
3	Conclusion.....	159
4	Applications pratiques	160
5	Limites et perspectives	161
	 Partie V : Conclusion générale.....	 163
	Références.....	168
	Annexes	177
	Table des figures.....	211
	Liste des tableaux	218



C Contexte et motivations de la thèse

La mobilité, en tant que déterminant fondamental de l'autonomie individuelle, constitue un élément essentiel de la qualité de vie et de l'indépendance fonctionnelle des personnes en situation de handicap. Le fauteuil roulant manuel (FRM), comme un dispositif d'assistance, est d'une importance capitale pour des millions d'individus à l'échelle mondiale. L'Organisation Mondiale de la Santé (OMS) recommande que « l'activité physique régulière est bénéfique pour tous, y compris les personnes vivant avec un handicap » (OMS, 2020). Cette affirmation a une résonance bien particulière pour les utilisateurs de FRM. Qu'elle se manifeste à travers le sport adapté, les activités récréatives ou les déplacements quotidiens, l'activité physique joue un rôle déterminant dans le maintien des capacités physiologiques et l'équilibre psychologique.

Toutefois, l'utilisation quotidienne de ces dispositifs de mobilité expose les usagers à des vibrations induites par les irrégularités des surfaces et les mouvements de propulsion. Transmises à travers le système fauteuil-utilisateur, elles sont associées à divers troubles musculo-squelettiques, notamment des lombalgies chroniques, cervicalgies, tendinopathies des membres supérieurs et syndromes canaux, avec des conséquences directes sur le confort, l'autonomie et la qualité de vie des utilisateurs (Pope et al., 1999 ; Seidel, 2005). Au laboratoire, cette thématique a d'abord été abordée par les travaux d'Ophélie Larivière, qui ont permis de caractériser avec précision l'exposition vibratoire pour des FRM divers (FRM confort, actifs, sportifs) dans des conditions d'utilisation variées (vitesses, conditions de sol, type de propulsion), mettant en évidence l'impact potentiel de ces vibrations sur la santé des utilisateurs (Larivière, 2023).

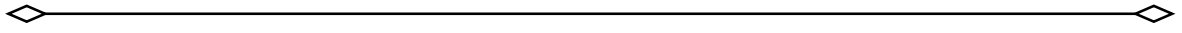
C'est dans ce contexte scientifique et médical que s'inscrit le projet ANR *HandiVib* (2022-2026), coordonné par D. Chadeaux, qui propose une approche méthodologique innovante visant à quantifier, comprendre et modéliser l'exposition vibratoire du système fauteuil-utilisateur à travers une reproduction en laboratoire d'excitations vibratoires réalistes. La thèse présentée ici constitue l'une des contributions à ce projet. Elle porte sur l'analyse de l'exposition vibratoire du couple fauteuil roulant manuel-utilisateur, en combinant des mesures expérimentales et une modélisation biodynamique à partir d'un banc d'essai dédié. L'objectif est d'apporter une meilleure compréhension des phénomènes de transmission vibratoire, en tenant compte des spécificités individuelles telles que la morphologie et le niveau de contrôle musculaire.

Au-delà de son ancrage scientifique, cette recherche s'inscrit dans la mission appliquée du CERAH, qui accompagne l'évaluation, l'amélioration et la diffusion des dispositifs d'assistance. Le développement d'un banc d'essais vibratoire, réalisé dans le cadre de ce travail, constitue une contribution technologique notable. Cet outil permet de standardiser et de reproduire en laboratoire des excitations vibratoires réalistes, ouvrant la voie à un banc d'évaluation des FRM. Un tel dispositif présente un double intérêt : d'une part, améliorer l'objectivation des performances vibratoires des FRM, et d'autre part, répondre aux enjeux sociétaux et réglementaires liés au réemploi des aides techniques, en particulier dans le cadre de la loi de 2020 sur l'économie circulaire et le recyclage.

Cette recherche explore les interactions entre les utilisateurs de FRM et leurs dispositifs, avec un double objectif :

1. Analyser les mécanismes à l'origine de troubles musculosquelettiques chez les usagers de fauteuils roulants manuels ;
2. Proposer des pistes concrètes à l'élaboration de futures recommandations ou normes spécifiques pour cette population.

Cette investigation s'inscrit dans une démarche globale visant à améliorer la qualité de vie et l'autonomie des personnes en situation de handicap, enrichir les connaissances scientifiques en biomécanique appliquée, en ergonomie des dispositifs d'assistance, et en santé publique. Ces résultats, fondamentaux (modèles) et appliqués (expériences), pourraient avoir des ouvertures, allant de l'élaboration de normes techniques jusqu'à l'amélioration des pratiques cliniques, en passant par l'innovation dans la conception des dispositifs médicaux.

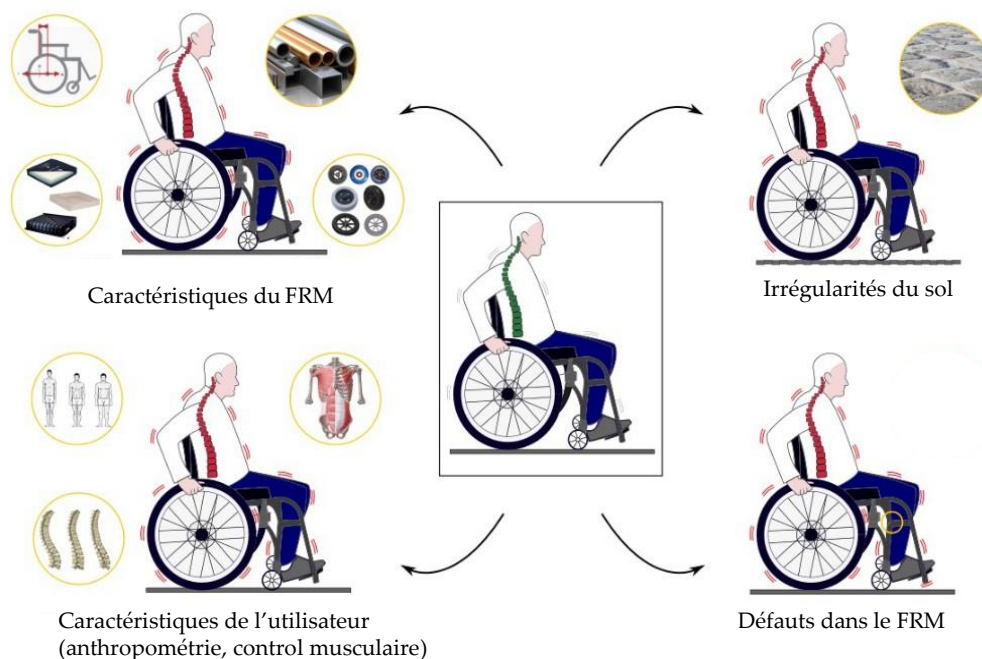


Partie I :

I Introduction générale

Questions abordées

1. Qu'entend-on par vibrations du corps entier ?
2. Quels sont leurs effets sur la santé ?
3. Quels outils et méthodes permettent leur évaluation ?
4. Quelles limites présentent les normes ISO existantes ?
5. Quelles spécificités caractérisent les utilisateurs de fauteuils roulants manuels ?



1 Chapitre 1 : Exposition du corps humain aux vibrations continues

Les vibrations corps entier, ou WBV (*Whole Body Vibrations*), correspondent à la transmission de mouvements oscillatoires mécaniques à l'ensemble du corps humain. Ces vibrations se caractérisent par des paramètres physiques tels que la fréquence, l'amplitude et la direction de propagation. Lorsqu'une personne est assise ou debout en contact avec une surface vibrante, comme dans un véhicule en mouvement ou sur un fauteuil roulant se déplaçant sur un sol irrégulier, elle est exposée à des sollicitations mécaniques. L'étude de l'exposition du corps humain aux vibrations continues s'intéresse à la manière dont ces sollicitations vont se propager au travers du corps humain.

1 Historique et enjeux

1.1 Développement de l'étude des vibrations corps entier au XX^{ème} siècle

L'étude des WBV est un champ de recherche interdisciplinaire, à l'interface de la mécanique vibratoire, de la biomécanique et des sciences médicales (Griffin, 1990). Son développement s'explique par les transformations sociétales et technologiques induites par l'industrialisation croissante, qui a accru l'exposition humaine aux environnements vibratoires (Bovenzi et Hulshof, 1999 ; Meeker, 1918). Loin de se limiter à un simple enjeu technique (gains de performance ou de durabilité des systèmes mécaniques), cette problématique a été reconnue pour ses implications sanitaires, notamment en lien avec la survenue de troubles musculosquelettiques, vasculaires et neurologiques (Hunt, 1936 ; ISO 2631:1997 ; Pope et al., 1999). Ainsi, l'étude des WBV s'est structurée dès ses origines autour d'un double impératif : caractériser avec rigueur les phénomènes vibratoires, et comprendre leurs effets sur l'organisme humain dans des conditions réelles d'exposition.

1.2 Contributions fondatrices

Les premières investigations sur les effets des vibrations sur l'organisme humain trouvent leur origine dans l'observation de pathologies professionnelles liées à l'usage d'outils manuels. Les premiers travaux se sont concentrés sur les vibrations transmises aux membres supérieurs (main-bras) –Meeker en 1918, qui a réalisé la première description systématique des lésions vasculaires et neurologiques induites par l'exposition aux vibrations chez les tailleurs de pierre. Ces travaux ont permis d'identifier les premiers effets

pathologiques des vibrations et ont ouvert la voie à des investigations plus approfondies des risques vibrationnels en milieu professionnel. Hunt (1936) a ensuite mis en évidence le phénomène de Raynaud chez les ouvriers exposés aux vibrations, appuyant les implications cliniques connues de l'exposition vibratoire prolongée. Ses recherches ont contribué à la reconnaissance des effets vasculaires de l'exposition aux vibrations et ont permis de comprendre les mécanismes physiopathologiques sous-jacents. Sur le plan méthodologique, cette période a été marquée par des progrès instrumentaux majeurs. Liebowitz (1920) a adapté des sismographes pour quantifier les expositions vibratoires, offrant une première approche objective de mesure. Ces dispositifs, limités à l'estimation visuelle des oscillations, n'ont pas permis une véritable analyse fréquentielle. L'introduction des premiers accéléromètres par Jacklin (1936), marquant une autre avancée majeure a permis permettant une analyse fréquentielle des vibrations. Ces premiers instruments présentaient quant à eux des limitations en termes de bande passante.

Ces travaux fondateurs ont mis en lumière les défis techniques et scientifiques. Techniquement, la quantification précise de l'exposition se heurte aux limites des capteurs, rendant compte que partiellement de la complexité des signaux vibratoires pour l'humain (multi-axialité, transitoires, mesures externes) en milieu industriel (Griffin, 1990). L'attribution des pathologies aux vibrations bute sur leur caractère insidieux : les lésions (vasculaires, ostéo-articulaires) émergent après des années d'exposition, dans un contexte où d'autres facteurs (ergonomie, bruit) interfèrent (Bovenzi et Hulshof, 1999). L'hétérogénéité des réponses humaines (l'âge, la posture ou la susceptibilité individuelle) impose des modèles biomécaniques encore perfectibles (Rakheja et al., 2010). Ces contraintes établissent la difficulté à concilier exigence scientifique et applicabilité terrain dans la prévention des risques.

1.3 Les axes de recherche actuels

1.3.1 Mesure des vibrations

Le domaine de la mesure des WBV s'est structuré autour d'avancées méthodologiques majeures depuis les années 1960. Les travaux de Goldman et Von Gierke (1960) ont marqué une étape décisive en systématisant l'analyse de la réponse humaine aux vibrations mécaniques. Leur contribution a consisté à formaliser une approche expérimentale, en transposant l'analyse fréquentielle — déjà utilisée en dynamique des structures — à l'étude des phénomènes de résonance propres aux différentes structures anatomiques. Leur protocole, basé sur des configurations standardisées (postures assises et debout) et explorant les trois axes directionnels (vertical, longitudinal et transversal), a jeté les bases des futures normes d'évaluation. L'accélération, déjà reconnue comme paramètre clé pour quantifier l'intensité de l'exposition (Jacklin, 1936), a été au cœur de leurs investigations.

Leur approche a permis d'affiner les méthodes de mesure en intégrant des points anatomiques précis, notamment : à l'interface assise-bassin, au sommet du crâne et au niveau du sternum. Ces travaux ont été complétés par Fairley et Griffin (1989) et Matsumoto et Griffin (2001), qui ont étudié plus en détail la transmissibilité segmentaire. Les progrès technologiques ont joué un rôle déterminant dans l'amélioration des méthodes de mesure. Le développement de capteurs accélérométriques embarqués plus performants (résolution accrue, fréquences d'acquisition élevées), couplé à des protocoles de calibrage, a permis d'améliorer significativement la fiabilité des dispositifs de mesure (Evenson et al., 2022a). Ces avancées ont ouvert la voie à des analyses plus précises de l'exposition vibratoire en conditions réelles.

Ces développements méthodologiques et technologiques ont abouti à l'élaboration de normes internationales. La norme ISO 2631 en constitue aujourd'hui le principal cadre normatif. La version de 1997 (ISO 2631:1997) a fourni un cadre standardisé pour l'évaluation de l'exposition humaine aux WBV, intégrant une large part des connaissances acquises dans le domaine. Elle prescrit des mesures en postures standardisées (assise avec dossier à 10-15° ou debout sur surface stable), selon les trois axes orthogonaux (vertical Z, antéro-postérieur X et latéral Y). Une attention particulière est à porter à l'interface entre l'utilisateur et son environnement. En position assise et debout, les interfaces d'intérêts sont : assise-bassin et/ou aux niveaux des pieds. La plage de fréquences analysée est de 0,5 à 80 Hz, et l'accélération doit être mesurée avec une résolution minimale de 200 Hz afin de capter les phénomènes transitoires. En laboratoire, la durée des tests par condition est limitée à 1-5 minutes pour éviter les effets aigus (fatigue musculaire, douleurs vertébrales), tout en restant suffisante pour caractériser la réponse biomécanique. Des répétitions par condition sont conseillées pour assurer la reproductibilité. Cette normalisation a permis d'établir un cadre commun pour l'évaluation des vibrations, facilitant la comparaison des résultats entre différentes études et contribuant significativement à l'avancement des connaissances dans ce domaine.

1.3.2 Effets sur la santé

L'étude des effets des WBV sur la santé humaine a débuté avec les observations cliniques du début du XX^{ème} siècle. Meeker (1918) et Hunt (1936) ont mis en évidence une association robuste entre l'exposition prolongée aux vibrations et l'apparition du syndrome de Raynaud chez les ouvriers utilisant des outils vibrants. Leur contribution a consisté à montrer que les vibrations ne se contentaient pas de déclencher des crises vasospastiques chez des sujets prédisposés, mais pouvaient en elles-mêmes avoir une causalité directe de lésions microvasculaires. Guignard (1960a, 1960b) a ensuite élargi ces recherches en révélant des effets neuromusculaires, notamment des perturbations du tonus musculaire et du contrôle moteur. Ces travaux pionniers ont permis de développer une approche

systémique des effets des WBV, couvrant progressivement plusieurs niveaux physiopathologiques. Sur le plan ostéoarticulaire, les études reposent principalement sur des associations épidémiologiques et expérimentales : l'exposition chronique accroît les contraintes mécaniques sur le rachis, en particulier la région lombaire, et favorise l'apparition de lombalgies chroniques, de dégénérescences discales et/ou de microtraumatismes (Pope et al., 1999 ; Seidel, 2005). Les effets vasculaires, d'abord décrits par (Hunt, 1936), ont ensuite été confirmés et étendus par des études épidémiologiques. Celles-ci montrent une association robuste entre l'exposition vibratoire et l'apparition de phénomènes de vasoconstriction périphérique ou de syndromes vasospastiques. Bovenzi et Hulshof (1999) l'ont démontré chez les conducteurs d'engins lourds. Ces effets vasculaires persistent même en posture assise prolongée, soulignant la nécessité d'une approche préventive adaptée. Enfin, les effets sensoriels relèvent encore d'un champ émergent : des travaux récents suggèrent que les vibrations peuvent affecter le système vestibulaire, altérant la perception de l'équilibre et la stabilité posturale, avec des conséquences possibles sur la sécurité et la performance au travail (Yilmaz et Ila, 2019).

Des ouvrages de synthèse ont structuré ces connaissances. Le *Handbook of Human Vibration* de Griffin (1990) a compilé les données disponibles en les associant à des critères normalisés. Le livre *Human response to vibration* de Mansfield (2004) a affiné cette analyse en étudiant les réponses physiologiques selon les caractéristiques d'exposition. Ces travaux ont révélé les interactions complexes entre effets mécaniques, perceptifs et fonctionnels. Ils ont permis de souligner l'importance de la posture et des conditions réelles d'exposition. Les effets des WBV résultent ainsi d'interactions multifactorielles entre :

- les propriétés mécaniques du signal vibratoire ;
- la biomécanique individuelle ;
- l'interaction avec l'environnement ;
- les processus de régulation neuromusculaire.

1.3.3 Réduction des vibrations

Afin de limiter l'exposition aux vibrations mécaniques dans les limites recommandées par les normes internationales (EU 2002/44/EC:2002 ; ISO 2631:1997), les efforts se sont concentrés sur des approches complémentaires, l'amélioration des dispositifs techniques, l'adaptation des conditions de travail, et l'optimisation de l'interaction homme-environnement.

Les premières stratégies de réduction des effets des WBV ont principalement reposé sur des solutions mécaniques visant à diminuer la transmission des excitations vibratoires à l'organisme. Il s'agissait alors de dispositifs d'amortissement passifs, de sièges à suspension

mécanique ou de supports découplés, conçus pour limiter la transmissibilité vibratoire entre la source excitatrice et le corps humain (Boileau et Rakheja, 1998). À mesure que la compréhension des mécanismes de transmission s'est affinée, ces solutions techniques se sont enrichies d'éléments visant à optimiser l'interface homme-dispositif. L'introduction de matériaux viscoélastiques, de structures ergonomiques (sièges profilés limitant les contraintes lombaires ou des tête d'expansion de conduite isolées) ou de systèmes de soutien postural a permis d'agir simultanément sur le confort et la dissipation vibratoire (Dupuis et Zerlett, 1987 ; Mansfield, 2004). À partir des années 2000, les efforts de réduction se sont élargis à des stratégies ergonomiques et organisationnelles. Il s'est agi notamment d'ajuster les durées d'exposition, d'optimiser les trajectoires de déplacement, de concevoir des postes de conduite adaptés, de sensibiliser les opérateurs à l'adoption de postures moins sensibles aux vibrations, telles que le maintien d'un appui dorsal limitant la transmission au rachis ou la réduction des postures asymétriques (Mansfield, 2004 ; Wolf et al., 2004). L'évaluation du rendement de ces stratégies a conduit à une meilleure compréhension des interactions entre le corps, l'environnement vibratoire et les interfaces techniques. Les avancées en modélisation biomécanique et en instrumentation embarquée ont permis le développement de dispositifs intelligents à réponse adaptative (Paddan et Griffin, 1988). Les suspensions semi-actives ou actives, capables d'ajuster dynamiquement leurs propriétés mécaniques (raideur et amortissement) en fonction des conditions de vibration mesurées en temps réel, constituent un exemple de cette transition technologique (Garcia-Mendez et al., 2013a).

L'étude des vibrations corps entier (WBV) a progressé, des premières observations cliniques aux technologies actuelles, en intégrant des méthodes variées : analyse dynamique des structures, mesure fine des expositions, biomécanique des postures, prévention sanitaire et innovations technologiques (capteurs, matériaux absorbants). Cette approche globale permet désormais une évaluation précise des risques, adaptée aux utilisateurs et à leur environnement, et ouvre la voie à des solutions de protection ciblées, notamment pour les secteurs les plus exposés (BTP, transport, industrie).

2 Méthodes d'évaluation

2.1 Outils expérimentaux

L'évaluation des WBV combine deux approches distinctes mais indissociables. Les mesures embarquées in situ permettent de capturer les expositions réelles dans leur contexte naturel. Elles intègrent toute la variabilité contextuelle aux conditions d'utilisations. Les protocoles de laboratoire, quant à eux, s'appuient sur des bancs vibratoires pour étudier ces phénomènes dans des conditions contrôlées. Ils permettent

caractérisation de paramètres mécaniques et de caractériser la réponse du corps humain dans des conditions reproductibles.

2.1.1 Mesures *in-situ*

Les mesures *in-situ*, comme celles décrites par Mansfield (2004), intègrent des accéléromètres triaxiaux à résolution $\leq 0,001$ m/s², seuil largement suffisant au regard des niveaux vibratoires rencontrés en contexte professionnel (souvent compris entre 0,1 et 5 m/s² rms). Leur masse réduite (50–200 g), conformément aux recommandations de l'ISO 8041-1:2017, limite les artefacts de charge, c'est-à-dire les perturbations de mesure liées au poids du capteur sur le support ou à une modification de la transmissibilité locale. Ce compromis de masse reflète la nécessité d'assurer à la fois une inertie suffisante pour la stabilité mécanique et une charge minimale pour éviter de biaiser la réponse vibratoire. La bande de fréquences passante typique de ces systèmes (0,1–100 Hz) couvre les gammes pertinentes pour les expositions aux WBV. Elle englobe également les zones de résonance des principales structures anatomiques, comme le rachis, le bassin et le thorax. La fiabilité des mesures dépend de l'intégralité de la chaîne d'acquisition. Celle-ci inclut le conditionnement du signal, via une amplification et un filtrage passe-bande adaptés. Les fréquences d'échantillonnage, généralement comprises entre 500 et 1000 Hz, assurent quant à elles une restitution précise des phénomènes transitoires (Paddan et Griffin, 1988).

Ces capteurs sont largement utilisés pour quantifier les expositions vibratoires dans des environnements réels, en particulier dans les secteurs professionnels à haut risque d'exposition. (Mansfield, 2004) a conduit un ensemble d'études majeures portant sur l'exposition aux WBV dans différents environnements professionnels, en particulier ceux impliquant la conduite prolongée de véhicules tels que les bus, les tracteurs agricoles, les poids lourds, les machines de chantier ou encore les hélicoptères (DiFiore et al., 2011 ; Kåsin et al., 2011 ; Mansfield, 2004 ; Mansfield et al., 2009). Dans ces recherches, des accéléromètres triaxiaux (± 50 g, bande passante > 1 kHz) étaient généralement fixés : sur l'assise du siège, sous les tubérosités ischiatiques, et parfois également sur le bâti des structures environnantes ou le dossier, afin de capturer les composantes vibratoires dans les trois axes (longitudinal, latéral et vertical). Des études comparables ont été menées par Behar et Libich (2005) qui ont instrumenté des chariots élévateurs et des véhicules industriels avec des capteurs montés sur le châssis à côté de l'opérateur. Plus récemment, Deboli et al. (2017) ont confirmé l'intérêt de cette approche en instrumentant des tracteurs agricoles avec un capteur placé à l'interface conducteur-assise (± 10 g, 100 mV/g, 0,5 à 1000 Hz) et un autre fixé sur le châssis (± 500 g, 10 mV/g, 1 à 5000 Hz), afin d'évaluer la transmissibilité vibratoire en conditions réelles d'exploitation.

Dans le domaine de la mobilité assistée Garcia-Mendez et al. (2013a) ont utilisé un système d'acquisition portable pour enregistrer les vibrations transmises à des usagers de fauteuils roulants motorisés sur différents types de sols. Larivière et al. (2023) ont quant à eux mobilisé des accéléromètres triaxiaux (± 50 g, fréquence de résonance ≥ 15 kHz) pour mesurer la réponse vibratoire en situation de propulsion assistée chez des sujets en fauteuil roulant manuel, avec des capteurs fixés au niveau du repose-pied, du cadre et du dossier. Plus récemment, Chadefaux et al. (2024) ont recouru à des capteurs inertiels compacts (fréquence d'échantillonnage > 1000 Hz, plage de mesure ± 16 g) placés sur la tête, le bassin et le fauteuil, afin de caractériser dynamiquement la transmissibilité des vibrations en conditions d'usage quotidien.

Ces mesures présentent l'avantage d'offrir une validité écologique élevée, car elles restituent les expositions telles qu'elles surviennent dans leur complexité contextuelle. Leur limite réside cependant dans le manque de contrôle expérimental : la variabilité des conditions réelles rend difficile la reproductibilité des sollicitations et l'isolement des paramètres mécaniques spécifiques. Pour dépasser ces contraintes, des approches complémentaires en laboratoire ont été développées. Les bancs vibratoires permettent ainsi de soumettre le corps humain à des excitations précisément définies et reproductibles, selon des protocoles standardisés.

2.1.2 Mesures contrôlées sur banc d'essai

Les bancs vibratoires de laboratoire permettent d'étudier la réponse vibratoire humaine dans des conditions standardisées et reproductibles. Trois grandes technologies sont couramment employées et référencées dans le Tableau 1.

Les systèmes hydrauliques, utilisés dans les protocoles de laboratoire, permettent la génération de fortes amplitudes (jusqu'à ± 50 mm) pour des chargements allant jusqu'à 500 kg. Bien qu'ils puissent théoriquement atteindre des fréquences plus élevées, leur usage

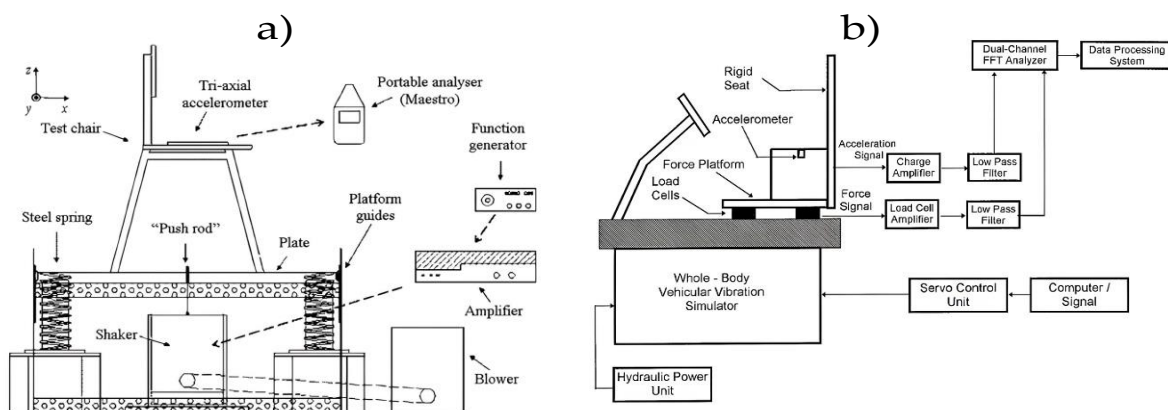


Figure 1 : Schéma de montages de dispositifs d'exposition aux vibrations en laboratoire, Boileau et Rakheja (1998) -a) et Duarte et al. (2018) -b)

s'est concentré sur une bande de fréquences comprise entre 0,5 et 20 Hz. Cette plage correspond aux basses fréquences dominantes dans les environnements de transport et aux bandes de résonance du tronc humain. Les systèmes hydrauliques sont adaptés à la simulation de situations prolongées en posture assise, typiques du travail de conduite ou de l'exposition en véhicule lourd. De nombreuses études y ont eu recours (Boileau et Rakheja, 1998 ; Chwalik-Pilszyk et al., 2021 ; Fairley et Griffin, 1989 ; Zhou et Griffin, 2014). Les niveaux d'accélération mis en œuvre varient de 0,125 m/s² à plus de 5 m/s², avec des signaux sinusoïdaux ou aléatoires. En revanche, leur encombrement, leur coût élevé et la complexité de leur pilotage (asservissements multiples) limitent leur usage à des installations spécialisées.

Les actionneurs électrodynamiques, plus compacts que les systèmes hydrauliques, se caractérisent par leur aptitude à générer de faibles amplitudes (typiquement ± 10 mm) avec une grande fidélité du signal et une excellente stabilité dynamique. Ils couvrent une plage fréquentielle utile pouvant atteindre 500 Hz, avec une majorité des applications expérimentales concentrées entre 2 et 100 Hz, en lien avec les résonances segmentaires (tête, rachis, ceinture scapulaire). Les excitations sont généralement appliquées via une tête d'expansion vibrante, un siège instrumenté ou un appui spécifique, selon la région du corps ciblée. Cette technologie est mobilisée dans les protocoles visant à isoler les effets d'une fréquence donnée ou à simuler des signaux sinusoïdaux contrôlés, comme dans les travaux de (Duarte et al., 2018 ; Lo et al., 2013 ; Maeda et al., 2003a ; Qassem et al., 1994). L'amplitude des accélérations générées varie généralement de 0,1 à plus de 2 m/s² selon les besoins (caractériser la transmissibilité lombaire, simuler des réponses segmentaires ou évaluer le contrôle postural sous vibrations). Leur compacité (dimensions inférieures à 1 m³), leur coût plus accessible et leur facilité d'intégration expliquent leur large adoption dans les protocoles biomécaniques segmentaires, notamment lorsqu'il s'agit d'analyser les effets de posture, de direction ou de modulation fréquentielle. Ils sont couramment utilisés pour simuler les vibrations rencontrées dans les véhicules légers, les environnements ferroviaires ou encore pour tester des dispositifs médicaux vibratoires.

Les bancs d'essais multiaxiaux, telles que les hexapodes à six degrés de liberté, constituent la technologie la plus avancée pour la reproduction de profils vibratoires complexes. Elles permettent de générer simultanément des translations et des rotations sur plusieurs axes, reproduisant ainsi les conditions vibratoires réalistes rencontrées dans des environnements dynamiques (engins de chantier, véhicules tout-terrain). Leur intérêt est démontré dans des travaux comme ceux de (Kim et al., 2017 ; Kowalski et Zając, 2016 ; Mandapuram et al., 2011), qui ont exploré des effets de vibration inclinée ou de posture semi-active. Ces systèmes fonctionnent dans des bandes typiques de 0,5 à 30 Hz, avec des accélérations proches de 1 m/s². Bien qu'offrant un proche réalisme, leur coût élevé, leur complexité d'installation et leur calibrage délicat limitent leur emploi. Ces dispositifs

garantissent toutefois une maîtrise des conditions expérimentales, permettant d'isoler des paramètres spécifiques tout en minimisant l'influence des facteurs non contrôlés. Leur précision et leur reproductibilité en font des outils privilégiés pour la validation de modèles dynamiques et l'évaluation des stratégies de protection vibratoire.

Étude / Référence	Technologie	Fréquence (Hz)	Accélération (m/s ² rms)	Type
Fairley & Griffin (1986, 1989)	Hydraulique	0.25–20	1,5 et 3	Aléatoire
Boileau et al. (1998)	Hydraulique	0.5–20	5 et moins	Sinus ou Aléatoire
Boileau et al. (1998a)	Hydraulique	0.625–10	1, 1,5 et 2	Aléatoire
Mansfield & Griffin (2000, 2002)	Hydraulique	1–20	0,2, 1 et 2	Aléatoire
Wang et al. (2004, 2008)	Hydraulique	0.5–40	0,5 et 1	Aléatoire
Maeda & Mansfield (2005)	Hydraulique	1–20	1	Aléatoire
Zhou & Griffin (2014)	Hydraulique	1.6–10	0.125 à 0.8	Aléatoire
Huang et al. (2020)	Hydraulique	2–100	1.0, à 2.5	Sinus balayage
Chwalik-Pilszyk et al. (2022)	Hydraulique	2–20	-	Sinus
Qassem et al. (1994)	Électrodynamique	5–500	-	Aléatoire
Holmlund et al. (1995, 2000)	Électrodynamique	2–100	0,5 à 1,4	Sinus
Maeda et al. (2003)	Électrodynamique	0.2–100	0,1	Aléatoire
Mansfield & Maeda (2005b, 2007)	Électrodynamique	1–40	1	Aléatoire
Lo et al. (2013)	Électrodynamique	0–100	1	Aléatoire
Duarte et al. (2018)	Électrodynamique	5	1.56 et 2.34	Sinus
Metapuram et al. (2011)	Multiaxes	0.5–20	0,28 et 0,4	Aléatoire
Kim et al. (2015)	Multiaxes	0,5-100	1	Aléatoire
Kowalski & Zajac (2016)	Multiaxes	1–30	0.9	Aléatoire

Tableau 1 : Liste (non-exhaustive) des systèmes de bancs d'essais mis en place dans la littérature pour l'étude des WBV

2.2 Outils numériques

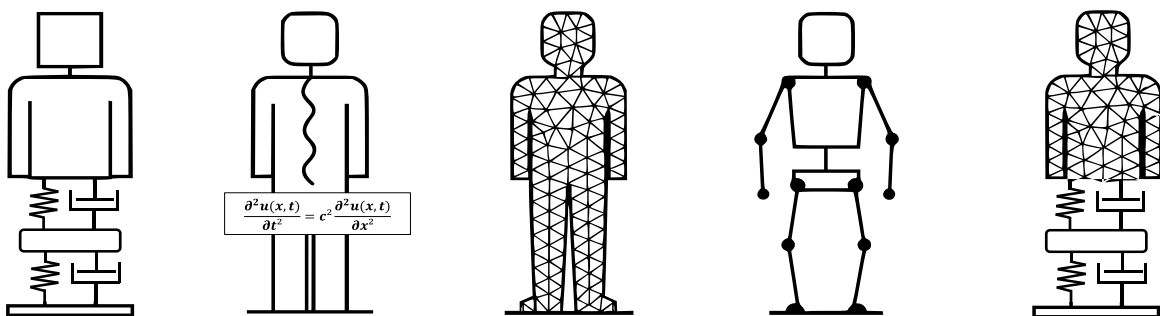


Figure 2 : Représentation graphique de la typologie de modèles rencontrés dans la littérature (masses-ressorts-amortisseurs, paramètres distribués, éléments finis, multi-corps et hybrides)

En complément des approches expérimentales, les outils numériques représentent aujourd'hui un pilier de l'étude des WBV. Ils offrent des capacités de modélisation prédictive, d'analyse multi-échelle et de simulation paramétrique. Ces approches permettent de mieux comprendre les mécanismes de transmission vibratoire dans le corps humain, d'évaluer les risques potentiels pour la santé, et d'optimiser les dispositifs visant à limiter l'exposition ou à atténuer ses effets sur l'organisme.

Les modèles mécaniques se déclinent en différentes familles, selon le degré de simplification, le niveau de résolution anatomique visé et les objectifs expérimentaux. Le Tableau 2 en présente une synthèse.

Type de Modèle	Description	Applications
Modèles masses-ressorts-amortisseurs	Corps représenté comme un ensemble de masses, ressorts et amortisseurs discrets	Réponse vibratoire globale, conception de sièges/suspensions, analyse posturale
Modèles à paramètres distribués	Corps modélisé comme un continuum d'équations aux dérivées partielles	Propagation des ondes dans les tissus, vibration des structures souples
Modèles par éléments finis	Corps divisé en éléments interconnectés, avec propriétés mécaniques locales	Analyse des contraintes internes, simulation tissulaire, évaluation des lésions
Modèles multi-corps	Segments rigides articulés, représentant la cinématique du squelette humain	Analyse de la posture, de la marche/course, simulation de mouvement global
Modèles hybrides	Combinaison de plusieurs approches pour intégrer comportement global et local	Étude multi-échelle, réponse segmentaire et tissulaire combinée

Tableau 2 : Typologie des modèles biodynamiques et leurs applications (Fung, 1993 ; Griffin, 1990 ; Parashar et Sharma, 2016 ; Robertson et al., 2014).

Les modèles masses–ressorts–amortisseurs constituent l'approche la plus répandue pour représenter la réponse dynamique globale du corps humain soumis aux WBV. Fondés sur la mécanique des systèmes discrets, ils modélisent le corps comme une association de masses reliées par des ressorts (raideur) et des amortisseurs (dissipation), généralement selon l'axe vertical (Griffin, 1990 ; Liang et Chiang, 2006a). Leur grande simplicité permet une mise en œuvre rapide, une identification paramétrique à partir de données expérimentales, et une interprétation directe des phénomènes de résonance, transmissibilité ou masse apparente (Alabi et al., 2023 ; Liang et Chiang, 2006a). Ces

modèles sont particulièrement adaptés à l'étude de la posture statique et dynamique, notamment pour la conception de sièges, la prévention des troubles musculosquelettiques ou l'évaluation ergonomique. Leur caractère linéaire, la faible prise en compte de la complexité anatomique et l'absence de modélisation neuromusculaire limitent leur usage aux réponses macroscopiques globales. Les modèles neuro-musculo-squelettiques, bien qu'utiles pour analyser le contrôle postural et les efforts aux interfaces, restent cantonnés aux basses fréquences et ne sont pas compatibles avec des excitations vibratoires réalistes nécessitant un couplage dynamique. Ces limites expliquent pourquoi les modèles masses-ressorts-amortisseurs demeurent des outils de référence pour les analyses comparatives, les validations simplifiées et les simulations ergonomiques à grande échelle.

Les modèles à paramètres distribués représentent le corps humain comme un milieu continu, dans lequel les propriétés mécaniques (raideur, densité, viscosité) varient de façon continue dans l'espace. Basés sur des équations aux dérivées partielles, ils permettent de décrire la propagation des ondes vibratoires dans les tissus mous ou les structures allongées comme le rachis (Fung, 1993). Cette approche est particulièrement utile pour analyser les effets de diffraction, de résonance locale ou de couplage vibratoire entre segments, dans des situations où les modèles discrets ne suffisent plus (Rakheja et al., 2010). Cependant, leur mise en œuvre numérique reste complexe, et leur calibrage nécessite souvent des données expérimentales détaillées, comme des essais *in vitro* ou des techniques d'imagerie dynamique (Zhang et al., 2025). Ils sont principalement employés dans les études fondamentales de dynamique tissulaire (Holzapfel, 2002) ou dans les analyses de systèmes biologiques à comportement ondulatoire.

Les modèles par éléments finis reposent sur une discrétisation du corps humain en un maillage d'éléments interconnectés, au sein duquel sont résolues les équations d'équilibre mécanique. Chaque élément peut être associé à des propriétés matérielles spécifiques (élasticité, densité, anisotropie), ce qui permet de simuler les déformations internes sous sollicitation vibratoire (Parashar et Sharma, 2016). Ils sont principalement utilisés pour étudier la distribution des contraintes dans les tissus biologiques, en particulier au niveau des disques intervertébraux, des os, des articulations, et autres tissus (peaux, muscles, ...). Des applications plus ciblées concernent par exemple la modélisation de la propagation vibratoire dans les membres supérieurs pour évaluer le risque de syndrome vibratoires main-bras (Wu et al., 2007) ou l'étude de l'effet des vibrations assises sur le rachis lombaire (Pankoke et al., 2001). Leur principal inconvénient réside dans leur complexité calculatoire : ils exigent une géométrie anatomique détaillée, des temps de calcul importants et des conditions limites réalistes. Leur usage est donc particulièrement adapté aux simulations tissulaires localisées, à l'évaluation des risques biomécaniques ou à la conception de dispositifs orthopédiques.

Les modèles multi-corps s'appuient sur une représentation du corps humain comme un ensemble de segments rigides articulés, reliés par des articulations modélisant les degrés de liberté anatomiques (Griffin, 1990). Chaque segment est associé à des paramètres inertiels, tandis que les articulations peuvent inclure des raideurs, des frottements ou des contrôles actifs. Ces modèles permettent de simuler le mouvement global du corps, d'évaluer les interactions intersegmentaires ou d'analyser les effets de posture sur la transmissibilité vibratoire (Teng et al., 2006). Leur principal intérêt est de capturer la dynamique corporelle à grande échelle, avec un coût numérique modéré. En revanche, leur rigidité structurelle limite leur capacité à représenter les déformations locales ou les effets tissulaires fins. Les modèles multi-corps sont ainsi privilégiés dans les études posturales, l'analyse de la marche, ou la conception de prothèses et exosquelettes soumis à des vibrations.

Les modèles hybrides combinent plusieurs des approches précédentes afin d'offrir une représentation multi-échelle et plus complète de la réponse biomécanique. Par exemple, un modèle multi-corps peut être enrichi par des sous-modèles éléments finis pour certaines structures (disques vertébraux, lombaires), ou par des modules musculaires dynamiques pour intégrer les réponses neuromusculaires (Remus et al., 2021). Cette approche permet d'explorer simultanément les effets globaux du mouvement (cinématique) et les phénomènes locaux de contrainte ou de déformation. Toutefois, leur développement exige une expertise avancée en modélisation, un effort conséquent de validation et des compromis entre précision et coût numérique. Ces modèles sont principalement mobilisés dans les recherches cliniques avancées (étude des réponses mécaniques au niveau du rachis, évaluation des contraintes tissulaires, optimisation de stratégies thérapeutiques), la conception de systèmes de protection (sièges, suspensions) ou les simulateurs biomécaniques intégrés.

2.2.1 Modèle à paramètres concentrés

Parmi les différentes classes de modélisation numérique employées dans l'étude des WBV, les modèles masses–ressorts–amortisseurs représentent, d'un point de vue historique et conceptuel, l'approche la plus répandue pour simuler la réponse vibratoire du corps humain. Ces modèles traduisent le comportement mécanique global du corps par une association de segments inertiels reliés entre eux par des éléments viscoélastiques (ressorts de raideur k , amortisseurs de coefficient c), agencés selon un axe vertical. Leur objectif est de reproduire les réponses dynamiques telles que la transmissibilité segmentaire et la masse apparente.

L'évolution de ces modèles dans la littérature s'est structurée autour d'un accroissement progressif du nombre de degrés de liberté (ddl), reflétant un compromis entre simplicité

formelle, interprétabilité biomécanique et fidélité dynamique. Les premières modélisations à 1 ou 2 ddl (Coermann, 1962 ; Muksian et Nash, 1974 ; Paddan et Griffin, 1988) ont permis de capturer les réponses globales du tronc à l'excitation verticale, en restituant notamment la première fréquence de résonance du système corps-assise (Figure 3). L'accroissement du nombre de degrés de liberté traduit ainsi la volonté de dépasser une vision globale simplifiée pour représenter plus fidèlement l'ensemble du corps et la diversité de ses réponses vibratoires.

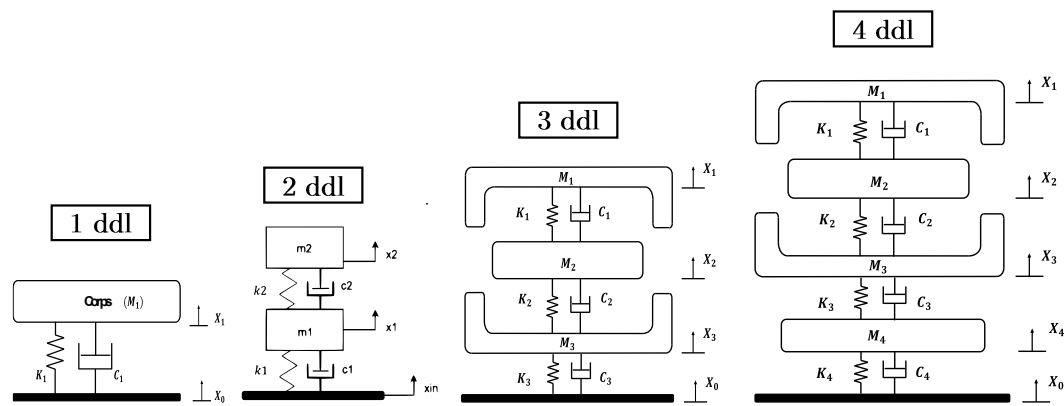


Figure 3 : Modèles à 1,2,3 et 4 ddl pour un sujet humain assis

C'est dans cette perspective qu'ont émergé les modèles à 3 et 4 ddl (Figure 3), introduisant une différenciation plus fine entre le bassin, la partie distale du tronc, le thorax et la tête (Boileau et Rakheja, 1998 ; Suggs et al., 1969 ; Wan et Schimmels, 1995). Leur succès tient à leur capacité à prédire avec une bonne précision les fonctions dynamiques mesurées expérimentalement (transmissibilités et masse apparente), tout en conservant une structure analytiquement solvable. Le modèle à 4 ddl proposé par Wan et Schimmels (1995), s'est imposé comme une référence dans les travaux de validation croisée. Il a été recommandé par Liang et Chiang (2006b) comme le plus adapté pour représenter la réponse biodynamique d'un sujet assis sans support dorsal, soumis à une excitation verticale dans la bande 0,5–20 Hz. Parallèlement, certains travaux ont proposé des structures en parallèle à 6 ou 7 ddl (Figure 4), dans le but de représenter plus finement la dynamique interne du tronc et de prendre en compte la segmentation thoraco-abdominale (Kumar et Saran, 2019 ; Liang et Chiang, 2006a ; Muksian et Nash, 1974 ; Patil et Palanichamy, 1988). Ces modèles se distinguent par une représentation plus détaillée du rachis et par l'introduction de forces physiologiques spécifiques (forces diaphragmatiques), qui confèrent une plus grande sensibilité aux sollicitations vibratoires complexes. Ils ont également été mobilisés dans le cadre de l'étude de populations particulières (sujets féminins, femmes enceintes), en raison

de leur capacité à intégrer des variations de morphologie et de répartition des masses (Qassem et al., 1994).

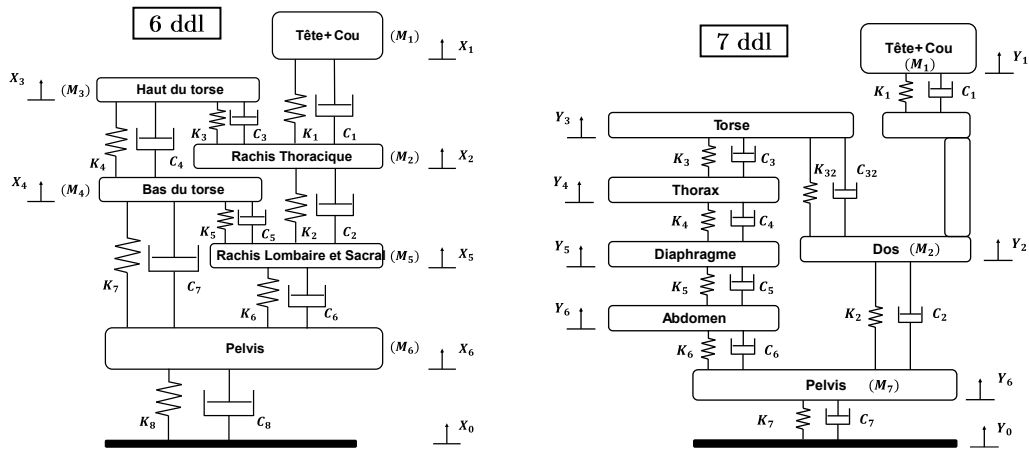


Figure 4: Modèles à 6 et 7 ddl en parallèle

Sur le plan méthodologique, la majorité de ces modèles ont été validés à partir de données expérimentales collectées sur bancs d'essai vibratoires à excitation verticale contrôlée, dans des conditions normalisées (Boileau et al., 1998; Liang et Chiang, 2006a). Les paramètres inertiels, viscoélastiques et géométriques ont été soit : dérivés de mesures anthropométriques sur cadavres réanalysée (De Leva, 1996), soit estimés par optimisation inverse sur des fonctions de coût dérivées des courbes de transmissibilité ou de masse apparente (Liang et Chiang, 2006a).

Ainsi, les modèles à 1 à 4 ddl en série constituent une base méthodologique robuste pour l'analyse des réponses globales et segmentaires en posture assise, notamment dans le cadre des WBV de type professionnel ou clinique. Les modèles à 6 et 7 ddl en parallèle offrent quant à eux une capacité d'analyse plus fine et sont particulièrement indiqués lorsque l'on vise à intégrer des éléments physiologiques internes ou à explorer la variabilité interindividuelle. Dans tous les cas, ces structures mécaniques restent au cœur des pratiques de modélisation biodynamique, tant pour l'interprétation des mesures expérimentales que pour la simulation prédictive dans des contextes vibratoires complexes.

2.3 Variables d'intérêt

Dans l'analyse des effets des WBV, certaines grandeurs dynamiques occupent une place centrale, tant pour la caractérisation des réponses dynamiques que pour la modélisation du comportement vibratoire du corps humain. Parmi celles-ci, deux variables sont fréquemment utilisées : la transmissibilité et la masse apparente.

2.3.1 Transmissibilité

Le concept de transmissibilité trouve ses racines dans l'analyse des systèmes vibratoires, en particulier dans l'étude des réponses dynamiques à des excitations harmoniques. Il émerge historiquement des travaux de Lord Rayleigh (1877) sur les ondes acoustiques, puis est formalisé dans les traités de Timoshenko (1928) et Den Hartog (1934), qui introduisent les premières expressions analytiques de la transmissibilité dans des systèmes à un degré de liberté, soumis à des forces oscillantes. Dans sa définition la plus générale, la transmissibilité $T(\omega)$ est une fonction de transfert normalisée reliant la réponse d'un système à celle de l'excitation, exprimée en fonction de la fréquence angulaire ω . Cette grandeur peut concerner des mesures de déplacement, de vitesse ou d'accélération selon le contexte étudié. Pour un système linéaire invariant excité par un signal harmonique $x(t) = |X(\omega)|e^{j(\omega t + \varphi(\omega))}$, la réponse $y(t) = |Y(\omega)|e^{j(\omega t + \varphi(\omega))}$ vérifie la relation :

$$T(\omega) = \frac{Y(\omega)}{X(\omega)} = |T(\omega)| e^{j\varphi(\omega)}. \quad (1)$$

Où $|X(\omega)|$ et $|Y(\omega)|$ désignent les modules respectifs du signal d'entrée et de sortie, $\varphi(\omega)$ représente le déphasage entre les deux, et j l'unité imaginaire ($j^2 = -1$). Ce formalisme mathématique, a été adapté dès les années 1960 pour analyser la réponse du corps humain soumis à des vibrations mécaniques (Griffin, 1990 ; Rowlands, 1972). Cette adaptation suppose que le corps humain, malgré sa complexité, peut être localement modélisé comme un système linéaire sous certaines hypothèses : stationnarité locale, réponse harmonique, couplage rigide de l'interface. Dans le cadre des WBV, on parle de transmissibilité segmentaire pour désigner la transmission des vibrations d'une interface, généralement l'assise, vers un segment corporel supérieur (rachis, sternum, tête, etc.). Elle se définit empiriquement comme le ratio entre l'accélération mesurée au segment cible et celle mesurée à l'interface, à une fréquence donnée :

$$T(\omega) = \frac{a_{segment}(\omega)}{a_{interface}(\omega)}. \quad (2)$$

Une valeur de $T(\omega) > 1$ indique que la réponse segmentaire est supérieure à l'excitation : cela traduit une amplification mécanique interne et une accumulation d'énergie vibratoire au niveau du segment, phénomène typique des zones de résonance. À l'inverse, $T(\omega) < 1$ reflète une atténuation, qui peut résulter d'un comportement viscoélastique dissipatif ou d'un découplage mécanique. Cette réponse dépend à la fois des caractéristiques du signal vibratoire, notamment son spectre fréquentiel et sa direction, et des propriétés biomécaniques du sujet, incluant la raideur segmentaire, le tonus postural, la géométrie corporelle et les conditions de contact (Griffin, 1990 ; Mansfield, 2004).

Sur le plan biomécanique, la transmissibilité segmentaire caractérise la manière dont une vibration externe est modulée par les propriétés dynamiques du corps humain, incluant la raideur et l'amortissement des structures musculo-squelettiques, l'orientation segmentaire adoptée, ainsi que les conditions de contact avec la surface d'excitation (nature de la surface, effort appliqué). L'analyse fréquentielle de cette fonction permet ainsi d'identifier des fréquences de résonance spécifiques à certains segments, et de mieux comprendre la distribution mécanique des charges vibratoires dans le corps.

Sur le plan pratique, la transmissibilité est ici estimée à partir de la fonction de transfert fréquentielle linéaire $H(f)$, estimée selon la formulation classique issue de l'analyse des systèmes linéaires aléatoires stationnaires (Bendat et Piersol, 2010). Cette fonction est calculée comme le rapport entre la densité spectrale croisée $P_{xy}(f)$ et la densité spectrale de puissance $P_{xx}(f)$, soit :

$$H(f) = \frac{P_{xy}(f)}{P_{xx}(f)}. \quad (3)$$

Où les signaux mesurés : $x[n]$ et $y[n]$ sont deux signaux discrets et finis, mesurés expérimentalement, avec $x[n]$: signal d'entrée, $y[n]$: signal de sortie. A ses signaux est appliqué une Transformées de Fourier discrète pour analyser leur contenu fréquentiel :

$$X(f_k) = \sum_{n=0}^{N-1} x[n] \times e^{-j2\pi f_k n}, Y(f_k) = \sum_{n=0}^{N-1} y[n] \times e^{-j2\pi f_k n}.$$

Ensuite la densité spectrale de puissance et la densité spectrale croisée sont calculées et donnent (où * indique le conjugué complexe) :

$$P_{xx}(f_k) = X(f_k) \times X^*(f_k) \text{ et } P_{xy}(f_k) = X^*(f_k) \times Y(f_k). \quad (4)$$

Ces grandeurs représentent l'énergie distribuée en fréquence (pour P_{xx}) et la corrélation fréquentielle entre deux signaux (pour P_{xy}). Une fois P_{xx} et P_{xy} calculés à chaque fréquence f_k , la fonction de transfert fréquentielle est simplement :

$$H(f) = \frac{P_{xy}(f_k)}{P_{xx}(f_k)}. \quad (5)$$

Cela donne une quantification fréquentielle de la transmissibilité, avec :

- le module $|H(f)|$ représentant le gain (amplification ou atténuation),
- la phase $\arg(H(f))$ représentant le déphasage.

Cette approche présente deux avantages principaux : i) elle est plus robuste au bruit que le simple ratio des spectres d'amplitude, et ii) elle permet une estimation continue et

moyennée de la transmissibilité sur tout le spectre, sans nécessiter une excitation parfaitement harmonique.

Dans la norme ISO 2631 (1997), la transmissibilité segmentaire constitue un fondement implicite des pondérations fréquentielles, celles-ci étant dérivées de courbes moyennes établies à partir de tests perceptifs réalisés sur des participants dans des contextes spécifiques (confort, mal des transports, etc.). La norme ISO 5982 (2019) complète cette approche en fournissant des courbes de référence de transmissibilité verticale, servant à calibrer des mannequins vibratoires et à valider des modèles d'évaluation.

2.3.2 Masse apparente

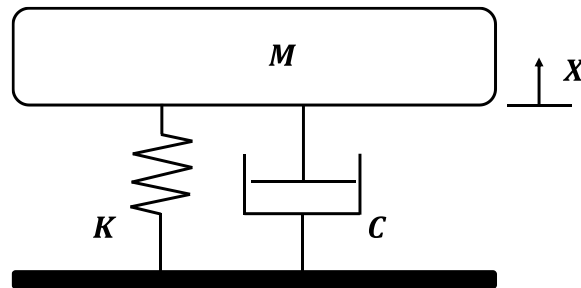


Figure 5 : Modèle masse-ressort-amortisseur unidimensionnel à un degrés de liberté

La masse apparente est une grandeur dynamique qui exprime la masse vue par une interface excitatrice lorsque le corps humain est soumis à une vibration. Contrairement à la masse corporelle (constante), elle varie avec la fréquence d'excitation (ω), intégrant les effets inertiels, viscoélastiques et élastiques de l'organisme (Griffin, 1990 ; ISO 5982:2019). Dans un modèle masse-ressort-amortisseur unidimensionnel, en appliquant le théorème de la résultante dynamique à la masse m isolée (Figure 5), la force exercée sur le corps s'exprime par

$$F(t) = m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t), \quad (6)$$

où m est la masse segmentaire, c le coefficient d'amortissement, k la raideur équivalente, et $x(t)$ le déplacement vertical. En supposant une excitation harmonique $x(t) = Xe^{j\omega t}$, et en passant dans le domaine fréquentiel, l'équation (3) se réécrit

$$F(\omega) = (-\omega^2 m + j\omega c + k)X(\omega), \text{ avec } \begin{cases} \dot{x}(\omega) = j\omega X(\omega) \\ \ddot{x}(\omega) = -\omega^2 X(\omega) \end{cases} \quad (7)$$

Par définition, la masse apparente

$$M(\omega) = \frac{F(\omega)}{a(\omega)} = \frac{-\omega^2 m + j\omega c + k}{-\omega^2} = m - j\frac{c}{\omega} - \frac{k}{\omega^2}. \quad (8)$$

On sépare alors le module et la phase de cette expression : de l'expression (5), on obtient

$$|M(\omega)| = \sqrt{\left(m - \frac{k}{\omega^2}\right)^2 + \left(\frac{c}{\omega}\right)^2}, \quad \varphi(\omega) = \arctan\left(\frac{-\frac{c}{\omega}}{m - \frac{k}{\omega^2}}\right). \quad (9)$$

L'analyse du module $|M(\omega)|$ montre que :

- à très basse fréquence ($\omega \rightarrow 0$) : la masse apparente tend vers la masse réelle m car le corps est perçue comme un élément rigide, les constantes de raideur et d'amortissement sont nulles ;
- autour de la fréquence de résonance $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ (faible amortissement), on observe une amplification locale liée à la coexistence des contributions inertielle et raideur.
- à fréquence élevée : la masse apparente tend vers la masse réelle m , ce qui correspond à un comportement inertiel pur ;

L'analyse de la phase $\varphi(\omega)$ montre que :

- à basse fréquence, $\varphi(\omega)$ tend vers $-\pi$, signe que la réponse est en opposition de phase avec l'excitation, caractéristique d'un comportement élastique.
- à la résonance, $\varphi(\omega)$ se rapproche de $-\pi/2$, traduisant la dominance de la dissipation par l'amortissement ;
- à haute fréquence, $\varphi(\omega)$ est proche de zéro, indiquant une réponse en phase avec l'excitation inertielle ;

D'un point de vue biomécanique, la masse apparente quantifie la résistance dynamique du corps à une vibration imposée, et constitue un indicateur global de son comportement mécanique. Elle permet notamment d'identifier les variations dans la raideur segmentaire, d'amortissement effectif ou de conditions de contact avec l'interface (Griffin, 1990 ; Mansfield, 2004). Sur le plan normatif, la norme (ISO 5982:2019) fournit des courbes de référence pour des sujets standards en posture assise, utilisées pour calibrer des mannequins vibratoires (Matsumoto et Griffin, 2003), valider des modèles biomécaniques (Liang et Chiang, 2006a), ou détecter des déviations liées à des pathologies, des morphologies particulières ou des dispositifs d'assise spécifiques (Paddan et Griffin, 1988). La masse apparente complète ainsi les analyses basées sur la transmissibilité (également couverte par cette norme), en apportant une mesure directe de la dynamique utilisateur/interface.

3 Connaissances actuelles

L'évaluation des effets des WBV en posture assise s'appuie sur un corpus normatif structuré, incluant les normes (ISO 2631:1997) et (ISO 5982:2019). Ces cadres, élaborés dans une optique de prévention des risques professionnels, visent à objectiver l'exposition vibratoire, à identifier les conditions à risque et à standardiser les méthodes de mesure et d'évaluation (Griffin, 1990 ; Mansfield, 2004). Leur développement s'appuie sur un socle scientifique plus large, issu de recherches visant à caractériser la réponse vibratoire du corps humain (Fung, 1993 ; Paddan et Griffin, 1988), en physiologie humaine (Dupuis et Zerlett, 1987 ; Pope et al., 1999), et en ergonomie industrielle (ISO 2631:1997 ; Seidel, 2005). Les normes ne sont ainsi qu'une formalisation appliquée de ces connaissances, qui visent avant tout à comprendre les mécanismes de réponse du corps et de l'interface utilisateur/assise.

3.1 Seuils et contours d'inconfort

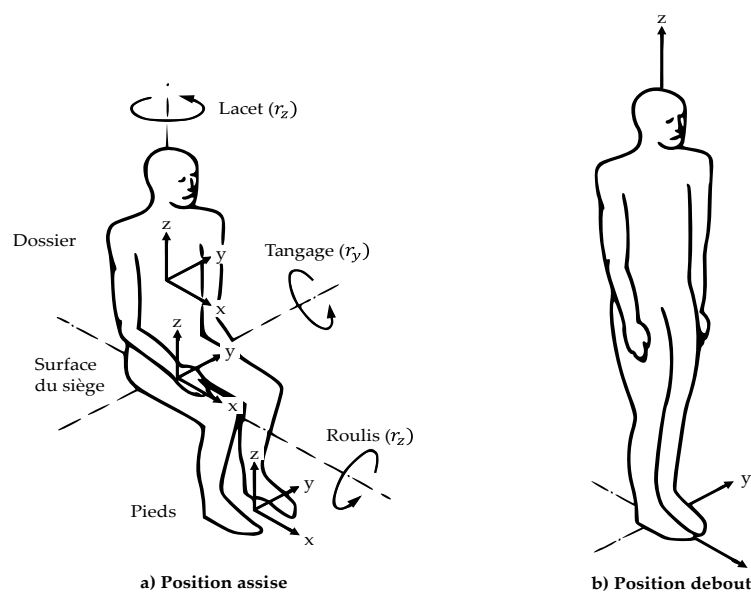


Figure 6 : Axes principaux et de rotations pour les positions assise et debout définis par la norme ISO 2631:1997

La norme (ISO 2631:1997) définit le cadre international pour évaluer les effets physiopathologiques des vibrations transmises au corps humain (postures assise, debout ou couchée). Elle standardise la mesure triaxiale des accélérations (Figure 6) — selon les axes X (antéro-postérieur), Y (latéral) et Z (vertical) — aux interfaces corps/source vibrante (ex. ischions en position assise). Pour tenir compte de la sensibilité directionnelle et fréquentielle du corps, la norme applique des pondérations fréquentielles spécifiques à chaque axe, fondées sur des données dynamiques objectives (masse apparente,

transmissibilité). Ainsi, l'axe vertical (Z), présente un maximum de pondération entre 4 et 8 Hz (Figure 8), correspondant à une plage critique de résonances du tronc et du rachis lombaire (Griffin, 1990). À partir des signaux pondérés, la norme calcule deux indicateurs d'exposition principaux, avec, l'accélération équivalente $A(8)$, qui correspond à la valeur quadratique moyenne pondérée (wRMS) des accélérations rapportée à une durée de référence de 8 heures :

$$A(8) = a_{\omega} \sqrt{\frac{T}{T_0}}, \quad (10)$$

où a_{ω} est l'accélération pondérée mesurée, T la durée réelle d'exposition et $T_0 = 8h$ la durée de référence. Ainsi que la dose vibrationnelle cumulative (VDV), définie comme la racine quatrième de l'intégrale temporelle des accélérations pondérées à la puissance quatre, grandeur particulièrement sensible aux chocs et aux pics transitoires :

$$VDV = \left(\int_0^T [a_{\omega}(t)]^4 dt \right)^{\frac{1}{4}}. \quad (11)$$

Les normes associés à la directive européenne (EU 2002/44/EC ;, 2002), donnent à ces indicateurs des valeurs seuils d'exposition journalière, qui servent de repères pour l'évaluation des risques professionnels et la mise en place de mesures préventives. Ces seuils sont résumés dans le Tableau 3.

Indicateur	Unité	Description	Seuil d'action	Seuil limite
Accélération pondérée équivalente $A(8)$	m/s ²	Exposition moyenne sur 8 heures (aussi appelée w-RMS)	0,5	1,15
Dose vibrationnelle cumulée (VDV)	m/s ^{1.75}	Sensible aux pics transitoires ; recommandée pour les chocs récurrents ou irréguliers	9,1	21

Tableau 3 : Niveaux d'exposition seuils aux vibrations pour une journée de travail de 8 heures

L'analyse standard recommandée couvre une bande de fréquence de 0,5 à 80 Hz. Les basses fréquences (0,5–3 Hz), sont associées à des effets de mal des transports et de balancement corporel en affectant le complexe vestibulaire. Les moyennes fréquences (3–20 Hz), liées aux résonances mécanique segmentaire. Les hautes fréquences (> 20 Hz), de leurs côtés sont plus pertinentes pour les sollicitations tissulaires locales et les interfaces mécaniques peu amorties (muscles, vertèbres).

Cette méthodologie vise une quantification objective du risque, indépendamment de la perception des individus. Les normes servent de fondement à la formalisation de seuils d'exposition dans divers secteurs professionnels.

Contrairement à l'ISO 2631:1997, les contours d'inconfort ne reposent pas sur des critères dynamiques, mais sur l'évaluation perceptive des sujets. Ils sont élaborés à partir de protocoles expérimentaux dans lesquels les participants estiment leur niveau de gêne ou d'inconfort au moyen d'échelles visuelles analogiques (Figure 7) ou de questionnaires normalisés (Griffin, 1990 ; Zhou et Griffin, 2014). En exposant successivement les sujets à

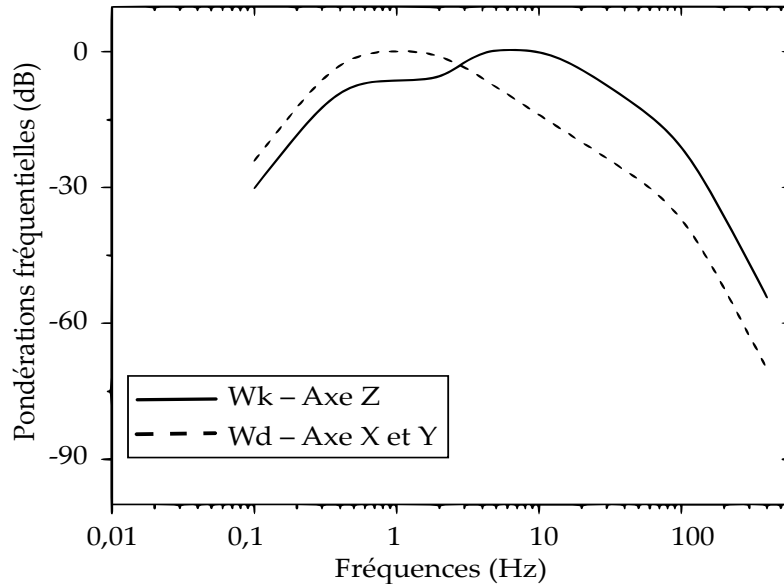


Figure 8 : Réseaux de pondération en fréquence (ISO 2631)

différentes fréquences, amplitudes ou directions vibratoires, ces études permettent de cartographier la sensibilité du corps humain en fonction des propriétés vibratoires. Les résultats confirment que la bande 4–8 Hz est perçue comme la plus inconfortable, un recoupement apparent avec les pondérations de l'ISO 2631 :1997, mais fondé sur des logiques distinctes. Les pondérations résultent de courbes moyennes issues d'évaluations perceptives dans des contextes spécifiques (posture assise, confort, mal des transports), et constituent des filtres opérationnels pour l'évaluation de l'exposition. Les contours

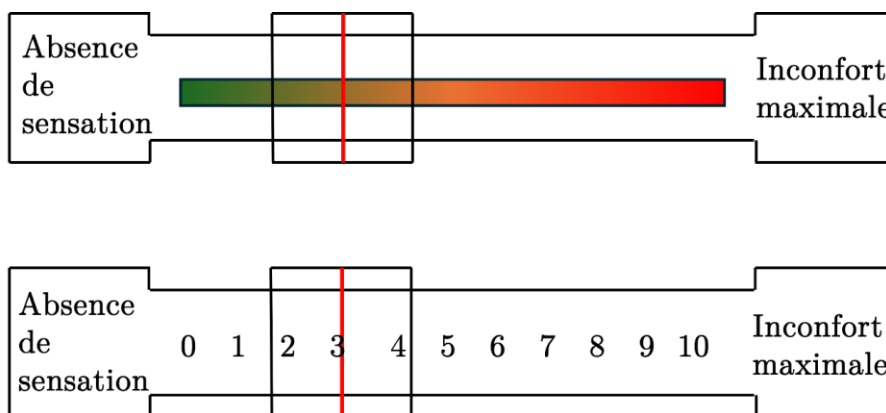


Figure 7 : VAS de l'inconfort sur une échelle de 0 à 10

d'inconfort, en revanche, traduisent directement la gêne subjective sans établir de lien démontré avec un risque physiopathologique immédiat.

Cette divergence s'explique aussi par les limites actuelles des connaissances biomécaniques : si des ordres de grandeur de résonance sont connus pour certaines structures (tronc, rachis, tête), ils ne le sont pas pour toutes, et les effets des harmoniques demeurent difficiles à caractériser. De plus, l'ISO 5982:2019 propose différentes pondérations adaptées au confort ou à la santé, ce qui souligne que perception et réponse mécanique ne s'opposent pas mais reflètent deux dimensions complémentaires de l'exposition vibratoire. Dès lors, les pondérations normalisées – centrées sur une réponse corporelle moyenne – doivent être complétées par des évaluations subjectives afin de mieux rendre compte de la réalité vécue et des facteurs individuels (âge, fatigue, pathologies). Cette divergence explique qu'une exposition puisse respecter les seuils normatifs tout en étant jugée intolérable par l'utilisateur, ou inversement paraître acceptable alors qu'elle sollicite fortement certaines structures anatomiques.

3.2 Limites

Les normes ISO 2631:1997 et ISO 5982:2019 constituent les principaux outils de référence pour l'évaluation des WBV. Elles ont permis de standardiser les mesures vibratoires, d'identifier des bandes fréquentielles critiques et de définir des indicateurs d'exposition robustes. Cependant, leur application dans divers contextes peut présenter certaines limites, en fonction des cadres qu'elles établissent pour l'évaluation et la prévention des risques.

Ces normes reposent sur un modèle biomécanique standard élaboré à partir de cohortes de volontaires étudiés dans des conditions contrôlées. Ainsi, (Fairley et Griffin, 1989) ont mesuré la masse apparente et la transmissibilité vibratoire sur 60 sujets (24 hommes, 24 femmes et 12 enfants), sélectionnés de manière aléatoire afin de couvrir un éventail d'âges et de morphologies. Si ces données constituent un socle scientifique solide pour la normalisation, elles présentent néanmoins une limite : les résultats sont généralement agrégés en moyennes globales, sans distinction claire entre sous-groupes (âge, sexe, morphologie) ce qui rend leur extrapolation à des populations ou individus présentant des pathologies difficiles. Ces choix méthodologiques peuvent limiter l'applicabilité des normes à des populations spécifiques, par exemple âgées ou présentant des troubles musculosquelettiques (Mansfield, 2004 ; Patterson et al., 2021). Ensuite, les normes ISO présentent une limite dans leur approche des pondérations fréquentielles. Elles supposent une dépendance fréquentielle identique pour toutes les amplitudes de vibration. Or, les études dynamiques montrent que la fonction de transfert du corps n'est pas strictement linéaire : la fréquence de résonance et la transmissibilité peuvent varier selon le niveau

d'accélération appliqué et les forces à l'interface utilisateur-assise (Zhou et Griffin, 2014). Cette limite est particulièrement critique pour la prédiction de l'inconfort vibratoire. Par ailleurs, les normes ISO utilisent une logique modulaire et linéaire, où chaque paramètre (axe, fréquence, durée) est traité séparément, selon une pondération standardisée (ISO 2631:1997). Cette modélisation peut limiter la prise en compte des phénomènes non linéaires ou combinés, tels que les interactions entre la posture, les déformations segmentaires, l'amortissement des interfaces et les mouvements propres à chaque utilisateur (Alabi et al., 2023). Cela peut réduire leur capacité à prédire les effets vibratoires réels dans des situations dynamiques ou instables. Enfin, les normes en vigueur ne prévoient pas d'ajustement individuel ni de scénario d'exposition personnalisé. En établissant des seuils valables pour tous, elles imposent une lecture universalisante du risque, qui peut ne pas être adaptée à des profils spécifiques (Mansfield, 2004). En résumé, les normes ISO posent quatre types de limites :

- limite de représentativité en se basant sur un modèle standard du sujet sain,
- limite épistémologique en excluant les données subjectives,
- limite de complexité en simplifiant et omettant la prise en compte des interactions mécaniques dynamiques,
- limite d'individualisation pour s'adapter aux profils individuels.

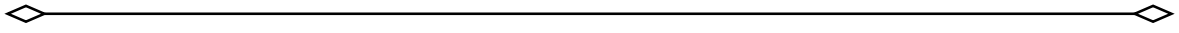
Ces limites n'invalident pas leur usage, mais appellent à un usage critique, contextualisé et, lorsque nécessaire, complété par d'autres approches, notamment perceptives, cliniques ou modélisées. Elles soulignent que, bien que les normes structurent l'évaluation, elles peuvent ne pas rendre compte de la diversité des réalités biomécaniques.

3.3 Régulation

Dans le prolongement des normes ISO (notamment l'ISO 2631:1997), la directive européenne 2002/44/CE constitue le principal cadre réglementaire visant à protéger la santé des travailleurs exposés aux vibrations mécaniques. Ce texte fixe les exigences minimales en matière d'évaluation, de prévention et de gestion des expositions vibratoires dans les milieux professionnels. Deux principaux indicateurs sont utilisés, calculés à partir des accélérations mesurées à l'interface entre la structure vibrante et le corps (généralement sous les ischions en posture assise), présenté Tableau 3.

Des stratégies correctives peuvent inclure l'utilisation de sièges suspendus, l'aménagement des horaires d'exposition, ou encore la formation des opérateurs. Cependant, ces indicateurs normatifs présentent certaines limitations. Ils ne tiennent pas compte des interactions dynamiques complexes entre la vibration et le corps humain, notamment les effets du contrôle musculaire, des propriétés viscoélastiques des tissus, ou

de la posture adoptée (Bovenzi et Hulshof, 1999 ; Griffin, 1990 ; Mansfield, 2004)). Par ailleurs, la directive ne couvre que les environnements professionnels, excluant ainsi les contextes domestiques, sportifs, médicaux ou médico-sociaux (Patterson et al., 2021). Cela soulève des enjeux majeurs pour la protection de populations non couvertes par le droit du travail, telles que les usagers de fauteuils roulants manuels. Ainsi, si la directive EU 2002/44/EC :2002 constitue un outil juridique essentiel pour encadrer les expositions professionnelles, sa portée reste partielle et généralisante. Elle repose sur un modèle moyen du « travailleur standard », sans ajustement aux profils individuels ou aux contextes spécifiques. Dans cette perspective, son application doit être complétée par des approches perceptives, cliniques ou biomécaniques, afin de garantir une protection inclusive.



2 Chapitre 2 : Exposition spécifique des utilisateurs de fauteuil roulant manuel (FRM)

1 Enjeux

L'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM provient principalement des irrégularités du sol transmises par les roues et le châssis, et présente des spécificités qui la distinguent fondamentalement des situations rencontrées par les sujets valides. La station assise prolongée constitue le facteur central de cette problématique, avec des données épidémiologiques montrant une exposition moyenne de 10 à 13 heures par jour, Sonenblum et al. (2016) et Garcia-Mendez et al. (2013a) ont respectivement mesuré des durées moyennes de $10,6 \pm 3,0$ heures par jour et $13,07 \pm 3,85$ heures par jour. A titre de comparaison l'exposition assise liée aux transports quotidiens reste bien moindre, de l'ordre de 50 min/j en moyenne pour l'UE (Eurostat, 2019). Cette position assise prolongée, combinée à une exposition vibratoire quotidienne de faible intensité mais hautement répétitive, crée un environnement particulier où les contraintes posturales et vibratoires s'additionnent et peuvent constituer un facteur de risque pour la santé.

Les conséquences de cette exposition chronique se manifestent à plusieurs niveaux. D'une part, elle favorise le développement de pathologies lombaires et cervicales comme l'ont relevé Larivière et al. (2021). Elle augmente significativement la perception de la fatigue, affectant ainsi l'endurance posturale, la fonction de propulsion et la participation sociale (Griffin, 1990 ; Larivière et al., 2021 ; Maeda et al., 2003a). Toutefois, sur les treize heures quotidiennes passées en fauteuil, seule une partie correspond à un déplacement effectif, estimée à environ une heure (Misch et Sprigle, 2022). Il faut néanmoins rappeler que les expositions vibratoires ne se limitent pas à la propulsion en fauteuil : elles peuvent également survenir dans d'autres contextes de transport assis, tels que la voiture ou l'autobus. Ainsi, l'effet cumulatif d'une exposition répétée, même à faible intensité, sur une large plage horaire, ne doit pas être sous-estimé. Les mécanismes physiopathologiques sous-jacents incluent une modification des propriétés viscoélastiques des tissus mous, une altération des mécanismes naturels d'amortissement des vibrations, une surcharge mécanique chronique sur les structures rachidiennes, ainsi qu'une diminution de la capacité de récupération des tissus musculaires (Bovenzi and Schust, 2021).

Il est probable que les caractéristiques cliniques et posturales propres aux utilisateurs de FRM limitent la transposabilité directe des modèles établis chez des sujets valides. Les différences anatomiques, posturales et neuromusculaires entre ces deux groupes influencent de manière significative la transmission vibratoire (Larivière et al., 2021 ;

Mansfield, 2004). La posture assise prolongée, la mobilité réduite et l'absence régulière de contrôle musculaire actif altèrent considérablement la dynamique d'absorption des vibrations (Garcia-Mendez et al., 2013a ; Sonenblum et al., 2016). La norme ISO 2631:1997, initialement conçue pour des expositions passives en milieu industriel, ne reflète ni la dynamique propre à la propulsion manuelle ni la réalité d'une exposition volontaire et prolongée, ce qui limite son applicabilité à cette population spécifique (DiGiovine et al., 2010 ; Larivière et al., 2021).

Les dispositifs visant à réduire les vibrations, tels que les coussins à mousse, à air ou en matériau viscoélastique, bien que validés selon la norme ISO 16840-2 (2018) pour la prévention des escarres, présentent des limites significatives en matière d'absorption des vibrations. Les études de Garcia-Mendez et al. (2013a) et DiGiovine et al. (2010) ont révélé des cas d'amplification paradoxale des vibrations avec certains types de coussins, selon leur matériau, leur précharge et la morphologie de l'utilisateur.

2 Méthodes d'évaluation

Le standard ISO 2631 (1997) bien que très largement utilisé présente des limites d'applications notables à la situation des usagers de FRM. Les méthodes d'évaluation actuelles reposent souvent sur des essais en environnement simulé. Ces essais peuvent être réalisés sur des parcours standardisés, c'est-à-dire des pistes de test reproduisant des irrégularités typiques (bosses, pavés, rampes). Ils peuvent aussi utiliser des simulateurs de chocs, par exemple des têtes d'expansion mécaniques imposant des profils vibratoires répétés (doubles-rouleaux). Ces approches offrent un contrôle expérimental précis, mais elles souffrent d'une validité écologique limitée. En effet, les niveaux vibratoires enregistrés dans ces conditions contrôlées sont systématiquement inférieurs à ceux observés en situation réelle (Larivière et al., 2021). Par exemple, les accélérations mesurées au niveau de l'assise lors du franchissement de trottoirs en conditions réelles peuvent atteindre 33 m/s^2 , alors qu'elles ne dépassent généralement pas 3 à 8 m/s^2 sur parcours simulé. De même, les accélérations mesurées au niveau de la tête varient de 13 à 17 m/s^2 en situation réelle, contre seulement 1 à 4 m/s^2 en laboratoire (Larivière et al., 2021).

Dans ce contexte, les mesures embarquées apparaissent comme la stratégie la plus appropriée pour capturer fidèlement l'exposition vibratoire dans son environnement écologique. L'utilisation d'accéléromètres triaxiaux positionnés au niveau de l'assise, du dossier ou du tronc permet de documenter avec précision les conditions réelles de propulsion, notamment lors du franchissement d'obstacles ou de la navigation sur des revêtements rugueux. Les recherches de Garcia-Mendez et al. (2013a) révèlent que les utilisateurs de FRM sont exposés à des VDV souvent supérieure à $15 \text{ m/s}^{1,75}$. Ces niveaux dépassent le seuil d'action de $9,1 \text{ m/s}^{1,75}$ défini par la directive (EU 2002/44/EC:2002). Les

recherches de Larivière et al. (2023) ont mesuré des accélérations pondérées RMS (A_w) à l'assise et au dossier de fauteuils roulants manuels atteignant environ $1,5 \text{ m/s}^2$ lors d'activités quotidiennes en propulsion assistée. Dans un contexte sportif, ces valeurs sont encore plus élevées : environ 2 m/s^2 lors du basket en fauteuil sur parquet, $2,2 \text{ m/s}^2$ en athlétisme sur piste, et jusqu'à 5 m/s^2 sur route, des intensités pour lesquelles les seuils normatifs peuvent être dépassés en quelques minutes, voire quelques secondes (Larivière, 2023).

L'étude vibratoire implique une modélisation du corps humain reposant sur des systèmes masse-ressort-amortisseur (Griffin, 1990 ; Liang and Chiang, 2006). Cependant, ces modèles, principalement basés sur des données expérimentales obtenues auprès de sujets valides placés sur des surfaces rigides, rencontrent des difficultés à rendre compte des spécificités cliniques et posturales propres aux utilisateurs de FRM. En effet, l'absence pour certains de tonus musculaire actif, la passivité du tronc et les particularités des points de contact entre le utilisateur et le fauteuil altèrent considérablement la réponse dynamique du système utilisateur-fauteuil, comme l'ont démontré Maeda et al. (2003a) et Larivière et al. (2021). Pour pallier ces limites, certains travaux ont cherché à améliorer la description du fauteuil lui-même. (Skendraoui et al., 2019) propose un modèle éléments finis du FRM, validé par analyse modale expérimentale. Cependant, ces modèles restent limités : ils ne prennent en compte que le fauteuil isolé, sans modéliser l'utilisateur lui-même — ce qui empêche de simuler la transmission réelle des vibrations vers le corps. Les bancs vibratoires, initialement conçus pour caractériser la réponse humaine, ont été également mobilisés pour étudier la dynamique des FRM/utilisateur. Ils permettent d'appliquer des profils vibratoires standardisés (sinusoïdaux, aléatoires ou transitoires), mais leurs résultats restent limités par l'incapacité à reproduire les conditions dynamiques complexes de la propulsion manuelle en situation réelle (Larivière et al., 2021 ; Skendraoui et al., 2019). Aucun des modèles actuellement recensés n'intègre pleinement les effets des mouvements volontaires ou des ajustements posturaux qui surviennent durant la locomotion active, alors que ces mécanismes modifient directement la transmissibilité vibratoire. En ajustant leur position ou en contractant certains groupes musculaires, les utilisateurs modifient la raideur et l'amortissement effectifs du système utilisateur-FRM, ce qui peut réduire l'amplification à certaines fréquences ou, au contraire, créer de nouvelles résonances (DiGiovine et al., 2010 ; Sonenblum et al., 2016).

La dynamique vibratoire du FRM, considéré comme structure isolée, a été largement étudiée en ingénierie biomédicale. Plusieurs travaux se sont concentrés sur les composants mécaniques — pneumatiques, roues avant, suspensions ou châssis — afin de caractériser leur influence sur la réponse globale du fauteuil (Larivière et al., 2022 ; Misch et al., 2022 ; Skendraoui et al., 2019). Il ressort de ces analyses que certaines configurations, par exemple l'association d'un châssis rigide à des roues pleines, induisent des fréquences de résonance

situées entre 4 et 8 Hz, soit précisément dans la bande critique de résonance du tronc humain en posture assise (Griffin, 1990; ISO 2631:1997). Par ailleurs, des composantes vibratoires de plus haute fréquence (> 30 Hz) ont été relevées, dont l'impact potentiel sur les tissus (musculaires, cutanés, vasculaires ou vertébraux) reste encore mal documenté (Mansfield, 2004). Enfin, la plupart de ces travaux considèrent le fauteuil indépendamment de l'utilisateur, sans intégrer l'interaction dynamique utilisateur–fauteuil, alors même que cette interaction conditionne la transmissibilité vibratoire réelle (Larivière et al., 2023).

3 Limites

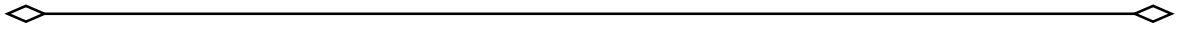
Malgré l'enrichissement progressif du corpus scientifique sur l'exposition aux vibrations des utilisateurs de FRM, les résultats sont parfois contradictoires. Ces divergences s'expliquent notamment par l'hétérogénéité des protocoles expérimentaux (durée d'exposition, types de sol, configuration du fauteuil, position des capteurs) et par la diversité de la population testée. Par exemple, (Misch et al., 2022), dans une étude en environnement contrôlé, ont évalué les vibrations transmises à un mannequin anthropométrique placé dans un FRM déplacé mécaniquement sur plusieurs surfaces standardisées (carrelage, briques, grilles métalliques). Les niveaux d'accélération mesurés à l'assise restaient largement inférieurs aux seuils d'action et de danger définis par la norme (EU 2002/44/EC:2002; ISO 2631:1997). Les auteurs estiment que plus de 14 heures de propulsion continue seraient nécessaires pour atteindre le seuil d'action, et plus de 24 heures pour franchir la limite d'exposition. À l'inverse, la revue systématique de (Larivière et al., 2021), fondée sur 35 études, souligne que les seuils de précaution sanitaire sont fréquemment dépassés, en particulier lors de déplacements sur revêtements rugueux ou de franchissements d'obstacles (trottoirs, rampes, grilles). Dans ces contextes, les niveaux d'accélération mesurés excèdent les recommandations dès 1,6 à 3 heures d'exposition cumulée, avec des pics supérieurs à 30 m/s² dans certaines situations (DiGiovine et al., 2010 ; Garcia-Mendez et al., 2013a).

Par ailleurs, la dynamique propre à la propulsion manuelle reste peu intégrée dans les modèles existants. Le geste de propulsion implique une contraction musculaire active et rythmée des membres supérieurs, qui induit une rigidification transitoire du tronc et modifie la réponse mécanique globale du système (Larivière et al., 2021). Cette contraction musculaire pourrait diminuer temporairement la capacité d'amortissement des tissus, accentuant la transmission vibratoire. Or, la majorité des modèles biomécaniques reposent sur l'hypothèse d'un tronc passif et ne prennent pas en compte les effets dynamiques liés à l'effort moteur (Liang et Chiang, 2006a ; Skendraoui et al., 2019).

Pour répondre à ces défis, les besoins de recherche appellent à une approche interdisciplinaire alliant ingénierie biomécanique, physiologie, ergonomie et neurosciences.

Le développement de modèles personnalisés et validés sur données expérimentales, capables de simuler des scénarios réalistes (trajets urbains, transitions, obstacles), représente une priorité (Chadefaux et al., 2024 ; Larivière et al., 2021). Des études longitudinales sont également nécessaires pour explorer les effets cumulatifs des WBV sur la santé neuromusculaire et musculosquelettique, ainsi que pour évaluer la pertinence des normes actuelles dans un contexte d'exposition volontaire et prolongée.

L'objectif est de constituer un corpus de connaissances suffisamment robuste pour justifier et guider des actions concrètes en matière de prévention, de conception de fauteuils et d'aménagement des environnements, tout en tenant compte de la diversité des profils d'utilisateurs et des contextes d'utilisation.



3

Chapitre 3 : Cadre de la thèse

1 Contexte scientifique

Les travaux réalisés par Ophélie Larivière ont apporté des éléments déterminants sur l'exposition vibratoire des utilisateurs de FRM, en particulier dans des conditions de propulsion quotidienne et sportive (Chadefaux et al., 2024; Larivière, 2023; Larivière et al., 2023, 2022, 2021). En mobilisant une méthodologie alliant analyses modales expérimentales, plans d'expériences et modélisation prédictive, cette recherche a montré que les niveaux vibratoires mesurés excédaient régulièrement les recommandations de la norme ISO 2631:1997, notamment dans la bande 4–12 Hz, historiquement identifiée comme critique pour le rachis lombaire. Au-delà de cette bande bien établie, les analyses modales ont mis en évidence la présence de modes propres dans des bandes fréquentielles supérieures, atteignant jusqu'à 80 Hz. Ces modes ont été identifiés à la fois sur des fauteuils isolés (Larivière et al., 2022), et en conditions dynamiques lors de propulsions assistées, poussées par un tiers (Larivière et al., 2023). Selon les configurations testées, à savoir les types de sol, les vitesses de déplacement, les méthodes de propulsion plusieurs fréquences propres ont été recensées dans les bandes [20–30 Hz], [40–50 Hz], [60–70 Hz] et même [70–80 Hz], avec des taux d'amortissement faibles à modérés (de 0.7 % à 2.9 %), témoignant d'une faible dissipation énergétique et d'un fort potentiel de résonance dans ces plages (Larivière et al., 2023). Ces résultats suggèrent que certaines composantes du FRM, notamment le châssis, les repose-pieds ou d'autres composants secondaires, peuvent présenter des modes propres dans des bandes fréquentielles supérieures à 20 Hz. Bien que peu explorées jusqu'ici, ces fréquences pourraient contribuer à la sollicitation du système musculosquelettique, en particulier en contexte sportif ou à vitesses élevées. Ces éléments invitent ainsi à élargir le spectre d'analyse des vibrations transmises au-delà des basses fréquences classiquement étudiées, et ouvrent de nouvelles perspectives pour affiner les approches d'évaluation en position assise prolongée. Cette ouverture, bien que prometteuse, s'inscrit dans un contexte scientifique encore marqué par des disparités méthodologiques, une faible convergence des résultats entre études et une absence de consensus sur les critères de risque spécifiques aux utilisateurs de FRM.

C'est dans ce cadre que s'inscrit le projet *HandiVib* (ANR-21-CE19-0004), financé par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR), conçu comme une réponse structurée aux limites identifiées dans l'étude des expositions vibratoires en fauteuil roulant manuel. Son ambition repose avant tout sur le développement d'un banc expérimental capable de reproduire des excitations réalistes. Celui-ci vise à (1) améliorer la compréhension des

mécanismes de transmission des vibrations dans le corps humain en fonction des postures et des pathologies, et à plus long terme, caractériser les seuils de perception et d'inconfort ; (2) analyser les propriétés dynamiques des fauteuils roulants manuels, leur état mécanique et la viabilité de leur réutilisation ; (3) fournir des données expérimentales de référence permettant d'alimenter et de valider de futurs modèles couplés intégrant simultanément l'utilisateur et le fauteuil. Cette approche intégrative ouvre ainsi la voie à des critères d'évaluation et de conception mieux adaptés aux spécificités de la population utilisatrice, encore absentes des standards normatifs actuels.

2 Positionnement

L'objectif est de transférer et d'adapter aux personnes en FRM les méthodologies classiquement utilisées pour les sujets valides, tout en intégrant leurs spécificités cliniques et posturales et les limites méthodologiques identifiées par les travaux de (Larivière et al., 2021). Les enjeux scientifiques de ce travail concernent principalement : (1) l'évaluation de la transmission des vibrations le long du rachis à partir de mesures accélérométriques sur la peau, (2) l'identification des particularités biomécaniques induites par différents handicaps en comparaison avec une population valide dans différentes postures, (3) la modélisation de ces phénomènes de transmissibilité afin de prédire les réponses segmentaires et d'ouvrir des perspectives d'optimisation des dispositifs d'assise.

Ces objectifs s'accompagnent d'un aspect technique. Dans un premier temps, un banc d'essai vibratoire a été conçu pour générer des excitations représentatives des sollicitations rencontrées sur sol irrégulier par des utilisateurs de FRM (Larivière et al., 2023) : des accélérations allant jusqu'à 2 m/s^2 , sur une plage fréquentielle de 8-80 Hz, pour une masse totale embarquée de plus de 100 kg. Elle permet de tester différentes postures, configurations de fauteuil et conditions d'excitation, et facilite la reproduction de l'évaluation dynamique du couple utilisateur-FRM. Dans un second temps, le projet se focalise sur une population jusque-là peu étudiée — les personnes en FRM — et s'intéresse non seulement à l'interface assise-utilisateur, mais aussi à la transmission vibratoire le long du rachis, encore peu explorée.

La démarche adoptée articule expérimentation contrôlée (protocoles statiques sur les bancs d'essais), modélisation biomécanique et, à titre exploratoire, des évaluations perceptives de l'inconfort. Les protocoles ont été menés à la fois sur sujets valides et sur utilisateurs de FRM, en mobilisant deux dispositifs complémentaires : la tête d'expansion *Hexalab* pour les basses fréquences (3–12 Hz) et le banc *Bibrate* pour les hautes fréquences (8–80 Hz). Les données collectées ont permis de construire et d'ajuster des modèles masse-ressort-amortisseur à complexité croissante (1 à 7 degrés de liberté), en série et en parallèle, constituant une base théorique pour la compréhension et la prédiction du comportement

biomécanique soumis aux vibrations corps entier (Kumar et Saran, 2019 ; Liang et Chiang, 2006a ; Skendraoui et al., 2019).

Par cette démarche intégrée, la thèse contribue à structurer un champ encore peu investi, celui de l'évaluation vibratoire en posture assise prolongée dans un contexte de handicap moteur. Elle propose des recommandations méthodologiques pour les études futures.

3 Organisation du manuscrit

Le présent manuscrit vise à répondre aux objectifs précédemment définis en suivant l'organisation suivante. Cette première partie a posé le cadre général de l'étude, en présentant l'état des connaissances sur l'exposition aux vibrations du corps humain, notamment en posture assise prolongée, et les spécificités des utilisateurs de FRM. Elle met en évidence les lacunes méthodologiques et l'absence de normes adaptées à cette population, justifiant la démarche entreprise.

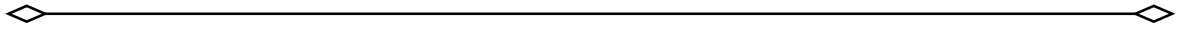
La deuxième partie est consacrée à la conception et à la validation du banc d'essai. Elle détaille les choix techniques et mécaniques, le processus de dimensionnement et les validations mécaniques et fonctionnelles. Cette étape établit la fiabilité et la pertinence de l'outil développé.

La troisième partie présente les études expérimentales menées sur des sujets, valides et utilisateurs de FRM. Ces études comprennent une analyse en basses fréquences, une étude en hautes fréquences et une investigation complémentaire des réponses posturales. Ces travaux examinent la transmission vibratoire depuis les points de contact du fauteuil jusqu'aux segments corporels, en fonction de la posture, de la configuration du FRM et des paramètres individuels. Les résultats apportent un éclairage nouveau sur les phénomènes de résonance segmentaire et les stratégies de stabilisation face aux sollicitations vibratoires.

La quatrième partie présente l'optimisation des modèles biodynamiques issues de la littérature, à nos données expérimentales. Ces modèles, allant d'une structure à un degré de liberté à des architectures plus complexes (sept degrés de liberté), permettent d'identifier des paramètres mécaniques optimisés. Une comparaison systématique avec les valeurs de référence de la littérature est ensuite menée, afin de déterminer le modèle le plus adapté à nos populations.

La discussion générale met en perspective les résultats obtenus sur la transmissibilité vibratoire du couple FRM-utilisateur en les confrontant aux données de la littérature. Elle souligne les convergences et les contradictions entre les études, liées notamment aux protocoles expérimentaux, aux profils des utilisateurs.

Enfin, la conclusion générale résume les principaux apports de ce travail, souligne ses limites et ouvre des perspectives. Celles-ci incluent l'extension des expérimentations à des contextes sportifs, la personnalisation accrue des modèles et la participation à l'élaboration de recommandations normatives spécifiques aux utilisateurs de FRM, dans une optique de prévention des risques liés à l'exposition vibratoire.

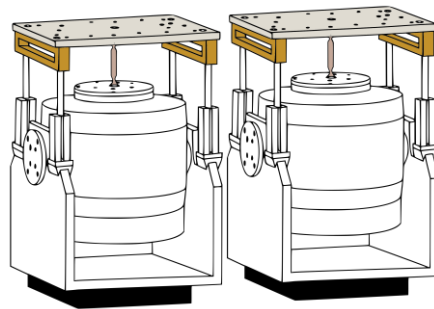
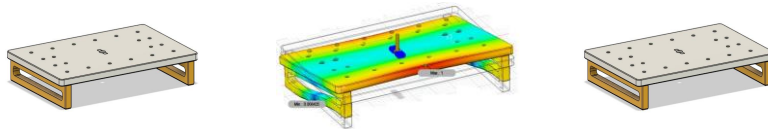


D

Partie II : Dimensionnement d'un banc d'essais vibratoires

Objectifs

- Détailler la conception et la réalisation d'un banc d'essai vibratoire.
- Réaliser des analyses mécaniques statiques et dynamiques en prenant en compte différentes configurations de charge.
- Valider la robustesse et la reproductibilité du dispositif avec des participants.



1

Chapitre 1 : Conception

1 Présentation du système choisi

1.1 Cahier des charges

Le système a pour objectif principal de reproduire des sollicitations vibratoires verticales (axe Z) afin de caractériser la réponse mécanique du système fauteuil-utilisateur. En complément, une extension possible aux vibrations horizontales médio-latérales a été identifiée dans le cadre du projet. Les principaux critères techniques retenus, issus notamment des travaux de la thèse d'Ophélie, sont

- masse maximale supportée : autour de 120 kg,
- bandes de fréquences visées : 8-80 Hz,
- amplitudes de vibration : jusqu'à 2 m/s²

La plage 8–80 Hz a été spécifiquement choisie car elle correspond au domaine de fonctionnement effectif du banc d'essai. En dessous de 8 Hz, les limitations technologiques du système ne permettent pas de générer des excitations. Au-delà de 80 Hz, on sort du domaine d'intérêt biomécanique identifié pour l'étude.

1.2 Choix du système

Pour satisfaire ces exigences, l'architecture choisie intègre plusieurs composants clés issus des standards de l'ingénierie vibratoire (Dupuis, 2000)

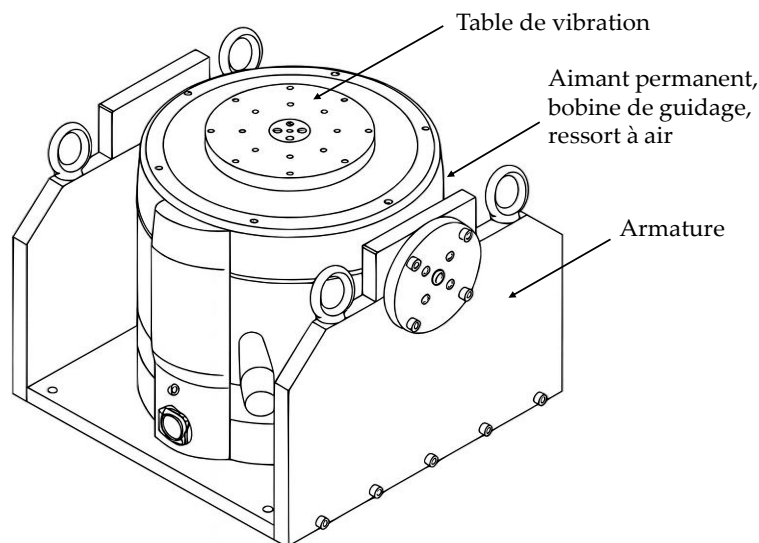


Figure 9 : Dessin en vue isométrique du pot-vibrant IMV-120 tel que reçu

- deux pots-vibrants électrodynamiques IMV série M120 (Figure 9), des amplificateurs de puissance, un contrôleur de vibrations pour le pilotage en boucle fermée, un système d'acquisition de données.

Le choix de deux pots vibrants, plutôt qu'un seul, permet de couvrir l'empattement des fauteuils roulants et d'assurer une excitation symétrique. Leur fonctionnement repose sur une bobine mobile se déplaçant dans un champ magnétique permanent, convertissant un signal électrique en un mouvement linéaire vertical. La commande est réalisée en boucle fermée grâce à un retour en accélération fourni par des capteurs mono-axiaux PCB 352C33 (ICP, Buffalo, USA, 100 mV/g, ± 50 g pk, [0,5 – 10000] Hz). Ce dispositif assure un pilotage précis des signaux d'excitation, qu'ils soient sinusoïdaux ou modulés en fréquence, et conditionne ainsi la fidélité des excitations imposées ainsi que la comparabilité des mesures entre sujets et protocoles. Chaque pot peut supporter une masse maximale de 120 kg, transmettre une accélération de l'ordre de 2 m/s^2 à pleine charge, avec un déplacement maximal de 30 mm et une bande passante couvrant largement l'intervalle requis (0–2000 Hz). L'association des deux pots porte ainsi la charge admissible totale à environ 240 kg, garantissant la compatibilité avec le cahier des charges et la symétrie de l'excitation.

1.3 Chaînes fonctionnelles

Les pots vibrants achetés (Figure 9) ne suffisent pas à garantir, à eux seuls, une excitation parfaitement verticale ni à reprendre les couples susceptibles de les endommager. Un système de guidage complémentaire a donc été conçu (Figure 10). Le dispositif se structure autour de deux chaînes mécaniques distinctes.

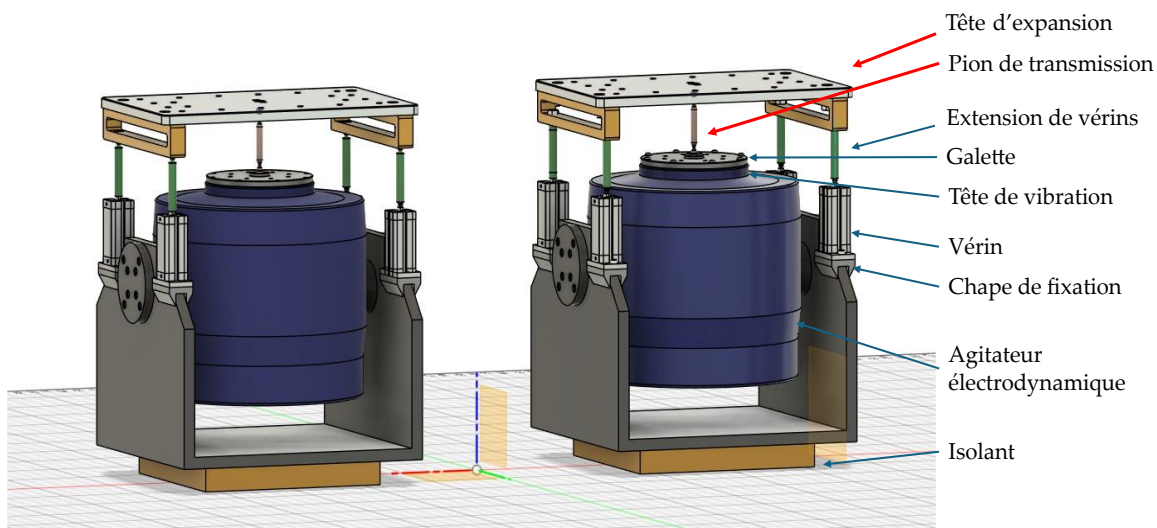


Figure 10 : Conception finale des éléments de guidage et d'actionnement. En rouge, les éléments principaux assurant la liaison vibratoire (panneau et pion de transmission) ; en bleu, les éléments secondaires de support.

- La chaîne de guidage, composée des vérins, des extensions de vérins, des pieds des têtes d'expansions et des pions, assure l'alignement en fonctionnement et autorise de légers désaxements. Hors fonctionnement (montée et descente des participants), elle reprend les forces et moments, transmis ensuite à la structure externe des pots.
- La chaîne d'actionnement, composée des pions et des têtes d'expansions, remplit la transmission des vibrations depuis la tête de vibration des pots-vibrants jusqu'au participant, en l'occurrence la surface des têtes d'expansion via le pion. Elle peut également absorber de légers désalignements.

Les têtes d'expansions comme les pions ont été spécialement conçus pour garantir une transmission optimale des signaux entre les pots-vibrants et la charge, tout en minimisant les artefacts liés à la structure porteuse. La Figure 10 illustre la conception finale de ces éléments, fruit d'itérations de dimensionnement, de simulations (modales et éléments finis), et d'essais expérimentaux. L'ensemble constitue le banc d'essai vibratoire : *Bibrate*.

2 Dimensionnement mécanique

L'enjeu du banc d'essai est d'assurer une excitation verticale maîtrisée, tout en garantissant la stabilité de l'ensemble et la sécurité de l'utilisateur. Le dimensionnement porte plus particulièrement sur deux éléments conçus pour assurer guidage et actionnement : les pions et les têtes d'expansions, visible Figure 11.

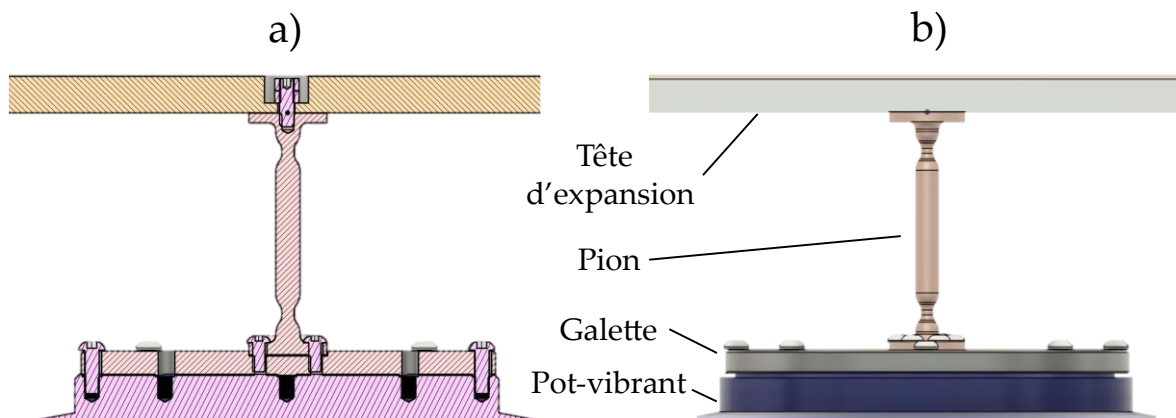


Figure 11 : Représentation de l'assemblage : tête d'expansion – pion de transmission – galette – tête de vibration du pot vibrant. Vue en coupe a) et vue isométrique b).

2.1 Pions de transmission

Le dimensionnement des pions s'inscrit dans une double exigence : garantir la transmissibilité verticale du système de guidage durant l'excitation vibratoire, tout en assurant une fonction de sécurité du matériel en cas de désalignement mécanique. Le

composant devait être capable de supporter longuement, si alignée, la masse combinée du fauteuil (14 kg), de son occupant (100 kg maximum) et de l'interface de montage (13 kg), soit un total arrondi à 125 kg. Lorsque le sujet était centré, chaque roue alignée avec le centre des têtes d'expansion, la masse était répartie entre les deux pots vibrants du banc. La charge nominale supportée par chaque pion était de 62,5 kg. En dynamique, la sollicitation est évaluée pour une accélération verticale maximale de 1 g, auquel on rajoute le poids.

$$F = 2mg. \quad (12)$$

En substituant les valeurs connues, où la masse (m) est de 62,5 kg et g est de 9,81 m/s², nous obtenons une force maximale par pion de

$$F_{\max} = 62,5 \times (9,81 \times 2) = 1225 \text{ N}. \quad (13)$$

En cas de désalignement prolongé ou de surcharge latérale, le pion a été conçu pour se rompre de manière contrôlée afin de préserver l'intégrité du système de guidage. Cette partie présente les hypothèses, les constantes de dimensionnement, les équations théoriques mobilisées ainsi que les validations numériques réalisées pour assurer la conformité des pions aux attentes structurelles et de sécurité.

2.1.1 Matériau

Le matériau retenu est un acier S235, avec un module d'élasticité $E = 210 \text{ GPa}$ et une limite d'élasticité $Re = 235 \text{ MPa}$ (EN 10025-2, 2019). Ce choix permet un compromis entre résistance mécanique, coût et disponibilité. Couramment utilisé pour des pièces structurales compactes, l'acier S235 présente une ductilité suffisante pour encaisser les contraintes de compression rencontrées dans ce dispositif, tout en restant compatible avec les contraintes d'encombrement propres au banc d'essai.

2.1.2 Géométries

L'objectif est de déterminer la longueur de flambement (L_f) et le diamètre minimal (d) du pion (Figure 12), afin d'assurer sa stabilité en compression tout en tolérant des

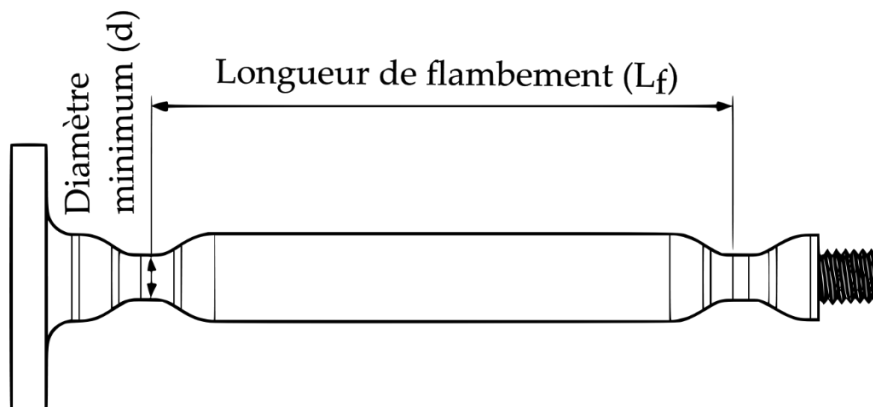


Figure 12 : Première ébauche du pion de transmission avec les grandeurs d'intérêt (L_f et d)

déformations axiales. Étant donné qu'il s'agit d'un élément élancé (de révolution) soumis à des efforts axiaux, le problème relève du flambement. Deux approches complémentaires sont mobilisées : la théorie classique d'Euler (Ramírez Márquez, 2023), qui estime la charge critique dans des conditions idéalisées. Puis, on complètera par Rankine–Gordon pour tenir compte des effets plastiques et des imperfections (Budynas et al., 2008).

La théorie d'Euler (Ramírez Márquez, 2023) permet d'estimer la charge critique de flambement dans des conditions idéalisées. Les hypothèses retenues — appuis parfaits et section uniforme — sont conservatrices, supposant des extrémités en rotation libre et sans moment transmis. Dans notre cas, la configuration réelle pourrait transmettre partiellement des moments, mais la raideur en rotation incertaine a été jugée négligeable pour le calcul. On se focalise sur le diamètre minimal du pion comme section de calcul, car la longueur de flambement est fixe, lié à l'architecture du système. Les équations de flambement sont

$$N_{\text{crit}} = \left(\frac{\pi^2 \times E \times I}{L_f^2} \right) \quad \text{et} \quad I = \left(\frac{\pi \times d^4}{64} \right), \quad (14)$$

où E est le module d'élasticité, I est le moment quadratique, L_f est la longueur de flambement du pion, d est le diamètre de la section. Ces deux équations réarrangées donnent la formule utilisée,

$$d = \left(\frac{64 \times L_f^2 \times N_{\text{crit}}}{E \times \pi^3} \right)^{1/4}. \quad (15)$$

Cette expression, avec comme grandeur $N_{\text{crit}} = 1225 \text{ N}$ et $L_f = 75 \text{ mm}$, on obtient :

$$D = 2,87 \text{ mm}. \quad (16)$$

Toutefois, ce diamètre a été calculé dans des conditions idéales, sans tenir compte des imperfections géométriques. C'est pourquoi il est d'usage de majorer la charge attendue ou de surdimensionner la géométrie en appliquant un coefficient de sécurité k_s , afin de couvrir les incertitudes. La norme Eurocode 3 (EN 1993-1-2, 2005), tout comme les recommandations classiques en conception de composants soumis au flambement (Budynas et al., 2008), préconise l'usage de coefficients de sécurité compris entre 1,5 et 3 pour les structures critiques, en fonction du degré de redondance du système et des conséquences potentielles d'une défaillance. Dans ce contexte, un coefficient modéré de $k_s = 2$ est retenu, un compromis de sécurité : il prend en compte les défauts réalistes du montage sans conduire à un surdimensionnement excessif. En cas de conditions exceptionnelles, la rupture est acceptable car elle joue alors un rôle de protection du système de guidage, évitant des dommages plus critiques. Le diamètre corrigé (d_c) s'établit alors à :

$$d_c = d \times k_s \approx 5,74 \text{ mm}. \quad (17)$$

Dans la pratique, ce résultat conduit à retenir un diamètre usiné de 5 mm, valeur qui reste compatible avec les contraintes d'intégration et de fabrication.

Le dimensionnement issu d'Euler fournit ainsi une borne inférieure et un premier ordre de grandeur du diamètre. Passer par cette étape simple permet de cadrer le problème dans un cadre analytique maîtrisé, avant d'introduire des modèles plus réalistes. Rankine-Gordon est alors mobilisé en seconde étape, à la fois comme validation et comme estimation de la marge effective. Théorie de Rankine-Gordon (Budynas et al., 2008), qui intègre à la fois la résistance du matériau et le rapport d'élanement (λ_{lim}). La formule utilisée pour estimer la charge critique admissible sous flambement s'appuie sur une combinaison entre le critère de résistance à la compression simple ($N = R_e \cdot A$) et le critère de flambement élastique d'Euler. Le raisonnement repose sur l'usage du rapport d'élanement réduit ($i_{g,min}$), construit à partir des paramètres géométriques du pion. La valeur minimale du rayon de giration d'une section circulaire pleine est donnée par :

$$i_{g,min} = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d}{4}, \text{ avec } I = \frac{(\pi \times d^4)}{64} \text{ et } A = \frac{(\pi \times d^2)}{4}, \quad (18)$$

où I est le moment quadratique et A l'aire d'une section pleine. On définit ensuite le coefficient d'élanement réel par :

$$\lambda_{col} = \frac{L_f}{i_{g,min}} = 4 \times \frac{L_f}{d}, \quad (19)$$

et on introduit l'élanement critique d'Euler, défini pour une transition entre comportement plastique et flambement :

$$\lambda_{Euler} = \pi \times \sqrt{\frac{E}{R_e}} \quad \text{et} \quad \lambda_{lim} = \frac{\lambda_{col}}{\lambda_{Euler}}. \quad (20)$$

Il vient alors la formule de Rankine-Gordon qui relie ensuite ces deux régimes :

$$N_{crit} = \frac{(R_e \times A)}{1 + \left(\frac{\lambda_{col}}{\lambda_{Euler}}\right)^2}, \quad (21)$$

en remplaçant les expressions géométriques et en simplifiant, on obtient :

$$N_{crit} = \frac{R_e \times \frac{\pi \times d^2}{4}}{1 + \frac{4 \cdot L_f}{94 \times d}} \approx 2816 \text{ N} \quad (22)$$

où $R_e = 235 \text{ MPa}$, $L_f = 75 \text{ mm}$, $d = 5 \text{ mm}$. Le coefficient de sécurité effectif peut alors être estimé par le rapport entre la charge critique et la force maximale appliquée :

$$k_s^{eff} = \frac{N_{crit}}{F_{max}} \approx 2,3. \quad (23)$$

Ce résultat confirme la pertinence du choix final : un diamètre de 5 mm garantit une marge de sécurité robuste, tout en respectant les contraintes mécaniques, géométriques et fonctionnelles du banc d'essai.

2.1.3 Validation numérique

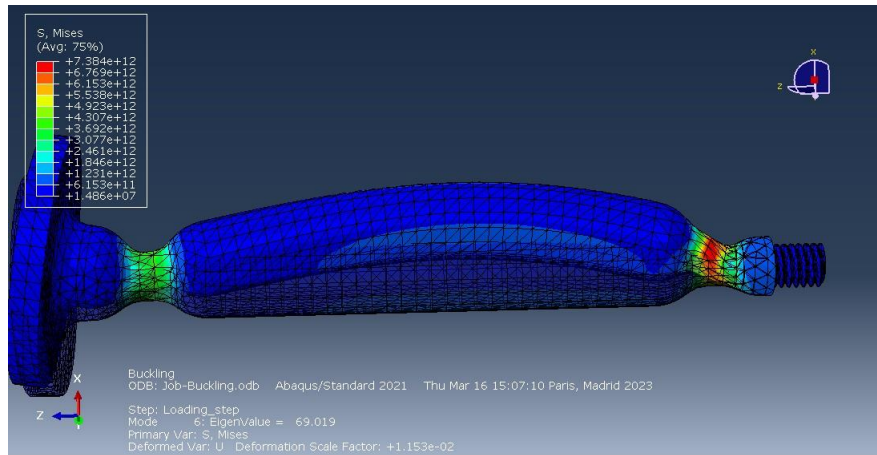


Figure 13: Le flambage du pion, avec la force fixée à $U = (2000 \text{ N sur } z \text{ et } 300 \text{ N sur } y)$. L'encastrement est situé à droite et la charge est appliquée à gauche. Le 6^{ième} mode est illustré car il est le plus susceptible de se produire.

Une simulation par éléments finis a été conduite avec le logiciel Abaqus (Dassault Systèmes, 2014) pour valider le comportement sous chargement réel. Abaqus est un outil de référence en analyse par éléments finis, couramment utilisé pour simuler le comportement mécanique de structures soumises à des sollicitations complexes. Ici, il est utilisé pour compléter les approches analytiques dans l'évaluation du flambement de pions.

La géométrie a été discrétisée en éléments finis afin d'estimer localement les contraintes, les déformations et les instabilités. Le matériau modélisé est un acier S235, caractérisé par un module de Young de 210 GPa, un coefficient de Poisson de 0,3 et une limite élastique de 235 MPa. Le maillage est homogène, avec une taille d'élément de 0,2 mm, ce qui permet une résolution fine des gradients de contraintes et des phénomènes locaux, notamment dans les zones critiques. Les conditions aux limites imposent un encastrement intégral à la base et un déplacement libre uniquement selon l'axe vertical (z) au sommet, reproduisant un chargement uniaxial qui présente un léger désaxement, répartissant une partie de la charge verticale dans la direction axiale. Des charges de 2000 N (axe z) et 300 N (axe y) sont appliquées, correspondant à 80 % de la charge critique.

L'analyse met en évidence des zones critiques de flambement, accompagnées de fortes concentrations de contraintes (Figure 13). Les six premiers modes calculés confirment que les instabilités se déclenchent préférentiellement dans les zones de réduction de diamètre, conformément à l'objectif de conception. L'évaluation repose sur les contraintes équivalentes de Von Mises, définies comme une combinaison des contraintes principales

permettant d'anticiper la plastification. Dans ce contexte, la valeur absolue atteinte importe moins que la localisation des maxima, qui renseigne sur la cohérence du comportement attendu. Parmi les modes analysés, certains révèlent toutefois des concentrations de contraintes dans les filets de la base du pion, une zone non anticipée par les modèles analytiques. Cette observation a motivé une révision de la conception : la base filetée a été remplacée par une surface plane percée de trous de fixation, associée à une pièce intermédiaire (galette) assurant le lien mécanique entre les pots vibrants et le pion (Figure 14). Cette modification permet de redistribuer les efforts, tout en limitant les concentrations de contraintes localisées.

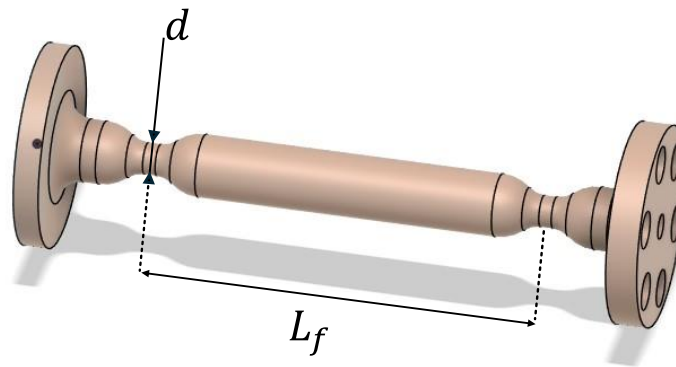


Figure 14 : Conception finale du pion de flambement avec les grandeurs d'intérêt ; d =diamètre minimal de la section et L_f = longueur de flambement

2.2 Tête d'expansion

Une tête d'expansion est utilisée comme interface mécanique accueillant le participant, faisant suite au pion (Figure 10). Il permet d'augmenter la surface utile de montage, d'améliorer la répartition des efforts, et d'adapter la configuration géométrique aux contraintes expérimentales. Ce composant est essentiel pour assurer à la fois la rigidité structurelle, la stabilité dynamique et la reproductibilité des mesures.

2.2.1 Têtes d'expansions existantes

Les solutions industrielles standards intègrent des têtes d'expansion adaptées à la géométrie des pots vibrants (circulaire ou rectangulaire), avec des surfaces de montage de

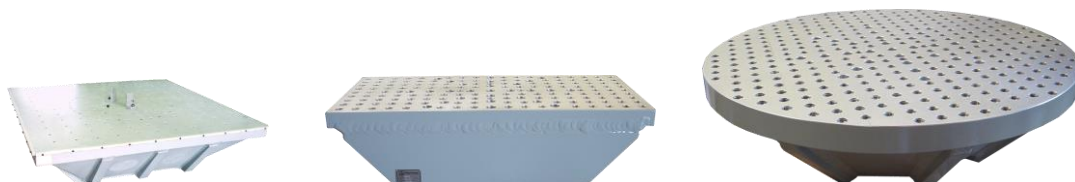


Figure 15: Têtes d'expansions couramment utilisées et conçues par les industries (Centrotecnica, 2025; Spectral Dynamics, 2025)

forme variée : carrée, circulaire, rectangulaire ou octogonale (Figure 15). Ces dispositifs sont

conçus pour assurer une transmission vibratoire efficace et homogène sur toute la surface utile. Toutefois, leur coût peut atteindre 10 000 €, représentant une contrainte budgétaire importante. Des échanges avec des laboratoires possédant une expertise en conception mécanique, notamment avec le Dipartimento di Meccanica (Politecnico di Milano), nous ont orienté vers la faisabilité d'une alternative sur mesure, conçue et fabriquée en interne à moindre coût. Ce développement s'est appuyé sur une étude de conception spécifique, détaillée ci-après.

2.2.2 Cahier des charges

La conception d'une tête d'expansion vibratoire optimisée repose sur quatre critères principaux :

- une masse réduite pour limiter les inerties ajoutées,
- une rigidité suffisante pour éviter toute flexion ou déformation parasite,
- une compatibilité géométrique avec l'interface du pot vibrant et l'encombrement du dispositif,
- des fréquences propre hors de la bande d'analyse principale (5–80 Hz),
- la présence de surfaces percées permettant la fixation de dispositifs expérimentaux supplémentaires

Ces points sont en accord avec la synthèse proposée par Jeong et Cho (2016) qui distinguent trois volets complémentaires : i) contraintes géométriques et de fabrication, adaptées au contexte expérimental, ii) analyse modale par éléments finis, ici conduite sous Fusion 360, et iii) validation expérimentale sur pot vibrant via un essai modal.

2.2.3 Géométries

Le modèle retenu est une tête d'expansion rectangulaire en aluminium 1060, montée sur deux supports latéraux. La forme rectangulaire a été privilégiée car elle offre une surface

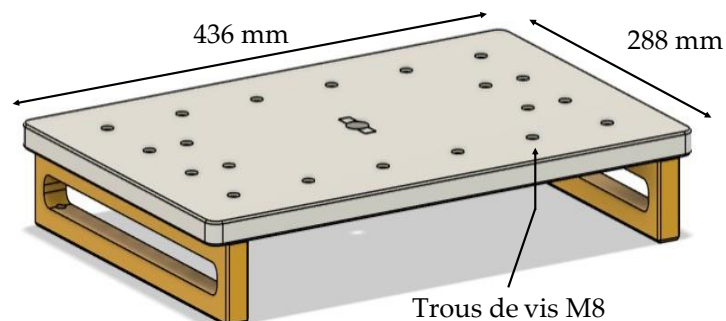


Figure 16 : Géométrie de la tête d'expansion conçue (largeur et longueur) avec les trous de fixations (M8)

plane élargie, facilement usinable et percée de trous de fixation M8 inspirés des standards des têtes d'expansion industrielles. Les dimensions retenues, 436×288 mm, permettent de couvrir l'empatement des fauteuils roulants tout en maintenant une masse modérée (6 kg).

2.2.4 Etude modale sous fusion 360

Une analyse modale a été réalisée sous Fusion 360 afin d'identifier les fréquences propres de la tête d'expansion et de vérifier leur positionnement par rapport aux contraintes définies dans le cahier des charges. Le solveur, basé sur un modèle éléments finis, fournit les fréquences propres et les déformées associées. L'étude a été menée sur un modèle purement élastique, sans intégrer d'amortissement à ce stade.

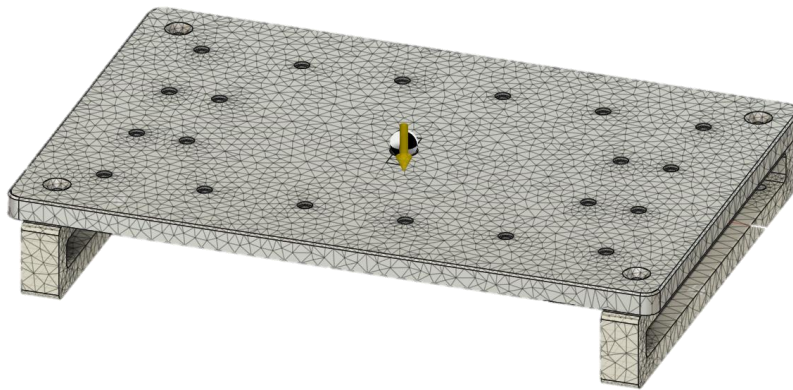


Figure 17 : Modélisation et visualisation du maillage, avec un maillage automatique de 10 % de la plus petite dimension caractéristique (ici les trous de vis)

Un maillage automatique en éléments finis a été généré (Figure 16), avec une taille élémentaire fixée à un pourcentage de la plus petite dimension caractéristique de la structure. Cette valeur correspond à un compromis usuel entre précision et coût de calcul en analyse modale (Bathe, 1996). Pour évaluer la robustesse numérique, un raffinement itératif a été effectué en réduisant progressivement la taille de maille. Les fréquences des deux premiers modes non nuls (M2 et M3) ont servi de référence. Les résultats montrent que, dès 10 %, les valeurs convergent et restent stables (écarts ≤ 2 Hz) jusqu'à 4 %. Cette

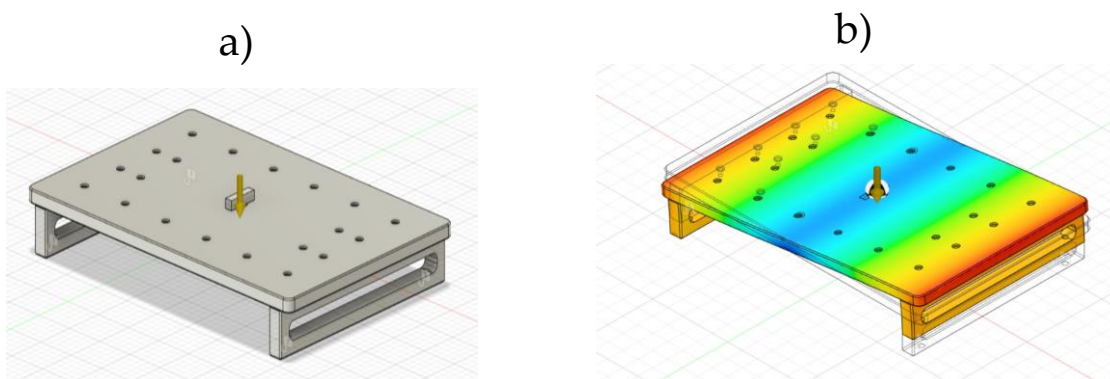


Figure 18: a) Modèle final et b) analyse modale du modèle final

stabilité indique l'absence de minimum local et confirme la fiabilité de la réponse modale. Ainsi, un maillage à 10 % a été retenu, garantissant une précision suffisante sans accroître inutilement le coût de calcul.

Pourcentage du maillage	Résultat	M2 (Hz)	M3 (Hz)
10%	OK	62	98
7%	OK	62	98
6%	OK	60	96
4%	OK	61	97
1%	Erreur	-	-

Tableau 4 : Raffinement itératif du maillage, pour l'étude de la convergence du maillage

La notion de masse apparente, définie comme la masse « vue » par une interface excitée (Griffin, 1990 ; ISO 5982, 2019), a été utilisée pour intégrer l'effet de la charge embarquée. Concrètement, la tête d'expansion a d'abord été simulée avec une masse équivalente maximale. La première fréquence de résonance non nulle a alors été identifiée, puis la masse apparente associée à ce mode a été réinjectée dans une nouvelle simulation. L'opération a été répétée jusqu'à stabilisation des résultats.

N° TEST	Masse apparente (kg)	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4
1er test	62,5	0 Hz	84 Hz	200 Hz	477 Hz
2e test	15	0 Hz	98 Hz	240 Hz	500 Hz
3e test	12	0 Hz	99 Hz	246 Hz	520 Hz

Tableau 5 : Fréquence de résonance itérative basée sur la théorie de la masse apparente

L'analyse montre que, pour la charge maximale (62,5 kg), le premier mode significatif apparaît à 84 Hz, soit juste au-dessus de la limite critique fixée à 80 Hz. La réduction progressive de la masse conduit à un décalage des fréquences vers des valeurs plus élevées, confirmant la sensibilité de la structure à la charge appliquée. Dans sa configuration actuelle, la tête d'expansion satisfait donc théoriquement les contraintes dynamiques du cahier des charges, les premiers modes propres restant situés hors de la bande d'analyse principale [8–80 Hz].

2.2.5 Etude modale sous Solidworks

En complément de l'étude menée sous Fusion 360, un second modèle a été développé sous Solidworks 2022 afin d'intégrer plus finement la géométrie définitive de la tête d'expansion et ses conditions d'ancrage réelles. Ce modèle considère un encastrement au

sol et une masse concentrée appliquée au centre de la platine, représentant la charge transmise lors des essais. Ce second calcul ne remplace pas le précédent, mais vient le compléter : le premier permettait une exploration paramétrique rapide de différentes configurations, tandis que le second vise à confirmer les résultats sur un modèle plus fidèle à la structure finale. L'analyse modale, réalisée en collaboration avec le Dipartimento di Meccanica (Politecnico di Milano), a été conduite pour trois valeurs de masse embarquée (65 kg, 15 kg et 12,3 kg). Ces valeurs correspondent respectivement à la charge maximale admissible pour un sujet adulte, à une charge intermédiaire et à une charge minimale, choisies pour balayer la plage d'utilisation prévue lors des essais.

N° TEST	Masse embarquée (kg)	Masse apparente (kg)	Résultat
1er test	65	65	Résultat pour le premier mode non nul → M2 = 60,9 Hz
2e test	65	15	Résultat pour le premier mode non nul → M2 = 121,9 Hz
3e test	65	12,3	Résultat pour le premier mode non nul → M2 = 134,6 Hz

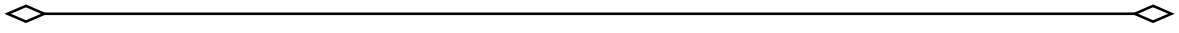
Tableau 6 : recherche itérative de la fréquence de résonance basée sur la théorie de la masse apparente

Les fréquences propres identifiées sont situées au-dessus de la plage d'intérêt principal [8–80 Hz]. On note toutefois que, pour la charge maximale, la première résonance apparaît à 60,9 Hz, soit en limite haute du domaine considéré. Cette proximité appelle à la prudence, mais reste conforme aux critères de conception, puisque le seuil critique a été fixé de manière conservatoire. Pour des charges plus faibles, les fréquences modales se décalent vers des valeurs supérieures à 120 Hz, assurant une isolation satisfaisante vis-à-vis de la bande d'analyse. Le modèle final, réalisé en aluminium 1060 et fixé sur deux barres latérales, répond ainsi, sur le plan théorique, aux contraintes dynamiques, géométriques et fonctionnelles définies au cahier des charges. Le dimensionnement précis des appuis latéraux n'a pas été intégré dans cette première étape, et devra faire l'objet d'une vérification complémentaire afin d'assurer qu'ils n'introduisent pas de modes propres parasites dans la bande critique.

3 Conclusion

Le dimensionnement des pions et des têtes d'expansions a permis de garantir à la fois une tenue mécanique suffisante face aux sollicitations structurelles, et un comportement

dynamique conforme aux exigences du système *Bibrate*. L'articulation entre modélisations analytiques et simulations numériques a conduit à des solutions optimisées, conciliant rigidité, sécurité et compatibilité fréquentielle. Afin de limiter les concentrations de contraintes dans la liaison avec les pots vibrants, une galette circulaire a été ajoutée à la base des goupilles, évitant ainsi la rupture prématurée de la tige filetée. L'ensemble ainsi conçu forme le socle indispensable à une mise en vibration maîtrisée et reproductible du système fauteuil-utilisateur. Il convenait dès lors de valider ces choix par une caractérisation dynamique expérimentale du dispositif en conditions de fonctionnement, étape visant à évaluer la fidélité de la transmission vibratoire, la stabilité de l'assemblage ainsi que la robustesse de l'ensemble face aux sollicitations mécaniques représentatives des conditions d'usage réel.



Chapitre 2 : Validation expérimentale du système

L'objectif de cette phase est de valider le fonctionnement global du banc d'essai *Bibrate* une fois entièrement monté. Il s'agit de vérifier la stabilité mécanique du montage, la capacité du système à suivre fidèlement une consigne d'accélération en boucle fermée (0,2 g), ainsi que la reproductibilité de la transmission vibratoire dans des conditions représentatives d'utilisation. Ces essais permettent d'évaluer la réponse dynamique du système complet avant toute expérimentation sur sujet humain, et d'identifier d'éventuels phénomènes non linéaires, pertes de transmissibilité ou comportements de résonance dans la bande d'intérêt 8–80 Hz.

La validation repose sur plusieurs critères : stabilité mécanique sans jeux ni artefacts, suivi de la consigne en amplitude instantanée (crêtes) et en énergie globale (valeurs efficaces), répétabilité des réponses entre essais, et maintien d'une erreur inférieure à 10 % sur la majorité de la bande. Au-delà de ce seuil, les mesures sont considérées comme moins fiables et doivent être interprétées avec précaution.

1 Etude sous charges progressives

1.1 Définition de la sollicitation vibratoire

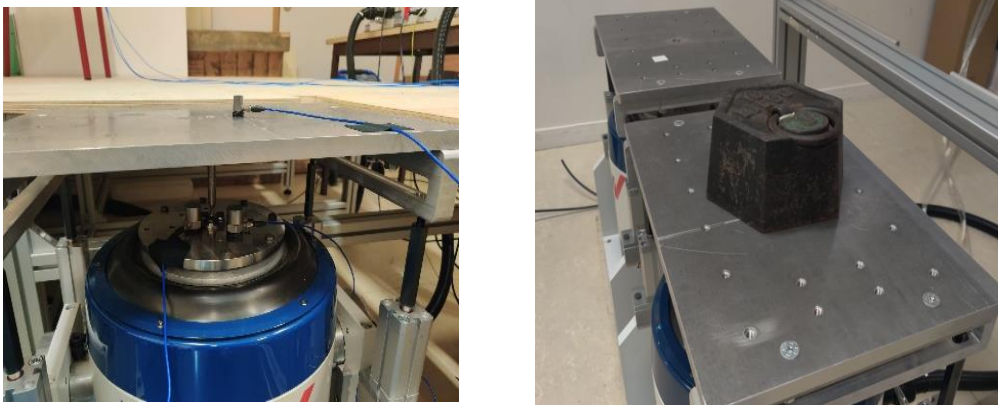


Figure 19: Photo du montage avec des charges progressives, à vide (à gauche) et 10 kg (à droite)

Afin de caractériser la stabilité de la transmission mécanique du banc, des sollicitations vibratoires sont appliquées sous différentes conditions de charge progressive. Chaque condition est testée au cours de trois essais consécutifs d'une durée de trente secondes, de manière à estimer la répétabilité des mesures. Les charges considérées sont appliquées successivement sur un seul pot vibrant. Elles incluent d'abord un essai à vide, puis avec des

masses supplémentaires de +10 kg et +20 kg, suivis de la présence d'un FRM seul (14 kg), puis d'un FRM avec un sujet installé (une roue sur chaque tête d'expansion).

Le fauteuil utilisé est un Progeo Excel alu, d'une masse de 14 kg. Lorsque le participant est installé dans le FRM, la masse totale atteint 84 kg. La moitié de la masse totale est transmise à chaque tête d'expansion, puis seul 80 % de la masse du participant est supporté par les roues arrières du FRM. La charge effective appliquée sur chaque tête d'expansion est estimée à 34 kg.

1.1.1 Signaux d'études

L'amplitude est fixée à 0,2 g ($\approx 2 \text{ m/s}^2$), valeur couramment utilisée dans les études de vibration corps entier en laboratoire (Boileau et al., 1998 ; Duarte et al., 2018). Des niveaux compris entre 1,5 et 3 m/s^2 sont en effet employés pour induire des réponses mécaniques et perceptives nettes tout en restant compatibles avec le confort lors d'expositions brèves (Huang et al., 2020; Paddan and Griffin, 1988). Deux types de sollicitations sont utilisées.

Des signaux sinusoïdaux sont appliqués aux fréquences 8, 10, 12, 25, 50 et 80 Hz. La bande 8–80 Hz reprend le cahier des charges et correspond au domaine d'évaluation de l'ISO 2631-1 pour la santé et le confort (0,5–80 Hz). Ces excitations permettent d'isoler la réponse fréquentielle et de sonder la sensibilité du système aux basses et hautes fréquences.

Des signaux sinusoïdaux à balayage logarithmique sont également utilisés, avec une progression de 2 octaves par minute dans la bande [8–80 Hz]. Démarrant à 100 Hz décroissant jusqu'à 6 Hz, soit un seul retour, puis étudié sur la bande réduite [8-80 Hz]. Ce

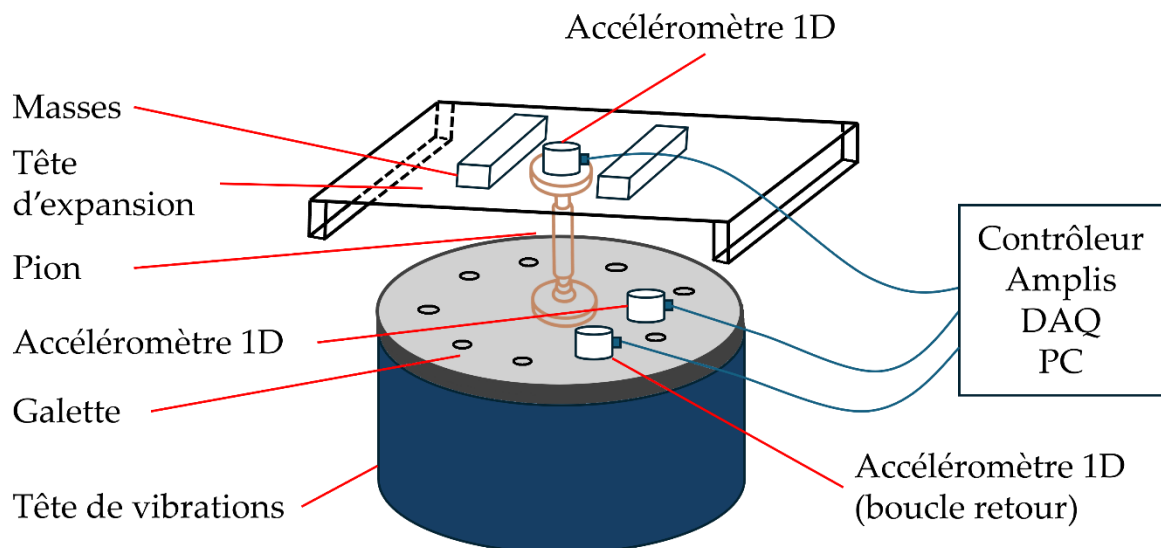


Figure 20 : Schéma du montage expérimental avec les éléments de la conception en étude.

protocole permet de balayer l'ensemble du spectre en continu, d'identifier d'éventuelles résonances locales, et de suivre l'évolution conjointe des amplitudes et des phases.

1.2 Traitement des données

1.2.1 Acquisition

Deux accéléromètres uniaxiaux PCB 352C33 (PCB Piezotronics, ICP®, Buffalo, USA ; sensibilité : 100 mV/g ; plage : ± 50 g pk ; bande passante : 0.5 – 10000 Hz) sont installés (i) à la base de la galette (liaison rigide avec la tête vibrante ; entrée) et (ii) au centre de la tête d'expansion dans l'axe du pion (sortie) – voir Figure 19 et Figure 20. Les signaux sont acquis simultanément.

1.2.2 Analyse temporelle

Deux familles de descripteurs sont exploitées. Le premier est le pourcentage d'erreur à la consigne calculé sur les maxima (crêtes), reflétant la fidélité instantanée au sommet de la sinusoïde. Pour chaque essai k , la moyenne des crêtes \bar{m}_k est calculée. On calcule ensuite la moyenne des trois essais, pour enfin calculer le pourcentage d'erreur à la consigne (0,2 g)

$$\bar{m} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^3 (\bar{m}_k) ; Err_{crête} = \frac{\bar{m} - 0,2}{0,2} \times 100. \quad (24)$$

Le second descripteur est l'erreur relative en valeur efficace (RMS), qui quantifie la différence normalisée entre l'énergie vibratoire mesurée et la consigne. La consigne à pour valeur efficace, associée à une sinusoïde d'amplitude 0,2 g

$$V_{eff} = \frac{0,2}{\sqrt{2}} \approx 0,1414 \text{ g}.$$

L'erreur RMS est alors définie comme

$$Err_{RMS} = \frac{\left| \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} y_{capteur}^2 dt} - V_{eff} \right|}{V_{eff}} \times 100. \quad (25)$$

Ces deux descripteurs sont calculés séparément pour chacun des capteurs (entrée et sortie), de façon à caractériser la fidélité du suivi à chaque niveau de la chaîne mécanique. La comparaison croisée entre les deux mesures permet en outre de quantifier l'erreur associée à la transmission elle-même, et donc d'évaluer la régularité temporelle de la propagation vibratoire dans le système.

1.2.3 Analyse fréquentielle

Pour appuyer la quantification de l'erreur associée à la transmission, la transmissibilité est estimée entre le signal d'entrée, mesuré à la base de la galette, et le signal de sortie,

mesuré au centre de la tête d'expansion (Figure 20). Les signaux sont acquis simultanément à une fréquence d'échantillonnage de 25 600 Hz.

Afin de préserver la représentativité des données, les signaux discrets de durée finie sont exploités sans filtrage ni prétraitement. Les calculs ont été réalisés sous MATLAB au moyen de la fonction *cpsd*, qui estime la densité spectrale croisée selon la méthode de Welch. Cette méthode applique par défaut une fenêtre de Hamming couvrant 256 échantillons (≈ 10 ms à 25,6 kHz), sans recouvrement, et fixe la taille de la transformée de Fourier (NFFT) comme la plus petite puissance de deux supérieures à la longueur du signal.

1.3 Résultats

1.3.1 Domaine temporel

1.3.1.1 Sinusoïdes

Le Tableau 7 présente les pourcentages d'erreur à la consigne (0,2 g) calculés sur les maxima. À la galette, les erreurs sont modérées dans la plupart des configurations inertes, comprises entre 2,1 % et 12,9 %, avec des hausses ponctuelles aux extrêmes du spectre ($8,4 \pm 0,6$ % à 8 Hz à vide, $27,5 \pm 1$ % à 80 Hz sous 10 kg). Sous 20 kg, elles se réduisent globalement ($5,5 \pm 0,4$ % à 8 Hz et $12,2 \pm 0,1$ % à 80 Hz). Le FRM seul montre des écarts dispersés, atteignant $30,0 \pm 1$ % à 12 Hz, avec une variabilité importante ($21,0 \pm 1,2$ % à 8 Hz). En revanche, la configuration sujet + FRM présente systématiquement des erreurs plus élevées : $28,0 \pm 2,8$ % à 8 Hz, $18,0 \pm 1,2$ % à 10 Hz et $17,7 \pm 3,0$ % à 50 Hz.

À la tête d'expansion, les erreurs sont globalement supérieures. À vide, elles atteignent $12,4 \pm 0,2$ % à 8 Hz et $18,4 \pm 0,1$ % à 50 Hz, puis sont réduites par l'ajout de 10 kg ($5,0 \pm 0,5$ % à 8 Hz). Elles réapparaissent à 20 kg, avec par exemple $18,4 \pm 0,3$ % à 80 Hz. Avec le FRM seul, la dispersion est très marquée, atteignant $43,6 \pm 0,4$ % à 10 Hz. Enfin, la configuration sujet + FRM confirme les écarts les plus élevés, avec $66,0 \pm 24$ % à 8 Hz, $30,5 \pm 1,2$ % à 10 Hz et $20,0 \pm 1,1$ % à 25 Hz.

Sujet\Signal	8 Hz	10 Hz	12 Hz	25 Hz	50 Hz	80 Hz
	Galette ($\bar{m} \pm \sigma$)					
Vide	$8,4 \pm 0,6$	$2,1 \pm 0,4$	$4,8 \pm 0,2$	$5,2 \pm 0,4$	$12,9 \pm 0,2$	$7,2 \pm 0,2$
10 kg	$7,1 \pm 0,6$	$7,2 \pm 0,2$	$6 \pm 0,6$	$6,3 \pm 0,5$	$11 \pm 0,5$	$27,5 \pm 1$
20 kg	$5,5 \pm 0,4$	$6,2 \pm 0,2$	$6 \pm 0,2$	$8,4 \pm 0,1$	$8,8 \pm 0,2$	$12,2 \pm 0,1$
FRM à vide	$21 \pm 1,2$	$26,2 \pm 1,8$	30 ± 1	-2 ± 2	$12 \pm 0,2$	$5 \pm 0,3$
Sujet + FRM	$28 \pm 2,8$	$18 \pm 1,2$	$12,2 \pm 0,4$	$6,1 \pm 0,3$	$17,7 \pm 3$	$7,6 \pm 1,2$

	Tête d'expansion ($\bar{m} \pm \sigma$)					
Vide	12,4 ± 0,2	4,9 ± 0,3	7,3 ± 0,6	7,8 ± 0,4	18,4 ± 0,1	11,4 ± 0
10 kg	5 ± 0,5	5,2 ± 0,7	6,4 ± 0,2	12 ± 0,2	15 ± 0,7	18 ± 0,3
20 kg	4,3 ± 0,1	6,2 ± 0,2	7,5 ± 0,3	13,7 ± 0,2	14 ± 0,2	18,4 ± 0,3
FRM à vide	31 ± 2,4	43,6 ± 0,4	29,7 ± 1,5	18,0 ± 1,5	15 ± 0,3	7,7 ± 0,1
Sujet + FRM	66 ± 24	30,5 ± 1,2	19,2 ± 0,7	20 ± 1,1	18,5 ± 2,6	21 ± 0,8

Tableau 7 : Erreur relative (%) à la consigne, des maxima mesurés à la galette et à la tête d'expansion pour des signaux sinusoïdaux, avec des charges progressives.

Les erreurs relatives en valeurs efficaces (Tableau 8) confirment ces tendances. À la galette, les valeurs restent contenues pour les configurations inertes : $6,5 \pm 2,4$ % à 8 Hz et $9,2 \pm 1,2$ % à 10 Hz à vide, ou encore $4,6 \pm 3,4$ % à 80 Hz sous 20 kg. Le FRM seul révèle des hausses ponctuelles, notamment $14,8 \pm 8,1$ % à 25 Hz et $11,7 \pm 10,4$ % à 80 Hz. La condition sujet + FRM met en évidence des erreurs élevées à haute fréquence, atteignant $16,2 \pm 9,3$ % à 80 Hz, avec également $9,2 \pm 5,0$ % à 25 Hz.

À la tête d'expansion, les erreurs RMS sont faibles et régulières à vide ($5,3 \pm 2,4$ % à 8 Hz, $6,3 \pm 7,0$ % à 80 Hz) et modérées avec 10 kg ($7,6 \pm 1,1$ % à 12 Hz). Avec 20 kg, elles se situent entre $1,7 \pm 1,0$ % et $9,6 \pm 2,9$ % selon la fréquence. Le FRM seul montre une variabilité accrue ($16,5 \pm 3,9$ % à 10 Hz). Dans la condition du sujet sur son FRM, les erreurs culminent à $9,4 \pm 10$ % à 80 Hz et dépassent les 10 % d'erreur avec $10,2 \pm 6,2$ % d'erreur à 10 Hz.

SINUS	8 Hz	10 Hz	12 Hz	25 Hz	50 Hz	80 Hz
	Galette ($\bar{m} \pm \sigma$)					
Vide	6,5 ± 2,4	9,2 ± 1,2	6,3 ± 1	8 ± 4,6	7,4 ± 10,7	10,2 ± 7,6
10 kg	7,5 ± 3,5	7,8 ± 3,2	8,1 ± 1,1	7,5 ± 3	6 ± 2,4	8,8 ± 5,3
20 kg	9,1 ± 3,5	7,5 ± 5,3	10 ± 2,9	6,6 ± 2,1	4,8 ± 4	4,6 ± 3,4
FRM à vide	5 ± 5,9	4,5 ± 3,8	6,8 ± 1,7	14,8 ± 8,1	10,2 ± 15,3	11,7 ± 10,4
Sujet + FRM	5,3 ± 2,9	4,7 ± 1,3	7,9 ± 3,3	9,2 ± 5	7 ± 6,6	16,2 ± 9,3
	Tête d'expansion ($\bar{m} \pm \sigma$)					
Vide	5,3 ± 2,4	9,5 ± 1,2	5,9 ± 1	3,4 ± 3	8,8 ± 5,3	6,3 ± 7
10 kg	7 ± 3,5	7,3 ± 3,2	7,6 ± 1,1	3,6 ± 3,2	5,9 ± 2,7	4,5 ± 3,9
20 kg	9,1 ± 3,5	7,2 ± 5,3	9,6 ± 2,9	1,7 ± 1	4,4 ± 4,4	6,5 ± 6,2
FRM à vide	4 ± 3,7	16,5 ± 3,9	9,7 ± 1,7	8 ± 2,2	11,9 ± 11,4	8,8 ± 10,8
Sujet + FRM	8,9 ± 5,3	10,2 ± 6,2	3,5 ± 1,1	5,4 ± 3	8,2 ± 4,3	9,4 ± 10

Tableau 8 : Erreur relative (%) en valeur efficace à la galette et à la tête d'expansion des signaux sinusoïdaux, avec des charges progressives.

1.3.1.2 Sinusoïdes à balayages

Le Tableau 9 synthétise les résultats obtenus pour les balayages continus à la galette, les erreurs restent faibles à vide ($7,1 \pm 0,35$ %) et avec 10 kg ($8,4 \pm 0,5$ %), avant d'augmenter sous 20 kg ($6,4 \pm 0,7$ %). Dans la condition sujet + FRM, l'erreur atteint $11,7 \pm 1,4$ %, soit un niveau intermédiaire : plus élevé que les conditions à vide et à 10 kg, mais inférieur à celui observé sous 20 kg. À la tête d'expansion, les erreurs suivent une progression plus marquée : $7,3 \pm 0,2$ % à vide, $8,1 \pm 0,4$ % sous 10 kg et $9,0 \pm 1,4$ % sous 20 kg. Avec le sujet + FRM, elles se stabilisent à $17,9 \pm 1,7$ %, traduisant une dérive intermédiaire mais significative par rapport aux conditions inertes les plus légères.

Sujet\Signal		Vide	10 kg	20 kg	Sujet + FRM
8-80 Hz	Galette ($\bar{m} \pm \sigma$)	$7,1 \pm 0,35$	$8,4 \pm 0,5$	$6,4 \pm 0,7$	$11,7 \pm 1,4$
	Tête d'expansion ($\bar{m} \pm \sigma$)	$7,3 \pm 0,2$	$8,1 \pm 0,4$	$9 \pm 1,4$	$17,9 \pm 1,7$

Tableau 9 : Erreur relative (%) à la consigne des amplitudes moyennes mesurées au pot vibrant et à la tête d'expansion pour signaux sinusoïdaux à balayage, avec des charges progressives.

Les erreurs RMS intégrées sur la bande [8–80 Hz] (Tableau 10) confirment ces résultats. À la galette, elles sont très faibles dans les conditions inertes ($2,0 \pm 0,1$ % à vide, $1,7 \pm 0,1$ % sous 10 kg) et atteignent $3,8 \pm 1,0$ % avec le sujet. À la tête d'expansion, les erreurs restent contenues à vide ($2,9 \pm 0,1$ %) et sous 10 kg ($3,5 \pm 0,5$ %), mais augmentent nettement à 20 kg ($6,3 \pm 1,8$ %). Avec le sujet + FRM, elles atteignent $12,4 \pm 1,3$ %, se situant ainsi au même ordre de grandeur que la configuration 20 kg et confirmant un comportement distinct de celui des charges inertes plus faibles.

Sujet\Signal		à vide	10 kg	20 kg	Sujet + FRM
8-80 Hz	Galette ($\bar{m} \pm \sigma$)	$2 \pm 0,1$	$1,7 \pm 0,1$	$1,3 \pm 0,7$	$3,8 \pm 1$
	Tête d'expansion ($\bar{m} \pm \sigma$)	$2,9 \pm 0,1$	$3,5 \pm 0,5$	$6,3 \pm 1,8$	$12,4 \pm 1,3$

Tableau 10 : Erreur relative (%) en valeur efficace à la galette et à la tête d'expansion pour signaux sinusoïdaux à balayage, avec des charges progressives.

1.3.2 Domaine fréquentiel

Les Figure 21 et Figure 22 présentent respectivement l'évolution du module et de la phase de transmissibilité entre le pot vibrant (entrée) et la tête d'expansion (sortie), en fonction de la fréquence. Trois configurations de charge sont représentées : essai à vide (courbe noire), essai avec 10 kg (courbe grise), essai avec 20 kg (courbe bleue) et essai avec sujet installé dans un FRM de 84 kg (violet). Les courbes épaisses correspondent aux moyennes calculées sur trois répétitions, tandis que les zones colorées autour des courbes indiquent l'écart-type, traduisant la variabilité entre essais. Les pointillés rouges, tracés à $y = 1$ pour le module et à $y = 0^\circ$ pour la phase, servent de repères.

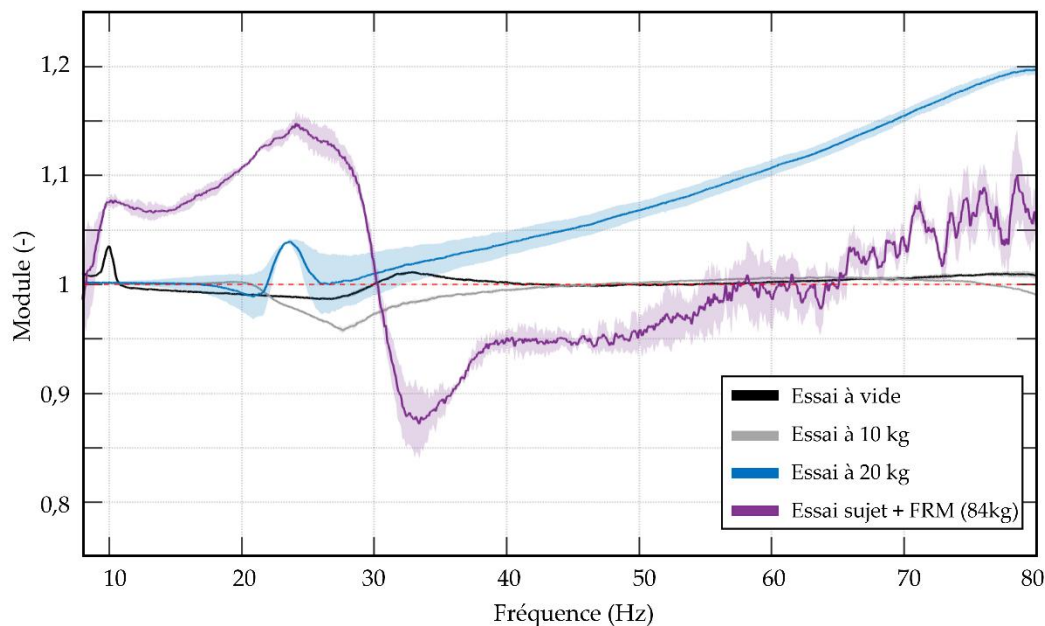


Figure 21 : Module de la transmissibilité entre le pot-vibrant et la tête d'expansion pour des charges (vide, 10, 20 et 84 kg) dans la bande de fréquence [8-80] Hz

Pour le module (Figure 21), dans les conditions à vide et sous 10 kg, les courbes restent proches de l'unité, avec de faibles écarts (0,98–1,02) et un pic local limité autour de 10 Hz (1,04). Avec 20 kg, une dérive apparaît à partir de 25 Hz : le module croît régulièrement jusqu'à 1,22 à 80 Hz, avec un point d'inflexion marqué vers 23 Hz. La condition sujet + FRM modifie plus nettement le profil. On observe un pic marqué à 25 Hz (~1,15), suivi d'un creux prononcé à 32 Hz (~0,88). Au-delà, la transmissibilité se rétablit et se maintient entre 0,9 et 1,15 jusqu'à 80 Hz. La variabilité est plus élevée dans cette configuration, en particulier entre 20 et 40 Hz, traduisant une dynamique plus complexe liée à l'interaction entre le fauteuil, le sujet et la tête d'expansion.

Pour la phase (Figure 22), dans les conditions à vide, la phase présente un léger déphasage positif à basse fréquence (+1,8° à 8 Hz, +2,7° à 10 Hz), puis se stabilise entre 0,5° et 2° jusqu'à 80 Hz. Avec 10 kg, la réponse se régularise et reste comprise entre -0,6° et +2°,

avec une quasi-annulation entre 30 et 70 Hz. Sous 20 kg, une fluctuation apparaît entre 22 et 25 Hz, avec un écart crête à crête d'environ 6° , avant que la phase ne se stabilise autour de $0,5^\circ$. Avec le sujet + FRM, le profil se distingue par une chute brutale de phase autour de 32 Hz, atteignant -12° , correspondant à la chute observée dans le module. En deçà de 25 Hz, la phase reste positive, avec un maximum de $+6^\circ$ à 10 Hz. Au-delà de 40 Hz, elle se rétablit progressivement et oscille entre -5° et $+10^\circ$, sans rupture instable mais avec une variabilité notable.

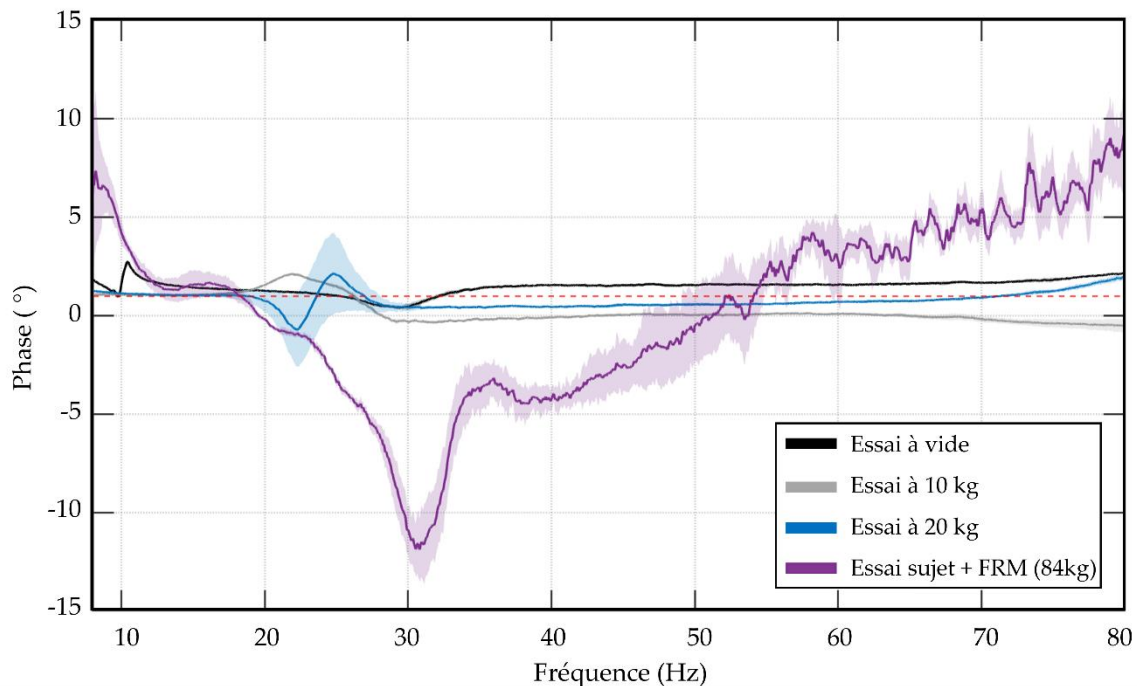


Figure 22 : Phase de la transmissibilité entre le pot-vibrant et la tête d'expansion pour des charges (vide, 10, 20 et 84 kg) dans la bande de fréquence [8-80] Hz

1.4 Discussion

Cette étude visait à évaluer la tenue mécanique et la capacité d'excitation vibratoire du banc d'essai *Bibrate* dans la bande [8–80 Hz], condition préalable à son utilisation pour l'analyse des interactions sujet–fauteuil. Les résultats confirment la tenue du montage et sa capacité à générer des excitations reproductibles, tout en révélant certaines limites à considérer.

Dans le domaine temporel, l'augmentation des charges ainsi que la complexité croissante des configurations expérimentales entraînent une hausse des erreurs relatives sur les maxima et les valeurs efficaces. La configuration sujet + FRM, représentative des conditions réelles d'utilisation, présente les écarts les plus marqués (jusqu'à 28 % à la galette et 66 % à la tête d'expansion à 8 Hz), reflet des interactions dynamiques entre utilisateur-FRM et l'ensemble de la chaîne mécanique. Ces erreurs indiquent une dérive nette des maxima entre galette et tête d'expansion. Toutefois, les valeurs efficaces présentent un écart

relatif galette-tête d'expansion inférieur à 10 % dans la majorité des cas, indiquant que les erreurs systématiques se propagent de manière similaire dans la chaîne de transmission. Ainsi, leur impact sur les grandeurs dérivées telles que la transmissibilité demeure limité.

Dans le domaine fréquentiel, les résultats confirment globalement les tendances observées dans le domaine temporel, tout en montrant des écarts de transmission entre la galette et la tête d'expansion plus limités. Pour les configurations à charges progressives, la transmissibilité reste proche de 1, avec des erreurs inférieures à 10 %. Avec un sujet, le profil se modifie nettement : un pic de transmissibilité apparaît à 19 Hz (~1,15), suivi d'un creux marqué à 32 Hz (~0,88) accompagné d'un déphasage d'environ -12° à 30 Hz. Ce comportement traduit un phénomène d'antirésonance, lié aux interactions entre les modes propres du fauteuil, du sujet et de la tête vibrante. Ces effets, absents dans les conditions inertes, confirment leur origine biomécanique. Malgré ces particularités, la transmissibilité demeure comprise entre 0,9 et 1,15, sans amplification critique ($> 1,5$), ce qui garantit la validité des mesures pour les applications envisagées.

Pour l'utilisation du banc dans la suite expérimentale, seul lors des sollicitations avec des sinusoïdes à balayages il y a des mesures d'accélération et des transmissibilités. Les données précédentes montrent une stabilité dans le domaine temporel, avec des erreurs relatives de transmission entre la galette et la tête d'expansion inférieur à 10 % dans la majorité des cas, y compris en conditions d'utilisation.

Ces résultats permettent de définir un domaine de validité pratique. Les mesures peuvent être considérées répétables jusqu'à 80 Hz. Lorsque l'on considère la chaîne complète, les erreurs additionnelles entre la galette et la tête d'expansion demeurent limitées, ce qui conforte la pertinence des grandeurs de transmissibilité pour les analyses ultérieures. La bande [20–30 Hz], marquée par une augmentation du module et un déphasage de -12 à -15° , constitue toutefois une zone critique à interpréter avec prudence.

2 Reproductibilité inter-sujets

Cette section vise à valider la fiabilité du banc d'essai en conditions réelles expérimentales répétées, en évaluant sa reproductibilité inter-sujets sur l'ensemble des essais menés.

2.1 Méthodologie

La reproductibilité inter-sujets constitue un critère essentiel pour l'évaluation d'un banc vibratoire destiné aux applications biomécaniques. Elle reflète la capacité du système à fournir une réponse dynamique stable malgré la variabilité inhérente aux participants, qu'elle soit liée à la morphologie, à la posture ou à la masse corporelle.

La méthodologie adoptée reprend les principes de la partie précédente. Dans ce cas, huit sujets valides (172 ± 9 cm ; 67 ± 15 kg ; 27 ± 2 ans), sur le même FRM, Progeo Excel Alu, ont été testés dans des conditions standardisées. Une prise de mesure unique est réalisée au niveau de la galette, les grandeurs d'intérêts sont les mêmes qu'à la partie précédente (*Analyse temporelle*) exceptée la transmissibilité.

2.2 Résultats

Le Tableau 11 résume une partie des essais réalisés, le banc d'essai *Bibrate* présente des erreurs relatives en amplitude comprises entre +4 % et +25 % par rapport à la consigne. Les écarts les plus importants apparaissent aux basses fréquences, notamment à 8 Hz ($+24,3 \pm 11,5$ %) et 10 Hz ($+18,3 \pm 9$ %), confirmant que cette zone est la plus sensible. Aux fréquences plus élevées, les erreurs sont plus modérées, comprises entre +4 % et +12,5 %. Les valeurs efficaces (RMS) montrent des erreurs relatives à la consigne réduites. L'erreur relative moyenne sur l'ensemble de la bande 8–80 Hz est de $+2,8 \pm 0,5$ %. À l'échelle fréquentielle, les variations restent limitées, allant de $-6,6$ % à 100 Hz à $+6,8$ % à 50 Hz, avec une dispersion légèrement plus marquée à 8 Hz ($\pm 0,3$ %).

	8 à 80 Hz	8 Hz	10 Hz	18 Hz	25 Hz	50 Hz	80 Hz
Maxima	$12,8 \pm 11$	$24,3 \pm 11,5$	$18,3 \pm 9$	9 ± 6	4 ± 6	$12,5 \pm 7$	$9,5 \pm 6,4$
RMS	$2,8 \pm 0,5$	$0,4 \pm 0,3$	$4,6 \pm 0,2$	$-3,8 \pm 0,1$	$-5,9 \pm 0,2$	$6,8 \pm 0,3$	$-6,6 \pm 0,4$

Tableau 11 : Erreur relative (%) à la consigne, des maxima (crêtes) et des valeur efficaces (RMS), pour l'ensemble des signaux : sinusoïdes et sinusoïdes à balayages pour huit sujets valides.

Sur un échantillon de huit sujets, les valeurs efficaces (RMS) se situent dans un intervalle restreint, entre 0,142 g et 0,151 g, avec des écarts-types compris entre 0,065 g et 0,072 g (Tableau 12). Les erreurs relatives associées varient de 0,38 % à 7,05 %, confirmant une proximité générale avec la consigne fixée. Plusieurs participants présentent des écarts particulièrement faibles, inférieurs à 1,5 % (sujets 3, 4 et 8), tandis que d'autres se situent autour de 2–4 % (sujets 2, 5, 6 et 7). Le maximum observé atteint $7,05 \pm 0,49$ % (sujet 1), sans dépasser toutefois la limite de 10 %. Dans l'ensemble, la dispersion inter-sujets reste modérée, les écarts-types des erreurs relatives étant compris entre 0,13 % et 0,73 %.

Sujet	RMS (g) ($\bar{m} \pm \sigma$)	Erreur relative (%) ($\bar{m} \pm \sigma$)
Sujet 1	$0,151 \pm 0,072$	$7,05 \pm 0,49$
Sujet 2	$0,147 \pm 0,068$	$4,04 \pm 0,51$
Sujet 3	$0,142 \pm 0,065$	$0,38 \pm 0,27$
Sujet 4	$0,143 \pm 0,067$	$1,24 \pm 0,22$

Sujet 5	$0,145 \pm 0,067$	$2,18 \pm 0,65$
Sujet 6	$0,147 \pm 0,070$	$4,17 \pm 0,13$
Sujet 7	$0,145 \pm 0,067$	$2,43 \pm 0,64$
Sujet 8	$0,143 \pm 0,067$	$0,86 \pm 0,73$

Tableau 12 : Moyennes et écarts-types des valeurs efficaces (RMS) et des erreurs relatives sur la consigne pour chaque sujet lors des essais avec des sinusoïdes à balayages.

2.3 Discussion

Les résultats obtenus sur huit participants avec le *Bibrate* (8–80 Hz) témoignent d’une bonne reproductibilité, avec des écarts-types inférieurs à $\pm 0,04 \text{ m/s}^2$ sur l’ensemble des fréquences testées. Les valeurs RMS mesurées se situent dans des plages attendues : entre $0,13$ et $0,15 \text{ m/s}^2$ pour le *Bibrate*. Ces résultats confirment la capacité des deux bancs à imposer une excitation relativement homogène malgré la variabilité naturelle des sujets (morphologie, posture, répartition des masses), en accord avec les recommandations méthodologiques (Mansfield et Griffin, 2002 ; Rakheja et al., 2020).

Cependant, certaines pertes énergétiques ou atténuations dynamiques, liées à l’interface mécanique ou à la chaîne de transmission, peuvent subsister. Bien que celles-ci ne remettent pas en cause la validité des résultats présentés, elles devront être prises en compte dans les études suivantes afin de limiter l’apparition de biais systématiques, en particulier lors de l’interprétation physiologique des réponses. Une attention particulière devra être portée à la localisation des capteurs, à la fixation des charges et aux effets d’amortissement structurel dans les configurations complexes (fauteuil roulant, accessoires cliniques, etc.).

3 Conclusion

Ce chapitre a permis d’évaluer la fiabilité du banc *Bibrate* en conditions réelles, à travers deux volets : l’étude sous charges progressives et la reproductibilité inter-sujets.

La validation expérimentale de répétabilité confirme que le banc *Bibrate* est opérationnel pour des études biomécaniques en fauteuil roulant manuel dans la bande [8–80 Hz]. Les résultats montrent une tenue satisfaisante en balayage, avec des erreurs RMS faibles à la galette (2–4 % en configuration inerte, environ 4 % avec un sujet) et des écarts galette-tête d’expansion généralement inférieurs à 10 %, garantissant la fiabilité des grandeurs dérivées comme la transmissibilité. Seulement la bande [20-30] reste à surveiller pour la suite de notre étude car elle présente à la fois un module élevé et un déphasage important.

Les mesures de reproductibilité sur une partie des sujets montrent que le *Bibrate* génère une excitation vibratoire reproductible, fidèle à la consigne, et peu sensible à la variabilité

interindividuelle. Les erreurs des valeurs RMS sont généralement inférieures à 5 %, hormis pour le sujet 1. De plus, des variations apparaissent dans les hautes fréquences mais elles restent modérées et sans rupture dynamique. Ces performances traduisent la robustesse fonctionnelle du système, tout en illustrant les limites d'une reproductibilité parfaitement exacte. Certaines erreurs, liées aux masses, à la posture ou aux mécaniques vibratoires complexes, restent présentes. Elles doivent être intégrées à l'analyse pour éviter tout biais systématique, en particulier dans les protocoles comparatifs ou longitudinaux.

Cette validation de répétabilité et de reproductibilité montre qu'atteindre une fidélité parfaite reste peu réaliste, mais que le niveau de performance atteint par le *Bibrate* permet de poursuivre notre étude. À considérer les grandeurs d'études, la transmissibilité, par sa nature compense les erreurs entre la galette et la tête d'expansion.

4 Contributions

La conception du banc *Bibrate* constitue une avancée notable, tant sur le plan expérimental qu'instrumental. La tête d'expansion a été spécifiquement développée pour assurer une interface mécanique stable avec une charge humaine assise (Jeong et Cho, 2016). Le pion de transmission et ces deux réductions de diamètre limite les couples instantanés qu'il faut éviter de transmettre à la tête de vibration et aux éléments de guidages.

Dans le cadre de ce travail, l'essentiel des composants nécessaires au système, qu'il s'agisse d'éléments mécaniques dédiés ou de pièces d'adaptation, ont été conçu, dimensionné et, pour une partie, usiné. Les autres éléments ont été sélectionnés et acquis afin de répondre aux exigences du cahier des charges (encombrement, tenue mécanique, durabilité).

Le système permet un pilotage jusqu'à 80 Hz, avec une tenue mécanique démontrée expérimentalement. Ainsi, que des niveaux de reproductibilité et de répétabilité jugés suffisant. Bien que les comparaisons fonctionnelles n'aient porté que sur un seul système de référence (*Hexalab*), dont les données de pourcentage d'erreur relative sont résumées en annexe. Cependant, les résultats obtenus suggèrent que le *Bibrate* offre des performances cohérentes avec les standards expérimentaux reconnus (Larivière et al., 2021), tout en élargissant le spectre des applications envisageables (Garcia-Mendez et al., 2013a ; Larivière et al., 2023).

5 Limites

Certaines limites de conception doivent être soulignées. D'abord, les premiers modes non nuls de la tête d'expansion se situent au voisinage de la borne supérieure de travail

(~80 Hz), ce qui restreint l'usage confortable du système près de cette limite. Les appuis latéraux de la tête d'expansion et leur frottement ponctuel sur les extensions de vérins peuvent introduire des vibrations parasites. Par ailleurs, la tête d'expansion et les pions de transmissions ne dispose à ce jour d'aucune instrumentation interne permettant de suivre l'état mécanique du système. Les jeux d'assemblage, micro-instabilités, ou hétérogénéités locales de raideur ne peuvent ainsi être détectés qu'indirectement, ce qui limite la précision de l'interprétation à long terme ou lors d'une usure progressive. Enfin, la raideur et l'amortissement de la structure ne sont pas ajustables. Cette fixité rend le système moins adaptable à des charges humaines très variées ou à des régimes dynamiques complexes.

Plusieurs limites instrumentales méritent également d'être notées. En charges réalistes et pour des sinusoides fixes, les erreurs par rapport à la consigne augmentent : les écarts sur les maxima peuvent atteindre plusieurs dizaines de pourcents à la tête d'expansion, alors que la transmissibilité entre galette et tête d'expansion reste le plus souvent comprise entre 0,9 et 1,15. On observe un pic de résonance autour de ~19 Hz (module $\approx 1,15$) et une antirésonance autour de ~32 Hz (module $\approx 0,88$) avec un déphasage voisin de -12° . L'analyse fréquentielle par sinusoides à balayage (8–80 Hz) fournit une estimation robuste du comportement linéaire moyen du système ; néanmoins, aucune investigation spécifique des non-linéarités potentielles n'a été conduite, ce qui limite l'interprétation en conditions extrêmes ou non stationnaires (Bendat et Piersol, 2010).

6 Perspectives

Plusieurs axes d'amélioration émergent à la lumière des limites identifiées et des recommandations de la littérature.

Un premier développement concerne l'extension à une excitation multi-axiale. La réponse biodynamique humaine est influencée par des sollicitations combinées (transversales, longitudinales, rotationnelles), notamment en contexte de fauteuil roulant ou de conduite (Griffin, 1990 ; Mansfield et Maeda, 2011). Cela suppose une évolution des modalités de positionnement du sujet et d'analyse des modes propres des signaux de sortie, afin d'exciter préférentiellement certaines directions mécaniques selon les configurations testées (tête d'expansions en opposition de phases, roues avant ou arrières sur les tête d'expansion).

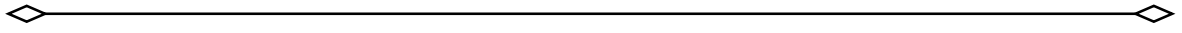
Un second axe vise l'évolution du pilotage, actuellement limité à une boucle fermée simple. Des stratégies adaptatives ou hybrides (Jeong et Cho, 2016), pourraient ajuster dynamiquement les consignes en fonction des caractéristiques de la charge humaine (masse, posture, amortissement). Un tel contrôle permettrait de compenser les effets de résonance ou d'inertie, à condition de caractériser finement les rétroactions mécaniques, les

erreurs de consigne et les contraintes dynamiques en jeu. La détection des non-linéarités reste également un champ d'exploration (fortes charges, postures déséquilibrées).

Un troisième axe concerne le guidage mécanique. Les appuis latéraux et leurs frottements ponctuels sur les extensions de vérins doivent être optimisés afin de limiter les degrés de liberté parasites et d'éviter l'introduction de modes propres indésirables dans la bande utile (Toward and Griffin, 2011).

Parallèlement, une instrumentation interne renforcée améliorerait le suivi du comportement mécanique du banc. L'intégration de capteurs embarqués (jauges de déformation, capteurs d'efforts, température) permettrait d'anticiper l'usure, les jeux ou les relâchements structurels liés à l'accumulation des cycles vibratoires. Cette approche s'inscrit dans une logique de maintenance prédictive, nécessaire pour une utilisation prolongée.

Enfin, une optimisation mécanique ciblée pourrait élargir le spectre exploitable. L'augmentation de la rigidité locale, la maîtrise des frottements et le confinement des degrés de liberté parasites contribueraient à repousser les fréquences propres au-delà de la bande utile, renforçant la stabilité et la fidélité de reproduction même sous charges lourdes ou déséquilibrées (Jeong and Cho, 2016).



PARTIE

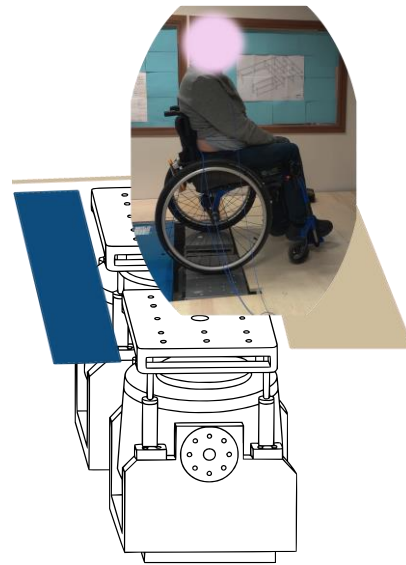
- III -

E

Partie III : Evaluation expérimentale de la transmissibilité vibratoire rachidienne

Questions abordées

- Comment la transmissibilité vibratoire diffère entre basses et hautes fréquences ?
- Quel est l'impact de la posture sur la transmission des vibrations ?
- Quels sont les profils de transmissibilité le long du rachis entre une population valide et une utilisatrice de FRM ?
- Les mesures objectives sont-elles cohérentes avec les perceptions d'inconfort ?



Partie valorisée lors du 30^{ème} congrès de l'European Society of Biomechanics (ESB).

1 Chapitre 1 : Transmissibilité vibratoire : étude basses fréquences (3-12 Hz)

1 Introduction

Les basses fréquences, comprises entre 1 et 12 Hz, sont omniprésentes dans notre environnement quotidien. Elles se manifestent notamment dans les transports, par exemple les voitures, les trains et les bus, ainsi que dans les machines industrielles. Ces vibrations sont particulièrement critiques pour le corps humain, car elles recouvrent les fréquences naturelles de résonance de plusieurs segments biomécaniques : environ 4–6 Hz pour le bassin, 5–8 Hz pour le rachis lombaire, et jusqu'à 12 Hz pour la tête ou les épaules (Coermann, 1962; Griffin, 1990; Matsumoto et Griffin, 2001; Pope et al., 1999). Cette exposition prolongée est associée à un risque accru de troubles musculosquelettiques, notamment lombaires (Pope et al., 1999; Van Der Woude et al., 2001).

Dans ce contexte, les usagers de fauteuils roulants manuels (FRM) représentent une population particulièrement exposée. Lors de leurs déplacements urbains, le franchissement de trottoirs provoque des chocs, tandis que le passage des roues sur pavés, irrégularités du sol ou obstacles engendrent des vibrations, souvent dominées par des basses fréquences. Ces sollicitations sont transmises de façon presque entièrement au tronc via les roues, le châssis et l'assise, avec peu d'amortissement (Garcia-Mendez et al., 2013b; VanSickle et al., 2001). Ainsi, la compréhension de ces phénomènes vibratoires dans la gamme 1–12 Hz est essentielle pour mieux évaluer la charge mécanique subie par les utilisateurs de FRM, et guider la conception de solutions techniques adaptées (suspensions, géométrie de châssis, systèmes d'amortissement ciblés).

L'étude vise à examiner la réponse dynamique du couple fauteuil–utilisateur, considéré comme un système vibratoire couplé. Elle s'inscrit dans un protocole expérimental fondé sur les méthodologies normalisées (ISO 2631:1997; ISO 5982:2019), afin d'assurer la comparabilité et la reproductibilité des résultats. L'objectif est d'abord de caractériser la transmissibilité mécanique au sein du système FRM-utilisateur humain, en identifiant notamment les phénomènes d'amplifications ou de dissipation localisées (Griffin, 1990; Lariviere et al., 2021). Il s'agit également d'étudier plus en détail les mécanismes de propagation des vibrations à différents niveaux du rachis (niveaux vertébral L5, T6 et C7).

Une attention particulière est portée à la contribution propre du fauteuil, en tant qu'élément d'interface, dont le rôle peut varier selon la fréquence : effet filtre à certaines fréquences, d'amplification à d'autres (Adam et al., 2020; Boileau et Rakheja, 1998). Par ailleurs, les mesures objectives sont confrontées aux ressentis subjectifs exprimés par les

participants, dans la continuité de travaux soulignant l'importance d'un couplage entre analyse mécanique et perception sensorielle (Maeda et al., 2003b).

2 Méthodologie expérimentale

Cette étude s'est déroulée au *Politecnico di Milano*, lors d'un séjour de quatre semaines dans le laboratoire *Dipartimento di Meccanica*, sous la supervision du Pr. Marco Tarabini, en collaboration avec la doctorante Flavia Marrone. L'ensemble du protocole a été approuvé par le comité d'éthique de Polimi.

2.1 Participants

Sept participants valides ont été inclus dans cette phase. Tous étaient majeurs, déclaraient être en bonne santé et ne présentaient, à leur connaissance, aucun antécédent neurologique ou musculosquelettique affectant la posture et la locomotion. La masse des participants était de 66 ± 10 kg, et la taille de 175 ± 15 cm. Chaque participant a été informé du déroulement de l'étude et a signé un formulaire de consentement éclairé conforme aux recommandations éthiques.

2.2 Protocole expérimental

Le fauteuil reposait complètement sur la tête d'expansion supérieure de l'*Hexalab*, système d'excitation vibratoire du laboratoire (Figure 23). Le modèle utilisé était un Progeo Exelle Alu, à châssis en aluminium et plastique, d'un poids de 14 kg. Ses principales dimensions sont : largeur d'assise comprise entre 33 et 48 cm, profondeur entre 35 et 47,5 cm, hauteur d'assise réglable (≈ 36 –56 cm) et hauteur de dossier ajustable (≈ 30 –54 cm). La pression des pneus était vérifiée avant chaque session et fixée à 8 bars, conformément aux recommandations du fabricant (plage : 6 à 10 bars). Les réglages du fauteuil sont restés inchangés quelle que soit la morphologie des participants. Pour chacun des participants, les freins étaient enclenchés lors des mesures. Le fauteuil était positionné tel que chacune des roues est centré sur chaque tête d'expansion. Cette étude a employé deux signaux vibratoires différents, permettant ainsi deux types d'analyses complémentaires.

Les premiers signaux étaient des sinusoïdes à balayages, de 3 Hz à 12 Hz, à 2 m/s^2 , avec une évolution linéaire des fréquences de 2 octaves/min. Chaque balayage durait 60 secondes, suivi de 30 secondes de repos. Au total, 6 balayages consécutifs ont été réalisés par participant, soit 3 essais pour chacune des deux postures dans un ordre aléatoire pour éviter trois essais consécutifs sur la même posture et limiter les effets de fatigue, d'anticipation et d'apprentissage. Les deuxièmes signaux étaient des sinusoïdes pures à cinq fréquences fixes (3, 4, 5, 8 et 12 Hz), chaque essai durant 30 secondes, espacés par 30

secondes de repos. Un total de 15 essais ont été réalisés à une amplitude constante de 2 m/s^2 . L'ordre des essais aléatoire ont permis de limiter les effets de fatigue, d'anticipation et d'apprentissage.

L'amplitude retenue (2 m/s^2) correspond aux pratiques courantes en études de WBV en laboratoire, où des niveaux entre $1,5$ et 3 m/s^2 sont utilisés pour induire des réponses mécaniques et perceptives nettes sans dépasser les limites de confort pour des expositions brèves (Chwalik-Pilszyk et al., 2021; Huang et al., 2020; Paddan et Griffin, 1988). Les fréquences retenues ($3\text{--}12 \text{ Hz}$), couramment étudiées dans les études de WBV (Holmlund et al., 2000; Kim et al., 2017; Larivière et al., 2023; Lo et al., 2013), couvrent la zone où les

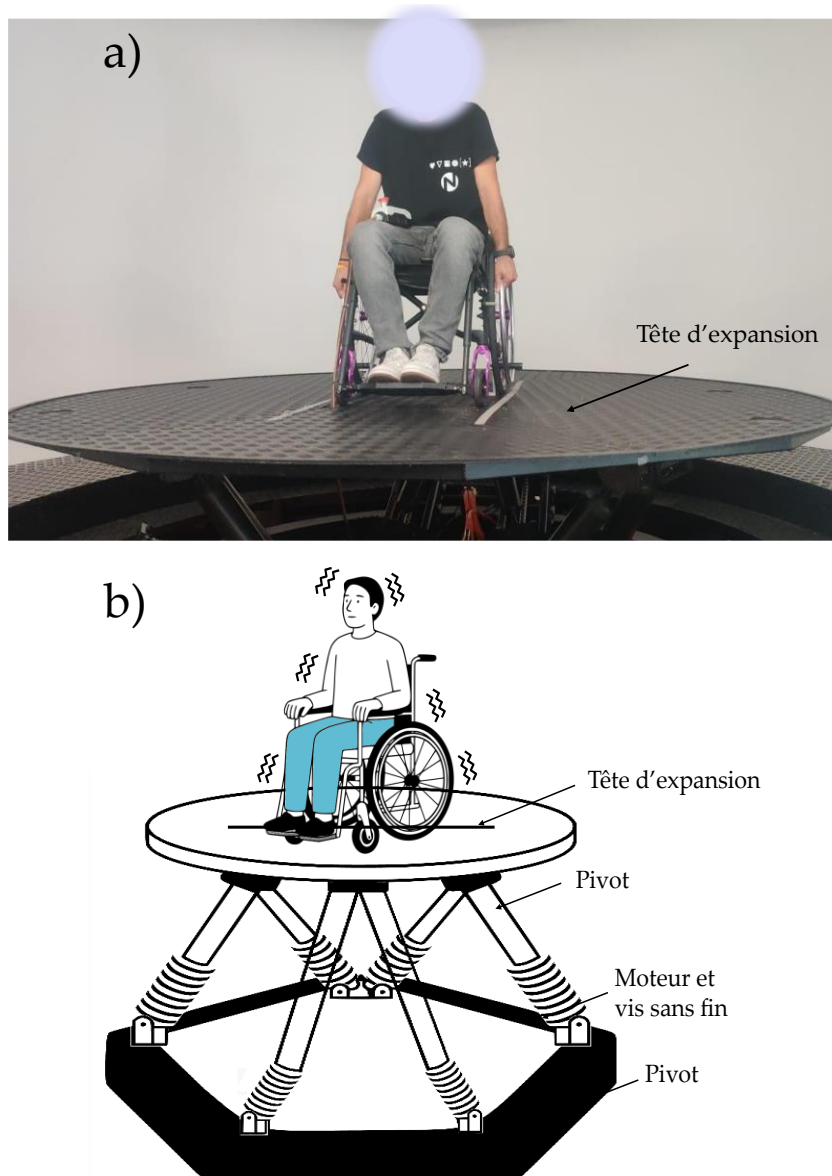


Figure 23: Pot vibrant 6 axes (*Hexalab*). (a) Sujet et fauteuil positionnés sur la tête d'expansion durant l'expérience. (b) Schéma du système vibratoire illustrant la tête d'expansion, les pivots et le système moteur et vis sans fin.

réponses biomécaniques et perceptives sont les plus marquées (ISO 2631:1997), tout en restant compatibles avec les limites technologiques de l'*Hexalab*.

Chaque essai est réalisé dans deux postures distinctes illustrées Figure 24, représentant deux phases typiques de la propulsion en fauteuil roulant manuel,

- repos (p1) : dos contre le dossier, mains sur les cuisses,
- début de propulsion (p2) : tronc droit, épaules ouvertes avec les mains sur les mains courantes agrippées.

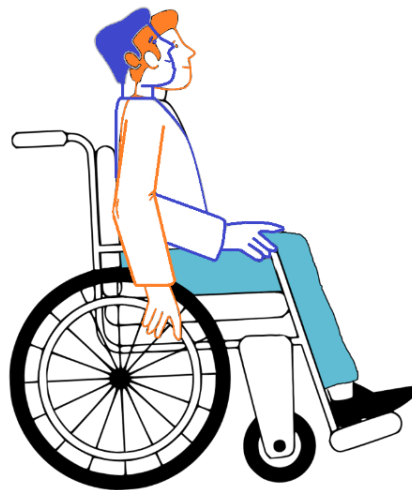


Figure 24 : Position 1 (repos, en bleu) et positions 2 (relevé les mains sur les mains courantes, en orange) demandé aux participants pendant les mesures

Ces postures sont contrôlées visuellement par l'expérimentateur avant chaque essai, à l'aide de repères corporels (alignement du tronc, position des épaules et des mains), afin de garantir leur reproductibilité entre les participants et les répétitions. La durée totale par participant était de l'ordre de 45 minutes.

2.3 Dispositif expérimental

Le recueil des données accélérométriques a été assuré par un ensemble de capteurs répartis le long de la chaîne FRM-utilisateur (Figure 25). A la suite d'une étude complémentaire sur les accéléromètres embarqués, donnant lieu à un article (cf. Annexe), les accéléromètres qui ont été choisis sont des accéléromètres filaires. En l'occurrence, quatre accéléromètres filaires ont été fixés

- sur la tête d'expansion vibrante (mesure de l'excitation), PCB model mono-axial 352C33 (ICP, Buffalo, USA, 100 mV/g, ± 50 g pk, [0,5 – 10000] Hz).

Trois accéléromètres filaires ont été fixés sur la peau des participants, à l'aide de ruban adhésif, aux niveaux des vertèbres

- L5 (lombaire inférieure), model triaxial 356A22 (ICP, Buffalo, USA, 100 mV/g, ± 50 g pk, [0,5 – 10000] Hz),
- T6 (thoracique moyenne), model triaxial 356A22 (ICP, Buffalo, USA, 100 mV/g, ± 50 g pk, [0,5 – 10000] Hz) et,
- C7 (cervicale supérieure), model 36A17 (ICP, Buffalo, USA, 500 mV/g, ± 10 g pk, [0,5 – 30000] Hz).

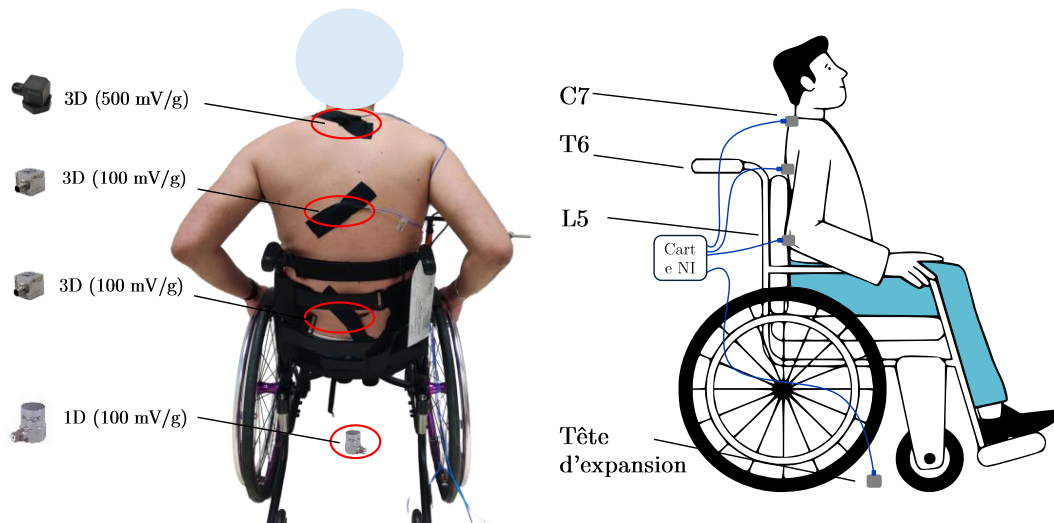


Figure 25 : Protocole expérimental en basses fréquences (*Hexalab*) ; placement des capteurs accélérométriques filaires (PCB)

Les différents capteurs ont permis de mesurer la propagation vibratoire ascendante le long du rachis. Les signaux ont été acquis à une fréquence d'échantillonnage de 25 600 Hz via quatre cartes NI 9234 (National Instruments, Austin, USA), les signaux étant synchronisés car acquis simultanément via le même DAQ (9215). Des mesures accélérométriques ont été réalisées pour évaluer la qualité des données fournis par 3 types d'accéléromètres embarqués, les résultats sont fournis en annexe et ont permis d'établir un article publié.

2.4 Grandeurs mesurées et traitement des données

2.4.1 Transmissibilité segmentaire

L'analyse des données porte sur la transmissibilité vibratoire verticale (z) à différents niveaux de la chaîne mécanique : (1) entre la tête d'expansion et L5, traduisant la capacité de filtrage vibratoire du fauteuil couplé au bassin et aux membres inférieurs ; (2) entre L5

et les vertèbres thoracique (T6) et cervicale (C7), reflétant la propagation des vibrations le long du rachis.

Les signaux considérés sont exploités sans filtrage ni prétraitement. Les spectres de densité de puissance (Power Spectral Density) et de densité croisée (Cross Spectral Density) nécessaires à l'estimation fréquentielle sont calculés selon la méthode de (Welch, 1967). Les signaux sont segmentés et pondérés par une fenêtre de Hamming, sans recouvrement appliqué entre segments. La transformée de Fourier est effectuée sur un nombre de points équivalent à la longueur du signal, ce qui assure une résolution fréquentielle stable de 0,01 Hz. L'estimateur final est obtenu par moyennage des spectres issus de l'ensemble des segments.

2.4.2 Retour perceptif

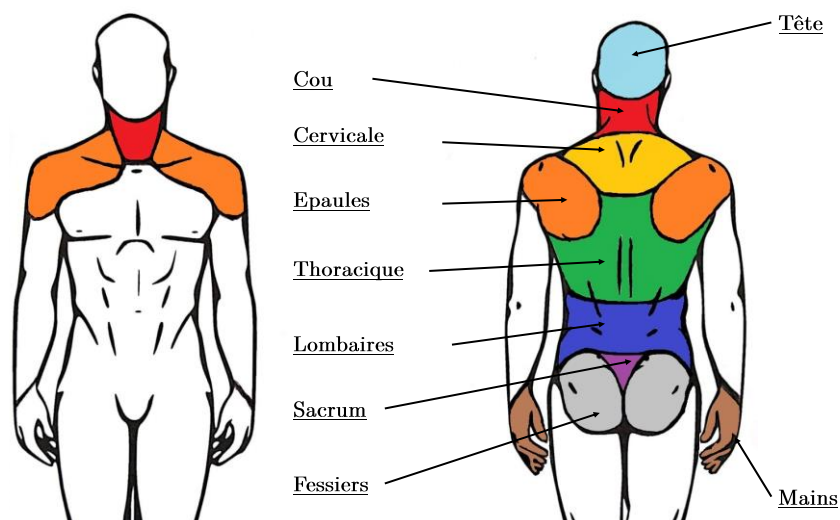


Figure 26: Cartographie de zones corporelles pouvant être le lieu de désagrément soumis à des vibrations.

Au-delà des mesures objectives de transmissibilité vibratoire, l'intégration du ressenti des participants s'avère essentielle (Mansfield, 2004). À l'issue de chaque série d'essais sinusoïdaux, un questionnaire a été mis en place. Ce questionnaire combinait deux dimensions d'évaluation : une approche quantitative et une approche qualitative de localisation de la vibration perçue. Les participants étaient tout d'abord invités à quantifier leur niveau d'inconfort global sur une échelle visuelle analogique graduée de 0 à 10 où 0 correspondait à une absence totale de gêne et 10 à un inconfort maximal, défini comme le seuil de début de douleur (sans que la douleur ne soit elle-même évaluée, ni considérée comme un objectif de l'étude). Parallèlement à cette évaluation quantitative, une méthode de localisation précise des zones corporelles affectées était employée. Les participants

pouvaient soit décrire librement les zones de perception vibratoire ou d'inconfort, soit les identifier sur une cartographie corporelle prédéfinie (Figure 26).

3 Résultats

3.1 Courbes typiques de transmissibilité vibratoire

La Figure 27 présente les résultats des mesures de transmissibilité vibratoire : le module et la phase. Les signaux présentés correspondent à la réponse vibratoire à des sinusoïdes à balayage appliquée à une amplitude constante de 2 m/s^2 . Chaque figure montre l'évolution de ces paramètres en fonction de la fréquence. Les données sont regroupées selon les deux postures expérimentales :

- **p1** : posture adossée, en position de repos, de la couleur bleu ;
- **p2** : posture redressée, en début de propulsion, de la couleur orange.

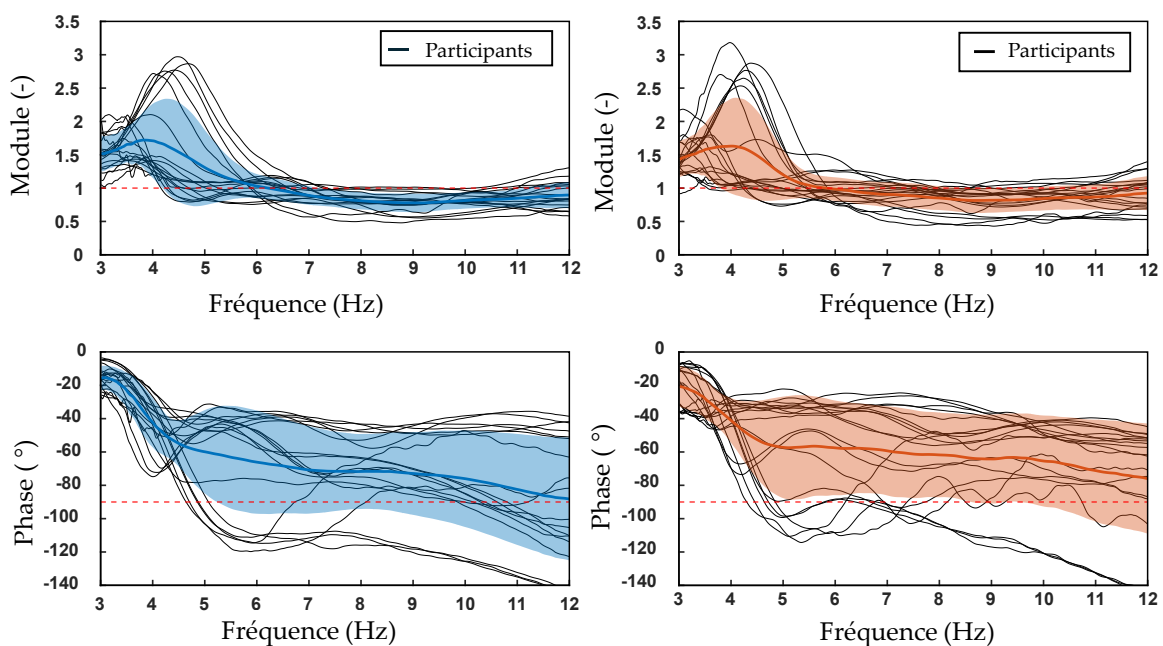


Figure 27 : Amplitude et phase de la transmissibilité entre la source vibratoire et L5 dans deux positions (p1 : repos, bleu ; p2 : redressée, orange). Courbes noires : essais individuels (7 sujets \times 3 répétitions). Courbes épaisses et zones de couleurs : moyennes et l'écart-type (68 %). Les pointillés rouges représentent un module de 1 et une phase de -90° .

La représentation de la Figure 28 facilite la comparaison directe des effets posturaux sur la transmissibilité, en conditions de stimulation identiques en superposant chacune des postures à une graphe unique.

3.1.1 Transmissibilité entre la source de vibration et L5

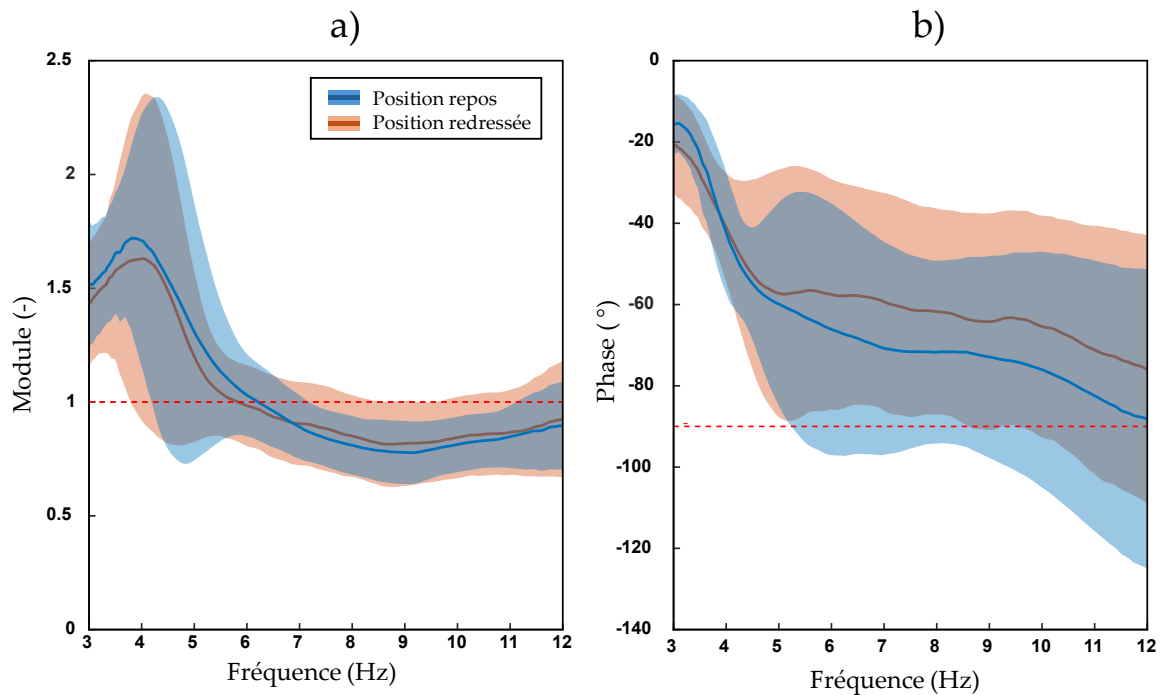


Figure 28 : Courbes moyennes de transmissibilité entre la tête d'expansion et L5 (a : module, b : phase) avec écart-type (68 %) pour deux postures : repos (bleu) et redressée (orange). Les pointillés rouges indiquent un module 1 et une phase de -90° .

La Figure 28 présente les courbes moyennes et les écarts-types de la transmissibilité vibratoire entre la tête d'expansion vibrante et la vertèbre L5, position de repos (p1, en bleu) et posture redressée (p2, en orange).

3.1.1.1 Module

En position de repos (p1, courbes bleues), un pic est observé à 3,8 Hz, avec une valeur de $1,75 (\pm 0,42)$. La valeur du module reste supérieure à 1 dans l'intervalle [3-6] Hz, avant de décroître progressivement pour se maintenir en dessous de 1, mais relativement proche (entre 0,78 et 0,9) à partir de 7 Hz. Les valeurs de l'écart-type sont maximales à 4,5 Hz ($\pm 0,75$), soulignant une forte variabilité interindividuelle autour du pic d'amplitude. En posture redressée (p2, courbes oranges), le pic est légèrement décalé, apparaissant à 4 Hz, avec une valeur de $1,66 (\pm 0,76)$. Les valeurs du module sont inférieures à 1, mais proches, dès 6 Hz et se maintiennent entre 0,82 et 0,92 jusqu'à 12 Hz. Les valeurs de l'écart-type sont également plus élevées dans les basses fréquences (max. $\pm 0,78$ à 4,2 Hz).

3.1.1.2 Phase

Pour les deux postures, la phase à pour valeur initial $-15^\circ (\pm 7^\circ)$ à 3 Hz en position de repos, et $-22^\circ (\pm 11^\circ)$ en posture redressée, indiquant un retard initial entre l'excitation et la réponse mesurée. En position de repos (p1, courbes bleues), les valeurs de la phase décroissent rapidement avec la fréquence, atteignant $-61^\circ (\pm 26^\circ)$ à 5 Hz, puis diminuent de manière plus progressive jusqu'à $-88^\circ (\pm 36^\circ)$ à 12 Hz. Les valeurs de l'écart-type restent modérées avant 4,5 Hz ($\pm 7^\circ$), mais augmentent fortement au-delà (max. $\pm 37^\circ$). En posture redressée (p2, courbes oranges), une évolution similaire est observée : les valeurs de la phase atteignent $-57^\circ (\pm 11^\circ)$ à 5 Hz, puis continuent à décroître jusqu'à $-76^\circ (\pm 33^\circ)$ à 12 Hz. La dispersion est comparable à celle observée en position de repos avant 4 Hz ($\pm 11^\circ$), mais croît ensuite, avec un écart-type pouvant atteindre $\pm 33^\circ$.

3.1.2 Transmissibilité entre L5 et T6

La Figure 29 présente les courbes moyennes et les écarts-types de la transmissibilité vibratoire entre la vertèbre lombaire L5 et la vertèbre thoracique T6.

3.1.2.1 Module

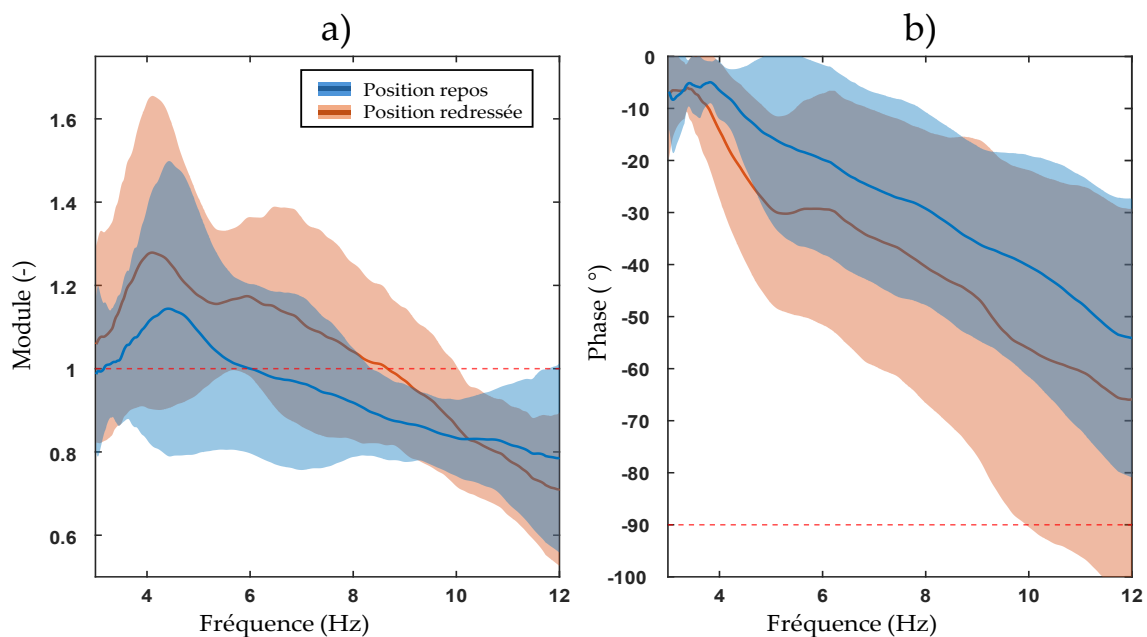


Figure 29 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et T6 (a : module, b : phase) avec écart-type (68 %) pour deux postures : repos (bleu et bleu clair) et redressée (orange et orange clair). Les pointillés rouges indiquent un module 1 et une phase de -90° .

En position de repos (p1, courbes bleues), les modules présentent un pic observé à 4,4 Hz avec une valeur moyenne de 1,14 ($\pm 0,35$). Les valeurs du module restent supérieures à 1 dans l'intervalle [3-6] Hz, avant de décroître progressivement pour se maintenir inférieures à 1, mais relativement proche, pour atteindre sa valeur minimale de 0,79 ($\pm 0,24$) à 12 Hz. La dispersion interindividuelle est notable, en particulier autour du pic, où la valeur de l'écart-type atteint $\pm 0,35$. En posture redressée (p2, courbes oranges), les valeurs du module sont globalement plus élevées, avec une valeur pic de 1,29 ($\pm 0,39$) à 4,1 Hz. Contrairement à la posture de repos, les valeurs du module restent supérieures à 1 sur une plage élargie, s'étendant de 3 à 8,7 Hz. La courbe décroît ensuite pour atteindre sa valeur minimale de 0,71 ($\pm 0,19$) à 12 Hz. Les valeurs de l'écart-type sont également plus marquées que la posture p1 (courbes bleues), avec une valeur maximale de $\pm 0,38$ autour du pic.

3.1.2.2 Phase

En position de repos (p1, courbes bleues), la phase a une valeur initiale de $-8,4^\circ$ ($\pm 7,7^\circ$) à 3 Hz, cette valeur remonte légèrement, puis elle diminue de manière continue avec l'augmentation de la fréquence. Les valeurs de la phase atteignent -19° ($\pm 17^\circ$) à 6 Hz, puis -54° ($\pm 25^\circ$) à 12 Hz. Les valeurs de l'écart-type restent modérées dans les basses fréquences ($\pm 4^\circ$ à $\pm 10^\circ$) mais s'élargissent progressivement au-delà de 6 Hz, avec une dispersion maximale de $\pm 26^\circ$ dans la partie haute du spectre. En posture redressée (p2, courbes oranges), les valeurs de phase suivent une évolution similaire avec un déphasage plus marqué. Elles commencent à $-7,3^\circ$ ($\pm 7^\circ$) à 3 Hz et décroissent jusqu'à environ -66° ($\pm 36^\circ$) à 12 Hz. La variabilité est globalement plus importante, notamment au-delà de 5,5 Hz, où l'écart-type augmente avec la fréquence et varie entre $\pm 20^\circ$ et $\pm 36^\circ$. Avant 4 Hz, la dispersion reste plus contenue, avec un écart-type moyen d'environ $\pm 8,6^\circ$.

3.1.3 Transmissibilité entre T6 et C7

La Figure 30 présente les courbes moyennes et écarts-types de la transmissibilité vibratoire entre la vertèbre thoracique T6 et la vertèbre cervicale C7.

3.1.3.1 Module

En position de repos (p1, courbes bleues), les valeurs du module restent supérieures à 1 sur toute la bande de fréquence [3-12 Hz], bien qu'elles soient proches à 3 Hz. Les valeurs augmentent de manière continue sur la suite du spectre. Une augmentation de la pente est observée à partir de 4,5 Hz, puis le maximum du module de 1,6 ($\pm 0,38$) est atteint à 12 Hz. Les valeurs de l'écart-type sont plus marquées à 3 Hz, avec un maximum de $\pm 0,6$, puis diminuent sur le reste du spectre bien que toujours supérieures à $\pm 0,24$. En posture redressée (p2, courbes oranges), les valeurs du module suivent la même évolution que pour la position de repos. Les valeurs commencent plus bas à 0,8 ($\pm 0,3$), dépassent la valeur de

1 dès 5,5 Hz et continuent d'augmenter régulièrement jusqu'à atteindre $1,77 (\pm 0,63)$ à 12 Hz. Les valeurs d'écart-type sont plus importantes dans les hautes fréquences (au-delà de 9 Hz), avec une dispersion maximale de $\pm 0,65$.

3.1.3.2 Phase

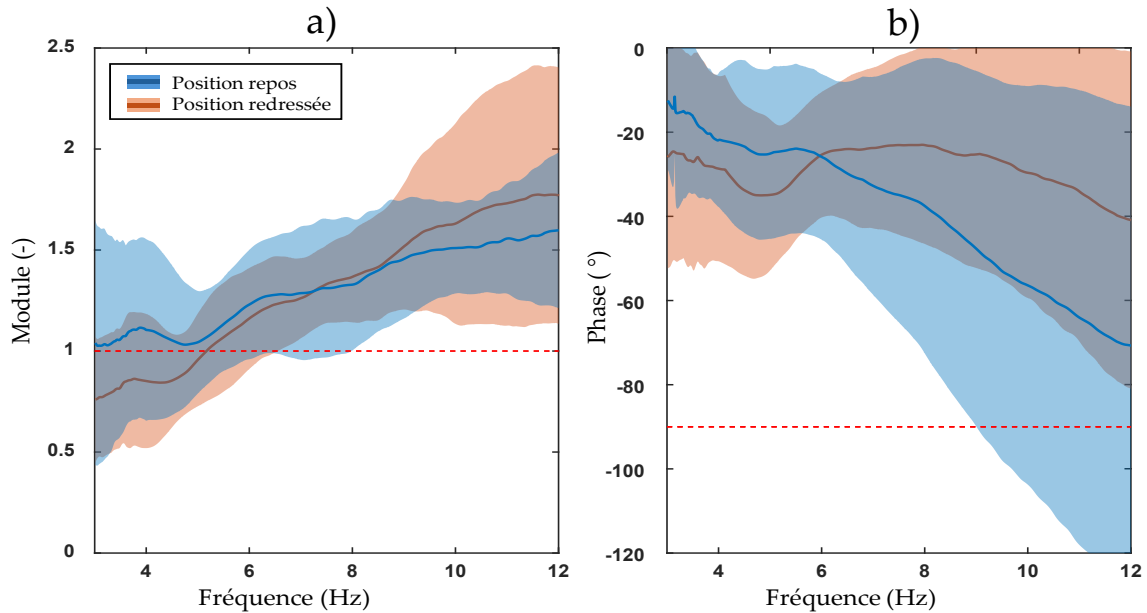


Figure 30 : Courbes moyennes de transmissibilité entre T6 et C7 (a : module, b : phase) avec écart-type (68 %) pour deux postures : repos (bleu et bleu clair) et redressée (orange et orange clair). Les pointillés rouges indiquent un module 1 et une phase de -90° .

En position de repos (p1, courbes bleues), les valeurs de phase diminuent régulièrement à mesure que la fréquence augmente. Les valeurs débutent autour de $-11,5^\circ$ à 3 Hz, puis continuent de décroître jusqu'à atteindre environ -71° à 12 Hz. Les valeurs de l'écart-type augmentent à partir de 7 Hz, avec une dispersion pouvant atteindre $\pm 56^\circ$ dans la bande 9–12 Hz. En posture redressée (p2, courbes oranges), les valeurs de phase sont globalement supérieures, à celles observées en position de repos, sur l'ensemble du spectre. Les valeurs démarrent autour de -22° , puis se stabilisent à -41° à 12 Hz. Les valeurs de l'écart-type sont moins dispersées que pour la posture de repos, notamment au-delà de 8 Hz, avec des valeurs inférieures à $\pm 40^\circ$.

3.1.4 Discussion

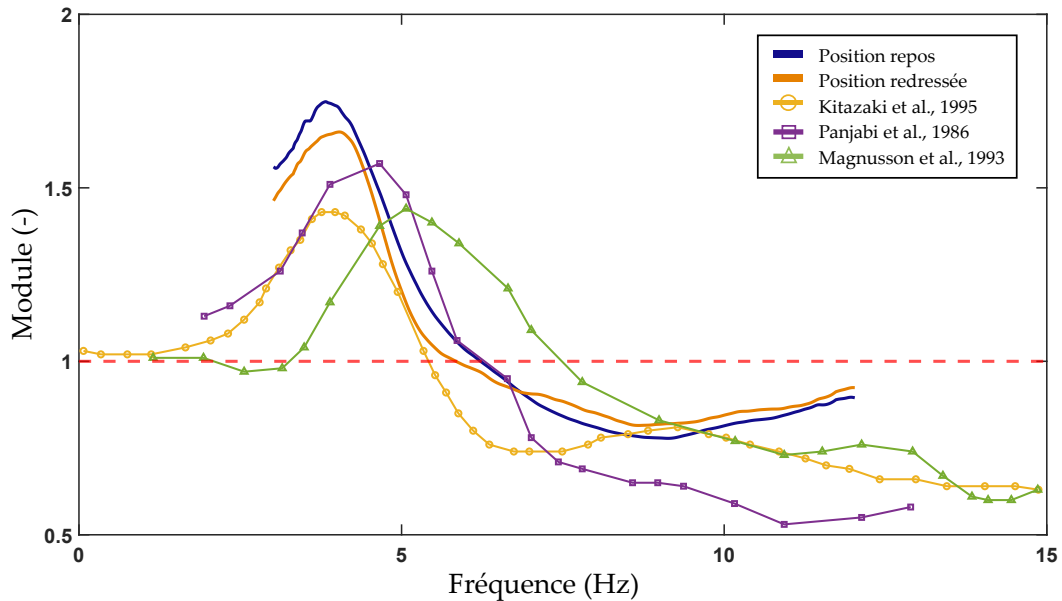


Figure 31 : Comparaison des modules de transmissibilité verticale. Résultats de cette étude entre le pot-vibrant et L5 (bleu : repos, orange : redressée), comparés à la littérature : Kitazaki et al. (1995), assise-L3, accéléromètres cutanés ; Panjabi et al. (1986), assise-L3, pins intra-corticaux ; Magnusson et al. (1993), assise-L3, pins intra-corticaux.

L'analyse des courbes de transmissibilité met en évidence des dynamiques contrastées selon la posture adoptée et le niveau vertébral considéré. Entre la plateforme vibrante et L5, une amplification marquée apparaît aux basses fréquences (3–6 Hz), avec des modules supérieurs à 1 (Figure 31). Cette amplification est plus nette en position de repos, traduisant une transmission plus directe de l'énergie vibratoire. En posture redressée, les amplitudes sont légèrement réduites mais tendent à se maintenir plus longtemps dans les niveaux supérieurs. Ces observations rejoignent les résultats de la littérature obtenus chez des sujets assis sur chaise standard (Kitazaki et Griffin, 1995; Magnusson et al., 1993; Panjabi et al., 1986), qui situent la résonance lombaire autour de 4–5 Hz.

Entre L5 et T6, le module reste supérieur à 1 et présente le même pic de résonance, particulièrement marqué en posture redressée, ce qui suggère que l'engagement postural favorise la transmission vibratoire vers les segments supérieurs du tronc. Les pics sont moins marqués qu'en région lombaire (Figure 28), mais l'atténuation reste limitée jusqu'à 6–7 Hz, traduisant d'un couplage mécanique partiel de la région thoracique (Matsumoto and Griffin, 2001). À la jonction cervico-thoracique, entre T6 et C7, les valeurs du module augmentent au-delà de 7–8 Hz, atteignant des niveaux comparables, voire supérieurs à ceux observés en région lombaire. Ce comportement est en accord avec plusieurs travaux

expérimentaux montrant que le rachis cervical constitue un maillon critique dans la chaîne de transmission verticale, en raison de sa combinaison de forte mobilité angulaire et de raideur axiale élevée (Matsumoto and Griffin, 2001). Ces caractéristiques expliquent la persistance, voire l'amplification, des pics de transmissibilité dans les hautes fréquences et confirment la sensibilité particulière de la zone cervico-thoracique (Maeda and Mansfield, 2005; Pope et al., 1999).

Sur le plan mécanique, ces profils s'apparentent à ceux d'un système masse-ressort-amortisseur à un degré de liberté. L'amplification lombaire autour de 4-5 Hz correspond au comportement typique d'une masse en résonance, alors que l'atténuation progressive traduit l'action dissipative des tissus. La remontée observée au niveau cervico-thoracique peut s'interpréter comme un second mode de résonance, révélant une redistribution des charges vibratoires vers le haut du tronc.

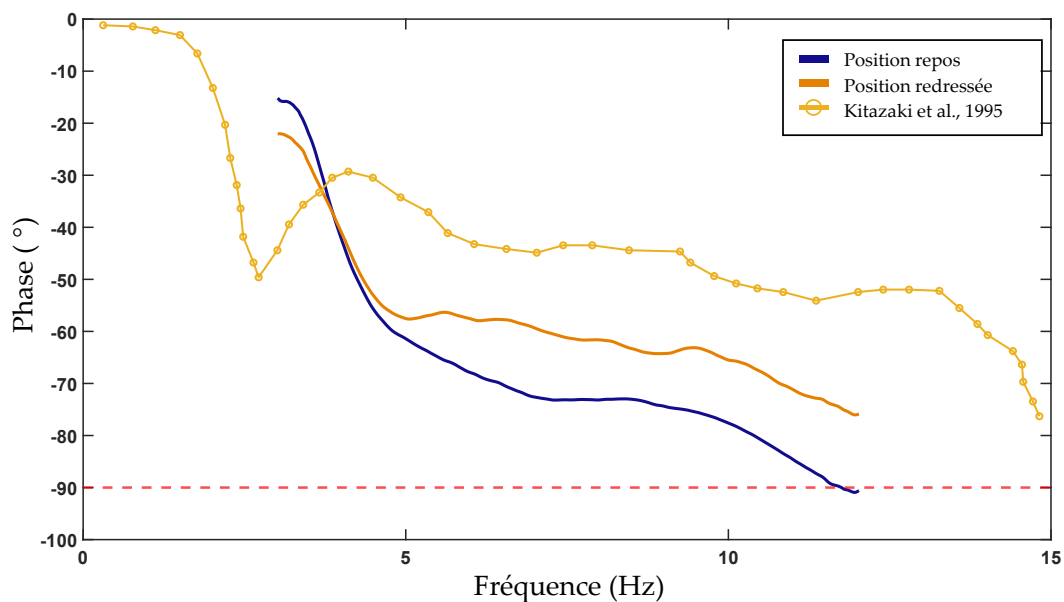


Figure 32 : Comparaison des phases de transmissibilité verticale. Résultats de cette étude entre le pot-vibrant et L5 (bleu : repos, orange : redressée), comparés à la littérature : Kitazaki et al. (1995, assise-L3, accéléromètres cutanés)

La phase de transmissibilité entre la source et L5 diminue régulièrement avec la fréquence : proche de 0° aux basses fréquences, elle atteint environ -90° vers 8-12 Hz. Ce profil correspond au comportement attendu d'un système masse-ressort-amortisseur à un degré de liberté (Griffin, 1990) : la valeur de la phase est nulle à basses fréquences, elle atteint -45° au voisinage de la fréquence propre, puis tend vers -90° au-dessus. La posture redressée montre un retard plus faible que la posture de repos, ce qui suggère une raideur accrue ou un amortissement plus important dans cette configuration, tendance déjà observée par Mansfield et Griffin (2002). La comparaison avec Kitazaki et al. (1995), obtenus

entre l'assise et L3, confirme la cohérence de nos résultats : on retrouve la même transition autour de la résonance lombaire et une phase stabilisée entre -60° et -80° aux fréquences plus élevées. Les écarts restants peuvent s'expliquer par les différences de niveau anatomique mesuré (L3 vs L5) et de conditions d'interface (assise métallique vs FRM sur tête d'expansion).

3.2 Analyse perceptive

3.2.1 Résultats

Fréquence (Hz)	Zones rapportées en position de repos (p1)	Zones rapportées en position redressée (p2)
12	2 – fessiers ; 1 – ventre et tête	1 – lombaires ; 3 – ventre, pieds et mains
10	2 – lombaires ; 4 – lombaires ; 4 – corps entier	1 – fessiers ; 3 – pieds, poitrine et tête
8	2 – fessiers et cervicales ; 2 – pieds et mains	1 – poumons ; 2 – fessiers ; 2 – poitrine et pieds
5	2 – poumons ; 4 – lombaires ; 1 – thoracique et cervicales	3 – cou ; 4 – lombaires ; 2 – poitrine et cou
4	2 – cou ; 2 – lombaires ; 1 – poumons	1 – tête ; 2 – lombaires ; 2 – cou
3	3 – lombaires	1 – poumons ; 1 – lombaires

Tableau 13 : Répartition des zones corporelles rapportées selon la fréquence et la posture (p1 = repos, p2 = redressée). Les chiffres indiquent le niveau d'inconfort associé (échelle VAS).

Le Tableau 13 présente les zones corporelles rapportées par les participants, ainsi que les niveaux d'inconfort associés (échelle subjective), en fonction de la fréquence d'excitation et de la posture adoptée (repos – p1, redressée – p2). En position de repos (p1), les valeurs d'inconfort les plus élevées concernent les lombaires aux basses fréquences (jusqu'à 4 à 5 sur l'échelle d'inconfort sur la bande [3–5] Hz), suivies par les fessiers et la poitrine, rapportés à des fréquences intermédiaires (8–12 Hz). De plus faibles valeurs apparaissent ponctuellement au niveau du cou, des « poumons » (citation par un participant), de la tête, ou encore des pieds. En position redressée (p2), l'inconfort se répartit différemment : les zones thoraciques et cervicales présentent des intensités élevées (jusqu'à 3–4 sur l'échelle d'inconfort), la tête et la poitrine sont régulièrement citées, tandis que les lombaires et les fessiers conservent des niveaux d'inconfort notables mais moins marqués qu'en position de repos. Le détail par sujet des niveaux et zones corporelles d'inconfort est précisé en annexe.

La Figure 33 illustre la répartition globale de ces intensités pour chaque posture, toutes fréquences confondues. En position de repos (p1), l'inconfort est concentré au niveau lombaire, tandis qu'en position redressée (p2), il s'étend davantage vers les étages thoraciques et cervicaux.

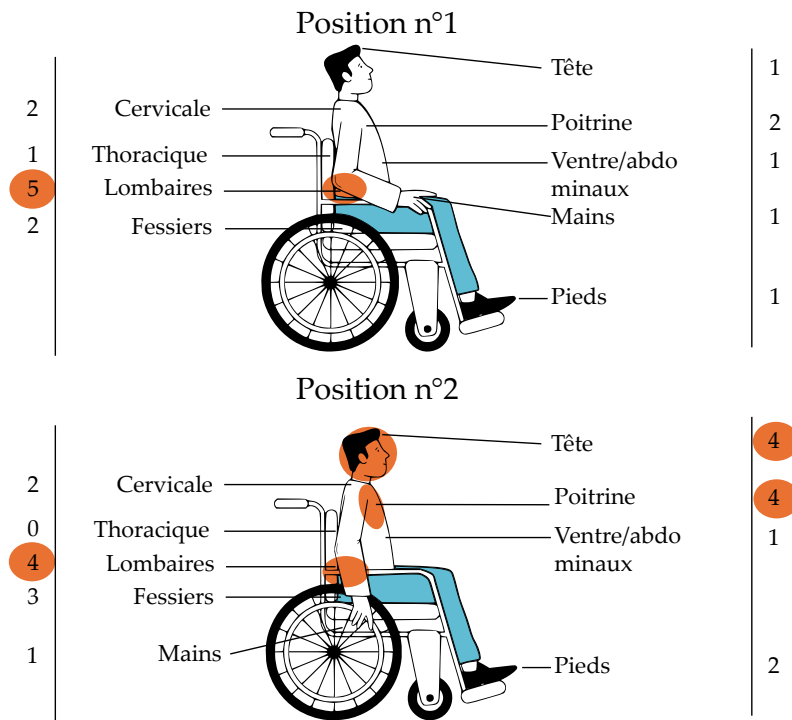


Figure 33 : Répartition des zones corporelles d'inconfort rapportées par les participants selon la posture adoptée. Les valeurs indiquées correspondent au nombre total de mentions toutes fréquences confondues à 2 m/s²

3.2.2 Influence de la posture sur l'inconfort

Les niveaux d'inconfort rapportés par les participants mettent en évidence une influence marquée de la posture (Figure 33, Tableau 13). En position de repos (p1), la majorité des réponses se concentre sur le rachis lombaire, avec des intensités pouvant atteindre 4/10. Les autres zones, telles que les fessiers, le rachis thoracique ou cervical, apparaissent plus ponctuellement et avec des intensités plus faibles, généralement comprises entre 1/10 et 2/10. En revanche, en position redressée (p2), les mentions deviennent plus diversifiées : si les lombaires restent rapportées, la sensation d'inconfort des participants se déplace davantage vers les niveaux supérieurs, notamment la région thoracique, cervicale et la tête, où les scores varient de 2/10 à 4/10. Le nombre total de mentions d'inconforts est plus élevé en posture redressée, traduisant une perception accrue le long du tronc. Ces résultats suggèrent que la posture modifie la distribution des vibrations perçues, ce qui rejoint les observations de Bovenzi (1996) et Mansfield et Griffin (2000) sur l'impact des conditions d'exposition sur la localisation de l'inconfort.

3.2.3 Influence des fréquences sur l'inconfort

La fréquence d'excitation est déterminante vis-à-vis des zones anatomiques d'inconfort relevées par les participants. Aux basses fréquences, l'inconfort se concentre dans la région

lombaire : à 3 Hz, elle constitue presque la seule zone citée, avec des scores moyens de l'ordre de 3/10. À 4 Hz, la gêne persiste au niveau lombaire mais s'étend aussi au rachis cervical, avec des intensités plus modérées, proches de 2/10. À 5 Hz, les réponses deviennent plus marquées : le rachis lombaire atteint les scores les plus élevés, jusqu'à 4, mais d'autres segments comme la poitrine et le cou sont également impliqués. Ces observations sont cohérentes avec les travaux de Donati (2002), qui associent les basses fréquences à une sollicitation accrue de la région lombaire. Dans la plage intermédiaire [8-10] Hz, l'inconfort est ressenti de manière plus variable, impliquant les fessiers, les cervicales, et parfois les extrémités telles que les pieds ou les mains. Les intensités rapportées demeurent faibles à modérées, généralement de l'ordre de 1/10 à 2/10. À 10 Hz, les participants mentionnent encore majoritairement la région lombaire lorsqu'ils sont en position de repos, avec des scores allant de 2/10 à 4/10, tandis qu'en posture redressée, l'inconfort se diversifie et inclut la poitrine, la tête et les membres, avec des niveaux d'inconforts compris entre 1/10 et 3/10. Enfin, à 12 Hz, les mentions d'inconforts sont moins fréquentes et concernent surtout les fessiers, l'abdomen et la tête, avec des intensités faibles (1/10 à 2/10). Cette extension des perceptions à des zones plus variées aux fréquences élevées a également été rapportée par (Bovenzi, 1996), où l'inconfort, diminue en intensité mais touche un spectre corporel plus large.

Dans l'ensemble, les résultats confirment que les basses fréquences génèrent une gêne concentrée dans la région lombaire, tandis que les fréquences plus hautes induisent un inconfort plus faible mais réparti dans plusieurs segments corporels.

4 Discussion

4.1 Rôle de la posture dans la réponse vibratoire

La posture influence la manière dont l'énergie vibratoire est redistribuée dans le couple FRM-utilisateur. Si les différences entre p1 et p2 sont limitées au niveau plateforme-L5, elles deviennent marquées à partir des niveaux thoraciques. En posture redressée, le module de la transmissibilité est plus élevé dans les segments supérieurs, particulièrement au-delà de 7 Hz, ce qui traduit une modification de la propagation des vibrations. Ces observations confirment que l'engagement postural modifie la rigidité globale du système et favorise une transmission prolongée des vibrations vers les niveaux supérieurs du rachis (Adam et al., 2020; Liang et Chiang, 2006a).

Cette modulation posturale se reflète dans les réponses perceptives : en p1, les mentions d'inconfort sont surtout localisées dans la région lombaire, alors qu'en p2, il se propage vers les régions thoracique et cervicale. Ce parallèle entre mesures instrumentées et perceptions avait déjà été rapporté par Maeda et al. (2003a) et Mansfield et Maeda (2011).

Ces résultats soulignent l'importance d'intégrer des retours perceptifs pour interpréter les effets biomécaniques globaux du système FRM–utilisateur.

4.2 Propagation des vibrations

4.2.1 Transmissibilité du fauteuil à l'utilisateur

L'analyse de la transmissibilité entre la tête d'expansion vibrante et la vertèbre L5 met en évidence une amplification dans la bande [3–6] Hz, quel que soit l'engagement postural. Ce comportement rejoint la littérature décrivant la sensibilité accrue au niveau de l'assise et de la jonction pelvis–rachis aux basses fréquences, correspondant à leurs fréquences de résonance (Griffin, 1990; Huang et al., 2020). Cette bande fréquentielle est également celle des plages de résonance rapportées dans la littérature pour la région pelvienne et lombaire en position assise (Coermann, 1962; Fairley et Griffin, 1989; Huang et Zhang, 2019), et correspond aux résonances décrites dans les normes (ISO 2631:1997; ISO 5982:2019). La phase de transmissibilité révèle néanmoins, en posture p2, un déphasage plus précoce au-delà de 6–7 Hz, indiquant un début de dissociation temporelle entre excitation et réponse segmentaire, annonçant les mécanismes de transmission vers les étages supérieurs (Verver et al., 2003).

4.2.2 Transmissibilité thoraco-lombaire

Dans cette zone intermédiaire, la posture redressée maintient une transmissibilité supérieure à 1 jusqu'à 9 Hz, contre 6 Hz en posture de repos. De plus, la présence d'un pic de transmissibilité similaire à celui observé à L5 laisse penser à une continuité vibratoire entre ces niveaux, sans atténuation nette. Cela suggère que la rigidité verticale induite par l'activation musculaire n'est pas suffisante pour amortir efficacement les vibrations, mais peut au contraire favoriser leur transmission vers les étages supérieurs (Adam et al., 2020; Wang et al., 2004).

La phase en p2, atteignant -66° à 12 Hz, traduit d'un déphasage croissant lié à des interactions viscoélastiques complexes (Patterson et al., 2021). Un facteur clé ici est l'implication des membres supérieurs : l'appui sur les mains courantes en posture p2 crée une voie de transmission parallèle via les bras et les ceintures scapulaires. Ce couplage périphérique, évoqué par Maeda et al. (2003a), pourrait interférer avec la transmission centrale et expliquer l'absence de rupture claire du signal à ce niveau Maeda et al. (2003b).

4.2.3 Transmissibilité thoraco-cervical

En région thoraco-cervical, une amplification secondaire est observée au-delà de 7 Hz, particulièrement en p1. Ce comportement résonant suggère une faible capacité d'amortissement de cette zone, déjà documenté par Matsumoto et Griffin (2001). Le

déphasage marqué dans cette zone, plus intense en p2, témoigne d'un trajet vibratoire retardé, possiblement renforcé par la convergence des vibrations issues à la fois du tronc et des bras.

L'étude de la phase dans cette région confirme un comportement différencié par rapport à la région thoraco-lombaire. Un déphasage marqué apparaît dès 7–8 Hz, s'accroissant au-delà de 10 Hz. Cette évolution traduit une désynchronisation croissante entre la vibration d'entrée et la réponse segmentaire, probablement liée à des phénomènes de résonance locale, d'inertie segmentaire ou de couplages différés au sein des structures articulaires. La progression du déphasage peut également refléter une réponse oscillatoire retardée, caractéristique d'un système à faible amortissement (Patterson et al., 2021; Verver et al., 2003).

4.2.4 Variabilités interindividuelles

Les écarts-types élevés observés autour des pics de transmissibilité et dans les zones de transition entre les régions anatomiques suggèrent une variabilité interindividuelle significative. Cette variabilité pourrait s'expliquer par des différences morphologiques, des variations de tonicité musculaire ou des appuis spontanés différents parmi les participants (Fairley et Griffin, 1989; Seidel, 2005). De plus, l'augmentation de l'écart-type avec la fréquence pourrait être due à une réponse mécanique plus complexe et moins linéaire à des fréquences plus élevées, où les phénomènes de résonance et d'inertie segmentaire deviennent plus prononcés (Patterson et al., 2021; Verver et al., 2003).

Ces résultats soulignent l'intérêt d'approches personnalisées dans l'analyse vibratoire, notamment dans des contextes pathologiques ou ergonomiques (Huang et Zhang, 2019; Larivière et al., 2021; Mansfield, 2004). La compréhension de ces variations interindividuelles est cruciale pour adapter les mesures de prévention et de protection contre les vibrations, en tenant compte des caractéristiques spécifiques de chaque individu (Griffin, 1990; Wang et al., 2004).

4.3 Perspectives

Les résultats de cette étude apportent des éléments nouveaux pour comprendre les mécanismes de transmission vibratoire chez des usagers de FRM, dans la gamme de fréquences caractéristiques d'exposition en milieu urbain (3–12 Hz). Les résultats mettent en évidence plusieurs points critiques : des zones de résonance marquées (lombaire et cervicale), une modulation posturale de la réponse mécanique, et une contribution non négligeable des membres supérieurs à la transmission ascendante via le contact de la main à la main-courante. Ces résultats soulignent la nécessité d'agir à la fois sur la conception des fauteuils et sur leur utilisation. Pour les résonances lombaires et cervicales situées entre

3 et 12 Hz, deux axes d'amélioration se dégagent. D'une part au niveau des fourches (support des roues avant) et de l'assise, en combinant raideur et amortissement contrôlés pour abaisser la transmissibilité autour des pics identifiés. De l'autre l'optimisation de l'assise et du dossier l'utilisation de mousses à gradient, de structures semi-suspendues ou de dossiers partiellement découplés afin de limiter la transmission vers le rachis. Des réglages adaptés, comme l'angle du bassin, le contact dorsal ou le choix des pneus en fonction du revêtement, complètent cette approche. La protection des membres supérieurs passe quant à elle par des interfaces amortissantes entre les mains et les main-courantes, comme des sur-grips ou des gants spécifiques, afin de diminuer les sollicitations vibratoires transmises aux épaules. Ces observations ont des implications directes en prévention : une exposition prolongée pourrait contribuer à des déséquilibres segmentaires, des douleurs localisées ou des contraintes musculosquelettiques répétées, en particulier chez des populations pathologiques ou à mobilité réduite (Patterson et al., 2021; Pope et al., 1999; Rasmussen, 1983; Seidel, 2005).

Il est donc essentiel d'identifier précisément les plages fréquentielles à risque et de mettre en place un suivi terrain simple permettant d'estimer l'exposition pondérée selon l'ISO 2631 et de guider un ajustement personnalisé. Par ailleurs, la transposition au domaine de la mobilité assistée d'approches déjà éprouvées dans d'autres secteurs industriels (Adam et al., 2020; Boileau et Rakheja, 1998). Enfin, cette première phase expérimentale, menée sur des sujets valides, constitue une base de référence pour de futures études cliniques.

4.4 Limites et perspectives

Cette étude sur la transmissibilité vibratoire dans les basses fréquences (3–12 Hz) présente des limites. L'effectif réduit de participants valides limite la généralisation des résultats, notamment aux utilisateurs de fauteuils roulants présentant des pathologies neuromusculaires (Seterson et al., 2019). L'absence de mesures électromyographiques empêche d'établir des liens entre les sollicitations vibratoires, les postures et l'activation musculaire. L'intégration de capteurs inertiels et de solutions de capture de mouvement sans marqueurs (par exemple, systèmes de type *Xsens* ou approches *markerless*) permettrait une évaluation plus précise et continue des ajustements posturaux en temps réel. Ces technologies pourraient également être mobilisées pour étudier la réponse vibratoire dans des situations plus réalistes, en utilisant des ergomètres et en explorant un éventail plus large de postures, incluant des positions intermédiaires et dynamiques, plus représentatives des conditions réelles d'utilisation (Mansfield et Griffin, 2002). L'exploration des très basses fréquences ($\approx 0,5$ –3 Hz) serait utile pour caractériser le tangage et le roulis du système FRM-utilisateur, lors du franchissement d'irrégularités, ainsi que pour évaluer la stabilité posturale et les inconforts associés (Griffin, 1990). L'extension vers

les fréquences plus élevées ($\approx 12\text{--}30$ Hz et au-delà) documenterait les excitations courtes liées à la texture du sol et aux micro-chocs, la transmission vers les membres supérieurs et l'assise, ainsi que d'éventuelles résonances secondaires (Larivière et al., 2023). Couvrir une plage plus large (0,5–80 Hz) permettrait d'examiner le spectre complet du système FRM–usager–sol et de mettre en évidence le rôle potentiellement négligé des hautes fréquences : micro-impacts et texture du revêtement, modes propres du FRM (Misch et al., 2022) : roues, fourches, roulements, cadre et repose-pieds, main-courante) et leurs couplages avec les membres supérieurs via la main-courante. Une telle analyse vérifierait si des dispositifs accordés sur 3–12 Hz laissent persister des pics hors bande (supérieure à 20–30 Hz) susceptibles d'influer sur le confort, la fatigue et l'intégrité du matériel.

5 Conclusion

L'objectif de cette étude est de caractériser la réponse dynamique du système fauteuil roulant manuel–utilisateur, en étudiant la transmissibilité vibratoire et les mécanismes de propagation vibratoire à travers le rachis, tout en évaluant l'impact des propriétés du fauteuil sur ces vibrations. Ainsi, cette étude a permis de caractériser les propriétés de transmissibilité vibratoire d'un FRM soumis à des excitations sinusoïdales verticales en laboratoire. Les résultats ont mis en évidence des pics de transmissibilité situés dans les basses fréquences (entre 3 et 12 Hz), en accord avec les résonances naturelles du système fauteuil–utilisateur. Les mesures réalisées aux niveaux lombaire, thoracique et cervical révèlent des profils de transmissibilité variables le long du rachis. Ces résultats ne suivent pas toujours la logique attendue d'une atténuation progressive de la sollicitation au fur et à mesure de sa propagation. Si une diminution de l'intensité vibratoire peut être observée à certaines jonctions, notamment entre la base du tronc et les étages thoraciques, des augmentations localisées apparaissent en région cervico-thoracique, traduisant des dynamiques segmentaires complexes. La reproductibilité des profils et la cohérence des réponses vibratoires entre participants et postures testés confirment toutefois la robustesse du protocole. Cette approche fournit ainsi un cadre méthodologique fiable pour l'évaluation des effets vibratoires en position assise, et peut servir de référence pour la normalisation des essais sur fauteuils roulants manuels.

Chapitre 2 : Transmissibilité vibratoire : étude hautes fréquences (8-80 Hz)

Dans la continuité des investigations en basses fréquences, cette seconde phase se concentre sur une analyse fréquentielle des transmissibilités approfondie dans la bande 8-80 Hz, complétée par des essais perceptifs sur la bande 8-100 Hz. L'objectif est d'évaluer précisément la réponse vibratoire du système FRM-utilisateur sur cette plage étendue, auprès d'une population mixte de participants valides et d'utilisateur de FRM.

1 Introduction

Les réponses vibratoires du corps humains aux fréquences supérieures à 20 Hz restent peu explorées dans les études sur la vibration corps entier (WBV) en posture assise, malgré leur potentiel à solliciter des structures différentes : tissus mous, récepteurs sensoriels superficiels et profonds, interfaces mécaniques ou des structures du corps à faible masse (Boileau et Rakheja, 1998; Griffin, 1990; Holmlund et al., 2000; Rasmussen, 1983; Wang et al., 2004). La sensibilité aux vibrations varie toutefois selon la localisation anatomique. Rasmussen (1983), rapporte, par exemple, une résonance du système tête-cou autour de 20–30 Hz et du thorax-abdomen dans la plage 3–6 Hz. Il mentionne également des réponses dans les structures crâniofaciales et oculaires à des fréquences plus élevées, autour de 60 Hz et au-delà. Concernant les mains, il ne s'agit pas d'une résonance unique mais plutôt d'une large bande de sensibilité aux vibrations, généralement située entre 50 et 200 Hz. Des résonances liées à la mécanique du FRM et de ses composants peuvent être identifiées au-delà de 20 Hz, traduisant des couplages mécaniques complexes (Larivière et al., 2023).

Holmlund et al. (2000) ont ainsi observé un second pic d'impédance mécanique autour de 50–80 Hz, à partir de vibrations sinusoïdales (2–100 Hz) appliquées à des sujets assis dans deux postures (Holmlund et al., 2000). Kim et al. (2017), utilisant un bruit centré sur la plage de fréquence [0,5–100] Hz ont montré que la réponse du système utilisateur–assise se décompose en trois zones fréquentielles. En dessous de 10 Hz, la dynamique est dominée par les tissus corporels et la mousse du siège. De 10 à 60 Hz, on observe un couplage mécanique marqué entre l'utilisateur et la structure de l'assise. Au-delà de 60 Hz, les résonances locales du siège prennent le dessus. Ces résultats suggèrent que selon la fréquence, différentes composantes (cousin, structure de l'assise, interface utilisateur-assise) gouvernent la propagation vibratoire.(Kim et al., 2017).

Par ailleurs, Huang et al. (2020) ont montré qu'au-delà de 20 Hz, la masse apparente du corps assis tend à se stabiliser vers une valeur quasi constante. Lorsqu'elle est normalisée

par la masse corporelle totale, cette valeur correspond à la fraction directement mobilisée par la force d'excitation. Ce comportement suggère un changement de régime dynamique, où la réponse ne mobilise plus l'ensemble des masses segmentaires mais se concentre sur des éléments plus localisés du système biomécanique — comme les structures articulaires, les segments vertébraux ou les interfaces d'assise (Huang et al., 2020; Patterson et al., 2021; Wang et al., 2004).

Le choix d'une limite inférieure à 8 Hz répond à la limite technologique du banc d'essais *Bibrate*, tout en couvrant la zone où se situent les principaux phénomènes résonants, cette bande fréquentielle permet de caractériser les réponses mécaniques fines du système fauteuil-utilisateur dans des conditions vibratoires plus riches, susceptibles de solliciter des structures localisées telles que les interfaces d'assise, les articulations ou les tissus mous. Intégrant cette fois des participants valides et des utilisateurs de FRM, elle permet de comparer les profils de transmissibilité selon la posture et l'état fonctionnel, et d'interroger la capacité du fauteuil à filtrer ou amplifier certaines composantes fréquentielles dans un spectre élargi. En complément, des mesures subjectives d'inconfort ont été recueillies pour relier les profils mécaniques à la perception vibratoire des participants, et ainsi mieux appréhender les effets potentiels de l'exposition vibratoire sur l'expérience vécue en fauteuil roulant manuel. Cette approche contribue à documenter les interactions vibratoires spécifiques aux hautes fréquences, et à mieux cerner leur impact potentiel dans le contexte d'un usage quotidien en fauteuil roulant manuel.

2 Matériel et méthodes

2.1 Participants

L'étude inclut deux groupes distincts : des participants valides et des personnes en situation de handicap moteur utilisant un fauteuil roulant manuel (FRM). L'étude a été approuvée par le comité d'éthique de l'USPN (n° 2024-076).

2.1.1 Participants valides

Les critères d'inclusions pour le groupe des participants valides étaient : être âgé de plus de 18 ans et ne pas présenter de limitation de la motricité. Les critères d'exclusion concernaient la présence d'une pathologie affectant la mobilité, des antécédents orthopédiques ou neurologiques altérant la coordination, ainsi que la grossesse, écartée par principe de précaution. Le groupe finalement constitué comprenait dix participants (8 hommes et 2 femmes), avec une taille moyenne de 173 ± 15 cm, une masse de 75 ± 25 kg et un âge moyen de 27 ± 2 ans.

2.1.2 Participants utilisateurs de FRM

Les critères d'inclusion pour le groupe des utilisateurs de FRM étaient : être âgé de plus de 18 ans, être utilisateur régulier d'un FRM actif, léger ou standard, en raison d'une atteinte motrice. Les critères d'exclusion concernaient les utilisateurs temporaires de FRM, les personnes nécessitant un suivi médical continu, celles ayant reçu un avis médical défavorable récent, ainsi que les femmes enceintes. Les utilisateurs exclusivement de fauteuils électriques étaient également exclus, les vibrations y étant de nature différente (Garcia-Mendez et al., 2013a). Enfin, les personnes amputées des membres inférieurs n'étaient pas retenues, leurs réponses vibratoires étant supposées proches de celles du groupe valide en raison du maintien du contrôle du tronc et des membres supérieurs.

Le groupe pathologique était composé de cinq participants (2 hommes et 3 femmes), avec une taille moyenne de 163 ± 15 cm, une masse de $77 \pm 13,5$ kg et un âge moyen de 52 ± 8 ans. Trois d'entre eux présentaient une lésion médullaire incomplète, située respectivement aux niveaux L5, T10-T12 et T7-T12. Parmi ces personnes, deux avaient bénéficié d'une ostéosynthèse, l'une entre les vertèbres T3 et L5, et l'autre au niveau des régions dorsale et lombaire. Deux autres participants présentaient des atteintes cérébrales sans lésion médullaire directe. L'un avait été touché par un accident vasculaire cérébral, tandis que l'autre avait une la paralysie cérébrale, maladie de Little.

2.2 Protocole expérimental



Figure 34 : Installation expérimentale d'un participant en FRM, équipé de capteurs accélérométriques (assise, L5, T6, C7), sur le banc d'essai vibratoire : *Bibrate*

Les participants ont été soumis à des vibrations verticales par le biais de la tête d'expansion vibrante conçue pour cette étude et décrite dans le *Chapitre 1 : Conception* dont on voit les têtes d'expansions Figure 34. Les participants valides ont utilisé un fauteuil Progeo Exelle Alu (14 kg), à châssis aluminium/plastique, avec une assise réglable en largeur (33–48 cm) et en profondeur (35–47,5 cm). La pression des pneus est maintenue à 8 bars (plage recommandée : 6–10 bars). Les utilisateurs de fauteuil roulant, pour leur éviter un transfert, ont utilisé leur fauteuil personnel. Pour chacun des participants, les freins étaient enclenchés lors des mesures.

Les signaux vibratoires appliqués dans cette étude visaient à reproduire les sollicitations mécaniques rencontrées lors de la propulsion en fauteuil roulant sur divers revêtements urbains. Ces signaux, issus d'un protocole établi dans la thèse de (Larivière, 2023), sont composés de fréquences caractéristiques en conditions réelles. L'étude de (Larivière et al., 2023) a notamment montré que les utilisateurs se déplaçant seuls sur des surfaces urbaines présentent des premières résonances typiques autour de 18 Hz et 25 Hz. Des fréquences additionnelles apparaissent également entre 40 et 60 Hz selon la nature du sol. Ce comportement justifie le choix ciblé des fréquences de 18, 25 et 50 Hz dans notre protocole. Deux fréquences plus basses, 8 et 10 Hz, ont également été retenues. Le seuil de 8 Hz correspond à la limite technologique du banc d'essai, et permet d'explorer les résonances au niveau lombaire et pelvien (Rasmussen, 1983). La fréquence de 10 Hz se situe, quant à elle, dans la plage des centroïdes spectraux mesurés en conditions écologiques, qui varient selon les segments mais se concentrent entre 8 et 12 Hz pour la tête et le rachis cervical (Chadefaux et al., 2024). Ces basses fréquences correspondent à des zones de résonance marquées chez les utilisateurs de fauteuils, rapportées entre 4 et 12 Hz pour le corps entier et particulièrement sensibles autour de 8–10 Hz (Maeda et al., 2003b). Elles simulent les effets de revêtements urbains irréguliers et permettent également de reproduire les effets de surfaces plus inégales (pavés, surfaces anti-dérapantes, rigoles, lattes de bois), qui

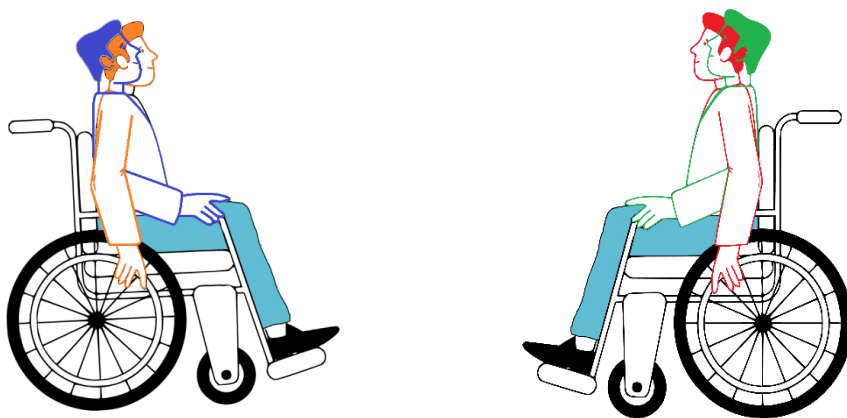


Figure 35 : Position 1 (repos, en bleu et vert) et positions 2 (relevé les mains sur les mains courantes, en orange et rouge) demandé aux participants pendant les mesures

pourraient engendrer des résonances propres à des fréquences inférieures à celles relevées par (Larivière et al., 2023). Enfin, la fréquence de 100 Hz a été retenue afin d'explorer un domaine étendu de celui habituellement étudié en posture assise, au-delà des résonances globales du corps. Cette fréquence se situe dans une zone de sensibilité vibrotactile élevée, liée notamment aux récepteurs cutanés profonds, et correspond à la bande où Holmlund et al. (2000) ont identifié un pic d'impédance mécanique (80–100 Hz). Son intégration dans l'analyse permet donc d'évaluer comment les utilisateurs perçoivent et atténuent les vibrations à haute fréquence, qui sollicitent davantage des zones localisées du corps plutôt que l'ensemble de la structure corporelle.

Chaque session comprenait deux types de sollicitations vibratoires verticales (sinusoïdes et sinusoïdes à balayage). Les participants devaient adopter les deux mêmes postures que celles décrites dans le *Chapitre 1 (section Protocole expérimental)*. Les postures sont rappelées Figure 35 : (1) repos, tronc adossé dans le dossier ; (2) début de propulsion, posture active avec dos droit et mains positionnées sur les mains courantes en intention d'action.

La première approche s'appuie sur des sinusoïdes (8, 10, 18, 25, 50 et 100 Hz) appliquées pendant 20 secondes à 2 m/s^2 . Chaque essai est répété trois fois, dans un ordre aléatoire, afin de minimiser les biais liés à la fatigue, à l'anticipation ou à l'apprentissage. Ce choix méthodologique permet d'associer une perception vibratoire à une fréquence unique, ce qui rend l'évaluation plus précise et comparable avec l'étude précédente menée sur le même protocole. La seconde approche utilise des sinusoïdes à balayage sur la plage [8–80] Hz à amplitude constante (2 m/s^2). Ce protocole permet une étude de la transmissibilité vibratoire. Comme pour la première approche, chaque condition est répétée trois fois, dans un ordre aléatoire, pour limiter les biais de fatigue, d'anticipation et d'apprentissage.

Pour les deux protocoles, les niveaux d'exposition respectent strictement les seuils réglementaires (ISO 2631:1997), garantissant la sécurité des participants tout au long de l'étude.

2.3 Dispositif expérimental

Quatre accéléromètres filaires triaxiaux PCB Piezoelectronics (Buffalo, USA) ont été utilisés pour la mesure vibratoire. Deux, modèles 356A17 (ICP, Buffalo, USA, 500 mV/g , $\pm 10 \text{ g pk}$, [0,5 – 3000] Hz), ont été appliqués directement sur la peau au niveau des vertèbres T6 et C7. Un autre, modèle 356A22 (ICP, Buffalo, USA, 100 mV/g , $\pm 50 \text{ g pk}$, [0,5 – 10000] Hz), a été placé sur la peau au niveau de L5. Un accéléromètre, modèle 356B41 (ICP, Buffalo, USA, 100 mV/g , $\pm 10 \text{ g pk}$, [0,5 – 1000] Hz), a été positionné sous le coussin en mousse de l'assise (épaisseur : 4,5 cm).

Ce dernier choix diffère de la recommandation de la norme ISO 2631-1:1997, qui préconise une mesure au contact entre l'utilisateur et l'assise à l'aide d'un capteur de type

seat pad. Toutefois, la littérature souligne que la position de l'accéléromètre fait débat (Garcia-Mendez et al., 2013a; Kim et al., 2017). L'option retenue visait à isoler la réponse mécanique propre du fauteuil, en la distinguant de l'influence des déformations du coussin, tout en évitant les contraintes de confort associées au *seat pad*, souvent jugé intrusif ou gênant pour les participants. Enfin, un accéléromètre mono-axial, modèle 352C33 (100 mV/g), a été utilisé pour mesurer l'excitation vibratoire directement à la sortie des pots vibrants (Figure 36). Les signaux ont été acquis à une fréquence d'échantillonnage de 25 600 Hz via quatre cartes NI 9234 (National Instruments, Austin, USA), synchronisées pour garantir l'acquisition simultanée.

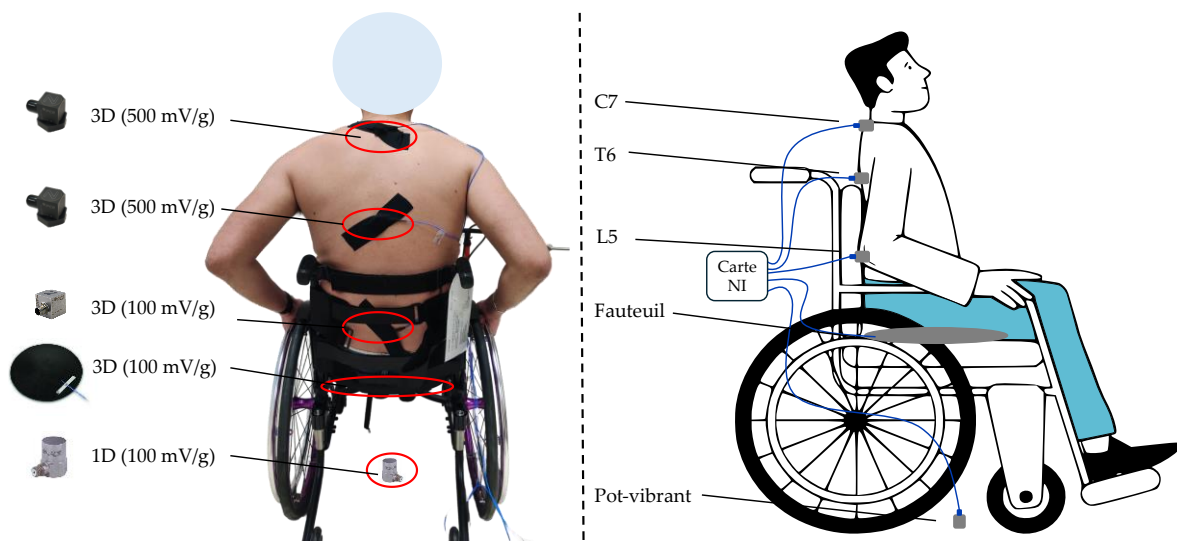


Figure 36 : Dispositif expérimental : placement des capteurs accélérométriques filaires PCB pour l'analyse vibratoire haute fréquence (positions : assise, L5, T6, C7).

2.4 Grandeurs mesurées

2.4.1 Transmissibilité mécanique

Dans cette partie, la variabilité des FRM n'a pas permis d'éviter les frottements excessifs du capteur placé au niveau de L5 avec le dossier. Le calcul des transmissibilités s'est donc appuyé sur le capteur d'assise.

L'analyse des données a porté sur la transmissibilité vibratoire à différents niveaux de la chaîne mécanique : (1) entre la tête d'expansion et l'assise, pour évaluer la capacité de filtrage vibratoire du fauteuil ; (2) entre l'assise et la vertèbre thoracique (T6) ; (3) entre la vertèbre thoracique (T6) et la vertèbre cervicale (C7), afin de refléter la propagation des vibrations le long du rachis. Ces données ont permis d'identifier à la fois les pics de résonance et les bandes fréquentielles critiques. Ce protocole étend les fréquences et les typologies de participants, par rapport à celui en basses fréquences, avec un accent sur des niveaux anatomiques proches et comparables.

Les signaux considérés sont exploités sans filtrage ni prétraitement. La méthode est la même que celle utilisée dans la sous partie *Transmissibilité segmentaire* du chapitre 1.

2.5 Perception vibratoire

Au-delà des mesures objectives de transmissibilité, l'évaluation perceptive a été recueillie à l'issue de chacun des trois essais sinusoïdaux (Mansfield 2004). Les participants notaient leur inconfort global sur une échelle visuelle analogique de 0 (aucune gêne) à 10 (seuil de douleur), et indiquaient les zones corporelles concernées, soit par une description libre, soit à l'aide d'une cartographie corporelle (Figure 26).

3 Résultats

3.1 Transmissibilité entre la source et l'assise

Les signaux analysés correspondent à une sinusoïde à balayage appliquée à amplitude constante de 2 m/s^2 . L'ensemble des Figures 43 et 44 permet ainsi d'observer simultanément la dispersion individuelle, la tendance moyenne et de comparer directement l'influence de la posture (repos vs active) ainsi que du groupe de participants (valides vs utilisateurs de FRM) sur la bande fréquentielle 8–80 Hz.

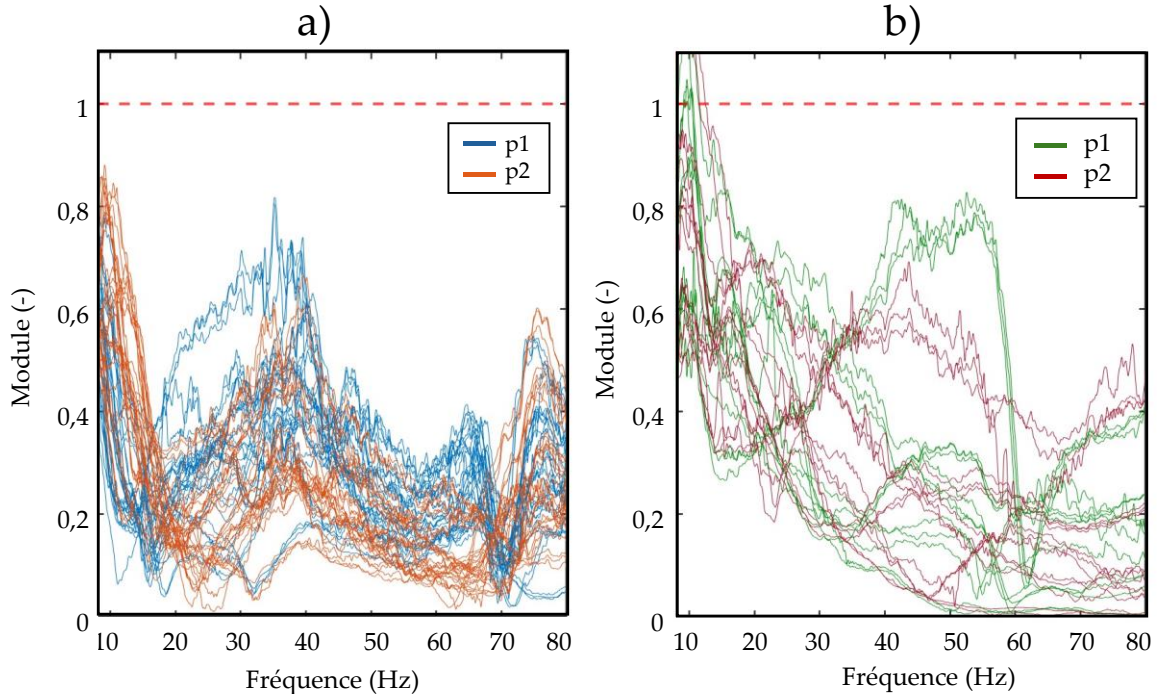


Figure 37 : Module des essais ; entre la tête d'expansion et l'assise pour les participants a : valides et b : utilisateurs de FRM. Pour deux postures, de repos (p1) en bleu et vert et la position active (p2) en orange et rouge. Les pointillés indiquent un module de 1.

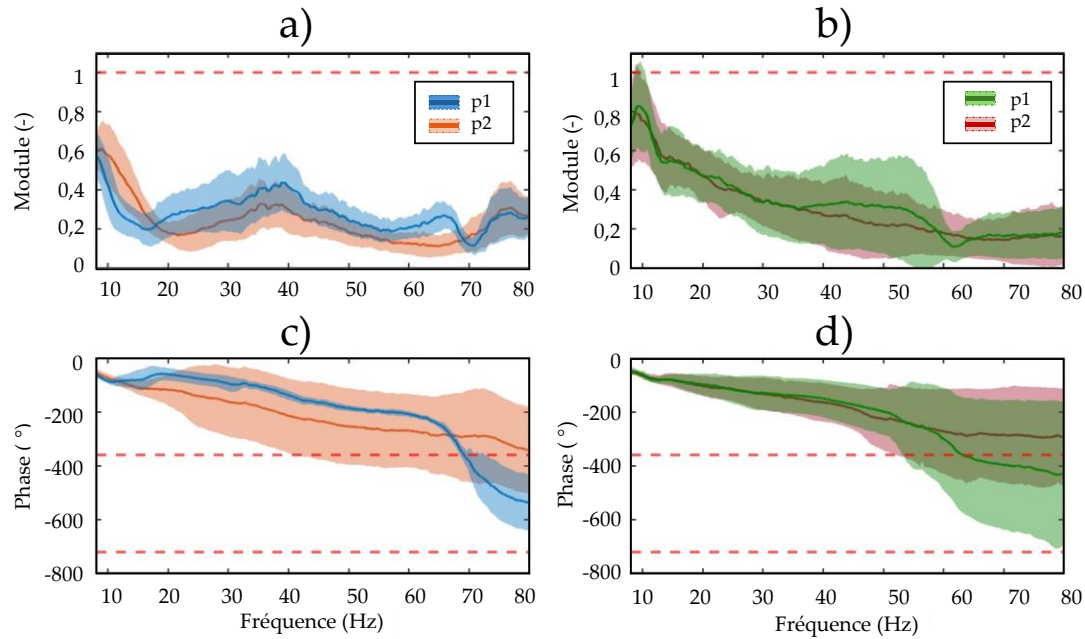


Figure 38 : Courbes moyennes de transmissibilité entre la tête d'expansion et l'assise, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module et phase en positions de repos (p1, bleu) et active (p2, orange). (b, d) Participants utilisateurs de FRM: module et phase en positions de repos (p1, vert) et active (p2, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1 et des références de phase à -360° et -720° .

3.1.1 Module

Pour les participants valides (Figure 37-a), les valeurs des modules présentent une organisation homogène, majoritairement comprises entre 0,2 et 0,6 sur l'ensemble du spectre. Quelques courbes isolées se distinguent par des valeurs d'amplitudes plus marquées, notamment entre 30 et 45 Hz pour la posture p1. Pour les participants utilisateurs de FRM (Figure 37-b), les valeurs des modules sont plus dispersées, en particulier dans la bande [30-60] Hz où certaines valeurs, en posture p1, dépassent 0,8. Au-delà de 60 Hz, la majorité des valeurs tendent à se regrouper en dessous de 0,4, malgré la présence de quelques-unes plus élevées.

Pour les participants valides (Figure 38-a), les valeurs du module sont inférieures à 0,6 sur l'ensemble du spectre, avec des valeurs initiales de $0,57 (\pm 0,11)$ et $0,60 (\pm 0,09)$ pour les deux postures. Deux hausses modérées apparaissent entre 30–45 Hz et vers 75 Hz, et un pic supplémentaire est visible à 65 Hz en posture de repos ($0,27 \pm 0,07$). Pour les participants utilisateurs de FRM (Figure 38-b), les valeurs des modules sont plus élevées en début de spectre, atteignant $0,82 (\pm 0,22)$ et $0,78 (\pm 0,25)$ à 9 Hz, puis décroissent régulièrement jusqu'à 60 Hz, avec un creux marqué vers 55–60 Hz en posture de repos. Les valeurs se stabilisent ensuite autour de $0,17 (\pm 0,14)$ à 80 Hz. Dans l'ensemble, les valeurs des modules sont plus élevées chez les participants utilisateurs de FRM, notamment en dessous de 30 Hz. Au-delà

de 60 Hz, les valeurs présentent peu de variations et se stabilisent à de faibles niveaux, ce qui réduit les différences observées entre groupes.

3.1.2 Phase

Pour les participants valides (Figure 38-c), la phase décroît de $-62^\circ (\pm 8^\circ)$ à $-550^\circ (\pm 108^\circ)$ en posture de repos et de $-55^\circ (\pm 14^\circ)$ à $-350^\circ (\pm 160^\circ)$ en posture active. La pente s'accroît à partir de 60 Hz, en particulier pour la posture de repos. La variabilité interindividuelle est plus marquée en posture active. Pour les participants utilisateurs de FRM (Figure 38-d), la phase débute à $-46^\circ (\pm 13^\circ)$ pour la posture de repos et $-52^\circ (\pm 10^\circ)$ pour la posture active. Elle décroît ensuite à $-430^\circ (\pm 275^\circ)$ et $-290^\circ (\pm 173^\circ)$ respectivement, avec une dispersion importante sur l'ensemble du spectre.

3.2 Transmissibilité entre l'assise et la vertèbre

T6

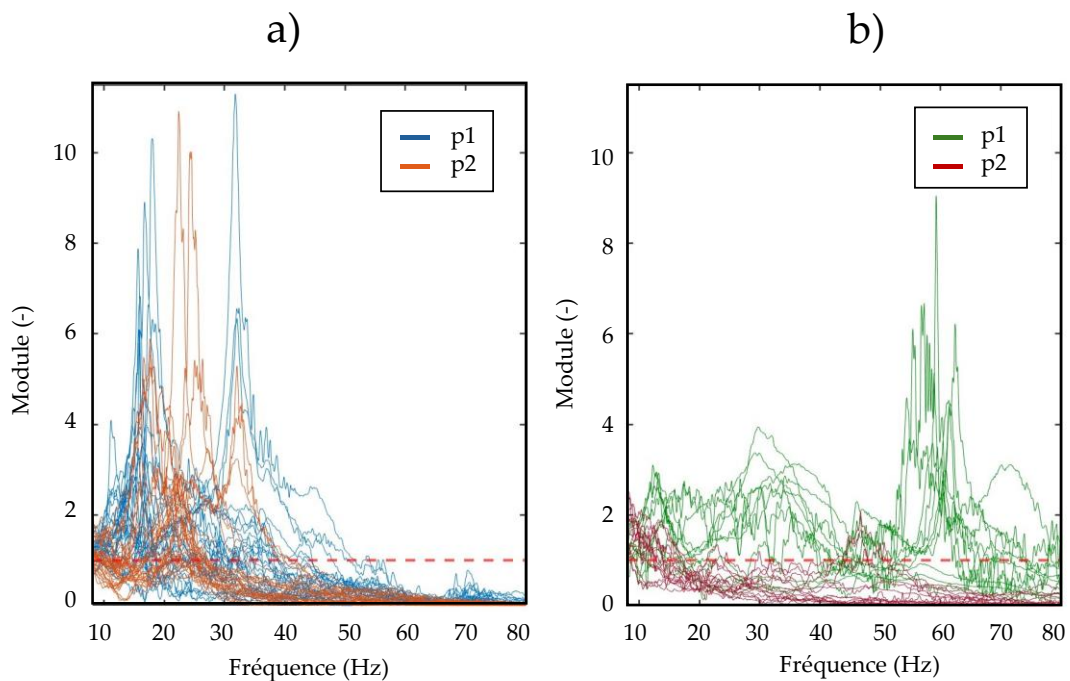


Figure 39 : Module des essais ; entre l'assise et T6 pour les participants a : valides et b : utilisateurs de FRM. Pour deux postures, de repos (p1) en bleu et vert et la position active (p2) en orange et rouge. Les pointillés indiquent un module de 1.

3.2.1 Module

Pour les participants valides (Figure 39-a), les essais en posture p1 présentent des valeurs de modules hétérogènes, allant de niveaux faibles à des pics très élevés (jusqu'à 6-10), particulièrement visibles entre 18 et 35 Hz. En posture p2, les valeurs sont globalement

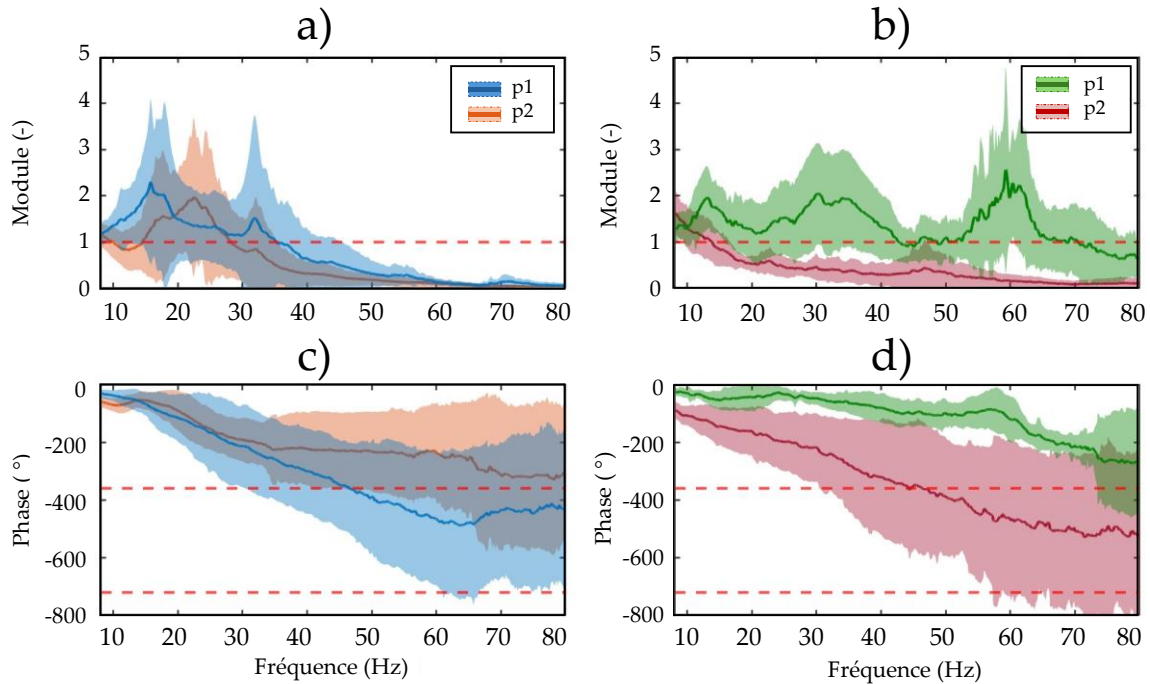


Figure 40 : Courbes moyennes de transmissibilité entre l’assise et T6, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module et phase en positions de repos (p1, bleu) et active (p2, orange). (b, d) Participants utilisateurs de FRM: module et phase en positions de repos (p1, vert) et active (p2, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1 et des références de phase à -360° et -720° .

moins regroupées, avec de multiples courbes aux pics entre 18 et 35 Hz. Pour les participants utilisateurs de FRM (Figure 39-b), la variabilité au sein de la posture p1 est encore plus marquée, certains essais présentant des amplitudes très élevées, jusqu’à 8–9 autour de 55–60 Hz, alors que d’autres restent proches de 1. En posture p2, la majorité des essais restent inférieurs à 2, avec seulement quelques courbes isolées montrant des pics ponctuels.

Pour les participants valides (Figure 40-a), les valeurs de module restent supérieures à 1 jusqu’à 30-35 Hz. En posture p1, deux pics apparaissent : à 16 Hz avec une amplitude de $2,3 (\pm 1,8)$ et l’autre à 32 Hz atteignant $1,7 (\pm 2,2)$. En posture p2 un pic isolé est observé à 22,5 Hz de $2,0 (\pm 1,4)$, dans une zone où la posture p1 reste stable mais au-dessus de 1. Au-delà de ces fréquences, les valeurs des modules de la posture p2 décroissent dès 22,5 Hz tandis que celles de la posture p1 diminuent après 32,5 Hz. L’ensemble des courbes tendent ensuite vers des valeurs proches de zéro au-delà de 60 Hz. Pour les participants utilisateurs de FRM (Figure 40-b), le module reste supérieur à 1 pour la posture de repos sur l’ensemble du spectre. Trois pics sont visibles : à 13 Hz ($1,9 \pm 0,68$), entre 30 et 35 Hz (2 ± 1), et à 59 Hz ($2,6 \pm 2,3$). En posture active (P2), la courbe débute à $1,6 (\pm 0,42)$ à 8 Hz, puis décroît

progressivement pour atteindre environ $0,1 (\pm 0,1)$ à 80 Hz, sans pic distinct. Aucune convergence n'est observée entre les deux postures, même dans les hautes fréquences.

3.2.2 Phase

Pour les participants valides (Figure 40-c), les valeurs des phases diminuent continuellement pour les deux postures. Celles-ci passent, pour la posture p1, de $-29^\circ (\pm 13^\circ)$ à $-440^\circ (\pm 235^\circ)$, avec une pente régulière jusqu'à 65 Hz. En posture p1, les valeurs des phases passent de $-56^\circ (\pm 20^\circ)$ pour décroître jusqu'à $-352^\circ (\pm 275^\circ)$, avec un ralentissement au-delà de 35 Hz. L'écart entre les valeurs s'élargissent avec la fréquence, avec une dispersion notable après 20 Hz. Pour les participants utilisateurs de FRM (Figure 40-d), les valeurs de phase, pour la posture p1, suivent une pente modérée de $-32^\circ (\pm 12^\circ)$ à $-249^\circ (\pm 170^\circ)$. En posture p2, les valeurs présentent une décroissance plus accentuée, allant de $-88^\circ (\pm 30^\circ)$ et atteignant $-520^\circ (\pm 278^\circ)$ à 80 Hz. La séparation entre les courbes reste stable, avec une dispersion élevée pour la posture p2 au-delà de 30 Hz. Les valeurs pour les participants valides présentent une décroissance progressive avec un déphasage modéré. Celles pour les participants utilisateurs de FRM montrent une dissociation plus marquée entre les postures, avec une instabilité accentuée pour la posture active.

3.3 Transmissibilité rachis supérieur (T6-C7)

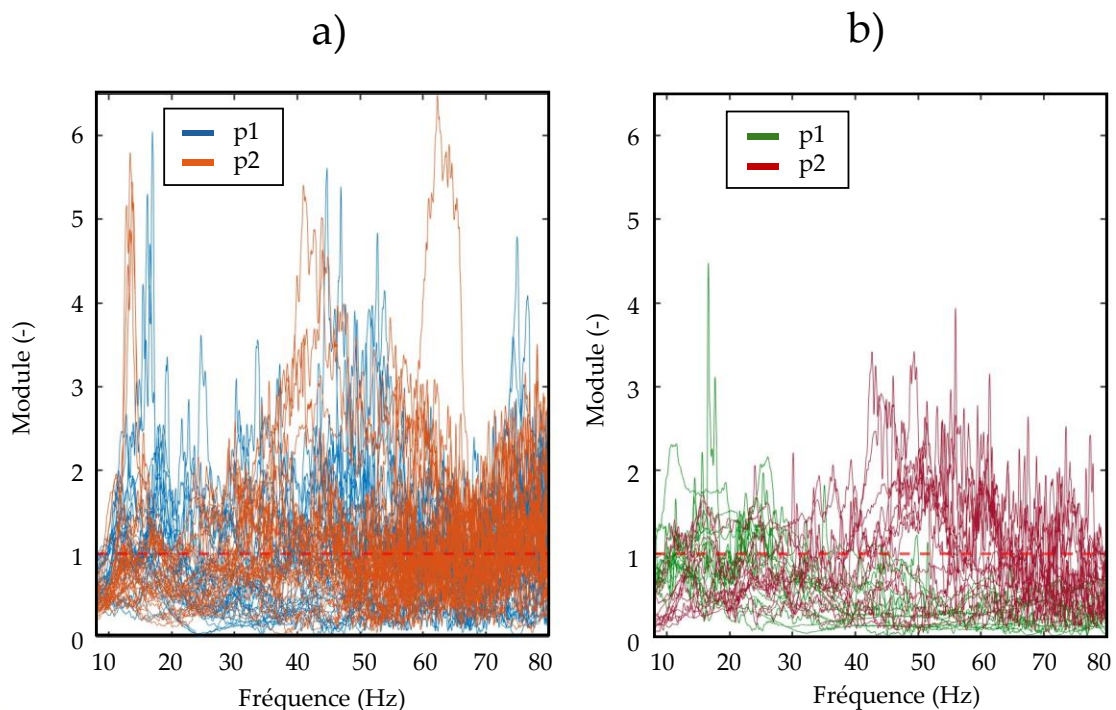


Figure 41: Module des essais ; entre T6 et C7 pour les participants a : valides et b : utilisateurs de FRM. Pour deux postures, de repos (p1) en bleu et vert et la position active (p2) en orange et rouge. Les pointillés indiquent un module de 1.

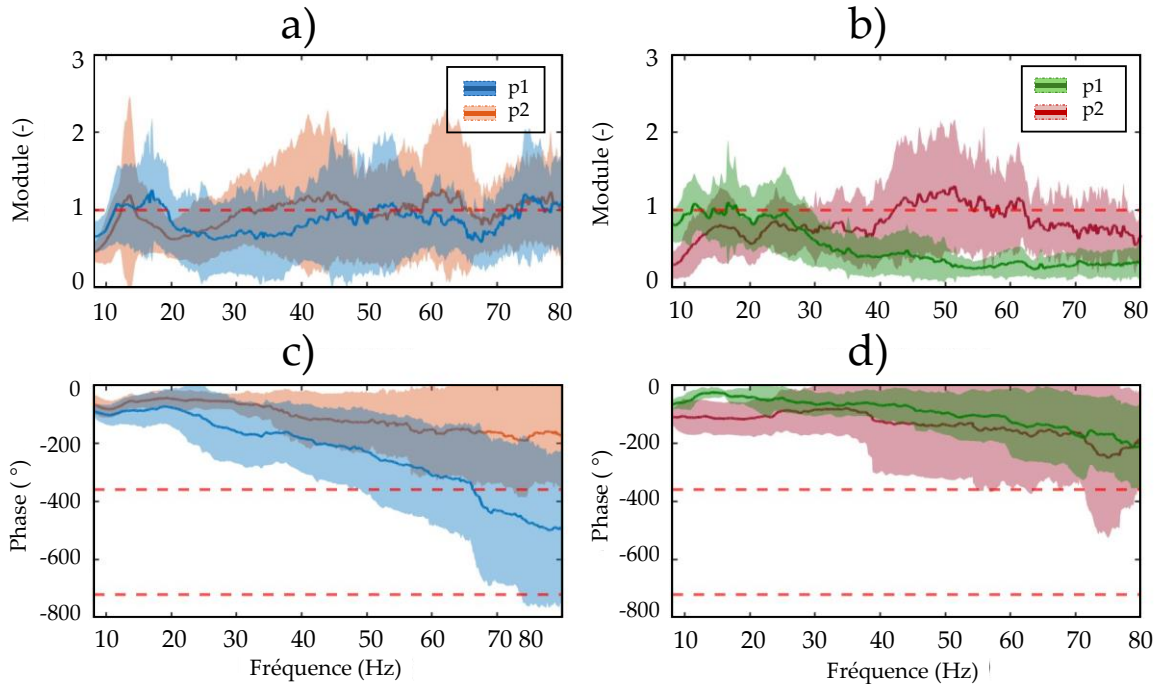


Figure 42 : Courbes moyennes de transmissibilité entre T6 et C7, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module et phase en positions de repos (p1, bleu) et active (p2, orange). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : module et phase en positions de repos (p1, vert) et active (p2, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1 et des références de phase à -360° et -720° .

3.3.1 Module

Pour les participants valides (Figure 41-a), la majorité des valeurs de modules se situent entre 0 et 2, mais plusieurs essais isolés en posture p1 et p2 présentent des pics marqués, atteignant jusqu'à 5–6. Pour les participants utilisateurs de FRM (Figure 41-b), les modules sont plus dispersés selon les essais. En posture p1, la majorité des valeurs se regroupent en dessous de 1, avec quelques pics isolés dans la bande [10-30] Hz. En posture p2, la variabilité est plus marquée, avec plusieurs essais atteignant des valeurs comprises entre 2 et 4, en particulier dans la bande [40–60] Hz.

Pour les participants valides (Figure 42-a), les valeurs des modules sont inférieures à 1 jusqu'à 12 Hz, puis présentent un pic à 17 Hz (1,26) en posture p1, et à 13,5 Hz (1,19) en posture p2. Après 25 Hz, les courbes divergent : en posture p2, les valeurs augmentent jusqu'à 1,18 à 40 Hz, contre 0,85 en posture p1. Les valeurs se stabilisent ensuite autour de 1. Chez les participants utilisateurs de FRM (Figure 42-b), les valeurs des modules sont globalement plus stables et inférieures, à l'exception d'un pic isolé à 11,5 Hz (1,13) en posture p2. En posture p2, les valeurs présentent une élévation progressive qui mènent à un maximum à 51,3 Hz (1,60), indiquant une amplification significative dans les moyennes fréquences.

3.3.2 Phase

Chez les participants valides (Figure 42-c), les valeurs de la phase débutent à -90° en posture p1 et -66° en posture p2. Elles décroissent régulièrement jusqu'à -580° à 80 Hz pour la posture p1, et -180° pour la posture p2. Les valeurs de l'écart-type augmentent après 50 Hz, plus fortement en posture 1. Chez les participants utilisateurs de FRM (Figure 42-d), les valeurs de la phase commencent à -64° (posture p1) et -107° (posture p2). Les courbes suivent une décroissance parallèle : -191° en posture p1 et -320° en posture p2 à 80 Hz. Les valeurs des modules chez sujets valides montrent un déphasage plus marqué et plus variable, surtout en posture 1. Celles chez les participants utilisateurs de FRM, présentent une réponse plus stable mais plus différenciée entre les postures.

3.4 Analyse perceptive

Fréquence	Zones	Inconfort ($m \pm \sigma$)	Zones	Inconfort ($m \pm \sigma$)
Sujets Valides (p1)			Utilisateurs de FRM (p1)	
100 Hz	Fessiers, pieds	1.0 ± 0.0	Pieds, oreilles, fessiers/pied	1.6 ± 2.5
50 Hz	Sacrum, jambes/pieds, thorax	0.9 ± 0.2	Dents, jambes	0.6 ± 0.9
25 Hz	Dents, corps entier, lombaires	1.4 ± 0.6	Talon, corps entier, fessiers, lombaires/cervicales	3.6 ± 2.6
18 Hz	Fessiers, tibia, thorax, yeux, visage	3.2 ± 2.1	Corps entier, thoracique, lombaires	3.8 ± 2.6
10 Hz	Bassin, abdos, fessiers, thorax, sternum	2.1 ± 0.8	Corps entier, tête, lombaires/crâne	6.8 ± 1.9
8 Hz	Poitrine, fessiers, tête, thorax	2.7 ± 1.6	Thoracique, lombaires, cervicales	5.0 ± 2.6
Sujets Valides (p2)			Utilisateurs de FRM (p2)	
100 Hz	Bassin, mains, pieds	1.3 ± 0.5	Pieds, mains	1.4 ± 2.6
50 Hz	Bassin, mains, poignées	2.0 ± 1.6	Pieds, fessiers, lombaires/mains	1.6 ± 2.1
25 Hz	Bassin, mains, corps entier	1.6 ± 0.9	Corps entier, jambes, fessiers	3.0 ± 1.9
18 Hz	Mains, corps entier, cervicales	3.2 ± 1.9	Cervicales, thoracique, lombaires	3.4 ± 1.1
10 Hz	Lombaires, ventre, thorax, cervicales, tête	2.8 ± 1.7	Corps entier, thoracique, lombaires	5.0 ± 1.9
8 Hz	Bassin, poitrine, cervicales, lombaires, mains	4.2 ± 2.5	Corps entier, fessiers, ventre, lombaires	5.0 ± 3.2

Tableau 14 : Récapitulatif des niveaux d'inconfort (moyenne \pm écart-type) et des zones corporelles citées, pour les deux postures (p1 : repos, p2 : active) et les deux populations (sujets valides et utilisateurs de FRM), à chacune des fréquences testées.

Le Tableau 14 présente les zones corporelles rapportées et les niveaux moyens d'inconfort selon la fréquence et la posture. En position de repos (p1), les sujets valides décrivent des inconforts globalement modérés, concentrés sur les fessiers et les membres inférieurs aux hautes fréquences (100–50 Hz). En revanche, les utilisateurs de FRM mentionnent plus fréquemment les pieds, le tronc ou encore le corps entier, même pour ces fréquences élevées. Aux fréquences intermédiaires (25–18 Hz), la perception de l'inconfort s'étend au thorax et les lombaires, avec une intensité nettement plus forte chez les utilisateurs de FRM, atteignant $3,6 \pm 2,6$ à 25 Hz. Dans les basses fréquences (10–8 Hz), les valides rapportent surtout une gêne localisée au bassin, au thorax et aux fessiers, avec des valeurs modérées (2,1–2,7). À l'inverse, les utilisateurs de FRM indiquent une gêne plus diffuse et marquée, culminant à $6,8 \pm 1,9$ à 10 Hz. Le détail par sujet des niveaux et zones corporelles d'inconfort est précisé en annexe.

En position active (p2), les sujets valides rapportent des inconforts localisés, touchant surtout le bassin, les mains et les pieds aux hautes fréquences (100–50 Hz), avec des valeurs modérées (1,3–2,0). Chez les utilisateurs de FRM, les gênes concernent également les pieds et les mains, mais s'étendent aux fessiers et aux lombaires. Aux fréquences intermédiaires (25–18 Hz), les valides citent principalement le bassin et les mains (jusqu'à $3,2 \pm 1,9$ à 18 Hz), tandis que les utilisateurs de FRM évoquent le corps entier, les jambes et les fessiers, pour des intensités comparables (3,0–3,4). Dans les basses fréquences (10–8 Hz), l'inconfort s'accroît chez les participants valides, centré sur les lombaires, le thorax et la tête (2,8–4,2), alors que chez les FRM il reste plus diffus et marqué, atteignant $5,0 (\pm 1,9$ à 10 Hz ; $\pm 3,2$ à 8 Hz).

La Figure 44 et la Figure 43 mettent en évidence des répartitions contrastées de l'inconfort entre sujets valides et utilisateurs de FRM. En position de repos (p1), les sujets valides rapportent surtout des gênes diffuses à la tête, au thorax, aux lombaires et aux jambes, tandis que chez les utilisateurs de FRM, l'inconfort est davantage concentré sur les cervicales et les lombaires. En position active (p2), les sujets valides citent principalement les mains et les lombaires, reflétant une sollicitation accrue du tronc et des membres supérieurs, alors que les utilisateurs de FRM rapportent de façon marquée une gêne persistante au niveau des lombaires et, dans une moindre mesure, des cervicales. Ainsi, si les valides décrivent une distribution plus variée selon la posture, les utilisateurs de FRM présentent un profil centré sur l'axe rachidien, avec une prédominance des lombaires.

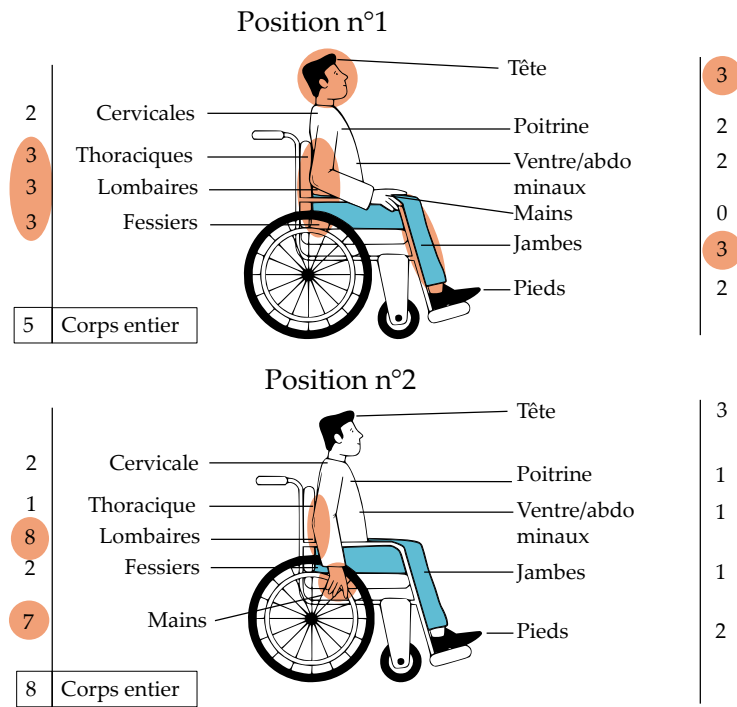


Figure 44 : Zones d'inconfort rapportées par les utilisateurs de FRM pour toutes les fréquences et les deux postures (p1 et p2). Les zones en orange indiquent les occurrences maximales.

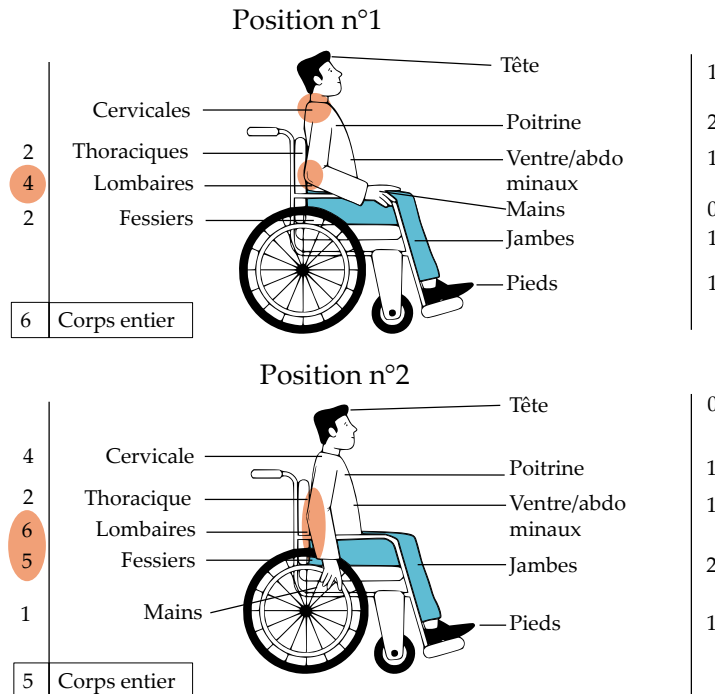


Figure 43 : Zones d'inconfort rapportées par les sujets valides pour toutes les fréquences et les deux postures (p1 et p2). Les zones en orange indiquent les occurrences maximales.

3.4.1 Effet de la posture

Les résultats montrent un effet de la posture sur la distribution de l'inconfort (Tableau 14, Figures 49 et 50). En position de repos (p1), les sujets valides rapportent surtout des gênes modérées, réparties entre la tête, le thorax, les lombaires et les jambes (2–3). Chez les utilisateurs de FRM, l'inconfort est plus concentré sur le rachis, en particulier les cervicales et les lombaires, avec des intensités plus marquées. En posture active (p2), la distribution change : les valides mentionnent davantage les mains et le bassin, traduisant l'implication des membres supérieurs, tandis que les utilisateurs de FRM conservent un profil centré sur les lombaires et les cervicales, avec une prédominance nette des lombaires. Globalement, la posture active entraîne plus de zones citées chez les valides, suggérant une diffusion de l'inconfort, alors que chez les FRM la répartition reste plus focalisée mais avec des intensités supérieures.

3.4.2 Influence des fréquences sur l'inconfort

L'analyse fréquentielle révèle que la perception de l'inconfort varie significativement selon la fréquence d'excitation et le profil des participants. Aux hautes fréquences (50-100 Hz), les participants valides localisent principalement leur gêne au niveau des fessiers, des pieds ou des mains avec une intensité modérée, correspondant à un score légèrement supérieur à 2. En revanche, les utilisateurs de FRM rapportent plus souvent des inconforts aux pieds et parfois sur le corps entier. Dans la plage intermédiaire (18-25 Hz), l'inconfort se déplace vers le thorax et les lombaires. Chez les participants valides, le niveau d'inconfort reste modéré avec des scores allant de 1,5 à 3. Cependant, chez les participants utilisateur de FRM, les niveaux d'inconfort atteignent des valeurs plus élevées, jusqu'à $3,6 \pm 2,6$ à 25 Hz. Enfin, aux basses fréquences (8-10 Hz), l'inconfort s'intensifie nettement. Les participants valides décrivent des gênes centrées sur le bassin, le thorax et les lombaires, avec des scores de 2 à 4. Les participants utilisateurs de FRM, quant à eux, perçoivent des gênes plus diffuses et marquées, avec des scores à $6,8 \pm 1,9$ à 10 Hz, souvent sur l'ensemble du corps.

3.4.3 Comparaison entre sujets

Les utilisateurs de FRM rapportent généralement davantage de zones d'inconfort et des intensités plus élevées que les participants valides. En position de repos, les vibrations provoquent chez eux des gênes diffuses, touchant souvent les lombaires, les cervicales, le thorax et les extrémités. Ces inconforts sont particulièrement marqués entre 6 et 18 Hz, ainsi qu'à 8 Hz, et peuvent même se manifester dans les pieds aux fréquences élevées (jusqu'à 100 Hz). En position active, cette sensation d'inconfort s'étend encore davantage : le corps entier est souvent concerné, avec des localisations multiples (dos, mains, thorax). Les pics

d'inconfort apparaissent notamment entre 8 et 10 Hz. À 25 Hz, les gênes sont souvent rapportées à plusieurs endroits (fessiers, jambes, lombaires, cervicales), et même les hautes fréquences (50–100 Hz) sont perçues comme inconfortables, en particulier au niveau des mains et des pieds. À l'inverse, les participants valides décrivent des gênes moins nombreuses, plus localisées et d'intensité modérée. En position de repos, elles se concentrent surtout sur les lombaires et les fessiers, rarement au-delà d'un score de 4. En posture active, l'inconfort se situe principalement dans les mains et les bras, en lien avec l'appui sur les mains courantes, avec des intensités généralement comprises entre 2 et 4. Les fréquences élevées sont rarement mentionnées et, lorsqu'elles le sont, elles restent associées à des gênes légères.

4 Discussion

4.1 Mécanique vibratoire

Les résultats de cette seconde campagne expérimentale mettent en évidence un comportement vibratoire distinct dans la plage 8–80 Hz, contrastant nettement avec les dynamiques observées en basses fréquences. À ces fréquences plus élevées, la réponse du système fauteuil-utilisateur est moins dominée par les mouvements globaux du corps ou de grands segments (Rasmussen, 1983), et davantage marquée par l'activation de structures locales, comme les interfaces d'appui (mains courantes, dossier), les extrémités légères (mains, pieds) ou les tissus mous. Les corrélations avec l'analyse modale des fauteuils (Larivière et al., 2022) confirment cette lecture : les inconforts et amplifications observés à 8–10 Hz coïncident avec les modes bas du siège et du dossier (≈ 13 Hz), ceux relevés à 25–30 Hz correspondent aux modes de flexion avant-arrière et latérale du siège et du dossier (≈ 34 – 39 Hz), et les amplifications détectées entre 55 et 65 Hz rejoignent les modes de torsion du cadre et de l'assise (≈ 57 – 59 Hz). Chez les participants utilisateurs de FRM, la transmissibilité apparaît souvent moins atténuée que chez les sujets valides, avec des pics tardifs de forte amplitude dans les segments supérieurs (jusqu'à 1,60 à C7). Ce comportement est d'autant plus notable que la quantité d'énergie mesurée à l'assise reste faible, confirmant que l'amplification observée dans le haut du tronc ne résulte pas d'un apport vibratoire en entrée, mais plutôt d'une transmission accrue au sein du tronc. Ce phénomène a été décrit par Kim et al. (2017) comme un changement de régime au-delà de 60 Hz, où la réponse dynamique est davantage gouvernée par les caractéristiques structurelles du fauteuil que par celles du corps humain.

4.2 Influence de la posture

L'analyse comparative des deux postures étudiées met en évidence des mécanismes distincts de propagation vibratoire. En position redressée, la mise en tension du tronc et l'implication des membres supérieurs favorisent la transmission des vibrations vers les segments thoraciques et cervicaux (Griffin, 1990; Holmlund et al., 2000). À l'inverse, en position de repos adossée, les vibrations se concentrent davantage sur l'axe lombaire, zone connue pour sa résonance notamment en basses fréquences (Matsumoto et Griffin, 2001). Ces dynamiques rejoignent les travaux de Maeda et al. (2003b), qui ont montré que l'engagement postural modifie la distribution des charges mécaniques dans le corps.

Chez les participants utilisateurs de FRM, les réponses se distinguent par une atténuation plus faible et une propagation plus généralisée le long du rachis. Un pic marqué de transmissibilité est observé au niveau cervical à 51 Hz, mais ce phénomène concerne essentiellement deux sujets. De même, deux autres présentent un pic à 60 Hz entre L5 et T6, suggérant des comportements individuels dans les segments intermédiaires. Ces singularités s'accordent avec des modifications d'impédance locale (variation conjointe de masse apparente, raideur et amortissement) : au-delà de 20 Hz, la masse apparente du participant assis tend à se stabiliser et devient différenciée selon les segments, de sorte qu'une diminution d'amortissement ou une raideur accrue d'une zone moins stabilisée peut rehausser la transmissibilité autour de fréquences propres locales (Huang et Zhang, 2019 ; Rakheja et al., 2010). Les forts inconforts rapportés dans la bande 2–100 Hz chez des sujets moins stabilisés confortent cette lecture (Huang et Zhang, 2019).

Les propriétés vibratoires propres des fauteuils roulants manuels utilisés par les participants (modes propres du châssis, des roues ou du dossier) peuvent également avoir interagi avec les fréquences de résonance, renforçant certaines réponses locales. Enfin, la présence d'orthèses cervico-thoraciques chez certains sujets est susceptible d'amplifier ces effets, en modifiant l'impédance mécanique locale et en favorisant l'apparition de résonances segmentaires (Griffin, 1990).

4.3 Perception vibratoire

L'analyse des données perceptives met en évidence une sensibilité maximale autour de 8–10 Hz, plage dans laquelle les scores d'inconfort les plus forts ont été rapportés (jusqu'à 8 sur l'échelle VAS). Les zones concernées sont principalement les lombaires, thoraciques et cervicales, avec une prévalence accrue chez les participants utilisateurs de FRM, qui rapportent souvent une gêne impliquant simultanément plusieurs segments rachidiens (Bovenzi, 1996 ; Maeda et al., 2003a). En posture redressée, l'onde vibratoire sollicite

également les mains et les cervicales, ce qui traduit l'implication des membres supérieurs comme vecteurs de transmission (Griffin, 1990 ; Holmlund et al., 2000).

À l'inverse, les fréquences plus élevées [50–100] Hz sont moins sujettes à des phénomènes de résonance, mais elles s'accompagnent de ressentis localisés aux extrémités – en particulier aux mains et aux pieds en posture active. C'est compatible avec des réponses de structures à faible masse et des phénomènes d'interface aux points d'appui (Rasmussen, 1983 ; Seidel, 2005). Chez les participants utilisateurs de FRM, la perception de ces hautes fréquences est citée à des plus hauts scores d'inconfort et plus fréquemment, ce qui peut refléter des seuils sensoriels abaissés ou une capacité d'amortissement périphérique réduite (Huang et Zhang, 2019 ; Seidel, 2005).

4.4 Implications biomécaniques et perspectives

L'exploration des hautes fréquences dans cette configuration (participants valides et utilisateurs de FRM, posture assise, excitation contrôlée) permet d'étendre les connaissances au-delà des plages traditionnellement étudiées, souvent limitées à 25 Hz (Griffin, 1990 ; Kim et al., 2017). Les profils de transmissibilité et les ressentis montrent que la réponse vibratoire ne s'atténue pas systématiquement après 30 Hz, mais peut présenter des résonances localisées jusqu'à 60 Hz, particulièrement marquées chez certains participants utilisateurs de FRM.

Ces résultats suggèrent que les dispositifs de réduction vibratoire ne devraient pas se limiter à la bande [4–15] Hz (DiGiovine et al., 2010 ; Wolf et al., 2004) traditionnellement associée aux résonances lombaires et au confort global. Un élargissement de la bande de fréquences visées, incluant les moyennes et hautes fréquences, est nécessaire. Celles-ci, bien que moins marquées, persistent sous forme de composantes vibratoires résiduelles aux interfaces d'appui (accoudoirs, coussins, mains courantes) et peuvent contribuer à l'inconfort ou à la fatigue, en particulier au niveau des membres supérieurs. L'articulation entre mesures objectives et perceptions subjectives s'avère ici essentielle pour appréhender pleinement l'expérience vibratoire, notamment chez des usagers aux capacités biomécaniques altérées.

4.5 Limites et perspectives

L'effectif réduit de participants limite la généralisation des résultats. L'absence de mesures électromyographiques, comme le recommandent Seterson et al. (2019), et de cinématique segmentaire empêche une caractérisation complète des mécanismes de compensation ou rigidification musculaires. L'utilisation de systèmes de capture de mouvement couplé à un ergomètre permettrait une évaluation plus précise des paramètres posturaux en temps réel, comme suggéré par Chadefaux et al. (2024). De plus, l'évaluation

de la masse apparente par l'acquisition de capteurs de forces constitue une perspective prometteuse pour relier les réponses vibratoires aux charges mécaniques transmises au tronc. Enfin, l'étude des ressentis subjectifs, cruciale pour comprendre la perception vibratoire (Mansfield, 2004), pourrait être approfondie avec des méthodes d'évaluation plus sophistiquées. Des recherches futures pourraient se concentrer sur les différences entre participants valides et utilisateurs de FRM, en particulier concernant les adaptations biomécaniques chez les utilisateurs de fauteuils roulants présentant des pathologies neuromusculaires, comme le suggèrent les travaux de (Lariviere et al., 2021; Seidel, 2005).

5 Conclusion

En conclusion, ce chapitre a mis en évidence l'influence de la posture sur la transmissibilité vibratoire chez les utilisateurs de fauteuils roulants manuels. Les postures actives réduisent nettement les modules de transmissibilité, en particulier chez les participants valides, alors que les sujets utilisateurs de FRM conservent des niveaux plus élevés et une atténuation plus tardive. Ces résultats soulignent le rôle clé du tonus postural dans la capacité à filtrer les vibrations et mettent en lumière des différences fondamentales entre profils valides et utilisateurs de FRM. L'ensemble confirme la nécessité d'une prise en compte spécifique de ces dynamiques dans l'évaluation de l'exposition vibratoire en fauteuil roulant manuel.

3 Chapitre 3 : Complément de l'étude posturale

Alors que le Chapitre 2 s'est concentré sur la caractérisation de la transmissibilité vibratoire dans deux postures types (repos vs propulsion). Ce chapitre étudie la réponse vibratoire selon des configurations posturales variées. Il porte sur un panel élargi de configurations posturales, conçues pour refléter la variabilité des postures réellement adoptées en fauteuil roulant manuel (FRM), avec la même cohorte de participants.

1 Introduction

Les utilisateurs de FRM, adoptent rarement une posture fixe ; celle-ci varie en fonction des situations (propulsion, repos, manœuvres, freinage), de la fatigue et du tonus musculaire (Yang et al., 2009). Lors des phases de propulsion, le tronc et les membres supérieurs sont activement sollicités, souvent de manière asymétrique en termes de force et de coordination (Boninger et al., 2002). Ces phases impliquent également un défi pour la stabilité du tronc, particulièrement dans le plan sagittal, en raison des cycles d'accélération et de décélération (Gagnon et al., 2016). Ces ajustements posturaux modifient la rigidité corporelle, influençant ainsi la transmission et l'absorption des vibrations le long du rachis (Boileau et Rakheja, 1998; Maeda et al., 2003b; Wang et al., 2004).

La stabilisation posturale face aux vibrations constitue un enjeu majeur pour les usagers de FRM, en particulier ceux présentant une déficience neuromusculaire. Une stabilité insuffisante peut en effet accroître la transmissibilité des vibrations, accentuer l'inconfort et limiter la capacité à contrôler efficacement le fauteuil. À basses fréquences, la stabilisation posturale peut être perturbée par des résonances du tronc ou de structures anatomiques, rendant le contrôle difficile (Griffin 1990 ; Liang et Chiang 2006). Cependant, en hautes fréquences, les mécanismes de réponse changent : ce sont désormais les structures plus superficielles — tissus mous, interfaces mécaniques, segments cervicaux — qui deviennent les principaux récepteurs et transmetteurs des charges vibratoires (Huang et al., 2020; Patterson et al., 2021).

L'étude de la réponse vibratoire, en hautes fréquences, reste peu explorée en position assise, alors qu'elles peuvent révéler une perte de contrôle postural, une instabilité segmentaire ou des résonances locales délétères, notamment cervicales (Adam et al., 2020; Kim et al., 2017). Larivière et al. (2023) ont montré que la centroïde spectrale des vibrations transmises à l'assise se situe entre 50 et 70 Hz, avec [25–89] Hz à vitesse lente contre [22–113] Hz à vitesse rapide, et des valeurs légèrement plus basses sur sols intérieurs (50–56 Hz)

que sur sols extérieurs (60–62 Hz). Leur analyse modale révèle des modes sous 15 Hz pour un FRM vide ou avec mannequin, mais une densité accrue entre 20 et 60 Hz avec utilisateur, les fréquences propres pouvant atteindre 70–80 Hz selon les conditions.

Ce chapitre vise donc à évaluer la capacité d'adaptation posturale à ces excitations vibratoires dans un spectre élargi, chez deux populations contrastées : des participants valides, capables d'un engagement musculaire complet, et des utilisateurs de FRM présentant une limitation partielle ou totale de leurs fonctions posturales. Pour cela, cinq postures graduées ont été testées, reproduisant différentes phases de repos et de propulsion, avec ou sans engagement volontaire des bras.

2 Matériel et méthodes

2.1 Participants

Le groupe des sujets en FRM comprenait sept participants (27 ± 1 ans, 177 ± 5 cm, 75 ± 8 kg). Trois présentaient une lésion médullaire incomplète (L5, T10–T12, T7–T12), dont deux avec ostéosynthèse (T3–L5 ou dorsolombaire). Deux autres présentaient une atteinte neurologique non médullaire : un accident vasculaire cérébral et une paralysie cérébrale. Tous les participants étaient majeurs, volontaires et capables de comprendre les consignes. L'étude a été approuvée par le comité d'éthique de l'USPN (n° 2024-076).

2.2 Protocole expérimental

L'expérimentation a été conduite sur la même tête d'expansion vibrante que celle utilisée dans les tests de transmissibilité (voir Chapitre 2). Chaque participant était installé dans un fauteuil roulant – personnel pour les utilisateurs de FRM, standardisé pour les valides (Progeo Excel Alu) – positionné de façon à reposer par les roues arrière sur les pots vibrants, et par les roues avant sur une surface plane fixe. Pour chacun des participants, les freins étaient enclenchés lors des mesures. Les vibrations appliquées consistaient en des sinusoïdes à balayage, de 8 à 80 Hz, à une accélération constante de 2 m/s^2 , progressant à un rythme de 2 octaves/min. Chaque essai durait 109 secondes, conformément à la norme ISO 2631 (ISO 2631:1997). Pour des raisons de répétabilité, trois essais ont été réalisés pour chacune des cinq postures, incluant des temps de repos. La durée totale de cette partie était de 50 minutes. Les sujets avaient la possibilité de prendre des pauses allongées si nécessaire. Cinq postures ont été testées, représentant différents niveaux d'implication posturale (Tableau 15, Figure 45).

Position n°	Description
p1	position de repos, dos dans le dossier les mains sur les cuisses
p2	position avec dos dans le dossier, mains posées sur les mains courantes
p3	position avec dos dans le dossier, mains serrant fermement les mains courantes
p4	position redressée, mains posées sur les mains courantes
p5	position redressée, mains serrant fermement les mains courantes

Tableau 15 : Récapitulatif des positions (n°) et de leur description

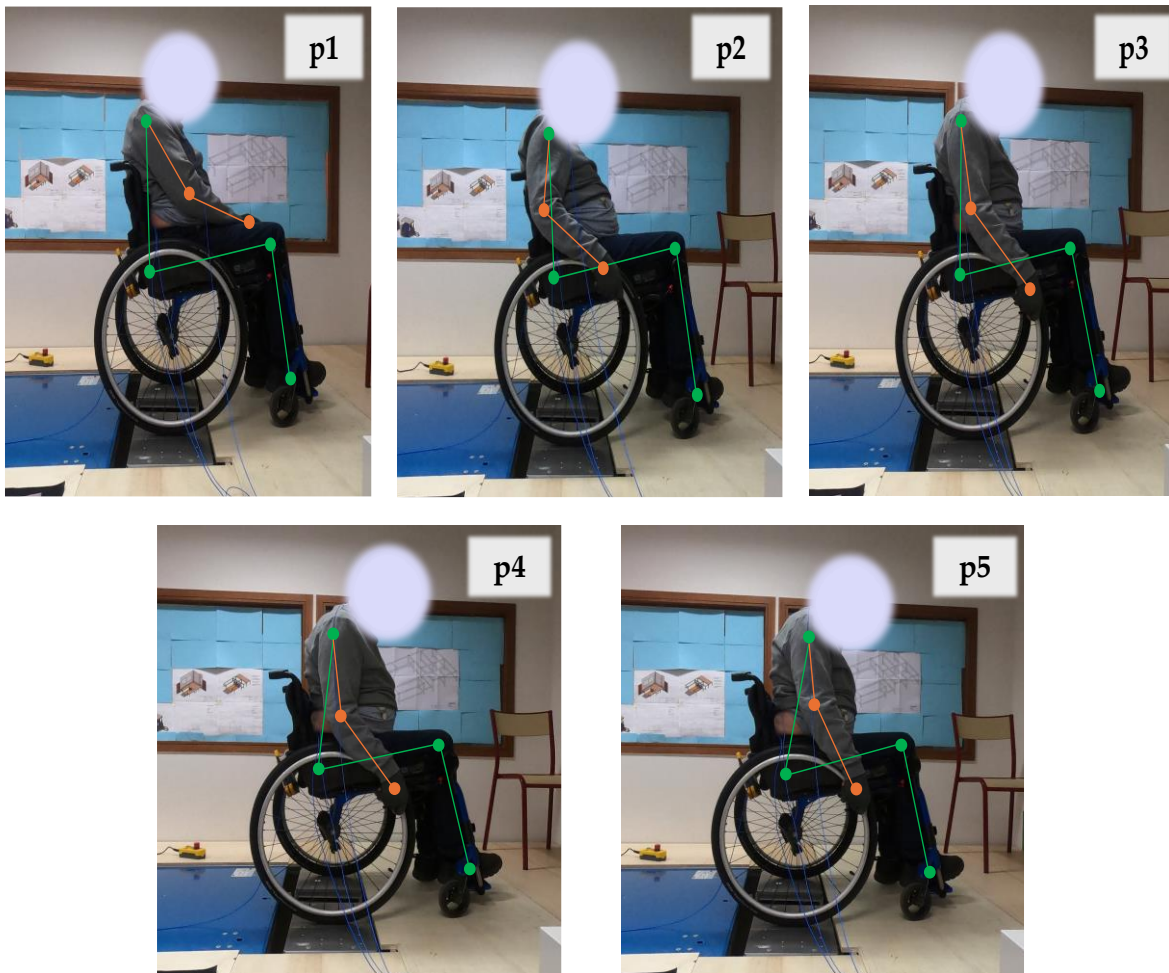


Figure 45 : Postures : adossées p1, p2, p3, avec p2 (mains posées) et p3 (mains serrées) et redressées p4 et p5 avec p4 (mains posées) et p5 (mains serrées). Les segments verts et oranges situent les chaînes membres inférieurs et rachis et membres supérieurs, et aident à la visualisation des différences entre les postures.

2.3 Dispositif expérimental

Les accéléromètres sont placés de la même manière que pour le protocole du *Chapitre 2 : Dispositif expérimental*.

Les signaux ont été acquis à une fréquence d'échantillonnage de 25 600 Hz via quatre cartes NI 9234 (National Instruments, Austin, USA), les signaux étant synchronisés car acquis simultanément via le même DAQ. Une GoPro latérale filmait les postures pour vérification qualitative, sans analyse angulaire. Aucune instruction de stabilisation (ex. bras croisés) n'était imposée.

2.4 Grandeurs mesurées

Les grandeurs mesurées sont les mêmes qu'énoncées dans le chapitre 2 : *Dispositif expérimental*. Ainsi la même méthode de Welch 1967 est appliquée.

3 Résultats

3.1 Transmissibilité tête d'expansion à l'assise

La Figure 46 présente les résultats de transmissibilité vibratoire entre la source et l'assise (sous le coussin), calculés à partir d'une sinusoïde à balayage appliquée à amplitude constante de 2 m/s².

3.1.1 Module

Les valeurs des modules restent modérées pour les participants valides, comprennent entre 0,2 ($\pm 0,1$) et 0,55 ($\pm 0,07$) sur le spectre 8–80 Hz. Les postures adossées (p1–p3 : Figure 46-a), présentent une atténuation à 17 Hz. Les postures redressées (p4–p5 : Figure 46-c) présentent des modules légèrement plus élevés en basses fréquences ($\approx 0,6$ à 10 Hz), mais décroissent rapidement au-delà de 10 Hz. Les modules sont similaires entre les positions adossées et relevées. Les profils des participants utilisateurs de FRM sont similaires mais avec des valeurs amplifiées : un pic des modules dépasse 0,85 ($\pm 0,2$) à 10 Hz, avec des valeurs globalement plus élevées sur la bande 8-40 Hz. En postures adossées (p1–p3 : Figure 46-b), la décroissance est plus progressive, avec un creux plus tardif vers 55 Hz. Les postures redressées (p4–p5 : Figure 46-d) sont très proches des profils des positions adossées et décroissent vers 0,2 ($\pm 0,12$) à 80 Hz. Comparativement, les profils valides montrent une réduction plus rapide de la transmissibilité dès les moyennes fréquences (>15 Hz). Les utilisateurs de FRM conservent des modules plus élevés (<40 Hz) indiquant,

au niveau de l'assise, une capacité d'atténuation ou de dissipation mécanique moins marquée dans cette zone fréquentielle.

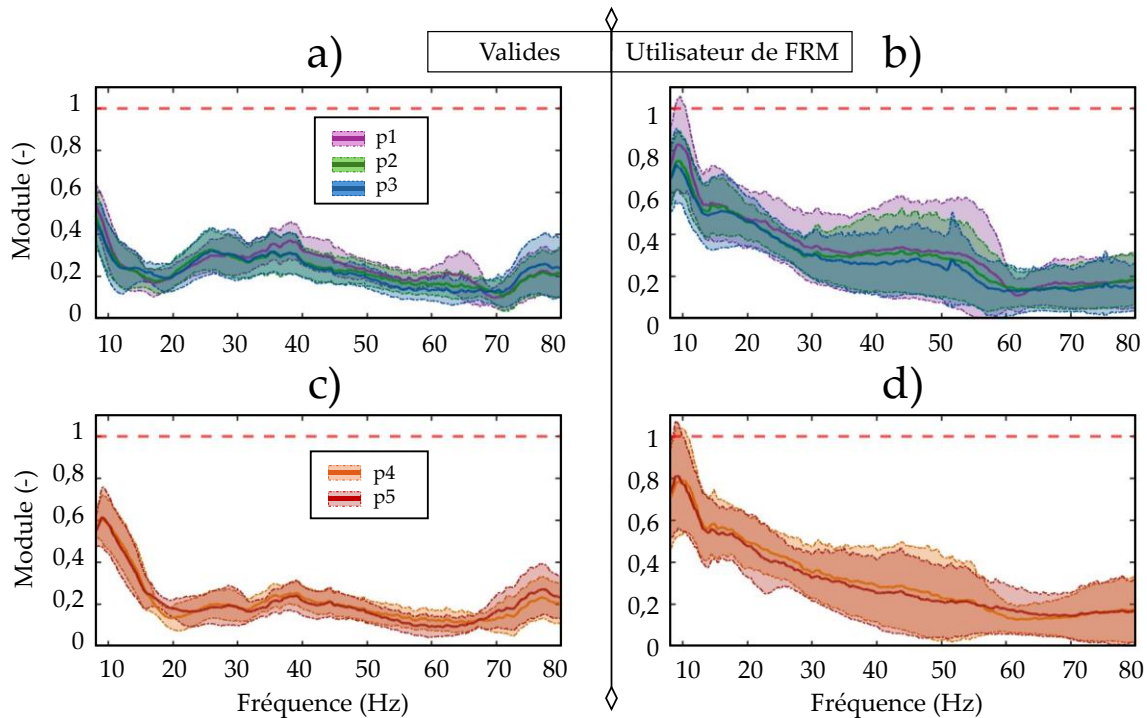


Figure 46 : Courbes moyennes de transmissibilité entre la tête d'expansion et l'assise, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1.

3.1.2 Phases

Les phases de transmissibilité décroissent de manière continue avec la fréquence, traduisant un déphasage mécanique croissant entre l'excitation et la réponse vibratoire. Pour les valides, en postures adossées (p1–p3: Figure 47-a), les phases initiales sont déphasées de $-65^\circ (\pm 15^\circ)$, avec un creux plus prononcé à 60 Hz pour la posture de repos (p1) qui atteint $-470^\circ (\pm 130^\circ)$, tandis que les autres postures atteignent $-300^\circ (\pm 90^\circ)$. En posture redressée (p4 et p5: Figure 47-a), la décroissance reste linéaire, avec une pente plus régulière et des valeurs allant de $-55^\circ (\pm 10^\circ)$ atteignant $-290^\circ (\pm 160^\circ)$ à 80 Hz. La dispersion reste contenue jusqu'à 15 Hz, puis augmente au-delà, notamment dans les configurations redressées. Pour les participants utilisateurs de FRM, la décroissance de la phase suit un profil comparable, avec des valeurs atteignant $-300^\circ (\pm 210^\circ)$ à $-350^\circ (\pm 170^\circ)$ à 80 Hz, en particulier pour les postures assises adossées (p1-p3 : Figure 47-b). En postures redressées (p4-p5 : Figure 47-d), les phases restent proches mais avec une pente légèrement moins

abrupte. La dispersion est plus marquée dans les hautes fréquences (>50 Hz), traduisant une variabilité accrue dans la réponse mécanique.

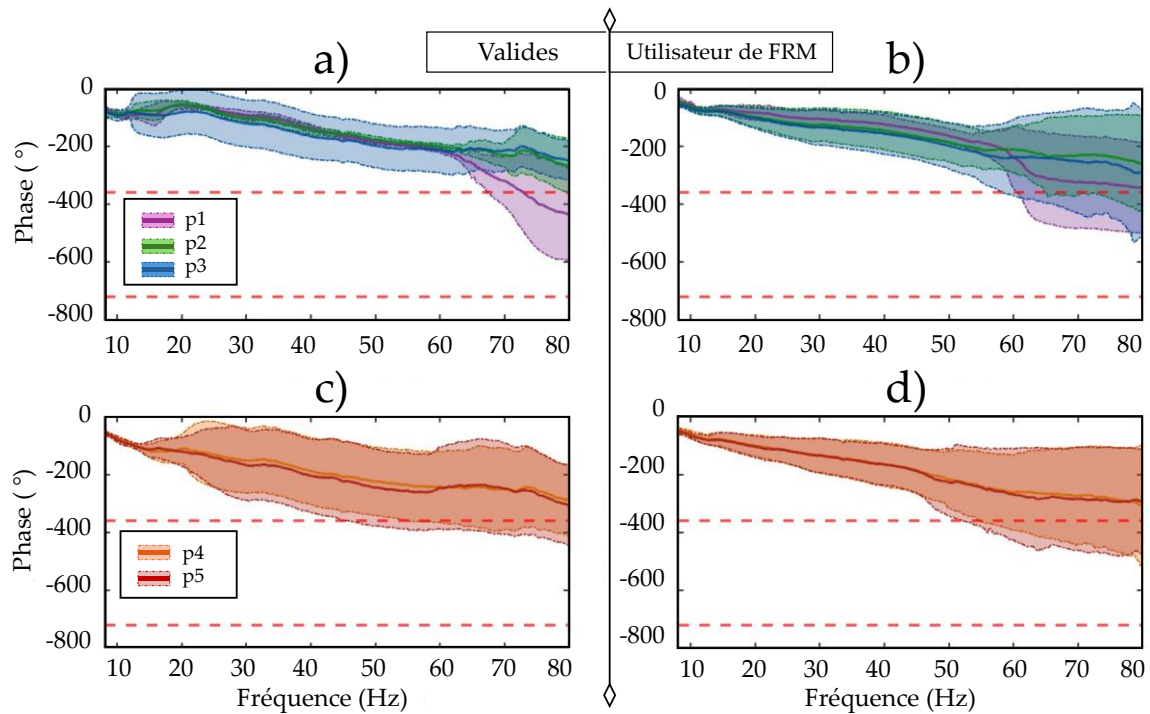


Figure 47 : Courbes moyennes de transmissibilité entre la tête d'expansion et l'assise, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent des références de phase à -360° et -720° .

3.2 Transmissibilité entre l'assise et T6

3.2.1 Module

Chez les profils valides en posture relâchée (p1–p3, Figure 48-a), deux pics sont identifiables. Le premier, étroit et marqué, apparaît à 11,5 Hz avec un module moyen de 3,5 ($\pm 4,5$). Le second, plus large, se situe à 18 Hz ($1,8 \pm 1,6$), avec une variabilité accrue entre participants. En posture redressée (p4–p5, Figure 48-c), un seul pic principal subsiste pour chaque posture : à 20 Hz ($2,3 \pm 2$) pour p4, et 24 Hz ($2,0 \pm 2,1$) pour p5. La dispersion est réduite au-delà de 30 Hz, les courbes convergeant vers 0. Les participants utilisateurs de FRM présentent une organisation différente (Figure 48-b et -d). En postures relâchées (Figure 48-b), la réponse est plus étalée, avec plusieurs pics modérés entre 25 et 70 Hz, dont un maximum à 68 Hz ($3,2 \pm 1,8$). En posture redressée p4 (Figure 48-d), un pic centré à 50 Hz ($1,2 \pm 1,9$) reste visible, accompagné d'un plateau fréquentiel large. La dispersion interindividuelle, bien que réduite reste importante autour du pic à 50 Hz. Comparativement, les profils valides concentrent leur amplification dans les basses

fréquences avec une atténuation rapide au-delà de 30 Hz. Les participants utilisateurs de FRM conservent une transmissibilité élevée à moyenne et haute fréquence, avec des pics décalés et une variabilité plus marquée. Les postures redressées limitent la réponse chez tous.

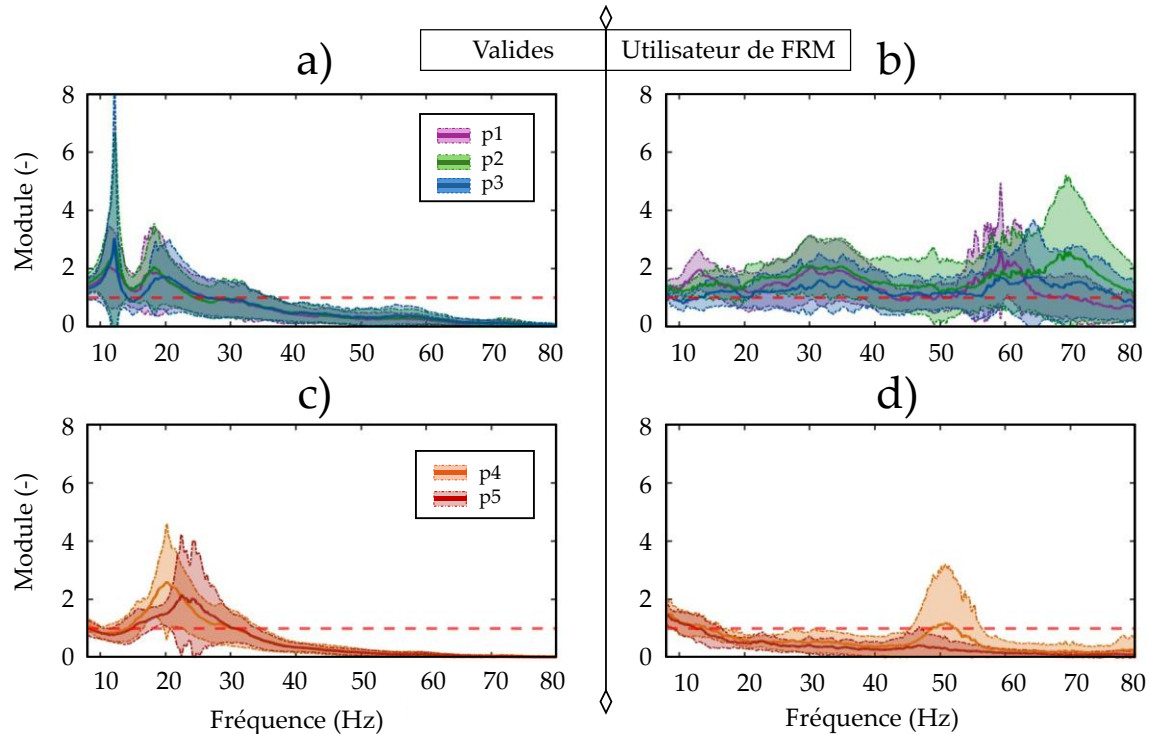


Figure 48: Courbes moyennes de transmissibilité entre l’assise et T6, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1.

3.2.2 Phases

En postures relâchées (Figure 49-a), les courbes présentent une pente régulière, avec un décrochage plus net au-delà de 60 Hz pour la posture p1. L’écart-type augmente à partir de 30 Hz, traduisant une dispersion interindividuelle plus marquée. En postures redressées (Figure 49-c), la décroissance est plus modérée, les courbes sont plus resserrées et plus cohérentes jusqu’à 60 Hz. Le déphasage initial est similaire entre postures ($\approx -90^\circ$ à -110°), avec des phases finales autour de -340° ($\pm 180^\circ$). Pour les participants utilisateurs de FRM, les déphasages initiaux sont plus faibles -40° ($\pm 20^\circ$) et les pentes diffèrent selon la posture. En postures relâchées (Figure 49-b), la décroissance est limitée, les phases atteignant -190° ($\pm 200^\circ$) à 80 Hz. En postures redressées (Figure 49-d), la pente est plus prononcée, avec une phase finale atteignant -430° ($\pm 280^\circ$). Comparativement, la réponse de phase est plus modulée par la posture chez les valides, notamment dans les hautes fréquences (>60 Hz),

avec une dynamique d'atténuation plus différenciée. Chez les participants utilisateur de FRM, la réponse varie moins entre postures, indiquant une modulation posturale plus restreinte sur la chaîne vibratoire.

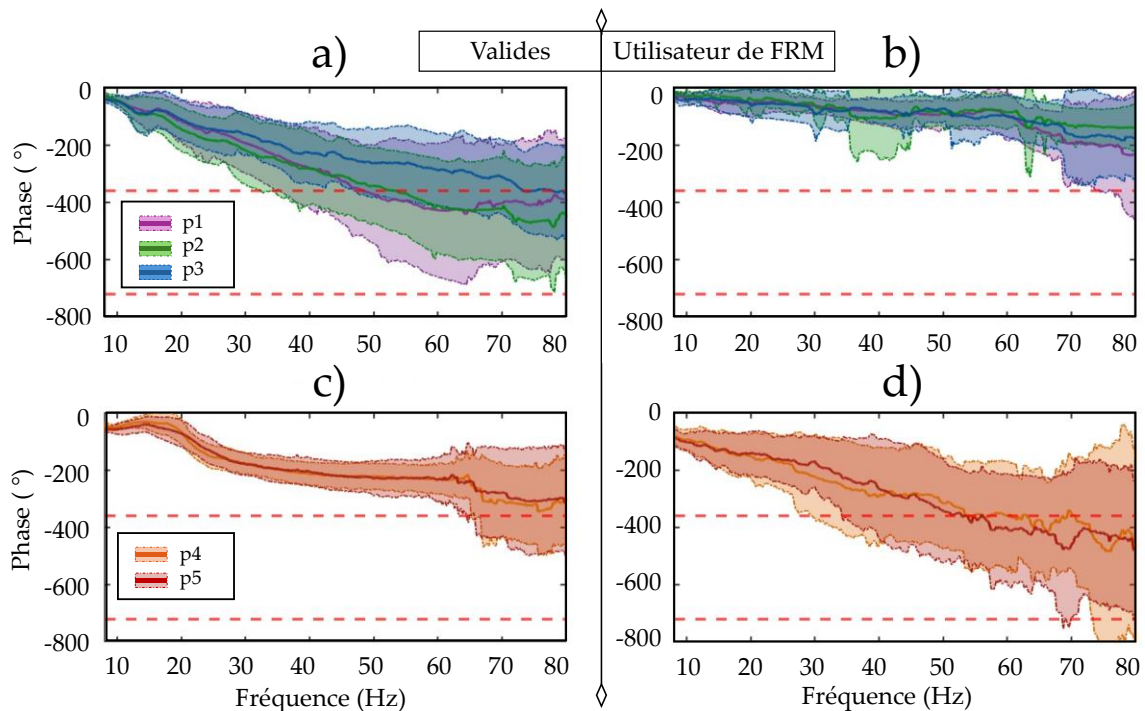


Figure 49 : Courbes moyennes de transmissibilité entre l'assise et T6, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent des références de phase à -360° et -720° .

3.3 Transmissibilité entre T6 et C7

3.3.1 Module

Chez les participants valides, en postures adossées (Figure 50-a), les courbes présentent un pic à 12–13 Hz avec une valeur moyenne du module de $1,9 (\pm 1,6)$, suivi de fluctuations irrégulières entre 20 et 80 Hz, où la valeur reste proche de 1. En posture redressée (Figure 50-c), les valeurs augmentent régulièrement à partir de 30 Hz, franchissent 1 à 55 Hz et atteignent $1,5 (\pm 1,1)$ à 80 Hz, traduisant une amplification progressive dans les hautes fréquences. Chez les participants utilisateurs de FRM, les valeurs des modules restent globalement plus faibles en postures adossées (Figure 50-b), avec un pic modéré à 14 Hz $1,9 (\pm 2,2)$, principalement en posture p2–p3. En postures redressées (Figure 50-d), une élévation progressive est observée au-delà de 40 Hz, pour un module moyen supérieur à 1 jusqu'à 65 Hz, avec une courbe plus linéaire. Comparativement, les participants valides présentent une amplification précoce en basses fréquences et une montée plus accentuée

dans les hautes fréquences. Les participants utilisateurs de FRM montrent une réponse plus uniforme, selon la fréquence ou la posture.

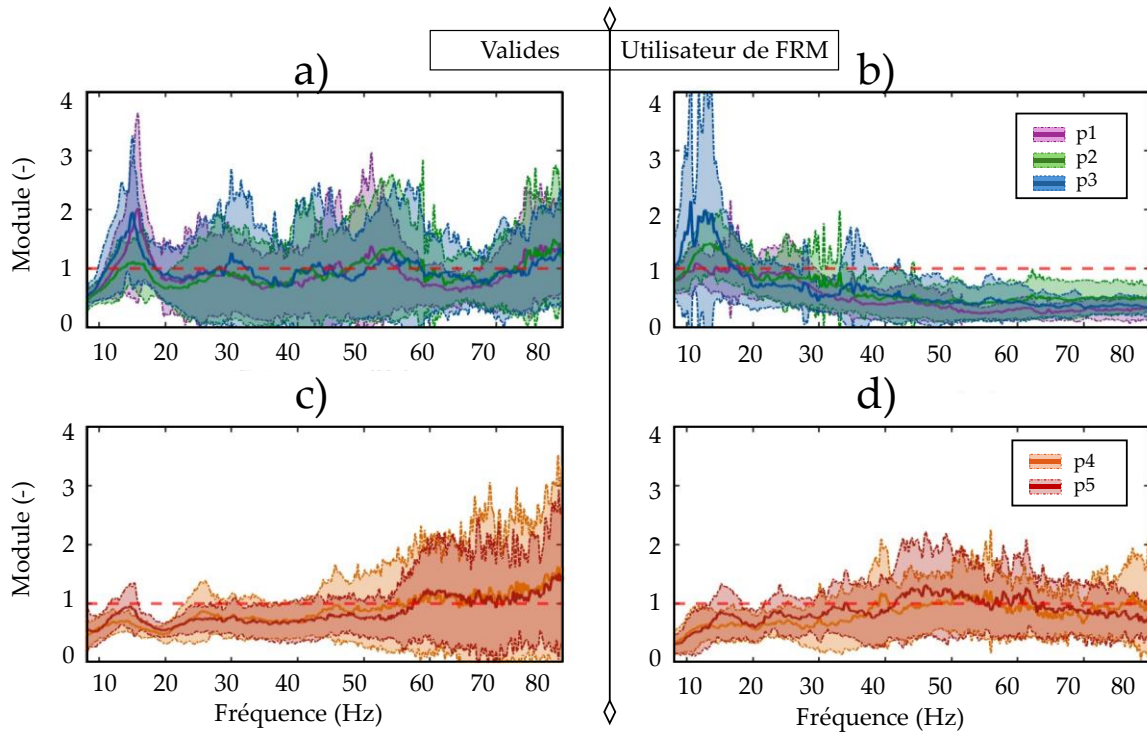


Figure 50 : Courbes moyennes de transmissibilité entre T6 et C7, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1.

3.3.2 Phase

Chez les participants valides (Figure 51-a et -c), la courbes de phase décroissent progressivement de $-140^\circ (\pm 40^\circ)$ en posture relâchée et $-90^\circ (\pm 30^\circ)$ en posture redressée vers des valeurs comprises entre -300° et $-360^\circ (\pm 300^\circ)$ sur la bande 8–80 Hz. En posture relâchée (Figure 51-a), s'accroît après 35 Hz, en particulier pour la posture p1, avec une dispersion accrue au-delà de 20 Hz. En posture redressée (Figure 51-c), la décroissance est plus linéaire, avec une dispersion contenue ($\pm 100^\circ$) jusqu'à 50 Hz, pour finalement atteindre $-300^\circ (\pm 300^\circ)$ pour p4 et $-170^\circ (\pm 200^\circ)$ pour p5, à 80 Hz. Chez les participants utilisateurs de FRM (Figure 51-b et -d), les courbes des phases décroissent également, mais de façon plus hétérogène. En posture relâchée (Figure 51-b), la pente est modérée tout au long du spectre, avec une convergence autour de $-200^\circ (\pm 200^\circ)$ en fin de bande. Les courbes montrent une dispersion accrue, notamment entre 20 et 70 Hz. En posture redressée (Figure 51-d), la décroissance est faible, atteignant des valeurs proches des valeurs initiales, allant de $-100^\circ (\pm 50^\circ)$ à $-140^\circ (\pm 140^\circ)$ de 8 à 80 Hz. Comparativement, la réponse de phase est plus modulée par la posture chez les participants utilisateurs de FRM, notamment au-delà

de 40 Hz, avec une dynamique d'atténuation plus différenciée. Chez les profils valides, la réponse varie moins entre postures, avec un déphasage important adossé ou redressé.

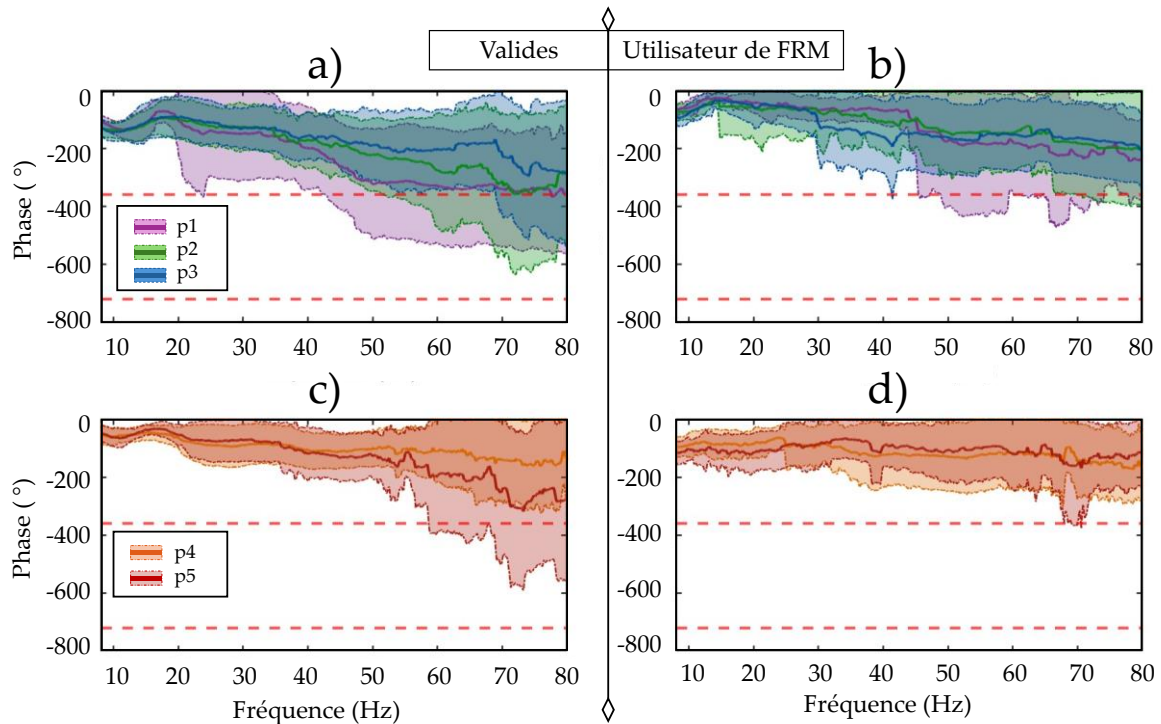


Figure 51: Courbes moyennes de transmissibilité entre T6 et C7, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent des références de phase à -360° et -720° .

4 Discussion

Cette étude a examiné spécifiquement la réponse de transmissibilités, aux vibrations hautes fréquences (8-80 Hz) à travers cinq postures représentatives de l'usage réel. Elle a comparé deux groupes distincts : des participants valides et des utilisateurs de FRM atteints de pathologies neuromusculaires.

4.1 Influence de la posture

Les résultats confirment que la posture adoptée affecte significativement la transmissibilité vibratoire, en accord avec les travaux antérieurs (Mansfield et Griffin, 2002; Wang et al., 2004). Chez les participants valides, les postures redressées (p4–p5), impliquant un engagement musculaire plus marqué (Vergara et Page, 2002), sont associées à une atténuation des vibrations, en particulier dans les basses fréquences. À l'inverse, les postures relâchées (p1–p3) favorisent l'apparition d'augmentation localisés des modules, reflétant une résonance plus marquée des segments lombaires et thoraciques. Les courbes

de phase indiquent par ailleurs une réduction de la dispersion individuelle en posture active, suggérant un contrôle postural plus stable. Ces observations rejoignent l'idée que l'engagement musculaire conditionne la rigidité du tronc et l'efficacité d'amortissement segmentaire (Alphin et al., 2012; Wang et al., 2004).

4.2 Capacités d'ajustement pour les participants utilisateurs de FRM

Chez les participants présentant des limitations neuromusculaires, les réponses vibratoires sont moins différenciées entre postures. Les modules de transmissibilité sont globalement plus élevés dans les basses fréquences, et les phases varient peu selon les conditions, traduisant une réponse plus passive. Ce manque de modulation peut refléter une limitation de la commande posturale, en lien avec les observations de Seidel (2005) ou Garcia-Mendez et al. (2013b) sur la vulnérabilité accrue à la vibration chez les utilisateurs de FRM. Contrairement aux participants valides dont la transmissibilité décroît rapidement après 30 Hz, les utilisateurs de FRM présentent des amplifications différées 50 et 70 Hz (jusqu'à $3,2 \pm 1,8$ à 68 Hz). Cette persistance pourrait traduire un découplage segmentaire altéré et une dissipation réduite, liés à des variations d'impédance locale (Huang and Zhang, 2019) et à une stabilisation musculaire limitée (Gagnon et al., 2016). Ces profils rejoignent les observations de Matsumoto et Griffin (2001) et Patterson et al. (2021) sur la transmission prolongée des charges vibratoires le long du rachis en cas de déficit postural.

D'autres facteurs, tels qu'un amortissement passif moindre au niveau des interfaces (assise, dossier) ou des tissus mous, peuvent aussi contribuer à cette homogénéité, en accord avec les observations de (El-Khatib et al., 1998; Lo et al., 2013).

4.3 Organisation segmentaire de la réponse vibratoire

Les résultats mettent en évidence des profils de propagation vibratoire différents selon les groupes. Chez les participants valides, la réponse est différenciée selon les régions anatomiques : les amplifications sont localisées dans les basses fréquences au niveau lombaire (L5-T6), et diminuent rapidement au-delà de 30 Hz. Ce profil est cohérent avec les travaux de (Boileau et Rakheja, 1998), dont le modèle biodynamique situe la résonance principale du corps assis autour de 5 Hz, avec une amplification marquée dans la région lombaire. Il rejoint également les résultats de (Verver et al., 2003), qui montrent par modélisation et validation expérimentale que les charges de compression et de cisaillement se concentrent dans le rachis lombaire et le bas du thorax, tandis que les segments thoraciques et cervicaux jouent un rôle de dissipation. Ensemble, ces études confirment que

la structuration biomécanique du tronc conditionne fortement la propagation et l'amortissement des vibrations.

Chez les participants utilisateurs de FRM, les courbes de module s'étendent davantage sur le spectre, avec des amplifications moins marquées et une variabilité accrue, notamment dans les fréquences [30-60] Hz. Ces profils peuvent refléter un découplage segmentaire altéré, tel que décrit par (Matsumoto et Griffin, 2001) et confirmé par (Patterson et al., 2021), suggérant une transmission des charges le long du rachis. Plusieurs mécanismes peuvent contribuer à cette réponse : une rigidité tissulaire réduite (Seidel, 2005), une augmentation locale de la masse apparente dans les zones instables (Huang et Zhang, 2019), ainsi qu'une coordination musculaire déficiente limitant la capacité à ajuster activement la posture (Gagnon et al., 2016). L'absence d'appuis stabilisateurs efficaces via les membres supérieurs, relevée par (Holmlund et al., 2000), peut également accentuer cette diffusion.

4.4 Pertinence des configurations posturales testées

L'approche expérimentale développée dans cette étude se distingue des protocoles classiques en intégrant des postures intermédiaires (p2-p3-p4), représentatives des situations réelles d'usage des fauteuils roulants manuels. Contrairement aux postures extrêmes habituellement examinées (repos complet ou propulsion active), ces configurations permettent d'étudier les effets d'un engagement postural progressif et partiel — une réalité souvent observée dans la vie quotidienne — comme proposé par Wang et al. (2004). Cette méthodologie s'inscrit dans la continuité des recommandations de Chadeaux et al. (2024), qui insistent sur la nécessité de scénarios expérimentaux reflétant fidèlement les contraintes d'usage réelles pour évaluer l'exposition vibratoire en FRM. Ces scénarios doivent notamment inclure l'utilisation de sujets humains plutôt que de mannequins, la variation des vitesses de déplacement, l'intégration de surfaces irrégulières simulant les environnements urbains, la prise en compte des transitions posturales dynamiques, et l'inclusion de périodes de fatigue musculaire contrôlée.

4.5 Limites et perspectives

Cette étude présente plusieurs limites méthodologiques. Le contrôle postural a été contrôlé par une caméra latérale, garantissant une cohérence générale mais laissant subsister un manque de précision, faute de repères mécaniques fixes et de retour visuel en temps réel.

Malgré ces limites, nos résultats confirment l'importance de la posture dans la modulation vibratoire, en cohérence avec les travaux de (Rakheja et al., 2020). Chez les

participants valides, les postures actives renforcent l'atténuation et réduisent la variabilité interindividuelle. Chez les participants utilisateurs de FRM, des modules de transmissibilité supérieurs à 1 demeurent jusqu'à 65 Hz, indiquant une amplification des vibrations sur une large bande fréquentielle, comme déjà observé par Seidel (2005). Sur le plan technologique, ils plaident pour le développement d'interfaces d'assise et de dossiers ergonomiques capables de cibler un spectre vibratoire élargi, incluant les composantes fréquentielles dans la bande [30-70] Hz (Kim et al., 2017). Sur le plan clinique, ils incitent à concevoir des protocoles de rééducation personnalisés, combinant renforcement musculaire du tronc et stratégies compensatoires par les membres supérieurs selon le niveau lésionnel (Holmlund et al., 2000). L'intégration d'évaluations instrumentées (cinématique, EMG, forces) dans ces programmes permettrait de relier les ajustements posturaux aux réponses vibratoires et d'optimiser les stratégies d'atténuation.

5 Conclusion

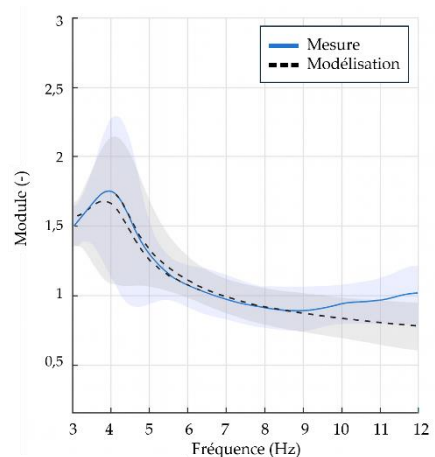
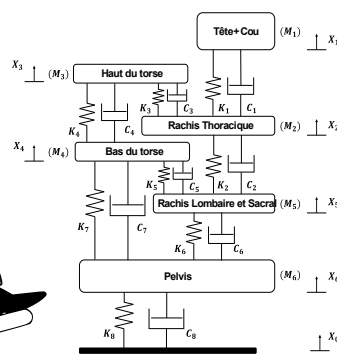
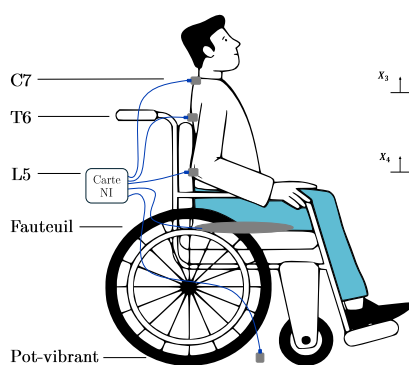
Cette étude met en lumière l'importance de la posture dans la modulation de la réponse vibratoire chez les utilisateurs de FRM. Les résultats soulignent la nécessité de développer des stratégies d'atténuation des vibrations qui tiennent compte des capacités posturales des utilisateurs, en particulier pour ceux présentant des limitations neuromusculaires. Les implications de cette étude sont significatives pour la conception de FRM et le développement de programmes de réadaptation, visant à améliorer le confort et la santé des utilisateurs. Des recherches futures pourraient se concentrer sur l'évaluation de l'efficacité de ces stratégies dans des conditions réelles d'utilisation, ainsi que sur le développement de technologies innovantes pour l'atténuation des vibrations.

M

Partie IV : Modèles biodynamiques de la transmission vibratoire

Objectifs

1. Quel niveau de complexité (1 à 7 ddl) est nécessaire pour représenter fidèlement la réponse vibratoire du participant utilisant un FRM assis ?
2. Comment dimensionner un modèle FRM-utilisateur, tenant compte des propriétés mécaniques du siège ?



1

Chapitre 1 : Contexte

1 Problématique et hypothèses

Cette partie s'articule autour de trois axes. Premièrement, elle présente une revue des modèles biodynamiques existants qui prédisent la transmission des vibrations chez l'humain assis (Boileau and Rakheja, 1998 ; Griffin, 1990 ; Liang and Chiang, 2006). Deuxièmement, elle discute leur implémentation et leur application au cas particulier de l'utilisateur de fauteuil roulant manuel (FRM), en tenant compte des interactions dynamiques entre l'utilisateur et la structure de l'assise. Enfin, elle ouvre la voie à l'établissement de recommandations pour de futures modélisations spécifiques au FRM, qui pourront être approfondies par les travaux ultérieurs.

La démarche adoptée pour la modélisation de l'utilisateur repose sur une confrontation systématique de modèles de complexité croissante. Elle débute par des architectures simplifiées, à un ou deux degrés de liberté, historiquement considérées comme suffisantes pour représenter la transmissibilité assise-tête aux basses fréquences (Wei and Griffin, 1998). Elle s'étend ensuite à des représentations plus détaillées, à quatre, six ou sept degrés de liberté, développées afin de mieux capturer les dynamiques segmentaires fines (Kumar and Saran, 2019 ; Liang et Chiang, 2006; Weerapong et al., 2021). Ces comparaisons s'appuient sur des données expérimentales acquises dans deux bandes fréquentielles : 3–12 Hz, associée aux résonances globales du tronc et du couple FRM–utilisateur, et 8–80 Hz, où dominent les sollicitations tissulaires locales et les résonances segmentaires (Matsumoto & Griffin, 2000). Pour la modélisation du FRM, les approches proposées dans la littérature ont suivi une logique similaire à celle des modèles masse–ressort–amortisseur, mais introduites plus tardivement. Wang et al. (2018) ont proposé des modèles à 1 et 2 ddl intégrant l'absorption dynamique d'un FRM. Weerapong et al. (2023, 2021) ont représenté le FRM au moyen de modèles à 2 et 4 ddl.

Un modèle original à cinq degrés de liberté a également été élaboré au cours de la thèse. N'apportant pas d'amélioration décisive par rapport aux structures existantes, il est présenté en annexe.

La confrontation de ces architectures permet ainsi d'évaluer si l'accroissement de complexité apporte un gain significatif dans les conditions expérimentales étudiées, tout en confrontant nos propres données aux résultats publiés dans la littérature à travers des modèles de structure comparable.

2 Panorama des architectures

2.1 Modélisation du corps humain assis

2.1.1 Critères de selections

D'après la littérature, la caractérisation biodynamique du sujet assis repose sur des conditions expérimentales standardisées : application de vibrations verticales contrôlées, posture assise de référence, surfaces de contact normalisées et mesures simultanées en plusieurs points du corps (Boileau and Rakheja, 1998; Duarte et al., 2018; El-Khatib et al., 1998; Liang and Chiang, 2006). En cohérence avec ces travaux, et compte tenu des spécificités de notre propre protocole expérimental, Les hypothèses retenues pour la modélisation biodynamique sont les suivantes :

- 1) Les analyses se limitent à la direction verticale, correspondant à la transmission assise-tête. On suppose que l'axe du rachis est confondu avec la verticale de l'excitation.
- 2) Les excitations vibratoires sont de faible amplitude (inférieures à $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$), appliquées sous forme sinusoïdale à balayage ou pseudo-aléatoire.
- 3) La masse corporelle des participants se situe entre 50 et 95 kg, représentative de la population adulte étudiée.
- 4) Les sujets sont assis en position érigée et/ou adossée.
- 5) L'excitation est appliquée dans une plage fréquentielle comprise entre 0,5 et 100 Hz, bien que plus souvent contenu dans la plage 0,5-20 Hz.

Sur la base des hypothèses précédemment énoncées, nous nous concentrons sur six modèles issus de la littérature (Figure 52). Ceux-ci ont été retenus car ils couvrent différents niveaux de complexité (de 1 à 7 degrés de liberté). Les architectures en série de un à quatre degrés de liberté décrivent le corps comme une succession de segments reliés verticalement et constituent une base pour l'étude des résonances globales et locales (Boileau et Rakheja, 1998 ; Wei et Griffin, 1998). Les modèles à six et sept degrés de liberté introduisent des masses en parallèle et des éléments physiologiques internes, tels que la segmentation thoraco-abdominale, ce qui accroît leur sensibilité aux variations morphologiques mais complique leur calibrage (Liang et Chiang, 2006). Tandis que l'architecture d'un modèle à 5 ddl a été détaillé en annexe.

2.1.2 Paramètres dynamiques

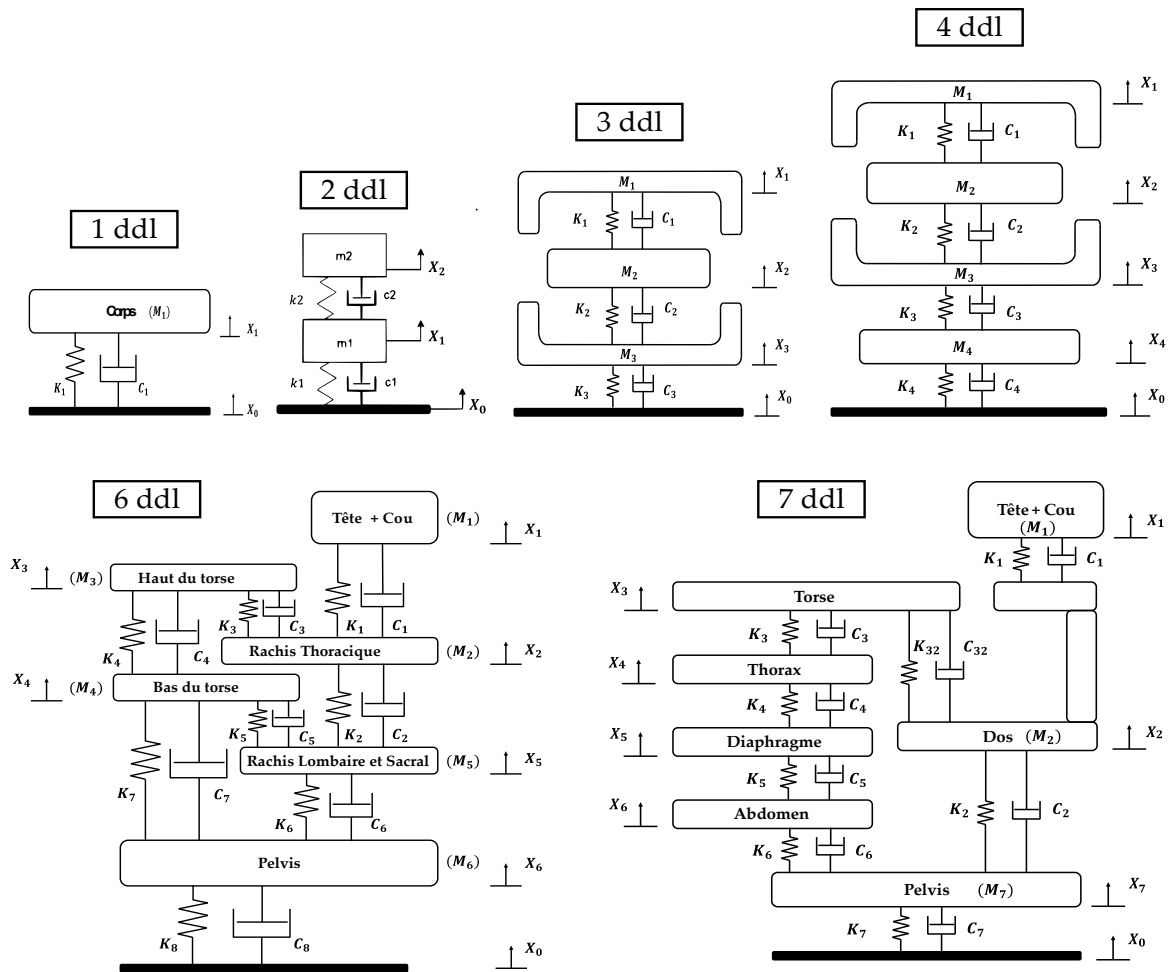


Figure 52 : Modèles dynamiques de la personne assise issus de la littérature, allant de 1 à 7 ddl. Représentation des masses segmentaires (M_i), des coefficients de raideurs (K_i) et d'amortissements (C_i). Les références associées sont : 1 ddl - Coermann (1962) ; 2 ddl - Wei et Griffin (1998) ; 3 ddl - Suggs et al. (1969) ; 4 ddl - Boileau et Rakheja (1998) ; 6 ddl - Kumar et Saran (2019) ; 7 ddl - Patil et al. (1979).

La modélisation dynamique en posture assise ne prend en compte qu'une partie du corps, correspondant à la masse supportée par l'assise. Cela représente environ 73 % de la masse corporelle totale, les pieds, les membres inférieurs et les membres supérieurs n'étant pas intégrés (Bai et al., 2017). Cette masse est ensuite répartie entre les segments définis par le modèle, selon le nombre de ddl choisi. Les valeurs des masses segmentaires, ainsi que les valeurs des raideurs et amortissements, sont directement issus des modèles de référence de la littérature (Boileau and Rakheja, 1998 ; Coermann, 1962; Kumar and Saran, 2019 ; Patil et al., 1977 ; Suggs et al., 1969 ; Wei and Griffin, 1998). Le Tableau 16 synthétise ces valeurs pour les principales architectures allant de 1 à 7 degrés de liberté.

ddl	Segments modélisés	Masses (kg)	Raideurs (kN/m)	Amortissements (Ns/m)	Références associés
1	Corps entier	56,8 ± 9,4	75,5 ± 28,3	3840 ± 1007	Coermann (1962)
2	Corps / Tête	51,3 ± 8,5	74,3 ± 17,4 / 38,4	2807 ± 1007 / 458	Wei et Griffin (1998)
3	Tron inf / Tronc sup / Tête	15,3 ± 2,5 / 36 ± 6 / 5,5 ± 1	40,9 ± 22,7 / ∞ / 74,3 ± 17,4	2806 ± 1000 / ∞ / 318 ± 42	Suggs et al. (1969)
4	Cuisses et jambes sup / Tronc inférieur / Torse et tron sup / Tête et cou	12,8 / 8,6 / 28,5 / 5,3	90 / 162,8 / 183 / 310	2064 / 4585 / 4750 / 400	Boileau et Rakheja (1998)
6	Bassin / rachis lombaire / Bas du tronc / Haut du tronc / rachis thoracique / tête et cou	13,3 / 1,7 / 8,8 / 28,2 / 1 / 5,2	51 / 151 / 101 / 102 / 101 / 101 / 102 / 101	1582 / 1736 / 1653 / 2114 / 1488 / 2059 / 2952 / 2762	Kumar et Saran (2019)
7	Bassin / Abdomen / Diaphragm / Torax / Torse / Dos / Tete	27,2 / 5,9 / 0,5 / 1,4 / 32,8 / 5,5	25,5 / 0,9 / 0,9 / 0,9 / 52,6 / 52,6	371 / 292 / 292 / 292 / 3580 / 3580 / 3580 / 3580	Patil et al. (1979)

Tableau 16 : Description des sept modèles issus de la littérature étudiés. Les paramètres dynamiques caractéristiques de chaque segments modélisés (masse, raideur et amortissement équivalent) sont précisés.

2.2 Modélisation du FRM

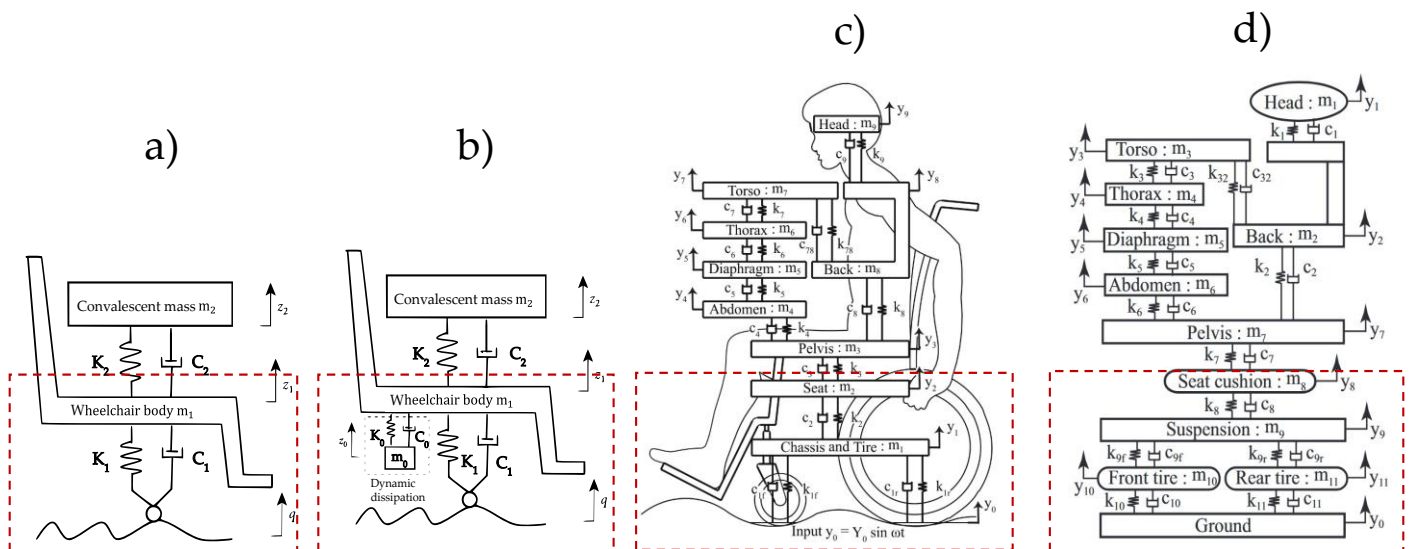


Figure 53 : Modèles dynamiques de FRM associés à des utilisateurs dans la littérature : a) Wang et al. (2018), modèle à 1 ddl ; b) Wang et al. (2018), modèle à 2 ddl avec dissipation dynamique ; c) Weerapong et al. (2021), modèle à 2 ddl ; d) Weerapong et al. (2023), modèle à 4 ddl.

D'après la littérature, les modèles développés pour étudier la dynamique des FRM s'appuient sur des principes similaires à ceux utilisés pour la modélisation de l'utilisateur, puisqu'ils sont directement liés à l'interaction humaine. Une hypothèse supplémentaire doit cependant être considérée : les modèles retenus doivent intégrer la présence d'un utilisateur lors des acquisitions, afin de correspondre à notre protocole expérimental et de suivre les recommandations de Larivière et al. (2023). Recommandations qui soulignent que l'étude d'un FRM à vide diffère significativement de celle réalisée en présence d'un usager. Dans ce cadre, les modèles retenus sont limités aux fauteuils manuels et ont été sélectionnés sur la base des critères suivants :

1. La présence d'un utilisateur intégré dans le système (et non un FRM étudié à vide).
2. Des excitations vibratoires de faible amplitude ($< 5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$), appliquées sous forme sinusoïdale à balayage ou pseudo-aléatoire.
3. Une posture assise standardisée, érigée et/ou adossée.
4. Une plage fréquentielle comprise entre 0,5 et 100 Hz, la plupart des travaux étant toutefois centrés sur 0,5–20 Hz.
5. L'exclusion des fauteuils électriques.

Dans ces conditions, les modèles identifiés dans la littérature présentent des architectures simples, de un à trois degrés de liberté en série. Certains décrivent un comportement dissipatif élémentaire ou enrichi par un dispositif de dissipation dynamique (Wang et al., 2018), tandis que d'autres intègrent une répartition des dissipations entre plusieurs composants du FRM (Weerapong et al., 2021, 2023).

2.2.1 Paramètres dynamiques

La représentation dynamique d'un FRM repose sur l'attribution de paramètres mécaniques globaux, tels que les masses, les raideurs et les coefficients d'amortissement aux éléments qui constituent le FRM. Ces valeurs sont issues des modèles de référence de la littérature (Wang et al., 2018; Weerapong et al., 2021, 2023). Le Tableau 17 synthétise ces valeurs pour les principales architectures allant de 1 à 3 degrés de liberté. A noter que le modèle à 2 ddl retenu (Figure 53) est celui de Weerapong car sa configuration (FRM seul sans éléments dissipatif) est plus proche de la nôtre.

De plus, les raideurs et amortissements des modèles de Weerapong ont des plages de valeurs représentant les types de coussins (à air, à gel et à mousse). Aux vues des modèles de Weerapong (Figure 53) nous avons considéré uniquement la chaîne mécanique passant par les roues arrière, cela car notre étude a étudié que cette chaîne de transmission. Les roues avant reposaient sur une structure fixe.

ddl	Segments modélisés	Masses (kg)	Raideurs (kN/m)	Amortissements (Ns/m)	Références associées
1	FRM	25	98	314	(Wang et al., 2018)
2	Châssis et roue / Assise	16,5 / 1,5	6 / [76-183]	500 / [400-1700]	(Weerapong et al., 2021)
3	Roues arrières / Suspension / Coussin	1,6 / 15 / 1,5	6 / 13,4 / [4-17,4]	500 / 700 / [500-1500]	(Weerapong et al., 2023)

Tableau 17 : Description des trois modèles issus de la littérature étudiés. Les paramètres dynamiques caractéristiques de chaque éléments modélisés (masse, raideur et amortissement équivalent) sont précisés.

2.3 Contraintes paramétriques

Les valeurs de masses, raideurs et amortissements issues de la littérature constituent une base de référence pour initier la modélisation biodynamique. Toutefois, ces paramètres ne sont pas universels : ils ont été identifiés dans des conditions expérimentales spécifiques (type de population, posture, dispositif de mesure) et ne peuvent donc pas être appliqués tels quels au couple fauteuil–usager (Boileau and Rakheja, 1998; Coermann, 1962; Kumar and Saran, 2019; Patil et al., 1977; Suggs et al., 1969; Wei and Griffin, 1998). Ils fournissent des ordres de grandeur utiles, mais nécessitent un recalibrage pour tenir compte de la variabilité individuelle et des spécificités de notre protocole expérimental. À noter que, dans la majorité des études (Tableau 16, Tableau 17), une seule valeur est rapportée issue d’une identification moyenne, sans toujours indiquer d’écart-type, limitant leur généralisation statistique.

C’est pourquoi il est nécessaire d’introduire le concept de contraintes paramétriques : les valeurs issues de la littérature sont utilisées comme centres de référence, mais chaque paramètre est autorisé à varier dans un domaine défini (bornes inférieure et supérieure). Cette approche est couramment adoptée dans les études de modélisation biodynamique : par exemple, Boileau and Rakheja (1998) fixaient une variation de $\pm 10\%$ autour des masses segmentaires afin de respecter la cohérence anthropométrique globale. Dans notre étude, une tolérance plus large, de $\pm 50\%$, a été retenue pour les masses segmentaires afin de mieux refléter la diversité morphologique, les ajustements posturaux et la plage étendue de fréquence (8-80 Hz). Pour les raideurs et les amortissements, les intervalles ont été définis à partir de travaux expérimentaux et de la norme ISO 5982 : 2019 : de 1 000 à 150 000 N/m pour les raideurs, et de 500 à 4 000 Ns/m pour les amortissements (Griffin, 1990; Kazarian, 1972; Mertens, 1978). Cela permet de préserver la plausibilité biomécanique tout en laissant une marge suffisante pour que les modèles puissent s’adapter aux spécificités de notre échantillon et à nos conditions de mesure. Pour les masses, raideurs et amortissements des

éléments du FRM, une tolérance de $\pm 50\%$ autour des valeurs de référence a été retenue. Ce choix, volontairement large et arbitraire, vise à balayer un éventail de cas plausibles en tenant compte des spécificités de notre FRM, de l'élargissement de la bande fréquentielle étudiée et des effets possibles de la posture de l'utilisateur sur la mécanique globale.

3 Optimisation et critères de performance

3.1 Méthode

Les données expérimentales proviennent des courbes de transmissibilité obtenues à partir des signaux d'accélération filtrés dans la bande utile. L'optimisation est conduite individuellement, pour chaque sujet, dans chacune des postures testées et pour chacun des trois essais réalisés, en tenant compte de l'ensemble des courbes expérimentales. La grandeur cible est le module de la transmissibilité.

L'identification des paramètres dynamiques repose sur l'ajustement des masses segmentaires (m_i), des raideurs (k_i) et des amortissements (c_i) dans les équations différentielles du modèle paramétrique :

$$m_i \ddot{x}_i + c_i (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) + k_i (x_i - x_{i-1}) = 0$$

En appliquant une transformée de Fourier, ces équations sont résolues dans le domaine fréquentiel. On en déduit une fonction de transfert reliant l'accélération d'entrée et l'accélération de sortie.

L'algorithme de Levenberg–Marquardt, implémenté via la fonction *lsqcurvefit* de MATLAB a été retenu. Cet algorithme combine la méthode de Gauss–Newton avec un terme de régularisation inspiré de la descente de gradient. Son usage est bien établi dans la littérature pour l'identification paramétrique (Abbas et al., 2010; Rakheja et al., 2010), en raison de sa stabilité numérique, de sa rapidité de convergence.

3.2 Initialisation

L'optimisation consiste ici à ajuster les paramètres mécaniques du modèle (masses, raideurs, amortissements) afin de minimiser l'écart entre les réponses simulées et les mesures expérimentales. Les paramètres mécaniques sélectionnés dans la littérature existante et présentés (Tableau 16, Tableau 17) constituent les valeurs initiales de l'optimisation (Kumar and Saran, 2019; Liang and Chiang, 2006; Wang et al., 2018; Weerapong et al., 2023, 2021). Elles ne sont pas utilisées directement comme points de départ, mais servent à définir les bornes de l'espace paramétrique admissible, en tenant compte d'une tolérance de $\pm 50\%$ (Boileau and Rakheja, 1998; Griffin, 1990).

À l'intérieur de ces bornes, vingt jeux de paramètres initiaux (m_i, k_i, c_i) sont générés aléatoirement et utilisés comme conditions de départ indépendantes pour l'optimisation. Cette approche multi-start permet d'explorer plus largement l'espace paramétrique, de limiter les risques de convergence vers des minima locaux et de vérifier la robustesse des estimations obtenues.

3.3 Evaluation et critère de performance

Chaque condition expérimentale — configuration posturale, plage fréquentielle ou état de santé du sujet — a fait l'objet d'une optimisation indépendante, afin de rendre compte de la variabilité individuelle et contextuelle des réponses biodynamiques. Les paramètres ajustés, contraints dans des bornes physiologiques, sont les masses, raideurs et amortissements équivalents pour chaque segment du modèle. Une fois ces paramètres estimés, ils sont réinjectés dans les équations dynamiques pour recalculer la fonction de transfert du système. Celle-ci fournit, pour chaque fréquence, la transmissibilité théorique entre l'accélération d'entrée et l'accélération de sortie. On obtient ainsi le module (rapport des amplitudes) et la phase (décalage temporel), directement comparables aux mesures expérimentales.

La qualité d'ajustement est appréciée au moyen de deux indicateurs complémentaires. La racine de l'erreur quadratique moyenne (RMSE) mesure l'écart absolu moyen entre les modules de transmissibilités simulés T_s et les modules expérimentaux T_{exp} , selon l'expression

$$RMSE = \sqrt{\left(\frac{1}{N}\right) * \sum (T_{exp} - T_s)^2}. \quad (32)$$

Expression qui permet d'évaluer directement la précision des ajustements (Griffin, 1990; Liang et Chiang, 2006). En complément, le critère ε , ou Goodness-of-Fit (GOF), exprime la part de la variabilité expérimentale expliquée par le modèle (Bendat et Piersol, 2010; Boileau et Rakheja, 1998), selon la formulation

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{\sum \frac{(T_{exp} - T_s)^2}{(N - 2)}}}{\sum (T_{exp}/N)}, \quad (33)$$

où T_{exp} désigne les mesures expérimentales, T_s les valeurs simulées, et N le nombre total de points de comparaison. Ainsi, une valeur de $\varepsilon = 1$ correspond à une concordance parfaite entre modèle et expérience (Boileau et Rakheja, 1998; Kumar et Saran, 2019). L'usage conjoint du RMSE et du GOF assure ainsi une lecture complète de la performance,

combinant une estimation de l'erreur absolue et une appréciation relative de la pertinence du modèle au regard de la dynamique mesurée.

Chapitre 2 : Modélisation de l'utilisateur

Ce chapitre confronte les modèles biodynamiques de 1 à 7 degrés de liberté aux données acquises et présentées dans la *Partie I : Chapitre 1 : Transmissibilité vibratoire : étude basses fréquences (3-12 Hz)*, sur des sujets valides et des utilisateurs de FRM. Les paramètres mécaniques équivalents (masses, raideurs, amortissements) ont été identifiés par optimisation inverse appliquée aux courbes de transmissibilité, conformément aux hypothèses posées au Chapitre 1. Le jeu de paramètres optimisés a ensuite permis de simuler la transmissibilité assise-tête, reconnue comme indicateur de référence dans la littérature, et utilisée ici comme variable de comparaison entre modèles et mesures expérimentales.

1 Etude en basses fréquences (3-12 Hz)

1.1 Méthode

Dans l'approche expérimentale mise en œuvre pour les basses fréquences (3–12 Hz) sur l'Hexalab (présenté *partie III, chapitre 1* du manuscrit). La réponse est évaluée entre les niveaux lombaire (L5) et cervical (C7), reflétant la dynamique globale du tronc soumis à une excitation verticale. La cohorte d'étude est composée de 7 sujets valides sur un FRM de masse 66 ± 10 kg, de taille 175 ± 15 cm, et d'âge 27 ± 2 ans. Les modules de transmissibilité ont été extraits à partir des signaux d'accélération filtrés pour chaque essai par sujet et posture.

1.2 Résultats

1.2.1 Performances des modèles

Le Tableau 18 synthétise les résultats obtenus pour les différents modèles testés (Tableau 16). Les valeurs de RMSE montrent que le modèle à 1 ddl présente les écarts les plus élevés, atteignant $21,0 \pm 13,4$ en posture P1 et $28,3 \pm 15,2$ en posture P2. Le modèle à 2 ddl réduit nettement ces erreurs, avec $14,8 \pm 18,9$ en P1 et surtout $11,8 \pm 11,1$ en P2, ce qui en fait le plus performant. Les modèles plus complexes (3 à 7 ddl) n'apportent pas d'amélioration : leurs RMSE restent supérieurs à ceux du modèle à 2 ddl, et présentent parfois une forte dispersion, comme pour le modèle à 7 ddl en posture P2 ($44,6 \pm 89,1$). L'analyse du GOF confirme ces tendances. Le modèle à 1 ddl présente un GOF de 86% en posture P1 et 84% en posture P2. Le passage à 2 ddl apporte une légère amélioration avec 89% en P1 et 90,7% en P2. Les modèles plus complexes (3 à 7 ddl) présentent des performances similaires, avec

des GOF variant entre 86% et 87,8%. Ces résultats montrent que l'augmentation de la complexité des modèles n'apporte pas d'amélioration significative des performances, tout en augmentant la complexité numérique. Le modèle à 2 ddl semble donc offrir un bon compromis entre précision et simplicité pour les deux postures étudiées. Dans cette optique, seul le modèle à 2 ddl est tracé.

	Posture de repos (p1)		Posture redressée (p2)	
	RMSE	GOF	RMSE	GOF
1 ddl	21,0 ± 13,4	86,0 ± 3,6	28,3 ± 15,2	84,5 ± 6,0
2 ddl	14,8 ± 18,9	89,4 ± 4,6	11,8 ± 11,1	90,7 ± 3,7
3 ddl	18,3 ± 12,6	87,0 ± 4,6	23,7 ± 18,8	86,2 ± 7,0
4 ddl	20,3 ± 14,0	86,2 ± 4,6	23,0 ± 15,1	86,0 ± 6,1
5 ddl	19,5 ± 14,5	86,7 ± 4,8	21,9 ± 16,3	86,9 ± 6,1
6 ddl	19,1 ± 13,3	86,7 ± 4,2	21,4 ± 16,9	86,7 ± 6,7
7 ddl	21,2 ± 28,9	87,8 ± 6,2	44,6 ± 89,1	86,3 ± 9,9

Tableau 18 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 7 degrés de liberté. Les résultats sont présentés pour deux postures : posture de repos (p1) et posture redressée (p2) entre L5 et C7 sur la bande de fréquences [3-12] Hz.

1.2.2 Analyse des paramètres mécaniques

	M ₁ (kg)	M ₂ (kg)	K ₁ (N/m)	K ₂ (N/m)	C ₁ (Ns/m)	C ₂ (Ns/m)
Posture 1	34,5 ± 6,10	6,2 ± 3,1	113 141 ± 55 193	56 759 ± 56 625	3870,96 ± 714,97	4540,00 ± 785,57
	40,7 ± 13,6	8,4 ± 6,1	118 361 ± 37 019	47 999 ± 59 783	2748,33 ± 993,65	2684,08 ± 2436,82
Wei and Griffin, 1998	51,3 ± 8,5	10,7	74 300 ± 17 400	38 400	2807 ± 1007	458

Tableau 19 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 2 ddl de Wei and Griffin (1998), (masses M, raideurs K et amortissements C) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence (Wei and Griffin, 1998)

Le Tableau 19 montre que les paramètres mécaniques identifiés sont globalement du même ordre de grandeur que ceux rapportés par Wei and Griffin (1998). Dans l'ensemble, les masses et raideurs se situent dans les mêmes ordres de grandeur que ceux rapportés dans la littérature. La masse principale M₁ varie de 34,5 kg en posture de repos à 40,7 kg en posture redressée, contre 51,3 kg pour Wei and Griffin (1998). La masse secondaire M₂ suit une tendance similaire, variant entre 6,2 et 8,4 kg contre 10,7 kg pour Wei and Griffin (1998). Les raideurs K₁ et K₂ restent stables entre les deux postures (≈113–118 kN/m et ≈48–57

kN/m), et proches des valeurs de référence (74 kN/m et 38 kN/m). La principale différence concerne les coefficients d'amortissement. C_1 se situe dans la même gamme que la référence ($\approx 2700\text{--}3800$ Ns/m contre 2807 Ns/m), tandis que C_2 présente des valeurs nettement plus élevées ($\approx 2684\text{--}4540$ Ns/m contre 458 Ns/m).

Entre les deux postures, les masses et raideurs restent relativement stables : la masse principale M_1 augmente d'environ 18 % (de 34,5 à 40,7 kg), tandis que les coefficients d'amortissement diminuent de -29 % pour C_1 et -41 % pour C_2 . Les raideurs K_1 et K_2 restent proches de celles observées en posture de repos, avec une stabilité générale et seulement une légère hausse de K_1 (+4,6 %). La dispersion interindividuelle est particulièrement marquée pour les amortissements, avec un écart-type atteignant près de 91 % de la valeur moyenne de C_2 en posture redressée.

1.2.3 Courbes de transmissibilités

La Figure 54 et la Figure 55 présentent les résultats de transmissibilité entre L5 et C7 en basses fréquences (3–12 Hz), pour un modèle à 2 ddl ajusté aux données expérimentales.

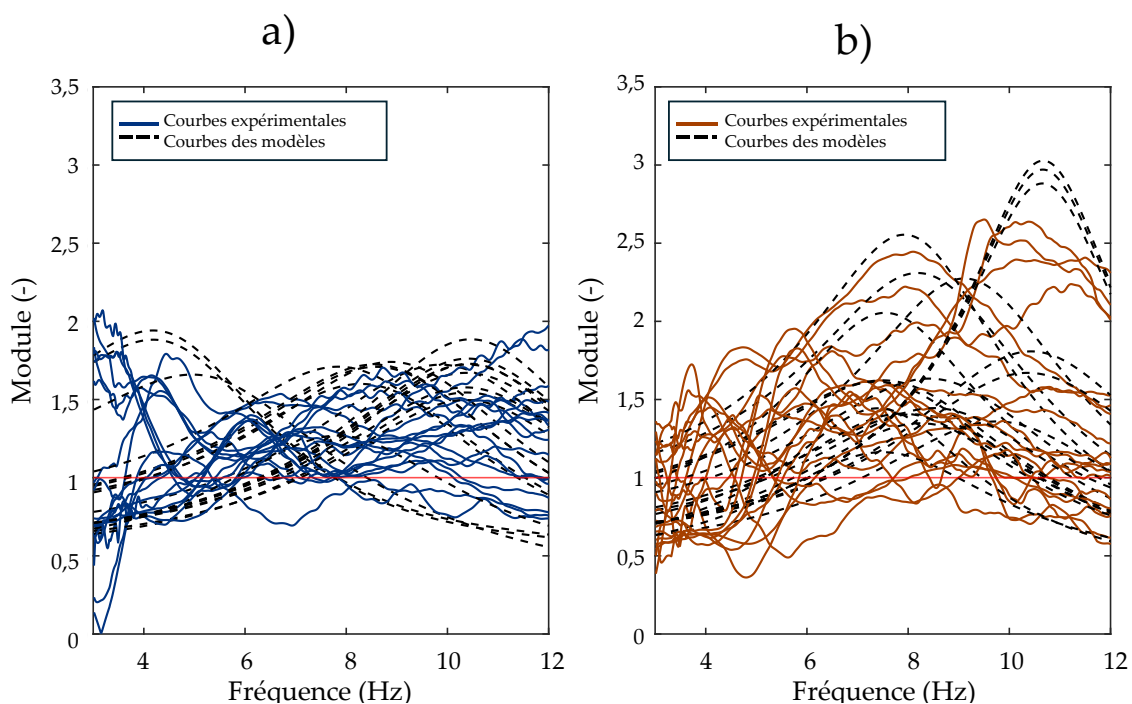


Figure 54 : Modules individuels entre L5-C7 pour le modèle à 2 ddl (courbes pointillées) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; pour les positions : a) de repos (p1-bleu) et b) redressée (p2-orange).

En posture p1 (Figure 54-a), les courbes expérimentales montrent une dispersion importante entre participants, avec des valeurs comprises entre 0,5 et 2,5 selon la fréquence. Les simulations du modèle suivent des tendances similaires, également réparties dans cette plage de variabilité. En posture p2 (Figure 54-b), les courbes expérimentales présentent une

variabilité plus marquée, certaines courbes atteignant des valeurs supérieures à 2,5 autour de 8–10 Hz. Les courbes simulées du modèle se distribuent de manière parallèle aux données expérimentales, tout en restant comprises dans l'intervalle général des mesures.

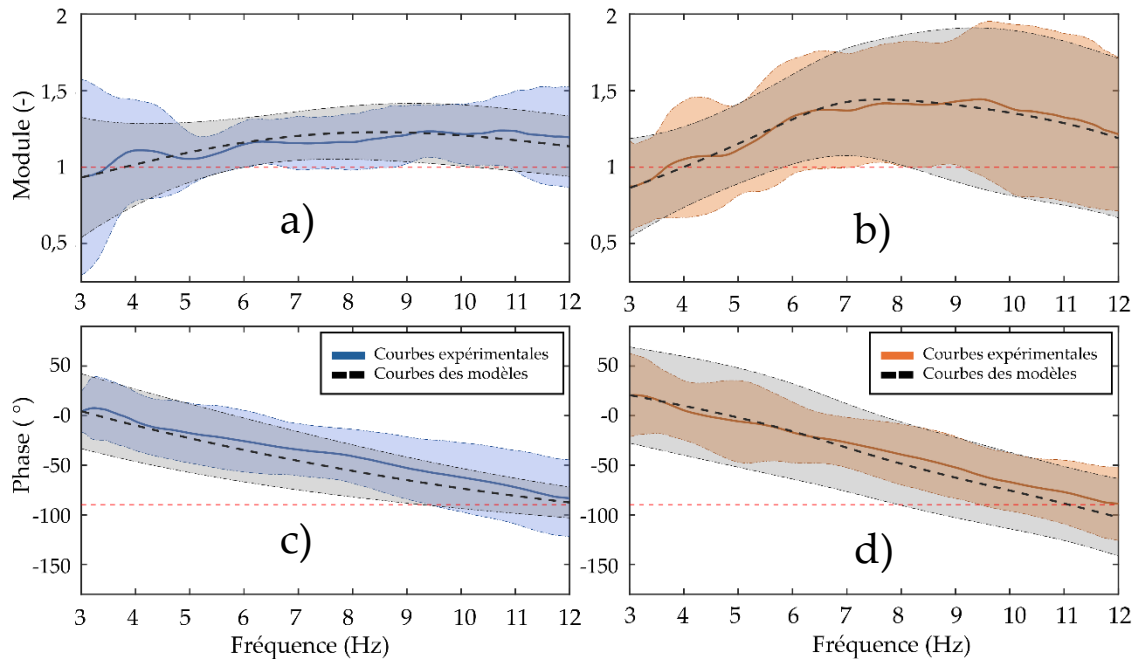


Figure 55 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et C7, avec écart-type (68 %). Pour le modèle 2 ddl (pointillé noir) ajusté aux participants valides (trait plein). Résultats sur la bande [3–12] Hz, avec : a) module posture de repos (P1), b) module posture redressée (P2), c) phase posture de repos.

En posture p1 (Figure 55-a), les courbes du modèle à 2 ddl suivent globalement la tendance des courbes expérimentales. Le modèle restitue correctement le niveau moyen du module autour de 1 dans la bande [4–7] Hz. En posture p2 (Figure 55-b) le modèle capte également la progression du module entre 4 et 9 Hz, mais reste en dessous des valeurs expérimentales lorsque le module dépasse 1,4. Dans les deux cas, la variabilité interindividuelle expérimentale est plus large que celle des modèles.

Pour la phase (Figure 55-c et Figure 55-d), le modèle reproduit la décroissance initiale entre 3 et 6 Hz, avec une pente proche de celle observée expérimentalement. Cependant, à partir de 7 Hz, les courbes simulées poursuivent leur décroissance linéaire, alors que les données expérimentales tendent à se stabiliser autour de -80° à -100° . La cohérence est donc correcte dans la zone basse fréquence, mais le modèle s'écarte progressivement des mesures au-delà de 8–9 Hz.

1.3 Discussion

Nos données, issues d'essais sur des participants valides dans des conditions contrôlées, montrent qu'un modèle biodynamique à 2 ddl constitue un compromis pertinent entre

précision et simplicité. Il atteint des GOF supérieurs à 89 % dans les deux postures, supérieur au GOF du modèle à 1 ddl et sans gain notable avec des modèles plus complexes (≥ 3 ddl). La comparaison avec la littérature, présentée au Tableau 20, confirme que ce modèle à 2 ddl rend compte de la dynamique tronc–bassin avec une précision comparable voir supérieure sur les données STHT (Wei and Griffin, 1998).

Étude	ddl	Segments	Hz	Cibles dynamiques	GOF	Population	Age, masse, taille
Wei & Griffin (1998)	2	Tronc ↔ bassin	3–20	STHT, DPM, AM	$\approx 72\%$, 87 %, 79%	8 sujets valides	$\bar{a}=35$ ans, $\bar{m}=64$ kg
Etude en cours	2	Tronc ↔ bassin	3–12	STHT	$\geq 89\%$	7 sujets valides sur un FRM	$\bar{a}=27$ ans, $\bar{m}=68$ kg, $\bar{t}=176$ cm

Tableau 20 : Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 2 ddl (tronc–bassin) entre l’étude de Wei and Griffin (1998) et l’étude en cours : nombre de ddl, segments représentés, plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, qualité d’ajustement (GOF) et caractéristiques des populations expérimentales.

Pour des mesures entre L5 et C7 dans la plage 3–12 Hz, la dynamique globale du tronc peut donc être représentée de façon robuste par un modèle à 2 ddl. Ce résultat, cohérent avec les tendances rapportées par Matsumoto et Griffin, (2001) et Wei et al. (2006), doit toutefois être interprété avec prudence compte tenu des différences de population et de protocole. Le modèle à 2 ddl capture aussi les effets de la posture : en posture redressée, M_1 augmente de 18 % et les amortissements C_1 et C_2 diminuent de 29 % et 41 %, traduisant un engagement musculaire accru et une réduction de la dissipation. La variabilité interindividuelle reste élevée, notamment pour l’amortissement (jusqu’à 91 % de la valeur moyenne de C_2), ce qui rejoint les observations de Griffin (1990) et plaide pour des approches individualisées. Le modèle restitue correctement la tendance des courbes du module expérimentale entre 4 et 9 Hz, mais avec légère sous-estimation de l’amplitude au niveau pic et un lissage des irrégularités, effet attendu pour ce type de modélisation (Boileau et Rakheja, 1998). Comparées aux valeurs de Wei and Griffin (1998), les masses identifiées (M_1 et M_2) demeurent du même ordre de grandeur, tandis que les amortissements apparaissent plus élevés, probablement en raison des spécificités du protocole (population, plage fréquentielle élargie, conditions posturales contrôlées). Ces résultats rejoignent par ailleurs les tendances mises en évidence dans nos mesures expérimentales globales, confirmant qu’en posture redressée la dissipation diminue au profit d’une sollicitation musculaire accrue et d’une absorption mécanique réduite.

2 Etude en hautes fréquences (8-80 Hz)

2.1 Méthode

Dans l'approche expérimentale mise en œuvre pour les hautes fréquences (8-80 Hz) sur le *Bibrate*, la réponse vibratoire est notamment mesurée entre l'assise et C7, transmissibilité proche de la STHT de la littérature, mise en avant comme grandeur d'intérêt de notre étude. Les mesures ont été réalisées à la fois sur des participants valides et sur des participants utilisateurs de FRM, dans une deux postures (présenté *partie III, chapitre 2* du manuscrit).

2.2 Sujets valides

Le groupe d'étude pour cette partie est de cohorte : sept sujets valides (27 ± 1 ans, 177 ± 5 cm, 75 ± 8 kg).

2.3 Résultats

2.3.1 Performances des modèles

	Posture 1		Posture 2	
	RMSE	GOF	RMSE	GOF
1 ddl	528.5 ± 640.7	56.7 ± 15.8	309.2 ± 217.1	51.2 ± 12.3
2 ddl	754.3 ± 1011.5	51.9 ± 16.1	366.5 ± 427.4	53.0 ± 12.0
3 ddl	467.6 ± 755.3	67.8 ± 14.2	138.1 ± 145.2	71.6 ± 10.1
4 ddl	518.9 ± 827.6	63.7 ± 16.0	224.2 ± 237.1	63.2 ± 12.8
5 ddl	477.1 ± 764	65.9 ± 15,1	184.3 ± 188,8	66.3 ± 13,2
6 ddl	576.0 ± 934.8	62.7 ± 17.7	264.6 ± 381.5	64.4 ± 15.3
7 ddl	1076.5 ± 1493.6	43.7 ± 16.2	460.1 ± 673.7	50.6 ± 13.4

Tableau 21 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 7 degrés de liberté. Les résultats sont présentés pour deux postures : posture de repos (p1) et posture redressée (p2) entre la tête d'expansion et L5 sur la bande de fréquences [8-80] Hz.

L'examen des critères montre que les modèles à 1 ou 2 ddl restituent mal la réponse mesurée ($GOF < 57\%$, $RMSE > 300$). Le modèle à 3 ddl constitue le premier niveau de complexité offrant un ajustement satisfaisant, avec un GOF moyen de 68 % en posture adossée et de 72 % en posture redressée, associé à une nette baisse du RMSE (468 en P1, 138

en P2). Les modèles à 4 et 5 ddl donnent des performances proches mais sans gain supplémentaire, tandis qu'une complexité accrue (≥ 6 ddl, notamment 7 ddl) entraîne une dégradation du GOF et une instabilité numérique.

2.3.2 Analyse des paramètres mécaniques

Le Tableau 23 présente les paramètres identifiés pour le modèle à trois degrés de liberté dans les deux postures, comparés aux valeurs de référence de Suggs et al. (1969).

La masse principale M_1 varie de 7,5 kg en posture p1 à $13,5 \pm 8,2$ kg en posture p2, contre $15,3 \pm 2,5$ kg pour Suggs. La masse secondaire M_2 suit une tendance disparate, variant entre 18 et 54 kg contre 36 ± 6 kg pour Suggs. La troisième masse M_3 reste stable autour de 3,2–3,3 kg, en deçà de la valeur rapportée par Suggs ($5,5 \pm 1,0$ kg).

Du côté des raideurs, K_1 diminue fortement entre les deux postures ($61,3 \rightarrow 20,5$ kN/m), tandis que Suggs rapportait une valeur moyenne de $40,9 \pm 22,7$ kN/m. K_2 progresse ($150 \rightarrow 223,1$ kN/m), bien qu'aucune valeur de comparaison ne soit disponible dans la référence. K_3 reste stable (≈ 80 kN/m), très proche de la valeur rapportée par Suggs ($74,3 \pm 17,4$ kN/m).

Concernant les amortissements, C_1 reste dans la même gamme que la référence (≈ 2900 – 4200 Ns/m contre 2806 ± 1000 Ns/m). C_2 , en revanche, atteint des valeurs largement supérieures ($\approx 10\,500$ – $13\,500$ Ns/m, contre aucune donnée disponible chez Suggs). Enfin, C_3 se situe au même ordre de grandeur que la valeur de Suggs (≈ 300 Ns/m contre 318 ± 42 Ns/m)

	Masses (kg)			Raideur (kN/m)			Amortissement (Ns/m)		
	M1	M2	M3	K1	K2	K3	C1	C2	C3
Posture 1	$7,5 \pm 0$	$18,0 \pm 0$	$3,3 \pm 0,5$	$61,35 \pm 0,0$	$150 \pm 0,0$	$81,7 \pm 40,7$	$4209 \pm 0,0$	$13500 \pm 8215,8$	$299,7 \pm 164,2$
Posture 2	$13,5 \pm 8,2$	$54,0 \pm 0,0$	$3,2 \pm 0,6$	$20,5 \pm 0,0$	$223,1 \pm 128,9$	$80,4 \pm 33,4$	$2907 \pm 864,9$	$10500 \pm 6708,2$	$324,3 \pm 114,3$
Suggs et al. (1969)	$15,3 \pm 2,5$	36 ± 6	$5,5 \pm 1$	$40,9 \pm 22,7$	-	$74,3 \pm 17,4$	2806 ± 1000	-	318 ± 42

Tableau 22 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 3 ddl de Suggs et al. (1969), (masses M, raideurs K et amortissements C) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence de Suggs et al. (1969)

2.3.3 Courbes de transmissibilités

En posture p1 (Figure 56-a), les simulations du modèle à 3 ddl suivent la tendance générale et reproduisent globalement la posture des résonances, mais peinent à restituer l'amplitude des pics marqués, en particulier autour de 12–15 Hz et 25 Hz. En posture p2

(Figure 56-b), la dispersion s'accroît, certaines courbes dépassant 2,5 vers 20 Hz. Le modèle conserve une forme comparable et se superpose partiellement aux mesures, mais avec un lissage des fluctuations locales et une sous-estimation des maxima expérimentaux.

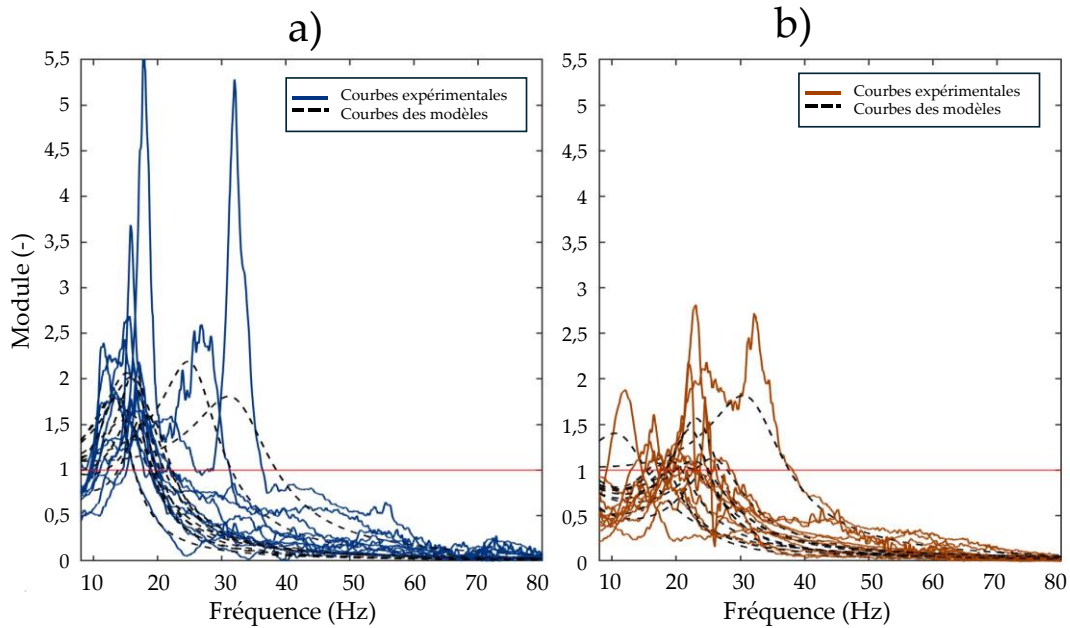


Figure 56 : Modules individuels entre L5-C7 pour le modèle à 3 ddl (courbes pointillées) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; pour les positions : de repos (p1-bleu) et redressée (p2-orange)

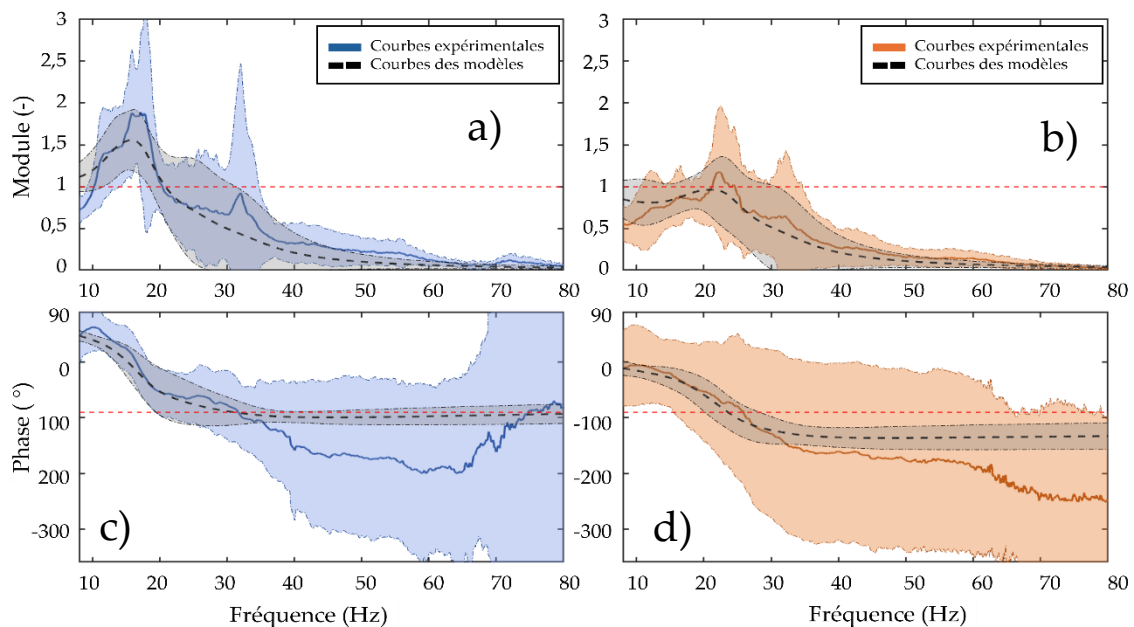


Figure 57 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et C7, avec écart-type (68 %). Pour le modèle 3 ddl (pointillé noir) ajusté aux participants valides (trait plein). Résultats sur la bande [8–80] Hz, avec : a) module posture de repos (P1), b) module posture redressée (P2), c) phase posture de repos.

En posture p1 (Figure 57-a), le module s'élève à partir de 10 Hz, atteint un maximum marqué entre 12 et 15 Hz, puis décroît progressivement au-delà de 30 Hz. Le modèle reproduit correctement cette évolution et situe bien la résonance principale, mais sous-estime son amplitude et lisse les oscillations locales observées entre 35 et 45 Hz. En posture p2 (Figure 57-b), le maximum se décale vers 18–20 Hz, avec une décroissance ensuite plus progressive ; le modèle suit la tendance générale mais atténue les amplitudes des pics, tout en restant inclus dans l'intervalle expérimental. Pour la phase (Figure 57-c et Figure 57-d), les mesures montrent une décroissance régulière de 0° jusqu'à environ -200° avec la fréquence. Le modèle reproduit bien cette pente jusqu'à 30 Hz, mais tend ensuite à se stabiliser sans poursuivre la diminution, ce qui marque une limite importante de sa restitution.

2.4 Discussion

Nos résultats confirment que le modèle biodynamique à 3 ddl permet de représenter de manière pertinente la dynamique segmentaire du tronc. La comparaison avec les travaux de Suggs et al. (1969) au Tableau 23 montre une cohérence générale mais des GOF plus faibles dans notre étude, ce qui s'explique par l'extension de la bande fréquentielle (jusqu'à 80 Hz contre 20 Hz). Cette sensibilité accrue aux hautes fréquences rejoint les observations de (Mansfield et Griffin, 2002), qui soulignent la dépendance des résonances au-delà de 20 Hz à la morphologie et à la posture individuelle.

Étude	ddl	Segment s	Hz	Cibles dynamiques	GOF	Population	Age, masse
Suggs et al. (1969)	3	Tronc↔ bassin	3–20	STHT, DPM, AM	$\approx 89\%$, 67 %, 86 %	12 sujets valides	$\bar{a}=28$ ans, $\bar{m}=74$ kg, $\bar{t}=178$ cm
Etude en cours	3	Tronc↔ bassin	8–80	STHT	$\leq 68\%$	10 sujets valides sur un FRM	$\bar{a}=27$ ans, $\bar{m}=70$ kg, $\bar{t}=172$ cm

Tableau 23 : Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 3 ddl (tronc-bassin) entre l'étude de Suggs et al. (1969) à l'étude en cours : nombre de ddl, segments représentés, plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, qualité d'ajustement (GOF) et caractéristiques des populations expérimentales.

L'analyse des paramètres mécaniques révèle des tendances cohérentes avec la littérature : en posture redressée, la masse centrale et la raideur augmentent, traduisant une rigidification active du tronc et un déplacement des fréquences propres vers le haut, tandis que les amortissements diminuent, confirmant une dissipation réduite (Kumar and Saran, 2019). À l'inverse, en posture adossée, les résonances se déplacent vers des fréquences plus

basses avec un amortissement accru, reflétant une contribution plus importante des structures passives (dossier, tissus mous).

Le modèle suit correctement la tendance des courbes de transmissibilité et localise les principales résonances, mais avec une sous-estimation des amplitudes et un lissage des irrégularités locales au-delà de 40 Hz, limite déjà décrite dans d'autres approches simplifiées (Boileau et Rakheja, 1998). Comparées aux valeurs des travaux de Suggs, les masses restent du même ordre de grandeur, mais les amortissements apparaissent plus élevés, probablement en lien avec les spécificités méthodologiques (plage fréquentielle élargie, protocole sur FRM, population plus jeune et plus légère).

3 Participants utilisateurs de FRM

3.1 Méthode

Le groupe d'étude pour cette partie est une cohorte : cinq utilisateurs de FRM (52 ± 8 ans, 162 ± 15 cm, 77 ± 14 kg). Trois participants présentaient une lésion médullaire incomplète (L5, T10–T12, T7–T12), dont deux avaient bénéficié d'une ostéosynthèse (T3–L5 ou dorsolombaire). Les deux autres participants présentaient une atteinte neurologique non médullaire : un accident vasculaire cérébral pour l'un et une paralysie cérébrale (maladie de Little) pour l'autre.

3.2 Résultats

3.2.1 Performances des modèles

L'analyse des critères de performance montre que les modèles à 1 et 2 ddl donnent des GOF inférieurs à 56 %, avec des RMSE élevés, atteignant 1752 en P1 pour le modèle à 2 ddl. Le modèle à 4 ddl présente un GOF moyen de 62,5 % en P2 et un RMSE de $97,4 \pm 125,2$. Le modèle à 5 ddl affiche des valeurs proches, avec un GOF de 62,3 % et un RMSE de $87,4 \pm 100$. Le modèle à 6 ddl atteint un GOF de 67,4 % en P2. Le modèle à 7 ddl se caractérise par une baisse des performances avec des valeurs de GOF plus faibles et une variabilité accrue.

ddl	P1 : adossé		P2 : relevé	
	RMSE	GOF	RMSE	GOF
1	726,1 ± 274,1	55,9 ± 10,8	155 ± 168,5	49,9 ± 7,8
2	1752 ± 1274,7	39,3 ± 16	123,6 ± 146	57,8 ± 10,3
3	2028,5 ± 2605	43,9 ± 17,1	150,3 ± 239,4	61,9 ± 16,2
4	1420,9 ± 1520,1	50,8 ± 8,8	97,4 ± 125,2	62,5 ± 4,5
5	1151,4 ± 978,5	51,9 ± 5,7	87,4 ± 100	62,3 ± 6,8
6	1526 ± 1415	48,4 ± 14,2	86,4 ± 116,1	67,4 ± 10,7
7	2846,1 ± 2464,2	28,7 ± 19,9	137,5 ± 183,3	58,5 ± 12,4

Tableau 24 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 7 degrés de liberté. Les résultats sont présentés pour deux postures : posture de repos (p1) et posture redressée (p2) entre la tête d'expansion et L5 sur la bande de fréquences [8-80] Hz.

3.2.2 Analyse des paramètres mécaniques

Le Tableau 25 présente les paramètres identifiés pour le modèle à quatre degrés de liberté dans les deux postures, comparés aux valeurs de référence de Boileau et Rakheja (1998).

En posture p1, la masse totale modélisée atteint $38,3 \pm 13,1$ kg, dominée par m_1 ($14,1 \pm 7,0$ kg, contre 12,8 kg chez Boileau) et m_3 ($14,7 \pm 1,0$ kg, contre 28,5 kg). En posture p2, cette masse totale augmente fortement à $71,3 \pm 16,2$ kg, avec une contribution majeure de m_2 (12,9 kg contre 8,6 kg) et surtout de m_3 ($32,5 \pm 13,7$ kg, contre 28,5 kg), tandis que m_4 ($7,1 \pm 1,8$ kg) reste proche de la valeur de référence (5,3 kg).

Concernant les raideurs, k_1 progresse de $99,8 \pm 48,2 \rightarrow 133,9 \pm 2,5$ kN/m, très proche de la valeur des travaux de Boileau et Rakheja (1998) (90 kN/m). k_2 suit la même tendance ($160,5 \rightarrow 236,7$ kN/m, contre 162,8 kN/m). k_3 augmente également ($164,7 \rightarrow 254,4$ kN/m) et reste du même ordre que la référence (183 kN/m). En revanche, k_4 chute de $416,9 \rightarrow 217$ kN/m, en dessous de la valeur rapportée (310 kN/m).

Les amortissements restent dans le même ordre de grandeur que ceux rapportés par Boileau et Rakheja (1998) : c_1 (2270–2096 Ns/m, contre 2064 Ns/m), c_2 ($4127 \rightarrow 3209$ Ns/m, contre 4585 Ns/m) et c_3 ($4332 \rightarrow 2963$ Ns/m, contre 4750 Ns/m). Seul c_4 (270–280 Ns/m) apparaît plus faible que la valeur de référence (400 Ns/m).

(kg)	Boileau et Rakheja			(N/m)	Boileau et Rakheja			(Ns/m)	Boileau et Rakheja		
	p1	p2			p1	p2			p1	p2	
m_1	14,1 ± 7,0	18,8 ± 0,7	12,8	k_1	99,8 ± 48,2	133,9 ± 2,5	90	c_1	2270,4 ± 1130,5	2095,6 ± 1034,4	2064
m_2	6,0 ± 3,9	12,9 ± 0,0	8,6	k_2	160,5 ± 81,6	236,7 ± 15,3	162,8	c_2	4126,5 ± 2511,3	3209,5 ± 2050,5	4585
m_3	14,7 ± 1,0	32,5 ± 13,7	28,5	k_3	164,7 ± 100,2	254,4 ± 23,9	183	c_3	4331,8 ± 2552,4	2963,4 ± 392,9	4750
m_4	3,5 ± 1,2	7,1 ± 1,8	5,3	k_4	416,9 ± 65,9	217 ± 138,6	310	c_4	270,3 ± 154,5	280,0 ± 178,9	400

Tableau 25 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 4 ddl de Boileau and Rakheja (1998), (masses M, raideurs K et amortissements C, moyenne ± écart-type) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence (Boileau and Rakheja, 1998)

3.2.3 Courbes de transmissibilités

La Figure 58 et la Figure 59 illustrent la qualité de l'ajustement du modèle à 4 ddl entre L5 et C7 dans la bande 8–80 Hz.

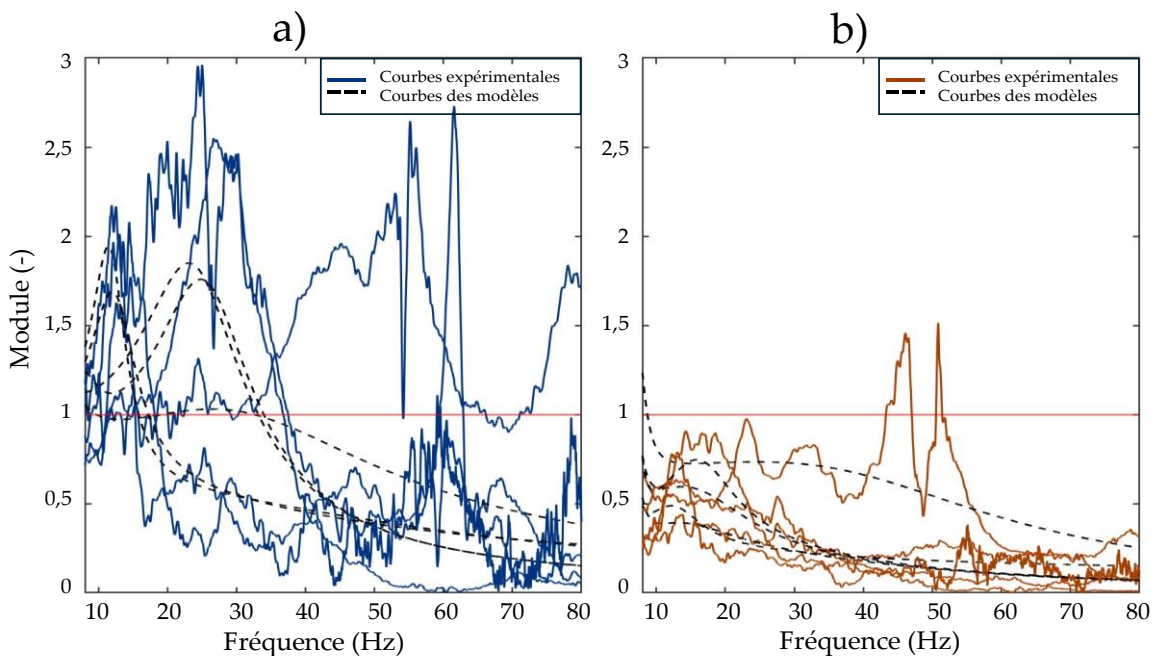


Figure 58 : Modules individuels entre L5-C7 pour le modèle à 4 ddl (pointillé noir) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; ; pour les positions : a) de repos (p1-bleu) et b) redressée (p2-orange).

En posture p1 (Figure 58-a), les courbes expérimentales présentent une variabilité marquée, avec plusieurs pics situés entre 15 et 30 Hz et des amplitudes atteignant ponctuellement 2. Le modèle restitue correctement la posture des résonances principales, mais sous-estime leurs amplitudes maximales et lisse les irrégularités locales, notamment au-delà de 35 Hz. En posture p2 (Figure 58-b), la dispersion interindividuelle reste importante, certaines courbes dépassant 1,5 autour de 20 Hz. Les courbes du modèle conservent une tendance générale comparable, reproduisant le déplacement des pics vers les hautes fréquences, mais atténuent systématiquement les maxima observés expérimentalement.

La Figure 59 complète cette lecture. En posture p1 (Figure 59-a), la courbe du modèle suit l'évolution globale, avec une enveloppe simulée incluse dans l'intervalle expérimental, mais atténue la hauteur du pic principal et lisse les fluctuations secondaires. La courbe expérimentale présente bien deux pics de résonances. En posture p2 (Figure 59-b), la simulation reproduit bien la tendance décroissante de la courbe expérimentale, mais reste en deçà des amplitudes mesurées. Pour la phase (Figure 59-c et Figure 59-d), le modèle restitue correctement cette pente négative jusqu'à 30–40 Hz, mais tend ensuite à se stabiliser autour de -100° , alors que les mesures poursuivent leur décroissance.

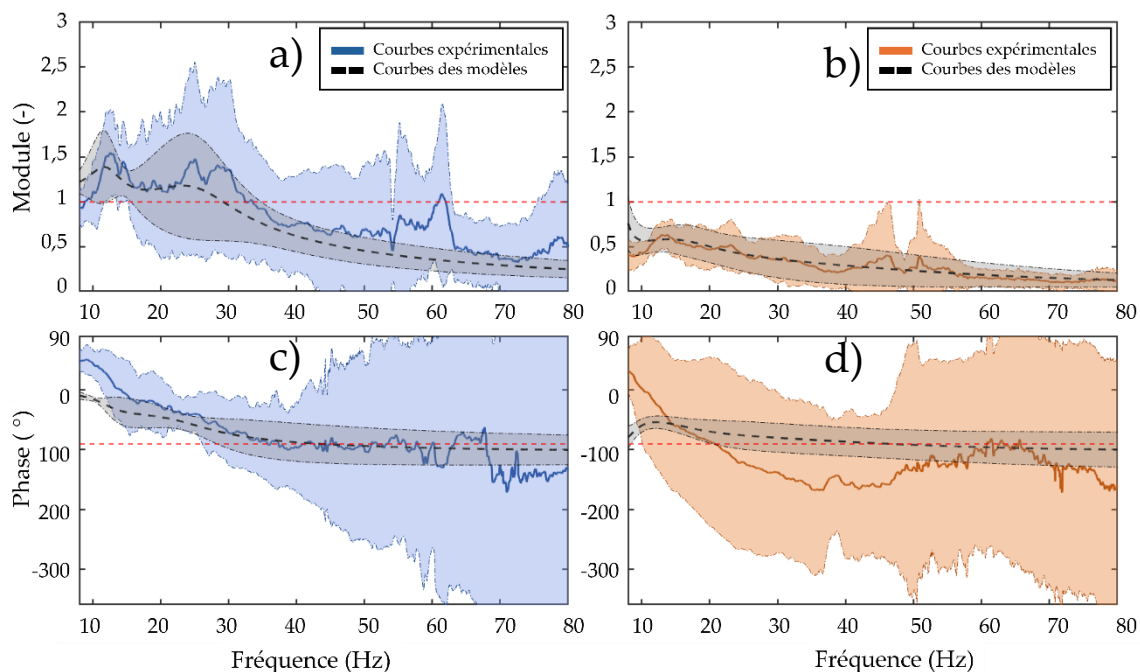


Figure 59 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et C7, avec écart-type (intervalle de confiance à 68 %). Pour le modèle 4 ddl (pointillé noir) ajusté aux participants utilisateurs de FRM (trait plein). Résultats sur la bande [8–80] Hz, avec : a) module posture de repos (P1), b) module posture redressée (P2), c) phase posture de repos.

3.2.4 Discussion

La comparaison avec Boileau and Rakheja (1998) au Tableau 26 montre des écarts marqués : leur modèle à 4 ddl (2–30 Hz) atteint des GOF de 77–87 %, alors que notre étude plafonne à ≤ 50 %. Ces différences s’expliquent à la fois par la plage fréquentielle élargie (8–80 Hz) et par la population plus âgée et spécifique (utilisateurs de FRM), moins homogène que les sujets jeunes et valides étudiés par Boileau and Rakheja (1998).

Étude	ddl	Segments	Hz	Cibles dynamiques	GOF	Population	Age, masse, taille
Boileau et al., (1998)	4	Tête, thorax, abdomen, bassin	2–30	STHT, DPM, AM	≈ 77 %, 80 %, 87 %	7 sujets valides	$\bar{a}=33$ ans, $\bar{m}=72$ kg, $\bar{t}=174$ cm
Etude en cours	3	Tronc↔ bassin	8-80	STHT	≤ 50 %	5 participants utilisateurs de FRM	$\bar{a}=52$ ans, $\bar{m}=77$ kg, $\bar{t}=162$ cm

Tableau 26: Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 4 ddl (tronc–bassin) entre l’étude de Boileau and Rakheja (1998) et l’étude en cours : nombre de ddl, segments représentés, plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, d’ajustement (GOF) et caractéristiques des populations expérimentales

L’analyse des paramètres mécaniques met en évidence des évolutions posturales nettes entre la posture p1 et la posture p2. En posture redressée, les masses m_2 (tronc supérieur) et m_3 (tronc inférieur) augmentent fortement, entraînant presque un doublement de la masse totale modélisée (35,3 kg en p1 contre 69,9 kg en p2), bien au-delà des répartitions rapportées par Boileau et Rakheja (1998) pour des profils sains. Cette redistribution traduit un engagement accru des segments supérieurs, probablement pour compenser un déficit de stabilité passive. Les raideurs k_1 et k_2 augmentent modérément en p2, atteignant ou dépassant les valeurs de référence, tandis que k_3 et k_4 chutent nettement, contrairement aux profils sains où elles restent élevées. Cela suggère un relâchement ou une perte de contrôle segmentaire actif dans la région thoracique et cervicale, compensée par une augmentation de masse et un amortissement élevé. Les coefficients d’amortissement sont globalement supérieurs aux valeurs de référence en P1, traduisant une dissipation tissulaire importante, possiblement liée à une raideur musculaire passive ou à des adaptations protectrices. En p2, ils diminuent légèrement mais restent élevés, limitant la transmission des hautes fréquences tout en réduisant la sélectivité fréquentielle. Par rapport aux sujets sains, la posture redressée ne s’accompagne donc pas d’une rigidification homogène et d’une baisse de l’amortissement, mais plutôt d’un transfert de charge vers les segments proximaux et d’une réduction de la rigidité distale. Le déplacement des fréquences propres reste moins

marqué, et la réponse fréquentielle conserve des irrégularités liées à la variabilité interindividuelle et aux stratégies compensatoires, confirmant la nécessité d'intégrer des paramètres à la fois dépendants de la posture et spécifiques à la pathologie pour décrire fidèlement la transmissibilité vibratoire.

3

Chapitre 3 : Modélisation du FRM

Si les essais précédents permettent d'analyser la dynamique du couple FRM–utilisateur, ils ne distinguent pas explicitement la contribution propre du FRM. Le Chapitre 3 s'attache donc à caractériser la réponse vibratoire du FRM, *Progeo Excel Alu*, utilisé par l'ensemble des sujets valides lors des essais. Les mesures ont été réalisées entre la source vibratoire sur la tête d'expansion et le châssis du FRM ou au niveau lombaire (L5) des sujets, selon la plage de fréquences. L'objectif est d'isoler autant que possible la dynamique propre du FRM. Pour le protocole sur la bande [3-12] Hz, les mesures ont été faites entre la tête d'expansion et L5. Pour celui sur la bande [8-80] Hz, les mesures ont été faites entre la tête d'expansion et l'assise.

1 Etudes en basses fréquences (3-12 Hz)

1.1 Méthode

Dans l'approche expérimentale mise en œuvre sur l'Hexalab (présenté partie III, chapitre 1), la réponse vibratoire est mesurée entre la tête d'expansion et L5, représentative de la dynamique globale du FRM, avec l'approximation d'avoir une mesure sur le sujet bien que situé proche du FRM. La cohorte est composée de 7 sujets valides utilisant un FRM (âge : 27 ± 2 ans, masse : 66 ± 10 kg, taille : 175 ± 15 cm).

1.2 Résultats

1.2.1 Performances des modèles

Le Tableau 27 présente les résultats pour les modèles de 1 à 4 ddl. Les critères RMSE et GOF indiquent que le passage du 1 au 2 ddl améliore nettement l'ajustement ($\text{GOF} \approx 90\%$), tandis que les modèles plus complexes (≥ 3 ddl) n'apportent pas de bénéfice significatif et augmentent la complexité numérique. Le modèle à 2 ddl est donc retenu comme référence pour la suite des comparaisons.

	RMSE	GOF
1 ddl	$35,7 \pm 31,7$	$80,7 \pm 7,3$
2 ddl	$8,9 \pm 8,6$	$90 \pm 4,4$
3 ddl	$34,4 \pm 28,8$	$80,9 \pm 7,1$
4 ddl	$5,1 \pm 3,9$	$92,3 \pm 2,9$

Tableau 27 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 4 degrés de liberté. Entre la tête d'expansion et L5 sur la bande de fréquences [3-12] Hz.

1.2.2 Paramètres dynamiques

L'identification met en évidence deux masses effectives principales : la structure basse du FRM (M_1) et la partie supérieure du châssis (M_2). En posture p1, M_1 atteint $19,3 \pm 13,3$ kg et M_2 $13,3 \pm 6,6$ kg ; en posture p2, M_1 diminue légèrement ($16,3 \pm 12,9$ kg), tandis que M_2 augmente à $14,2 \pm 7,0$ kg. Ces valeurs sont supérieures à celles rapportées par les travaux de Weerapong et al. (2021), qui identifiait une M_1 plus faible (16,5 kg) et une M_2 beaucoup plus réduite (1,5 kg).

Les raideurs montrent des ordres de grandeur différents selon la posture : K_1 passe de $27\ 682 \pm 26\ 951$ N/m en p1 à $46\ 457 \pm 54\ 860$ N/m en p2, alors que les travaux de Weerapong et al. (2021) rapporte une valeur de 6000 N/m. K_2 reste stable entre p1 et p2 ($94\ 005$ – $95\ 765$ N/m) et se rapproche de la valeur rapportée (183 200 N/m).

Les coefficients d'amortissement restent faibles dans les deux postures : C_1 avoisine 2950 Ns/m (p1 et p2), contre 500 Ns/m pour l'étude de Weerapong et al. (2021). C_2 est inférieur à 60 Ns/m dans les deux postures, alors que la valeur rapportée est bien plus élevée (1689 Ns/m).

	$M_1(kg)$	$M_2(kg)$	$K_1(N/m)$	$K_2(N/m)$	$C_1(Ns/m)$	$C_2(Ns/m)$
p1	$19,3 \pm 13,3$	$13,3 \pm 6,6$	$27682,1 \pm 26951,3$	$94005,3 \pm 64131,1$	$2947,4 \pm 2233,3$	$59,7 \pm 79,5$
p2	$16,3 \pm 12,9$	$14,2 \pm 7,0$	$46456,5 \pm 54859,6$	$95765,3 \pm 73747,0$	$2948,6 \pm 2317,2$	$53,0 \pm 53,0$
Weerapong et al. (2021)	16,5	1,5	6000	183200	500	1689

Tableau 28 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 2 ddl de Weerapong et al. (2021), (masses M, raideurs K et amortissements C) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence Weerapong et al. (2021)

1.2.3 Correspondance fréquentielle

La Figure 60 et la Figure 61 illustrent la qualité de l'ajustement du modèle à 2 ddl entre la tête d'expansion et L5 dans la bande 3–12 Hz.

En posture p1 (Figure 60-a), le modèle restitue correctement la résonance principale et la décroissance au-delà de 6 Hz, tout en atténuant les variations locales observées entre sujets. En posture p2 (Figure 60-b), la position de la résonance est bien reproduite, mais les

amplitudes maximales sont sous-estimées, malgré une restitution correcte de l'atténuation au-delà de 7 Hz.

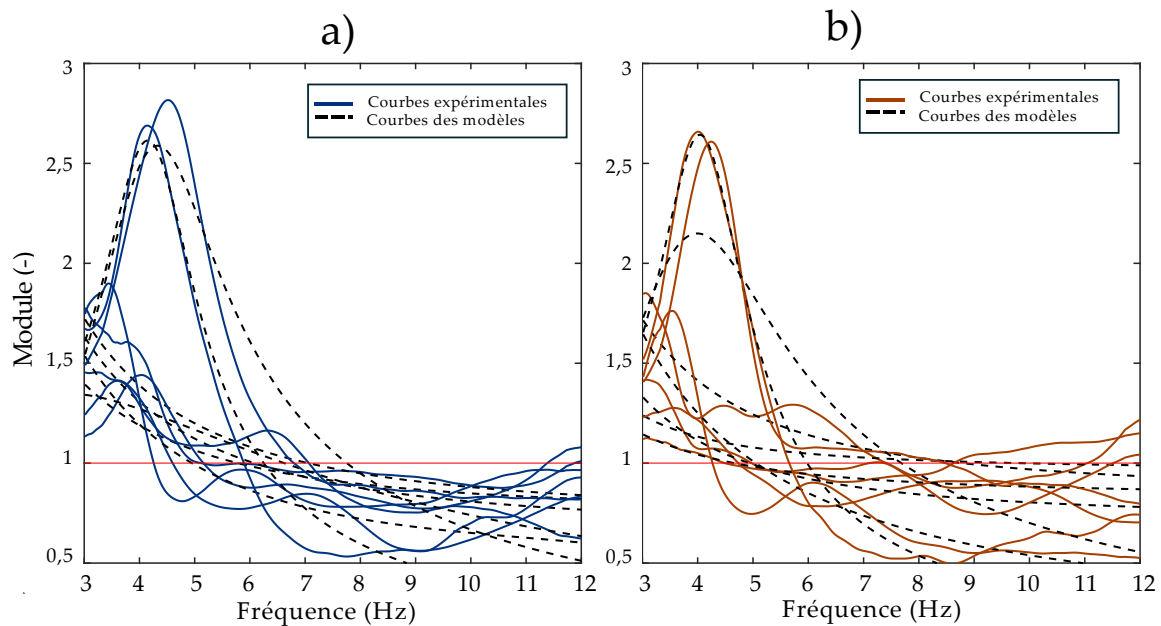


Figure 60 : Modules moyens individuels entre la tête d'expansion et L5 pour le modèle à 2 ddl (courbes pointillées) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; pour les positions : a) de repos (p1-bleu) et b) redressée (p2-orange).

En posture p1 (Figure 61-a), le module simulé reste inclus dans l'intervalle expérimental et suit globalement la décroissance, mais réduit les oscillations locales. En posture p2

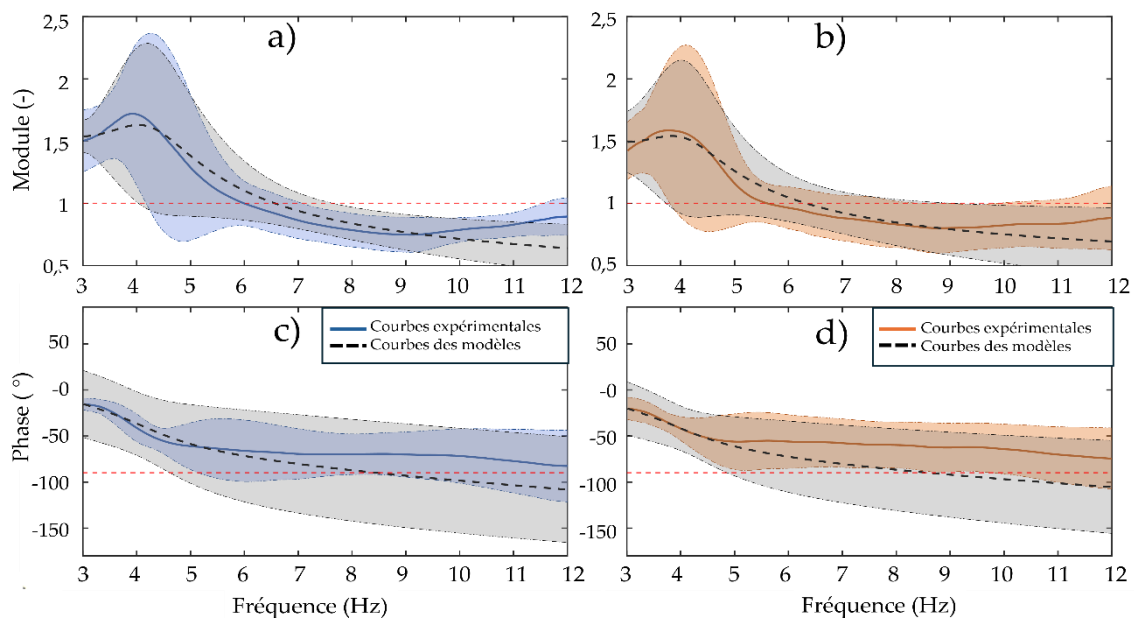


Figure 61 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et C7, avec écart-type (intervalle de confiance à 68 %). Pour le modèle 2 ddl (pointillé noir) ajusté aux données du FRM (trait plein).

Résultats sur la bande [3–12] Hz, avec : a) module posture de repos (p1), b) module posture redressée (p2), c) phase posture de repos.

(Figure 61-b), la résonance est correctement localisée autour de 5 Hz, mais l'amplitude du pic reste systématiquement inférieure aux mesures, et au-delà de 9 Hz le modèle surestime la décroissance.

Pour la phase (Figure 61-c et Figure 61-d) la pente descendante est bien reproduite de 0° vers -100° entre 3 et 9 Hz. En revanche, au-delà de 9 Hz, le modèle tend à se stabiliser autour de -90° , alors que les courbes expérimentales poursuivent leur décroissance, accentuant l'écart.

1.2.4 Discussion

Le Tableau 29 résume les caractéristiques du modèle biodynamique à 2 ddl identifié entre la tête d'expansion et l'assise dans la plage 3–12 Hz. Ce modèle reproduit fidèlement la dynamique vibratoire du FRM, avec un GOF $\leq 90\%$, confirmant les résultats antérieurs de Boileau and Rakheja (1998) et Wei et Griffin (1998) quant à la pertinence des approches à 2 ddl pour représenter des systèmes vibrants simples.

Étude	ddl	Segments Hz	Cibles dynamiques	GOF	Population	Age, masse, taille	FRM
Etude en cours	2	Tête d'expansion-L5	Module de transmissibilité	$\leq 90\%$	8 participants valides	$\bar{a}=27$ ans, $\bar{m}=75$ kg, $\bar{t}=177$ cm	Progeo Exelle Alu

Tableau 29: Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 2 ddl (Tête d'expansion-L5) de l'étude en cours : nombre de ddl, segments représentés, plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, d'ajustement (GOF), caractéristiques des populations expérimentales, modèle du FRM

Les masses identifiées, supérieures aux valeurs réelles, traduisent une masse dynamique équivalente qui intègre l'inertie liée aux déformations structurelles et à la charge appliquée. Comparées aux résultats de Weerapong et al. (2021, 2023), la masse supérieure ($M_2 \approx 13\text{--}14$ kg contre 1,5 kg) suggère une contribution plus importante de la partie haute du châssis. Les raideurs se distinguent nettement de celles rapportées pour un FRM : K_1 apparaît 4 à 8 fois plus élevé ($\approx 27\ 000\text{--}46\ 000$ N/m contre 6000 N/m), reflétant une liaison basse plus rigide, tandis que K_2 est environ deux fois plus faible ($\approx 94\ 000\text{--}96\ 000$ N/m contre 183 200 N/m), traduisant une partie haute plus souple. Enfin, les amortissements restent faibles, en particulier C_2 (< 60 Ns/m), confirmant la faible capacité dissipative d'un FRM vide ou faiblement sollicité. Globalement, le modèle à 2 ddl restitue correctement la résonance principale et l'atténuation aux hautes fréquences, avec un lissage attendu des irrégularités locales. Ces résultats confirment la robustesse du modèle pour décrire la dynamique vibratoire du FRM testé (Progeo Exelle Alu) dans la bande étudiée.

2 Etudes en hautes fréquences (8-80 Hz)

2.1 Méthode

Dans l'approche expérimentale mise en œuvre sur le *Bibrate* (présenté partie III, chapitre 2 et 3), la réponse vibratoire est mesurée entre la tête d'expansion et l'assise, représentative de la dynamique globale du FRM. La cohorte est composée de 7 sujets valides utilisant le même FRM que sur l'*Hexalab* (âge : 27 ± 1 ans, masse : 70 ± 10 kg, taille : 172 ± 6 cm).

2.2 Résultats

2.2.1 Performance des modèles

	RMSE	GOF
1 ddl	$132,2 \pm 88,1$	$47,2 \pm 8,7$
2 ddl	$47,5 \pm 24,3$	$66,5 \pm 6,4$
3 ddl	$133,8 \pm 88,9$	$46,8 \pm 8,5$
4 ddl	$46,7 \pm 26,4$	$67,2 \pm 5,7$

Tableau 30 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 4 degrés de liberté. Entre la tête d'expansion et l'Assise sur la bande de fréquences [8-80] Hz.

Le Tableau 30 présente les résultats pour les modèles de 1 à 4 ddl. L'analyse comparative montre que le modèle à deux degrés de liberté (2 ddl) constitue le meilleur compromis entre précision et simplicité. Il atteint un GOF moyen de 66,5 % et un RMSE de $47,5 \pm 24,3$, supérieurs aux performances des modèles à 1 et 3 ddl (GOF ≈ 47 %, RMSE > 130) et comparables à celles du 4 ddl (GOF ≈ 67 %), ce dernier impliquant une complexité supplémentaire sans gain significatif.

2.2.2 Paramètres mécaniques

L'identification met en évidence deux masses dynamiques équivalentes principales : la structure basse du FRM (M_1) et la partie supérieure du châssis (M_2). En posture p1, M_1 atteint $9,4 \pm 9,0$ kg et M_2 $7,8 \pm 11,1$ kg ; en posture p2, M_1 diminue à $6,3 \pm 9,3$ kg, tandis que M_2 augmente à $12,1 \pm 13,0$ kg. Ces valeurs diffèrent des résultats rapportés dans les travaux de Weerapong et al. (2021), qui identifiaient une M_1 plus élevée (16,5 kg) et une M_2 beaucoup plus réduite (1,5 kg).

Les raideurs présentent des ordres de grandeur très élevés : K_1 passe de $188\,757 \pm 247\,061$ N/m en p1 à $142\,773 \pm 227\,745$ N/m en p2, contre une valeur de 6000 N/m rapportée par

les travaux de Weerapong et al. (2021). K_2 évolue de $108\,125 \pm 100\,842$ N/m en p1 à $208\,739 \pm 172\,017$ N/m en p2, valeur plus proche de la référence (183 200 N/m).

Les coefficients d’amortissement restent relativement faibles comparés aux raideurs : C_1 est compris entre 8083 ± 6053 Ns/m en p1 et 9386 ± 6309 Ns/m en p2, supérieurs à la valeur rapportée dans les travaux de Weerapong et al. (2021) (500 Ns/m). C_2 reste stable autour de 2777–2784 Ns/m, alors que la valeur rapportée est nettement plus élevée (1689 Ns/m).

	M_1 (kg)	M_2 (kg)	K_1 (N/m)	K_2 (N/m)	C_1 (Ns/m)	C_2 (Ns/m)
p1	$9.4 \pm$	$7.8 \pm$	$188757.4 \pm$	$108124.7 \pm$	$8083.1 \pm$	$2776.8 \pm$
	9.0	11.1	247061.2	100841.8	6053.2	1511.0
p2	$6.3 \pm$	$12.1 \pm$	$142773.3 \pm$	$208739.3 \pm$	$9386.1 \pm$	$2783.5 \pm$
	9.3	13.0	227744.6	172016.8	6308.7	1501.4
Weerapong et al. (2021)	16,5	1,5	6000	183200	500	1689

Tableau 31 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 2 ddl de Weerapong et al. (2021), (masses M , raideurs K et amortissements C) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence Weerapong et al. (2021)

2.2.3 Correspondance fréquentielle

La Figure 62 et Figure 63 la illustrent la qualité de l’ajustement fréquentiel du modèle à 2 ddl entre la tête d’expansion et l’assise dans la bande 8–80 Hz.

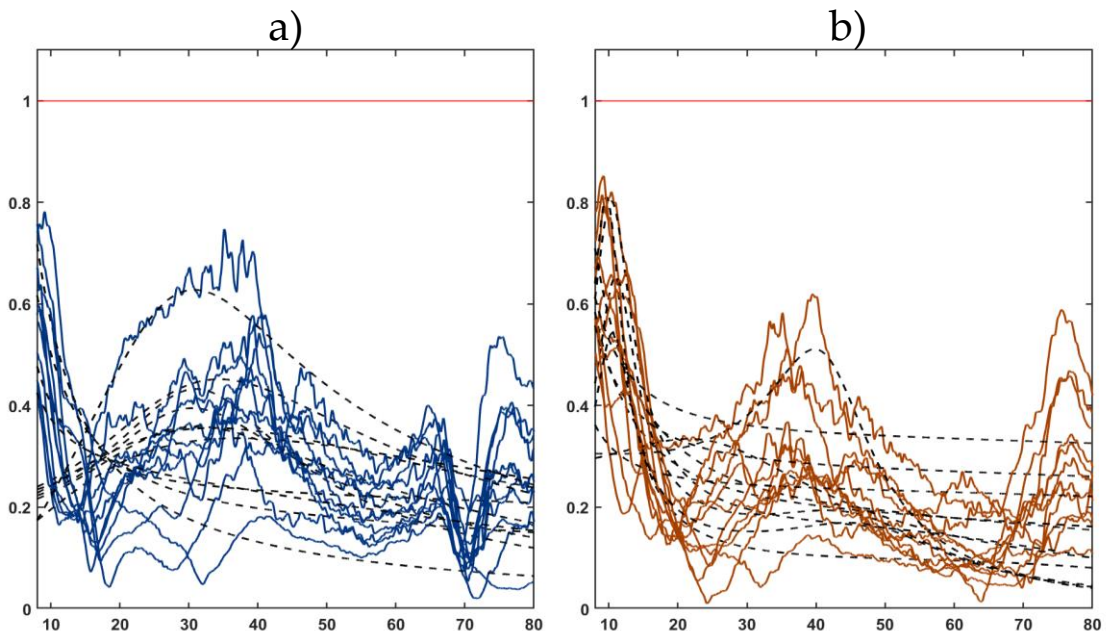


Figure 62: Modules moyens individuels entre Tête d’expansion-Assise pour le modèle à 2 ddl (courbes pointillées) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; pour les positions : a) de repos (p1-bleu) et b) redressée (p2-orange).

En posture p1 (Figure 62-a), le modèle reproduit correctement la tendance générale des courbes, avec une décroissance progressive au-delà de 20 Hz, même si certaines fluctuations locales sont atténuées. En posture p2 (-b), la dispersion est plus marquée et certaines courbes expérimentales présentent des maxima plus élevés ; le modèle conserve une forme parallèle mais sous-estime légèrement ces amplitudes.

La Figure 63 confirme ces observations à partir des courbes moyennes \pm écart-type. En posture p1 (Figure 63-a), le module décroît régulièrement à partir de 10 Hz et reste inférieur à 0,5 au-delà de 40 Hz ; la simulation suit fidèlement cette évolution et reste incluse dans l'enveloppe expérimentale. En posture p2 (Figure 63-b), le modèle restitue la tendance globale avec une élévation relative entre 15 et 25 Hz suivie d'une décroissance, mais atténue les irrégularités présentes dans les mesures.

Pour la phase (Figure 63-c et Figure 63-d), le modèle suit correctement la pente globale, de 0° vers environ -400° entre 10 et 80 Hz, avec une variabilité comparable aux données expérimentales. Toutefois, à partir de 60 Hz, il tend à se stabiliser alors que les mesures poursuivent leur décroissance.

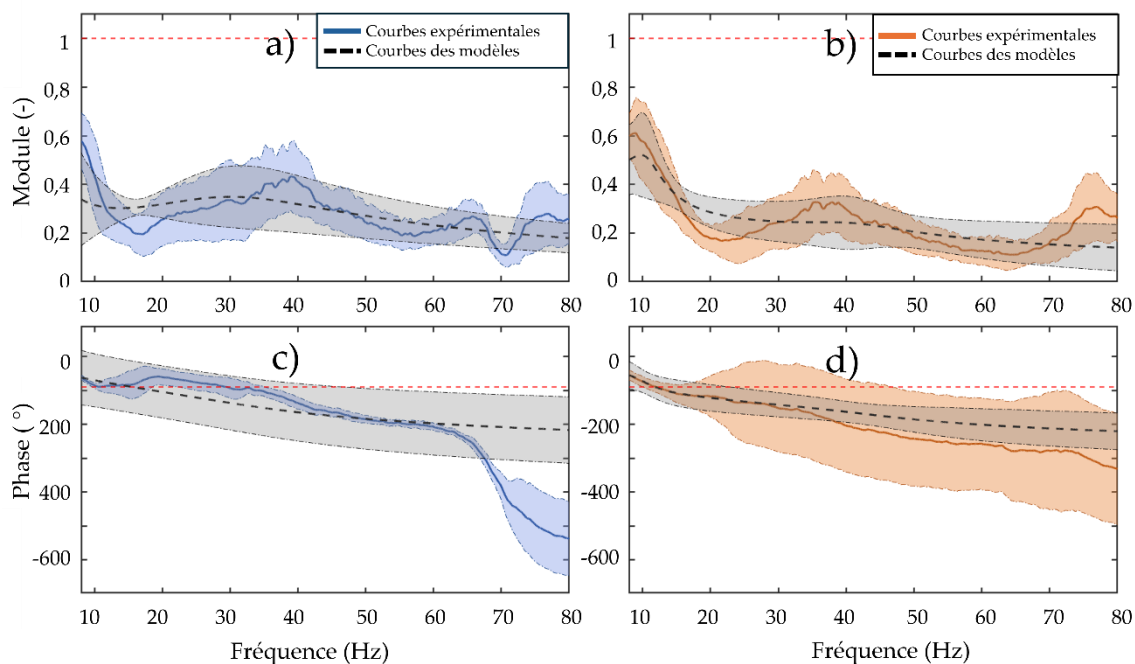


Figure 63 : Courbes moyennes de transmissibilité entre Tête d'expansion-Assise, avec écart-type (68 %). Pour le modèle 2 ddl (pointillé noir) ajusté aux données FRM (trait plein). Résultats sur sur la bande [8-80] Hz, avec : a) module posture de repos (p1), b) module posture redressée (p2), c) phase posture de repos.

2.2.4 Discussion

Le Tableau 32 présente les caractéristiques du modèle biodynamique à 2 ddl identifié entre la tête d’expansion et l’assise dans la plage 8–80 Hz. Le modèle restitue la tendance globale et l’atténuation des vibrations avec un niveau de précision satisfaisant pour un modèle réduit, malgré un $GOF \leq 66\%$.

Étude	ddl	Segments	Hz	Cibles dynamiques	GOF	Population	Age, masse, taille	FRM
Etude en cours	2	Tête d’expansion-Assise	3-12	Module de transmissibilité	$\leq 66\%$	8 participants valides	$\bar{a}=27$ ans, $\bar{m}=70$ kg, $\bar{t}=172$ cm	Progeo Exelle Alu

Tableau 32: Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 2 ddl (Tête d’expansion-Assise) de l’étude en cours : nombre de ddl, segments représentés, plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, d’ajustement (GOF), caractéristiques des populations expérimentales, modèle du FRM

Les masses identifiées traduisent une masse dynamique équivalente, intégrant les effets inertiels des déformations structurelles et du chargement appliqué. Les raideurs présentent des valeurs très élevées, caractéristiques d’une structure globalement rigide ; K_2 double en p_2 , indiquant une redistribution des contraintes dans la partie haute du châssis. Comparées aux travaux de Weerapong et al. (2021, 2023), les valeurs de K_2 apparaissent nettement plus faibles ($\approx 95\,000$ N/m contre $183\,200$ N/m), suggérant une plus grande souplesse de la partie haute dans notre configuration. Les amortissements restent faibles, notamment C_2 (< 60 Ns/m), confirmant la faible capacité dissipative d’un FRM même à hautes fréquences.

Globalement, le modèle restitue correctement la résonance principale et l’atténuation aux hautes fréquences. Comme attendu pour une modélisation simplifiée, il atténue certaines irrégularités locales, mais capte les phénomènes dominants et se révèle exploitable pour des approches couplées FRM–occupant, en particulier pour l’étude de la transmission vibratoire à des fréquences élevées.

3 Conclusion

Les analyses réalisées sur l’ensemble des configurations expérimentales permettent d’identifier, pour chaque plage fréquentielle et chaque type de configuration, l’architecture de modélisation offrant le meilleur compromis entre fidélité de la réponse, robustesse numérique et simplicité de mise en œuvre. Dans la bande 3–12 Hz, les modèles réduits à deux ddl suffisent généralement à reproduire la résonance globale, aussi bien pour des sujets valides que pour le fauteuil seul. Leur simplicité permet de limiter le temps de calcul tout en conservant une excellente adéquation avec les données mesurées. La bande 8–

80 Hz, marquée par une dynamique segmentaire plus complexe et la présence de plusieurs pics de résonance, nécessite des architectures plus élaborées. Chez les sujets valides, un modèle à trois ddl offre une restitution fidèle de la réponse, tandis que pour les sujets présentant des pathologies, quatre ou cinq ddl sont nécessaires pour reproduire l'ensemble des pics et transferts vibratoires observés. Pour le fauteuil seul, un modèle à deux ddl demeure suffisant, confirmant que la complexité supplémentaire provient essentiellement des caractéristiques corporelles et posturales.

Plage fréquentielle	Population / Configuration	Modèle optimal (ddl)	Commentaire clé
3–12 Hz	Sujet valide	2	Représente adéquatement la résonance principale du tronc dans la bande fondamentale
3–12 Hz	FRM	2	Restitue correctement la dynamique vibratoire globale du châssis
8–80 Hz	Sujet valide	3	Permet de reproduire la dynamique segmentaire et les résonances secondaires
8–80 Hz	Sujet pathologique	4	Offre une meilleure restitution des résonances multiples et des réponses complexes
8–80 Hz	FRM	2	Décrit de façon robuste les réponses structurelles propres au fauteuil

Tableau 33 : Récapitulatif des modèles optimaux pour les bandes de fréquences et sujets

4 Applications pratiques

Les résultats obtenus peuvent être transposés à la conception des FRM. Dans les phases précoces, des modèles simplifiés à 2 ddl suffisent pour comparer rapidement différents prototypes ou estimer la réponse vibratoire globale. À des stades plus avancés, des modèles plus détaillés (≥ 3 ddl) deviennent nécessaires pour analyser l'effet de modifications structurelles ou optimiser le comportement vibratoire du châssis. Enfin, dans une perspective d'amélioration du confort, ces résultats peuvent guider le choix et le réglage des assises, dossiers et systèmes d'amortissement, en ciblant les bandes fréquentielles les plus sensibles et en adaptant les réglages aux caractéristiques propres de l'utilisateur. Enfin, la modélisation conjointe FRM–utilisateur ouvre la voie à des recommandations opérationnelles. Elle traduit des objectifs simples, comme l'abaissement d'un pic dominant ou le décalage d'une résonance hors d'une bande sensible, en actions concrètes sur la structure et sur la posture.

5 Limites et perspectives

Cette étude a été menée dans des conditions statiques, sans prise en compte des sollicitations dynamiques associées à un déplacement réel, telles que les effets combinés de la propulsion, des irrégularités du sol ou des ajustements posturaux. L'extrapolation des résultats à des situations de mobilité active doit donc être faite avec prudence. De plus, la variabilité interindividuelle — masse corporelle, tonicité musculaire, rigidité articulaire — n'a pas été étudiée de manière exhaustive. L'optimisation paramétrique a par ailleurs été conduite sur une seule grandeur cible, la transmissibilité assise-tête, ce qui limite la richesse de l'identification. Un élargissement de l'échantillon à des profils morphologiques et cliniques plus variés permettrait de renforcer la robustesse des conclusions. Les modèles sont linéaires dans leur formulation, pouvant omettre certains effets non-linéaires influents.

Un couplage multi-axial est envisageable pour mieux représenter les sollicitations réelles, en particulier en présence de rotations ou de charges asymétriques. L'intégration des propriétés mécaniques de l'assise dans un modèle couplé FRM-utilisateur constitue une évolution prometteuse. Une autre évolution serait le développement de modèles adaptatifs, capables d'ajuster leurs paramètres en temps réel. L'optimisation avec plusieurs valeurs cibles (combinaison de la masse apparente et de la transmissibilité assise-tête) permettrait une estimation plus robuste et physiologiquement cohérente des paramètres. Une perspective intéressante consiste à coupler différents niveaux de modélisation : (1) un modèle éléments finis du FRM pour caractériser précisément ses propriétés structurelles ; (2) un modèle biodynamique de l'occupant. Une modélisation complète permettrait ainsi de représenter l'interaction complète FRM-utilisateur. Une telle approche offrirait un compromis entre réalisme mécanique et interprétation physiologique, et ouvrirait la voie à des outils prédictifs adaptés.

Partie V : Conclusion générale

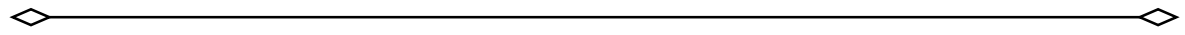
L'utilisation quotidienne des fauteuils roulants manuels expose leurs utilisateurs à des sollicitations vibratoires complexes, dont les effets cumulatifs sur la santé musculo-squelettique et neurologique restent encore insuffisamment caractérisés. Ces vibrations, transmises à travers l'interface utilisateur-assise lors des déplacements sur des surfaces irrégulières ou lors des phases de propulsion, constituent un facteur de risque souvent sous-estimé pour le développement de pathologies secondaires. Les études existantes soulignent que, si le FRM demeure un outil essentiel à l'autonomie et à la participation sociale des personnes en situation de handicap, son utilisation prolongée dans des conditions vibratoires défavorables pourrait favoriser le développement de pathologies secondaires, réduisant ainsi la qualité de vie. Cette situation est d'autant plus préoccupante que les cadres normatifs actuels, tels que l'ISO 2631 (1997) ou la directive européenne EU 2002/44/EC (2002), bien qu'ils fournissent des lignes directrices pour l'exposition aux vibrations en milieu professionnel, ne prennent pas en compte les spécificités biomécaniques et fonctionnelles des utilisateurs de FRM, ni les particularités des sollicitations vibratoires rencontrées dans ce contexte. Cette absence de cadre normatif adapté représente une lacune importante, d'autant plus que les sollicitations vibratoires rencontrées par les usagers peuvent atteindre des amplitudes et des fréquences reconnues comme nocives pour la santé.

Le travail de recherche présenté dans cette thèse comble partiellement cette lacune en développant et en appliquant une méthodologie innovante d'étude des vibrations transmises au corps humain via les FRM, permettant d'obtenir des résultats expérimentaux et de modélisation.

La première étape de cette recherche a consisté à concevoir un banc d'essai vibratoire spécifiquement adapté à l'étude des FRM. Ce dispositif devait répondre à un double impératif : reproduire des excitations vibratoires réalistes et représentatives des conditions

réelles d'utilisation tout en garantissant un contrôle rigoureux des paramètres d'excitation. Dimensionné pour fonctionner sur une plage de 8 à 100 Hz, couvrant à la fois la zone critique de résonance du tronc humain (~ 8 Hz) et les hautes fréquences (> 30 Hz) souvent négligées mais susceptibles d'affecter les tissus mous superficiels, le dispositif permet d'atteindre des niveaux d'accélération jusqu'à 2,5 m/s² RMS, représentatifs de situations telles que le franchissement d'irrégularités ou la circulation sur revêtements dégradés. Les comparaisons fonctionnelles démontrent une reproductibilité inter-sujets supérieure à 90 %, avec des écarts moyens inférieurs à 5 % en valeur RMS, et des performances temporelles et spectrales équivalentes, voire supérieures, à celles observées sur le banc de référence. Ces résultats attestent de la précision, de la fiabilité et de la sécurité du dispositif. Cette phase de conception et de validation représente ainsi une avancée significative, offrant un outil inédit pour l'étude contrôlée des transmissions vibratoires dans les FRM, avec un spectre fréquentiel élargi, un pilotage robuste, et une architecture optimisée pour la recherche biomécanique humaine.

La deuxième étape a porté sur la caractérisation expérimentale des réponses biomécaniques du corps humain soumis à des excitations vibratoires dans deux gammes fréquentielles distinctes. Dans les basses fréquences (3–12 Hz), correspondant aux résonances principales du bassin, du rachis lombaire et des segments thoraciques, les mesures ont confirmé la présence de pics marqués de transmissibilité, notamment entre 4 et 8 Hz, en accord avec les données de la littérature sur la sensibilité du tronc à ces excitations. La variabilité interindividuelle, pouvant atteindre $\pm 25\%$ sur l'amplitude des réponses, traduit l'influence combinée de la morphologie, de la posture et du contrôle musculaire. L'analyse a mis en évidence l'effet du tonus actif : en posture engagée, certaines configurations montraient une réduction de la transmissibilité de 15 à 20 % au niveau lombaire, révélant un rôle protecteur potentiel de l'engagement musculaire. Dans les hautes fréquences (8–100 Hz), rarement étudiées en posture assise, les mesures ont montré des profils de transmissibilité distincts de ceux observés aux basses fréquences. Chez les participants valides, la posture engagée s'accompagnait d'une atténuation globale des vibrations par rapport à la posture relâchée. Chez les participants utilisateurs de FRM, les modules restaient plus élevés dans les basses et moyennes fréquences, avec l'apparition de pics localisés dans les plages 40–60 Hz ou autour de 50 Hz au niveau cervical, et une diminution plus tardive de l'amplitude. Ces contrastes indiquent que la posture modifie la transmissibilité mesurée, avec des effets différenciés selon les segments vertébraux et le profil fonctionnel des participants. Ces résultats soulignent l'importance d'intégrer la dimension posturale dans les stratégies de réduction de l'exposition vibratoire, qu'il s'agisse de la conception des fauteuils roulants manuels ou de la formation des utilisateurs, et mettent en évidence la nécessité d'approches différenciées selon les capacités neuromusculaires.



La troisième composante de cette recherche a porté sur la comparaison de modèles biodynamiques (masses-ressorts-amortisseurs) existants pour les personnes assises et de les appliquer au cas du couple FRM-utilisateur. Chacun des modèles de 1 à 7 degrés de liberté a été calibré par optimisation inverse (sur les courbes de transmissibilités) utilisant l'algorithme de Levenberg-Marquardt, permettant un ajustement précis des paramètres dynamiques (masses, raideurs et coefficients d'amortissement) tout en maintenant la cohérence biomécanique du système. L'optimisation a révélé des performances variables selon les gammes de fréquences : en basses fréquences (3-12 Hz), un modèle à 2 ddl présente une excellente concordance (GOF > 90 %) ; en hautes fréquences (8-100 Hz), un modèle à 3 ddl suffit pour les sujets valides (GOF > 67 %), tandis que 4 à 5 ddl sont nécessaires pour les participants utilisateurs de FRM (GOF > 50 %), reflétant la complexité accrue de la transmission vibratoire. Ces modèles permettent d'évaluer virtuellement l'impact de modifications techniques (matériaux, amortisseurs, géométrie) ou de conditions d'usage (vitesse, posture). Ils restent limités par l'absence de prise en compte d'effets non linéaires et d'ajustements posturaux, ce qui restreint leur application aux situations réelles les plus complexes.

Au-delà de ces résultats concrets, plusieurs axes de recherche se dessinent pour approfondir et élargir le champ de cette étude. Une première perspective concerne le perfectionnement du banc d'essai et des signaux d'études. La reproduction sur le banc d'essai de signaux vibratoires mesurés en conditions réelles, incluant les phases transitoires et les chocs, permettrait d'améliorer encore le réalisme des sollicitations expérimentales. L'intégration d'un système de propulsion active (ergomètre) offrirait la possibilité d'étudier l'interaction entre l'effort musculaire, la posture engagée et la transmission vibratoire dans des conditions plus proches de l'usage quotidien. L'extension des essais à des vibrations multi-axes ouvrirait quant à elle la voie à une analyse plus complète des effets sur les tissus mous et les interfaces mécaniques, particulièrement pertinente pour comprendre les mécanismes de transmission dans les trois dimensions de l'espace. Enfin, l'ajout de capteurs de force dans la chaîne de transmission permettrait d'estimer la masse apparente, complétant ainsi la quantification des charges mécaniques affectant le rachis des utilisateurs de FRM.

Par ailleurs, le dispositif facilite l'opportunité d'évaluer les FRM dans un contexte de durabilité, de caractériser l'usure et la fatigue des structures. Dans le cadre de la loi sur l'économie circulaire (2020), une telle approche pourrait contribuer à définir des seuils objectifs de retour ou de retrait du marché en lien avec la durabilité des équipements. Elle permettrait également d'examiner dans quelle mesure les mesures vibratoires peuvent localiser les défauts et identifier les pièces à remplacer, ouvrant la voie à des critères de maintenance et de réutilisation. Dans cette perspective, les données expérimentales

recueillies pourraient alimenter le développement d'un modèle éléments finis du fauteuil roulant manuel, intégrant explicitement les effets de l'usure et des sollicitations répétées.

L'extension des cohortes existantes à un plus grand nombre d'utilisateurs constitue une étape nécessaire pour renforcer la robustesse des résultats. L'inclusion de participants présentant des pathologies variées permettrait de constituer des cohortes diversifiées, d'augmenter la représentativité des données et de consolider les tendances observées. Une telle démarche contribuerait à dégager des recommandations plus généralisables, adaptées à une population hétérogène d'utilisateurs de FRM.

Une perspective prometteuse réside dans l'élaboration de modèles numériques avancés. Les données issues du banc d'essai pourraient être exploitées pour construire un modèle éléments finis du FRM, couplé à un modèle à paramètres concentrés ou à un modèle musculosquelettique représentant l'utilisateur. Ce type de modélisation permettrait d'appréhender le comportement dynamique global du système sujet + FRM et de disposer d'un outil prédictif robuste pour l'évaluation et l'optimisation des dispositifs. En tenant compte des caractéristiques morphologiques et neuromusculaires spécifiques de chaque utilisateur, il serait possible de développer des recommandations individualisées pour le réglage des fauteuils et les stratégies de propulsion. Cette approche personnalisée pourrait améliorer le confort, réduire les risques pour la santé et nourrir l'élaboration de futurs référentiels normatifs spécifiques aux FRM.

À cet égard, les résultats obtenus dans le cadre de cette thèse pourraient contribuer de manière significative à l'évolution des cadres normatifs existants. La définition de critères et de seuils spécifiques aux utilisateurs de FRM, adaptés à leurs réalités biomécaniques et fonctionnelles, permettrait d'élargir des réglementations actuelles et de proposer un référentiel pertinent pour les concepteurs, les fabricants et les professionnels de santé.

En définitive, cette thèse apporte une contribution significative à la compréhension des mécanismes de transmission vibratoire dans le couple FRM-utilisateur. Elle met à disposition un outil expérimental validé, des données biomécaniques précises et des modèles prédictifs exploitables, constituant ainsi un socle scientifique et technique solide. Ces avancées ouvrent la voie à une amélioration de la conception des FRM, à une personnalisation accrue de leur réglage, et à l'élaboration de recommandations mieux adaptées. En combinant mesure, modélisation et optimisation, il devient possible de concilier maintien de l'autonomie, confort d'usage et préservation de la santé, tout en envisageant, à terme, une mobilité assistée plus sûre, plus performante et plus respectueuse des besoins réels des utilisateurs.

R

Références

- Abbas, W., Abouelatta, O.B., El-Azab, M., Elsaidy, M., Megahed, A.A., 2010. Optimization of Biodynamic Seated Human Models Using Genetic Algorithms. *ENG* 02, 710–719. <https://doi.org/10.4236/eng.2010.29092>
- Adam, S.A., Abdul Jalil, N.A., Md. Rezali, K.A., Ng, Y.G., 2020. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system. *International Journal of Industrial Ergonomics* 80, 103014. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2020.103014>
- Alabi, A.O., Song, B.-G., Bae, J.-J., Kang, N., 2023. Development of a 7-DOF Biodynamic Model for a Seated Human and a Hybrid Optimization Method for Estimating Human-Seat Interaction Parameters. *Applied Sciences* 13, 10065. <https://doi.org/10.3390/app131810065>
- Alphin, M.S., Sankaranarayanan, K., Sivapirakasam, S.P., 2012. Segmental vibration transmissibility of seated occupant from lumped parameter models. *Journal of Vibration and Control* 18, 1683–1689. <https://doi.org/10.1177/1077546311423065>
- Armitage, M., Beato, M., McErlain-Naylor, S.A., 2021. Inter-unit reliability of IMU Step metrics using IMeasureU Blue Trident inertial measurement units for running-based team sport tasks. *Journal of Sports Sciences* 39, 1512–1518. <https://doi.org/10.1080/02640414.2021.1882726>
- Bai, X.-X., Xu, S.-X., Cheng, W., Qian, L.-J., 2017. On 4-degree-of-freedom biodynamic models of seated occupants: Lumped-parameter modeling. *Journal of Sound and Vibration* 402, 122–141. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.05.018>
- Bartlett, R., 2014. *Introduction to Sports Biomechanics*, 0 ed. Routledge. <https://doi.org/10.4324/9781315889504>
- Behar, A., Libich, S., 2005. Whole body vibration measurements on forklift trucks. *The Journal of the Acoustical Society of America* 117, 2603–2603. <https://doi.org/10.1121/1.4777713>
- Bendat, J.S., Piersol, A.G., 2010. *Random Data: Analysis and Measurement Procedures*, 1st ed, Wiley Series in Probability and Statistics. Wiley. <https://doi.org/10.1002/9781118032428>
- Boileau, P.-É., Rakheja, S., 1998. Whole-body vertical biodynamic response characteristics of the seated vehicle driver. *International Journal of Industrial Ergonomics* 22, 449–472. [https://doi.org/10.1016/S0169-8141\(97\)00030-9](https://doi.org/10.1016/S0169-8141(97)00030-9)
- Boileau, P.-É., Wu, X., Rakheja, S., 1998. DEFINITION OF A RANGE OF IDEALIZED VALUES TO CHARACTERIZE SEATED BODY BIODYNAMIC RESPONSE UNDER VERTICAL VIBRATION. *Journal of Sound and Vibration* 215, 841–862. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1674>
- Boninger, M.L., Souza, A.L., Cooper, R.A., Fitzgerald, S.G., Koontz, A.M., Fay, B.T., 2002. Propulsion patterns and pushrim biomechanics in manual wheelchair propulsion. *Archives of Physical Medicine and Rehabilitation* 83, 718–723. <https://doi.org/10.1053/apmr.2002.32455>
- Bosio, C., Chadeaux, D., Sauret, C., Thoreux, P., 2025. On-board accelerometers, advancing in-field Biomechanics understanding. *Multidisciplinary Biomechanics Journal 49th congress of the...*, 14471. <https://doi.org/10.46298/mbj.14471>
- Bovenzi, M., 1996. Low back pain disorders and exposure to whole-body vibration in the workplace. *Seminars in Perinatology* 20, 38–53. [https://doi.org/10.1016/S0146-0005\(96\)80056-5](https://doi.org/10.1016/S0146-0005(96)80056-5)
- Bovenzi, M., Hulshof, C.T.J., 1999. An updated review of epidemiologic studies on the relationship between exposure to whole-body vibration and low back pain (1986-1997). *International Archives of Occupational and Environmental Health* 72, 351–365. <https://doi.org/10.1007/s004200050387>

- Bovenzi, M., Schust, M., 2021. A prospective cohort study of low-back outcomes and alternative measures of cumulative external and internal vibration load on the lumbar spine of professional drivers. *Scand J Work Environ Health* 47, 277–286. <https://doi.org/10.5271/sjweh.3947>
- Budynas, R.G., Nisbett, J.K., Shigley, J.E., 2008. *Shigley's mechanical engineering design*, 8th ed. ed. McGraw-Hill, Boston.
- Burns, A., Greene, B.R., McGrath, M.J., O'Shea, T.J., Kuris, B., Ayer, S.M., Stroiescu, F., Cionca, V., 2010. SHIMMER™ – A Wireless Sensor Platform for Noninvasive Biomedical Research. *IEEE Sensors J.* 10, 1527–1534. <https://doi.org/10.1109/JSEN.2010.2045498>
- Chadefaux, D., Gueguen, N., Thouze, A., Rao, G., 2019. 3D propagation of the shock-induced vibrations through the whole lower-limb during running. *Journal of Biomechanics* 96, 109343. <https://doi.org/10.1016/j.jbiomech.2019.109343>
- Chadefaux, D., Lariviere, O., Sauret, C., Bosio, C., Thoreux, P., 2024. Understanding vibration exposure in wheelchair users: Experimental insights. *Medical Engineering & Physics* 133, 104253. <https://doi.org/10.1016/j.medengphy.2024.104253>
- Chadefaux, D., Rao, G., Androuet, P., Berton, E., Vigouroux, L., 2016. Active tuning of stroke-induced vibrations by tennis players. *Journal of Sports Sciences* 1–9. <https://doi.org/10.1080/02640414.2016.1227868>
- Chwalik-Pilszyk, G., Dziechciowski, Z., Kromka-Szydek, M., Kozień, M.S., 2021. Experimental identification of the subjective reception of external stimuli during wheelchair driving. *Open Engineering* 11, 1141–1149. <https://doi.org/10.1515/eng-2021-0112>
- Coermann, R.R., 1962. The Mechanical Impedance of the Human Body in Sitting and Standing Position at Low Frequencies. *Hum Factors* 4, 227–253. <https://doi.org/10.1177/001872086200400502>
- De Leva, P., 1996. Adjustments to Zatsiorsky-Seluyanov's segment inertia parameters. *Journal of Biomechanics* 29, 1223–1230. [https://doi.org/10.1016/0021-9290\(95\)00178-6](https://doi.org/10.1016/0021-9290(95)00178-6)
- Deboli, R., Calvo, A., Preti, C., 2017. Whole-body vibration: Measurement of horizontal and vertical transmissibility of an agricultural tractor seat. *International Journal of Industrial Ergonomics* 58, 69–78. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2017.02.002>
- Den Hartog, J.P., 1934. *Mechanical Vibrations*, McGraw-Hill book company, inc. ed.
- DiFiore, A.M., Zaouk, A.K., Mansfield, N.J., Punwani, S.K.J., 2011. Whole-Body Vibration in Locomotive Cabs, in: *ASME 2011 Rail Transportation Division Fall Technical Conference*. Presented at the ASME 2011 Rail Transportation Division Fall Technical Conference, ASMEDC, Minneapolis, Minnesota, USA, pp. 87–96. <https://doi.org/10.1115/RTDF2011-67016>
- DiGiovine, C.P., Cooper, R.A., Wolf, E., Fitzgerald, S.G., Boninger, M.L., 2010. Analysis of Whole-Body Vibration During Manual Wheelchair Propulsion: A Comparison of Seat Cushions and Back Supports for Individuals Without a Disability. *Assistive Technology* 15, 129–144. <https://doi.org/10.1080/10400435.2003.10131897>
- Donati, P., 2002. SURVEY OF TECHNICAL PREVENTATIVE MEASURES TO REDUCE WHOLE-BODY VIBRATION EFFECTS WHEN DESIGNING MOBILE MACHINERY. *Journal of Sound and Vibration* 253, 169–183. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.4254>
- Duarte, M.L.M., De Araújo, P.A., Horta, F.C., Vecchio, S.D., De Carvalho, L.A.P., 2018. Correlation between weighted acceleration, vibration dose value and exposure time on whole body vibration comfort levels evaluation. *Safety Science* 103, 218–224. <https://doi.org/10.1016/j.ssci.2017.11.008>
- Dupuis, H., Zerlett, G., 1987. Whole-body vibration and disorders of the spine. *Int. Arch Occup Environ Health* 59, 323–336. <https://doi.org/10.1007/BF00405276>
- Dupuis, P.-E., 2000. *Essais de vibrations - Mesures et exploitation des résultats. Fonctions et composants mécaniques*. <https://doi.org/10.51257/a-v1-bm5160>

- El-Khatib, A., Guillon, F., Dômont, A., 1998. VERTICAL VIBRATION TRANSMISSION THROUGH THE LUMBAR SPINE OF THE SEATED SUBJECT – FIRST RESULTS. *Journal of Sound and Vibration* 215, 763–773. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1649>
- EN 1993-1-2, 2005. Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-2: General rules - Structural fire design, Directive 98/34/EC, Directive 2004/18/EC.
- EN 10025-2, 2019. Hot rolled products of structural steels: Technical delivery conditions for non-alloy structural steels. <https://doi.org/10.3403/30239477>
- EU 2002/44/EC :, 2002. Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council of 25 June 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration), (sixteenth individual Directive within the meaning of Article 16(1) of Directive 89/391/EEC).
- Eurostat, 2019. Main place of work and commuting time – statistics.
- Evenson, K.R., Scherer, E., Peter, K.M., Cuthbertson, C.C., Eckman, S., 2022a. Historical development of accelerometry measures and methods for physical activity and sedentary behavior research worldwide: A scoping review of observational studies of adults. *PLoS ONE* 17, e0276890. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0276890>
- Evenson, K.R., Scherer, E., Peter, K.M., Cuthbertson, C.C., Eckman, S., 2022b. Historical development of accelerometry measures and methods for physical activity and sedentary behavior research worldwide: A scoping review of observational studies of adults. *PLoS ONE* 17, e0276890. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0276890>
- Fairley, T.E., Griffin, M.J., 1989. THE APPARENT MASS OF THE SEATED VERTICAL VIBRATION. [https://doi.org/10.1016/0021-9290\(89\)90031-6](https://doi.org/10.1016/0021-9290(89)90031-6)
- Fung, Y.-C., 1993. *Biomechanics*. Springer New York, New York, NY. <https://doi.org/10.1007/978-1-4757-2257-4>
- Gagnon, D.H., Roy, A., Gabison, S., Duclos, C., Verrier, M.C., Nadeau, S., 2016. Effects of Seated Postural Stability and Trunk and Upper Extremity Strength on Performance during Manual Wheelchair Propulsion Tests in Individuals with Spinal Cord Injury: An Exploratory Study. *Rehabilitation Research and Practice* 2016, 1–11. <https://doi.org/10.1155/2016/6842324>
- Garcia-Mendez, Y., Pearlman, J.L., Boninger, M.L., Cooper, R.A., 2013a. Health risks of vibration exposure to wheelchair users in the community. *The Journal of Spinal Cord Medicine* 36, 365–375. <https://doi.org/10.1179/2045772313Y.0000000124>
- Garcia-Mendez, Y., Pearlman, J.L., Boninger, M.L., Cooper, R.A., 2013b. Health risks of vibration exposure to wheelchair users in the community. *The Journal of Spinal Cord Medicine* 36, 365–375. <https://doi.org/10.1179/2045772313Y.0000000124>
- Garne, K., Burström, L., Kutteneuler, J., 2011. Measures of vibration exposure for a high-speed craft crew. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment* 225, 338–349. <https://doi.org/10.1177/1475090211418747>
- Goldman, D.E., Von Gierke, H.E., 1960. The effects of shock and vibration on man. *Lect Rev Ser* 60, 151–198.
- Griffin, M.J., 1990. *Handbook of human vibration*. Academic Press, London San Diego.
- Guignard, J.C., 1960a. Physiological effects of mechanical vibration. *Proc R Soc Med* 53, 92–96.
- Guignard, J.C., 1960b. Effect of Noise and Vibration on Man. *Nature* 188, 533–534. <https://doi.org/10.1038/188533a0>
- Holmlund, P., Lundström, R., Lindberg, L., 2000. Mechanical impedance of the human body in vertical direction. *Applied Ergonomics* 31, 415–422. [https://doi.org/10.1016/s0003-6870\(99\)00063-0](https://doi.org/10.1016/s0003-6870(99)00063-0)
- Holzapfel, G.A., 2002. *Nonlinear Solid Mechanics: A Continuum Approach for Engineering Science*. *Meccanica* 37, 489–490. <https://doi.org/10.1023/A:1020843529530>
- Hood, S., McBain, T., Portas, M., Spears, I., 2012. Measurement in Sports Biomechanics. *Measurement and Control* 45, 182–186. <https://doi.org/10.1177/002029401204500604>

- Huang, Y., Zhang, P., 2019. Subjective discomfort caused by vertical whole-body vibration in the frequency range 2–100 Hz. *Ergonomics* 62, 420–430. <https://doi.org/10.1080/00140139.2018.1533145>
- Huang, Y., Zhang, P., Liang, S., 2020. Apparent mass of the seated human body during vertical vibration in the frequency range 2–100 Hz. *Ergonomics* 63, 1150–1163. <https://doi.org/10.1080/00140139.2020.1769744>
- Hunt, J.H., 1936. Raynaud's Phenomenon in Workmen Using Vibrating Instruments. *Proceedings of the Royal Society of Medicine* 30, 171–178. <https://doi.org/10.1177/003591573603000221>
- ISO 2631.; 1997. ISO 2631-1: 1997 ; Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibration.
- ISO 5982.; 2019. ISO 5982:2019 ; Mechanical vibration and shock — Range of idealized values to characterize human biodynamic response under whole-body vibration.
- ISO 8041-1 ; 2017. ISO 8041-1 : Human response to vibration — Measuring instrumentation — .
- ISO 16840-2.; 2018. Wheelchair seating Part 2: Determination of physical and mechanical characteristics of seat cushions intended to manage tissue integrity.
- Jacklin, H.M., 1936. Human Reactions to Vibration, in: SAE Technical Paper Series. Presented at the Pre-1964 SAE Technical Papers, SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States. <https://doi.org/10.4271/360139>
- James, K.A., Corrigan, P., Lanois, C., Huang, C.-H., Davis, I.S., Stefanik, J.J., 2023. Association of tibial acceleration during walking to pain and impact loading in adults with knee osteoarthritis. *Clinical Biomechanics* 109, 106097. <https://doi.org/10.1016/j.clinbiomech.2023.106097>
- JCMG, 2012. International Vocabulary of Metrology – Basic and general concepts and associated terms (VIM), 3rd edition. <https://doi.org/10.59161/JCGM200-2012>
- Jeong, H.-S., Cho, J.-R., 2016. Optimal design of head expander for a lightweight and high frequency vibration shaker. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.* 17, 909–916. <https://doi.org/10.1007/s12541-016-0111-z>
- Käsin, J.I., Mansfield, N., Wagstaff, A., 2011. Whole Body Vibration in Helicopters: Risk Assessment in Relation to Low Back Pain. *aviat space environ med* 82, 790–796. <https://doi.org/10.3357/ASEM.2982.2011>
- Kazarian, L., 1972. Dynamic Response Characteristics of the Human Vertebral Column: An Experimental Study on Human Autopsy Specimens. *Acta Orthopaedica Scandinavica* 43, 1–188. <https://doi.org/10.3109/ort.1972.43.suppl-146.01>
- Kim, E., Fard, M., Kato, K., 2017. Characterisation of the human-seat coupling in response to vibration. *Ergonomics* 60, 1085–1100. <https://doi.org/10.1080/00140139.2016.1252063>
- Kitazaki, S., Griffin, M.J., 1995. A data correction method for surface measurement of vibration on the human body. *Journal of Biomechanics* 28, 885–890. [https://doi.org/10.1016/0021-9290\(95\)95279-E](https://doi.org/10.1016/0021-9290(95)95279-E)
- Kowalski, P., Zając, J., 2016. Applications of test bench for whole-body vibration simulation. *Vibroengineering PROCEDIA* 10, 410–433.
- Kumar, V.K., Saran, V.H., 2019. Biodynamic Model of the Seated Human Body under the Vertical Whole Body Vibration Exposure. *The International Journal of Acoustics and Vibration* 24, 657–664. <https://doi.org/10.20855/ijav.2019.24.41335>
- Kwarciak, A.M., 2008. Curb descent testing of suspension manual wheelchairs. *JRRD* 45, 73–84. <https://doi.org/10.1682/JRRD.2006.11.0142>
- Lafortune, M.A., 1991. Three-dimensional acceleration of the tibia during walking and running. *Journal of Biomechanics* 24, 877–886. [https://doi.org/10.1016/0021-9290\(91\)90166-K](https://doi.org/10.1016/0021-9290(91)90166-K)
- Larivière, O., 2023. Analyse vibratoire de la propulsion en fauteuil roulant manuel : une application à l'athlétisme (Médecine humaine et pathologie). Université Paris-Nord - Paris XIII.
- Larivière, O., Chadefaux, D., Sauret, C., Kordulas, L., Thoreux, P., 2022. Modal Characterization of Manual Wheelchairs. *Vibration* 5, 442–463. <https://doi.org/10.3390/vibration5030025>

- Larivière, O., Chadeaux, D., Sauret, C., Thoreux, P., 2023. Vibration Response of Manual Wheelchairs According to Loads, Propulsion Methods, Speeds, and Ground Floor Types. *Vibration* 6, 762–776. <https://doi.org/10.3390/vibration6040047>
- Larivière, O., Chadeaux, D., Sauret, C., Thoreux, P., 2021. Vibration Transmission during Manual Wheelchair Propulsion: A Systematic Review. *Vibration* 4, 444–481. <https://doi.org/10.3390/vibration4020029>
- Lariviere, O., Chadeaux, D., Sauret, C., Thoreux, P., 2021. Vibration Transmission during Manual Wheelchair Propulsion: A Systematic Review. *Vibration* 4, 444–481. <https://doi.org/10.3390/vibration4020029>
- Liang, C.-C., Chiang, C.-F., 2006. A study on biodynamic models of seated human subjects exposed to vertical vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics* 36, 869–890. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2006.06.008>
- Liebowitz, B., 1920. THE MEASUREMENT OF VEHICLE VIBRATIONS, in: SAE Technical Paper Series. Presented at the Pre-1964 SAE Technical Papers, SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States. <https://doi.org/10.4271/200009>
- Lo, L., Fard, M., Subic, A., Jazar, R., 2013. Structural dynamic characterization of a vehicle seat coupled with human occupant. *Journal of Sound and Vibration* 332, 1141–1152. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2012.10.010>
- Maeda, S., Futatsuka, M., Yonesaki, J., Ikeda, M., 2003a. Relationship between questionnaire survey results of vibration complaints of wheelchair users and vibration transmissibility of manual wheelchair.
- Maeda, S., Futatsuka, M., Yonesaki, J., Ikeda, M., 2003b. Relationship between questionnaire survey results of vibration complaints of wheelchair users and vibration transmissibility of manual wheelchair.
- Maeda, S., Mansfield, N.J., 2005. Comparison of the Apparent Mass during Exposure to Whole-Body Vertical Vibration between Japanese Subjects and ISO 5982 Standard. *Ind Health* 43, 436–440. <https://doi.org/10.2486/indhealth.43.436>
- Magnusson, M., Pope, M., Rostedt, M., Hansson, T., 1993. Effect of backrest inclination on the transmission of vertical vibrations through the lumbar spine. *Clinical Biomechanics* 8, 5–12. [https://doi.org/10.1016/S0268-0033\(05\)80003-8](https://doi.org/10.1016/S0268-0033(05)80003-8)
- Mandapuram, S., Rakheja, S., Marcotte, P., Boileau, P.-É., 2011. Analyses of biodynamic responses of seated occupants to uncorrelated fore-aft and vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration* 330, 4064–4079. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2011.04.003>
- Mansfield, N.J., 2004. *Human Response to Vibration*, 1st ed. CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b12481>
- Mansfield, N.J., Griffin, M.J., 2002. EFFECTS OF POSTURE AND VIBRATION MAGNITUDE ON APPARENT MASS AND PELVIS ROTATION DURING EXPOSURE TO WHOLE-BODY VERTICAL VIBRATION. *Journal of Sound and Vibration* 253, 93–107. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.4251>
- Mansfield, N.J., Griffin, M.J., 2000. Non-linearities in apparent mass and transmissibility during exposure to whole-body vertical vibration. *Journal of Biomechanics* 33, 933–941. [https://doi.org/10.1016/S0021-9290\(00\)00052-X](https://doi.org/10.1016/S0021-9290(00)00052-X)
- Mansfield, N.J., Maeda, S., 2011. Subjective ratings of whole-body vibration for single- and multi-axis motion. *The Journal of the Acoustical Society of America* 130, 3723–3728. <https://doi.org/10.1121/1.3654014>
- Mansfield, N.J., Newell, G.S., Notini, L., 2009. Earth Moving Machine Whole-body Vibration and the Contribution of Sub-1Hz Components to ISO 2631-1 Metrics. *Ind Health* 47, 402–410. <https://doi.org/10.2486/indhealth.47.402>

- Matsumoto, Y., Griffin, M.J., 2003. Mathematical models for the apparent masses of standing subjects exposed to vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration* 260, 431–451. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)00941-0](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)00941-0)
- Matsumoto, Y., Griffin, M.J., 2001. Modelling the dynamic mechanisms associated with the principal resonance of the seated human body. *Clinical Biomechanics* 16, S31–S44. [https://doi.org/10.1016/S0268-0033\(00\)00099-1](https://doi.org/10.1016/S0268-0033(00)00099-1)
- Meeker, R., 1918. EFFECT OF THE AIR HAMMER ON THE HANDS OF STONECUTTERS.
- Mehmood, A., Raza, A., Nadeem, A., Saeed, U., 2022. Study of Multi-Classification of Advanced Daily Life Activities on SHIMMER Sensor Dataset. *Int. j. commun. netw. inf. secur.* 8. <https://doi.org/10.17762/ijcnis.v8i2.1793>
- Mertens, H., 1978. Nonlinear behavior of sitting humans under increasing gravity. *Aviat Space Environ Med* 49, 287–298.
- Misch, J., Sprigle, S., 2022. Estimating whole-body vibration limits of manual wheelchair mobility over common surfaces. *Journal of Rehabilitation and Assistive Technologies Engineering* 9, 20556683221092322. <https://doi.org/10.1177/20556683221092322>
- Misch, J.P., Liu, Y., Sprigle, S., 2022. Effect of Wheels, Casters and Forks on Vibration Attenuation and Propulsion Cost of Manual Wheelchairs. *IEEE Trans. Neural Syst. Rehabil. Eng.* 30, 2661–2670. <https://doi.org/10.1109/TNSRE.2022.3205507>
- Muksian, R., Nash, C.D., 1974. A model for the response of seated humans to sinusoidal displacements of the seat. *Journal of Biomechanics* 7, 209–215. [https://doi.org/10.1016/0021-9290\(74\)90011-6](https://doi.org/10.1016/0021-9290(74)90011-6)
- Nesbit, S.M., 2005. A three dimensional kinematic and kinetic study of the golf swing. *J Sports Sci Med* 4, 499–519.
- OMS, 2020. WHO guidelines on physical activity and sedentary behaviour. Geneva.
- Paddan, G.S., Griffin, M.J., 1988. The transmission of translational seat vibration to the head—I. Vertical seat vibration. *Journal of Biomechanics* 21, 191–197. [https://doi.org/10.1016/0021-9290\(88\)90169-8](https://doi.org/10.1016/0021-9290(88)90169-8)
- Panjabi, M.M., Andersson, G.B., Jorneus, L., Hult, E., Mattsson, L., 1986. In vivo measurements of spinal column vibrations. *J Bone Joint Surg Am* 68, 695–702.
- Pankoke, S., Hofmann, J., Wölfel, H.P., 2001. Determination of vibration-related spinal loads by numerical simulation. *Clinical Biomechanics* 16, S45–S56. [https://doi.org/10.1016/S0268-0033\(00\)00100-5](https://doi.org/10.1016/S0268-0033(00)00100-5)
- Parashar, S.K., Sharma, J.K., 2016. A review on application of finite element modelling in bone biomechanics. *Perspectives in Science* 8, 696–698. <https://doi.org/10.1016/j.pisc.2016.06.062>
- Patil, M.K., Palanichamy, M.S., 1988. A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response. *Applied Mathematical Modelling* 12, 63–71. [https://doi.org/10.1016/0307-904x\(88\)90024-8](https://doi.org/10.1016/0307-904x(88)90024-8)
- Patil, M.K., Palanichamy, M.S., Ghista, D.N., 1977. Dynamic Response of Human Body Seated on a Tractor and Effectiveness of Suspension Systems. Presented at the 21st Stapp Car Crash Conference, p. 770932. <https://doi.org/10.4271/770932>
- Patterson, F., Miralami, R., Tansey, K.E., Prabhu, R.K., Priddy, L.B., 2021. Deleterious effects of whole-body vibration on the spine: A review of in vivo, ex vivo, and in vitro models. *Anim Models and Exp Med* 4, 77–86. <https://doi.org/10.1002/ame2.12163>
- Pedro, B., Cabral, S., Veloso, A.P., 2021. Concurrent validity of an inertial measurement system in tennis forehand drive. *Journal of Biomechanics* 121, 110410. <https://doi.org/10.1016/j.jbiomech.2021.110410>
- Pope, M.H., Magnusson, M., Broman, N.H., Hassont, T., n.d. THE DYNAMIC RESPONSE OF HUMAN SUBJECTS WHILE SEATED IN CAR SEATS.

- Pope, M.H., Wilder, D.G., Magnusson, M.L., 1999. A review of studies on seated whole body vibration and low back pain. *Proc Inst Mech Eng H* 213, 435–446. <https://doi.org/10.1243/0954411991535040>
- Qassem, W., Othman, M.O., Abdul-Majeed, S., 1994. The effects of vertical and horizontal vibrations on the human body. *Medical Engineering & Physics* 16, 151–161. [https://doi.org/10.1016/1350-4533\(94\)90028-0](https://doi.org/10.1016/1350-4533(94)90028-0)
- Rakheja, S., Dewangan, K., Dong, R.G., Marcotte, P., Pranesh, A., 2020. Whole-body vibration biodynamics - a critical review: II. Biodynamic modelling. *IJVP* 6, 52. <https://doi.org/10.1504/IJVP.2020.104494>
- Rakheja, S., Dong, R.G., Patra, S., Boileau, P.-É., Marcotte, P., Warren, C., 2010. Biodynamics of the human body under whole-body vibration: Synthesis of the reported data. *International Journal of Industrial Ergonomics* 40, 710–732. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2010.06.005>
- Ramírez Márquez, M.A., 2023. Buckling in columns. Solution of the indeterminations of Euler's theory and derivation of an equation for inelastic buckling. *Results in Engineering* 19, 101262. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101262>
- Rasmussen, G., 1983. Human Body Vibration Exposure and its Measurement. *The Journal of the Acoustical Society of America* 73, 2229–2229. <https://doi.org/10.1121/1.389513>
- Rayleigh, J.W.S., 1877. *The theory of Sound*, London, Macmillan and co. ed.
- Remus, R., Lipphaus, A., Neumann, M., Bender, B., 2021. Calibration and validation of a novel hybrid model of the lumbosacral spine in ArtiSynth—The passive structures. *PLoS ONE* 16, e0250456. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0250456>
- Robertson, D.G.E., Caldwell, G.E., Hamill, J., Kamen, G., Whittlesey, S.N., 2014. *Research Methods in Biomechanics*, 2nd ed. *Human Kinetics*. <https://doi.org/10.5040/9781492595809>
- Rogowski, I., Creveaux, T., Triquigneaux, S., Macé, P., Gauthier, F., Sevrez, V., 2015. Tennis Racket Vibrations and Shock Transmission to the Wrist during Forehand Drive. *PLoS ONE* 10, e0132925. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0132925>
- Rowlands, G.F., 1972. *The transmission of harmonically distorted low frequency vibration to the head of the seated man*. Royal Aircraft Establishment.
- Roy, R., Paulraj, A., Kailath, T., 1986. ESPRIT--A subspace rotation approach to estimation of parameters of cisoids in noise. *IEEE Trans. Acoust., Speech, Signal Process.* 34, 1340–1342. <https://doi.org/10.1109/TASSP.1986.1164935>
- Sanderson, A., Cescon, C., Heneghan, N.R., Kuithan, P., Martinez-Valdes, E., Rushton, A., Barbero, M., Falla, D., 2019. People With Low Back Pain Display a Different Distribution of Erector Spinae Activity During a Singular Mono-Planar Lifting Task. *Front. Sports Act. Living* 1. <https://doi.org/10.3389/fspor.2019.00065>
- Seidel, H., 2005. On the Relationship between Whole-body Vibration Exposure and Spinal Health Risk. *Ind Health* 43, 361–377. <https://doi.org/10.2486/indhealth.43.361>
- Skendraoui, N., Bogard, F., Murer, S., Beaumont, F., Abbes, B., Polidori, G., Nolot, J.-B., Erre, D., Odof, S., Taiar, R., 2019. Experimental Investigations and Finite Element Modelling of the Vibratory Compartment of a Manual Wheelchair, in: Ahram, T., Karwowski, W., Taiar, R. (Eds.), *Human Systems Engineering and Design, Advances in Intelligent Systems and Computing*. Springer International Publishing, Cham, pp. 682–688. https://doi.org/10.1007/978-3-030-02053-8_104
- Sonenblum, S.E., Sprigle, S.H., Martin, J.S., PE, 2016. Everyday sitting behavior of full-time wheelchair users. *J Rehabil Res Dev* 53, 585–598. <https://doi.org/10.1682/JRRD.2015.07.0130>
- Suggs, C.W., Abrams, C.F., Stikeleather, L.F., 1969. Application of a Damped Spring-Mass Human Vibration Simulator in Vibration Testing of Vehicle Seats. *Ergonomics* 12, 79–90. <https://doi.org/10.1080/00140136908931030>

- Teng, T.-L., Chang, F.-A., Peng, C.-P., 2006. Analysis of human body response to vibration using multi-body dynamics method. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 220, 191–202. <https://doi.org/10.1243/14644193JMBD28>
- Thain, E., 2012. *Science and Golf IV*, 1st ed. Routledge. <https://doi.org/10.4324/9780203715000>
- Timoshenko, S., 1928. *Vibration Problems In Engineering*. D. Van Nostrand Company, Inc.
- Toward, M.G.R., Griffin, M.J., 2011. The transmission of vertical vibration through seats: Influence of the characteristics of the human body. *Journal of Sound and Vibration* 330, 6526–6543. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2011.07.033>
- Van Der Woude, L.H.V., Veeger, H.E.J., Dallmeijer, A.J., Janssen, T.W.J., Rozendaal, L.A., 2001. Biomechanics and physiology in active manual wheelchair propulsion. *Medical Engineering & Physics* 23, 713–733. [https://doi.org/10.1016/S1350-4533\(01\)00083-2](https://doi.org/10.1016/S1350-4533(01)00083-2)
- VanSickle, D.P., Cooper, R.A., Boninger, M.L., DiGiovine, C.P., 2001. Analysis of vibrations induced during wheelchair propulsion 38.
- Vergara, M., Page, Á., 2002. Relationship between comfort and back posture and mobility in sitting-posture. *Applied Ergonomics* 33, 1–8. [https://doi.org/10.1016/S0003-6870\(01\)00056-4](https://doi.org/10.1016/S0003-6870(01)00056-4)
- Verver, M.M., Van Hoof, J., Oomens, C.W.J., Van De Wouw, N., Wismans, J.S.H.M., 2003. Estimation of spinal loading in vertical vibrations by numerical simulation. *Clinical Biomechanics* 18, 800–811. [https://doi.org/10.1016/S0268-0033\(03\)00145-1](https://doi.org/10.1016/S0268-0033(03)00145-1)
- Waga, T., Ura, S., Nagamori, M., Uchiyama, H., Shionoya, A., 2020. Influence of Material on Wheelchair Vibrations, in: *The 13th Conference of the International Sports Engineering Association*. Presented at the The Conference of the International Sports Engineering Association, MDPI, p. 127. <https://doi.org/10.3390/proceedings2020049127>
- Wan, Y., Schimmels, J.M., 1995. A Simple Model that Captures the Essential Dynamics of a Seated Human Exposed to Whole Body Vibration. *American Society of Mechanical Engineers, Advances in Bioengineering* 31, 333–334.
- Wang, S., Zhao, L., Hu, Y., Yang, F., 2018. Vibration Characteristics Analysis of Convalescent-Wheelchair Robots Equipped with Dynamic Absorbers. *Shock and Vibration* 2018, 5393051. <https://doi.org/10.1155/2018/5393051>
- Wang, W., Rakheja, S., Boileau, P.-É., 2004. Effects of sitting postures on biodynamic response of seated occupants under vertical vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics* 34, 289–306. <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2004.04.009>
- Weerapong, P., Hashikura, K., Kamal, M.A.S., Murakami, I., Yamada, K., 2023. Simulated Response Analysis: Modelling a Wheelchair-Occupant System Subjected to Vibration. <https://doi.org/10.24507/ijicic.19.02.307>
- Weerapong, P., Hashikura, K., Kamal, M.A.S., Yamada, K., 2021. A Model for the Response of an Occupant and Wheelchair System Subjected to Vertical Vibrations. <https://doi.org/10.24507/ijicic.17.06.1823>
- Wei, L., Griffin, J., 1998. THE PREDICITON OF SEAT TRANSMISSIBILITY FROM MEASURES OF SEAT IMPEDANCE. *Journal of Sound and Vibration* 214, 121–137. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1998.1540>
- Wei, S.-H., Chiang, J.-Y., Shiang, T.-Y., Chang, H.-Y., 2006. Comparison of Shock Transmission and Forearm Electromyography Between Experienced and Recreational Tennis Players During Backhand Strokes: *Clinical Journal of Sport Medicine* 16, 129–135. <https://doi.org/10.1097/00042752-200603000-00008>
- Welch, P., 1967. The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms. *IEEE Trans. Audio Electroacoust.* 15, 70–73. <https://doi.org/10.1109/TAU.1967.1161901>
- Wolf, E.J., Cooper, M.S.R.A., DiGiovine, C.P., Boninger, M.L., Guo, S., 2004. Using the absorbed power method to evaluate effectiveness of vibration absorption of selected seat cushions

- during manual wheelchair propulsion. *Medical Engineering & Physics* 26, 799–806. <https://doi.org/10.1016/j.medengphy.2004.06.005>
- Wu, J.Z., Welcome, D.E., Krajnak, K., Dong, R.G., 2007. Finite element analysis of the penetrations of shear and normal vibrations into the soft tissues in a fingertip. *Medical Engineering & Physics* 29, 718–727. <https://doi.org/10.1016/j.medengphy.2006.07.005>
- Yang, Y.-S., Chang, G.-L., Hsu, M.-J., Chang, J.-J., 2009. Remote monitoring of sitting behaviors for community-dwelling manual wheelchair users with spinal cord injury. *Spinal Cord* 47, 67–71. <https://doi.org/10.1038/sc.2008.72>
- Yilmaz, N., Ila, K., 2019. Effect of vibration on the vestibular system in noisy and noise-free environments in heavy industry. *Acta Oto-Laryngologica* 139, 1014–1018. <https://doi.org/10.1080/00016489.2019.1666213>
- Zhang, J., Mu, X., Lin, X., Kong, X., Li, Y., Du, L., Xu, X., Zhang, J.L., 2025. Quantification of tissue stiffness with magnetic resonance elastography and finite difference time domain (FDTD) simulation-based spatiotemporal neural network. *Magnetic Resonance Imaging* 118, 110353. <https://doi.org/10.1016/j.mri.2025.110353>
- Zhang, J.-T., Novak, A.C., Brouwer, B., Li, Q., 2013. Concurrent validation of Xsens MVN measurement of lower limb joint angular kinematics. *Physiol. Meas.* 34, N63–N69. <https://doi.org/10.1088/0967-3334/34/8/N63>
- Zhou, Z., Griffin, M.J., 2014. Response of the seated human body to whole-body vertical vibration: discomfort caused by sinusoidal vibration. *Ergonomics* 57, 714–732. <https://doi.org/10.1080/00140139.2014.898799>

A

Annexes

Annexe 1 : Résultats des pourcentages d'erreur relatif sur la bande [3-12] Hz, avec le banc d'essai *Hexalab*.

<i>Hexalab</i>		3 à 12 Hz	3 Hz	4 Hz	5 Hz	8 Hz	10 Hz	12 Hz
Maxima	7 sujets	13 ± 19,03	2 ± 5,88	0 ± 7,00	11 ± 8,56	17,5 ± 12,77	55 ± 12,58	27 ± 15,75
RMS	7 sujets	-29,29 ± 4,00	-42,02 ± 2,44	-39,90 ± 2,35	-42,02 ± 2,44	-29,29 ± 3,00	-10,20 ± 4,72	-13,03 ± 7,32

Tableau 34 : Erreur relative (%) à la consigne, des maxima (crêtes) et des valeur efficaces (RMS), pour l'ensemble des signaux : sinusoides et sinusoides à balayages pour sept participants valides sur la bande [3-12 Hz]

Sujet- <i>Hexalab</i>	RMS (g)	Erreur relative (%)	
7	Sujet 1	0,1022 ± 0,0578	27,74 ± 1,12
8	Sujet 2	0,1036 ± 0,0599	26,75 ± 0,28
9	Sujet 3	0,1047 ± 0,0599	25,98 ± 0,51
10	Sujet 4	0,1029 ± 0,0591	27,23 ± 0,23
11	Sujet 5	0,1051 ± 0,0606	25,69 ± 0,33
12	Sujet 6	0,0988 ± 0,0988	30,14 ± 0,60
	Sujet 7	0,0982 ± 0,0546	30,55 ± 0,66

Tableau 35 : Moyennes et écarts-types des valeurs efficaces (RMS) et des erreurs relatives à la consigne pour chacun des sept participants lors des essais avec des sinusoides à balayages

Annexe 2 : Article sur l'évaluation d'accéléromètres embarqués.

Securing Biomechanical Data Quality: A Comprehensive Evaluation of On-Board Accelerometers for Shock and Vibration Analysis

Corentin Bosio ^{1,*}, Christophe Sauret ^{1,2}, Patricia Thoreux ^{1,3} and Delphine Chadeaux ¹

- ¹ Arts et Métiers Institute of Technology, EPF Engineering School, Université Sorbonne Paris Nord, IBHGC–Institut de Biomécanique Humaine Georges Charpak, F-75013 Paris, France ; delphine.chadeaux@univ-paris13.fr
- ² Centre d’Etudes et de Recherche sur l’Appareillage des Handicapés, Institution Nationale des Invalides, F-75007 Paris, France ; christophe.sauret@invalides.fr
- ³ Hôpital Hôtel Dieu, AP-HP, F-75004 Paris, France ; patricia.thoreux@aphp.fr
- * Correspondence: corentin.bosio1@univ-paris13.fr

Highlights :

What are the main findings?

- **Shock Accuracy of Blue Trident:** Blue Trident demonstrated the best performance in shock amplitude and timing accuracy, with relative errors below 6%.
- **Xsens reliability in Low-Frequency Vibrations:** Xsens exhibited stable and consistent measurements in low-frequency vibration conditions, ensuring reliable data collection in such contexts.
- **Variability in Shimmer 3:** The Shimmer 3 sensor showed substantial inconsistencies in signal quality, raising concerns about its reliability for precise biomechanical measurements.

Abstract: (1) On-board accelerometers are increasingly used for biomechanical data collection in real-world settings. This study assesses the accuracy, repeatability, and variability of three commercially available inertial measurement units (IMUs)—Xsens, Blue Trident, and Shimmer 3—in measuring vibration and shock characteristics relevant to human movement analysis. (2) A controlled laboratory setup utilizing an electrodynamic shaker was employed to generate sine waves at varying frequencies and amplitudes, as well as shock profiles with defined peak accelerations and durations. (3) Results showed that Blue Trident demonstrated the highest accuracy in shock amplitude and timing, with relative errors below 6%, while Xsens provided stable measurements for low-frequency vibrations. In contrast, Shimmer 3 exhibited considerable variability in signal quality. (4) These findings offer critical insights into sensor selection based on specific application needs, ensuring optimal accuracy and reliability in dynamic measurement environments. This study lays the groundwork for improved IMU application in biomechanical research and practical deployments. Future research should focus on validating sensor performance for angular movements to enhance overall motion analysis capabilities.

Keywords: Accelerometer; Metrology; Vibration; Shock

Academic Editor:

Received: date

Revised: date

Accepted: date

Published: date

Citation: To be added by editorial staff during production.

Copyright: © 2025 by the authors. Submitted for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

1. Introduction

Humans are commonly exposed to vibrations and shocks in various scenarios, such as vehicle operation, industrial machinery, or sports activities (Griffin, 1990). These exposures can lead to discomfort (Duarte et al., 2018; Maeda et al., 2003a), reduced performance, or even long-term musculoskeletal pathologies (Dupuis and Zerlett, 1987; Pope et al., n.d.). Studying the propagation of vibrations and shocks within the human body is critical for understanding their effects, improving safety and comfort, and mitigating potential health risks. Despite advances in technology, the accurate measurement of these phenomena remains challenging due to the complexity of human biomechanics and the non-linear nature of the musculoskeletal system.

Vibrations are characterized by prolonged oscillatory motion, while shocks are defined as sudden, high-intensity forces from single events (Griffin, 1990). Vibrations and shocks are both measured as acceleration but differ in their time and energy components. The choice of sensors and measurement parameters (e.g. sampling frequency) must account for the specific characteristics of vibrations and shocks, including their range and temporal dynamics. Addressing these metrological challenges is a key aspect of accurate data acquisition.

For humans subjected to dynamic conditions in working environments, commonly static, Griffin (Griffin, 1990) presents both amplitude and frequency being the core of the vibration field. Whole-body vibrations associated with effects on health, activities and comfort ranges from 0.5 to 100 Hz, with acceleration magnitudes between 0.01 and 10 m/s² (Griffin, 1990; ISO 2631.; 1997; Rasmussen, 1983). Meanwhile, shock accelerations can reach levels of 61 to 129 m/s², particularly in high-impact environments such as high-speed boats (Garme et al., 2011). In sports biomechanics, understanding the dynamic environments experienced by individuals requires precise measurement parameters, particularly for activities involving impacts. Bartlett (Bartlett, 2014) identified the acquisition frequencies necessary for accurately studying such activities. For instance, tennis requires a minimum acquisition frequency of 50 Hz for general motion analysis (Bartlett, 2014). The frequency content transmitted to the upper limb does not exceed 150 Hz, meaning an acquisition frequency (Fs) of 500 Hz is generally sufficient. However, due to the brief nature of impacts, a higher sampling rate (e.g., 500-1000 Hz) may be needed to extract key shock characteristics, such as amplitude (Bartlett, 2014). In tennis, when placing an accelerometer on the racket, the frequency content can reach 1500 Hz, requiring a minimum Fs of 3000 Hz to ensure adequate resolution (Chadefaux et al., 2016).

To fully address the requirements for continuous vibrations and shocks, several measurement parameters need clarification: measurement range, sampling frequency, response time, axes of measurement, mass, battery duration, ease of installation, wireless communication, synchronization. By systematically addressing these parameters, researchers can ensure reliable and comprehensive data collection for both continuous vibrations, impacts in dynamic sports environments and general biomechanics.

For seated individuals exposed to whole-body vibration (WBV), research indicates that the relevant frequency range falls between 4 and 100 Hz, with movement amplitudes ranging from 0.01 to 10 m/s² (Garme et al., 2011; Griffin, 1990; Hood et al., 2012; Kwarciak, 2008; Larivière et al., 2021; Waga et al., 2020). During walking, the frequency ranged from 4 to 8 Hz, with tibial acceleration amplitudes remaining below 2.4 g. This results in impact ranging from 1.7 g to 3.3 g, whether barefoot or wearing shoes (Lafortune, 1991). For running, ground reaction forces typically generate tibial accelerations between 3 and 8 Hz, with linear acceleration amplitudes below 10 g (Chadefaux et al., 2019). These accelerations can lead to maximal impact forces, from the foot reaching 14.5 ± 5.8 g,

decreasing at the distal tibia reaching 11.5 ± 5.1 g (Chadefaux et al., 2019). With articles relating impact forces ranging from 7 g up to 10 g depending on the speed (James et al., 2023). During tennis strokes, impact energy propagates through the arm, with the racket absorbing the highest impact -68 ± 9 g for a backhand and 163 ± 8 g for a forehand. At the hand, vibrations are filtered, yet 26.02 ± 11.8 g still reaches the wrist, passing around $28 \pm 19\%$ to the elbow, where it measures 7.38 ± 2.35 g. Grip force and stroke intensity amplify this transfer, but the hand dampens vibrations above 250 Hz, significantly reducing the 1500 Hz racket-induced oscillations (Bartlett, 2014; Chadefaux et al., 2016; Rogowski et al., 2015; Wei et al., 2006). A golf swing involves a frequency of 100 Hz, with linear acceleration of 150 ± 31 g at the clubs head, 16.6 ± 1.6 g at the grip, and impacts over 5114 g on the clubs head (Bartlett, 2014; Nesbit, 2005; Thain, 2012).

In the field of biomechanics, inertial measurement units (IMUs) have become a widely utilized technology for capturing kinematic data. This growing use has led to a sharp rise in research publications on the topic, especially in the last decade (Evenson et al., 2022b). Consequently, the present study focuses on IMUs, specifically evaluating the performance of their accelerometers for the intended application. While valid piezoelectric and piezoresistive sensors exist, they are not readily available in a compact, lightweight, and easily onboarded format due to the required conditioning. Given that commercial IMUs do not typically distinguish accelerometer sensitivity across different axes, our analysis is simplified to a single axis, assuming it represents behavior across other axes effectively. primary challenge in this context is the selection of appropriate sensors capable of accurately capturing dynamic phenomena, such as vibration and shock, both of which are quantified through acceleration despite their distinct characteristics. Among commercially available IMUs, Xsens, Blue Trident, and Shimmer 3 are probably the most used. Xsens (Xsens Technologies, Enschede, Netherlands) has undergone extensive validation across various activities, demonstrating a high correlation with the motion analysis gold standard, a camera-based motion capture, in specific planes. It has been extensively used for gait analysis (ankle, knee, and hip flexion/extension at 100 Hz), as well as running and tennis (whole-body motion, excluding the hand, in the sagittal plane at 240 Hz). Notably, over 500 studies have utilized Xsens for joint kinematic assessments (Pedro et al., 2021; Zhang et al., 2013). Blue Trident (Dual-g IMU, Oxford, UK, low-g ± 16 g sampling rate 1125 Hz, high-g ± 200 g sampling rate 1600 Hz) has been validated for running metrics like step count and impact load, with more than 15 studies supporting its use (Armitage et al., 2021). While Shimmer 3 (Wireless IMU, Shimmer, Ireland, D, ± 2 to 16 g, [2-1024] Hz) lacks full validation, it has still been used in over 15 published papers (Burns et al., 2010; Mehmood et al., 2022). Despite strong interest and validation efforts for kinematic and specific dynamic measurements, broader dynamic validation, for vibration and shock settings, remains unexplored. Our study aims to fill this gap by testing these IMUs under controlled in-lab conditions.

After defining a specific methodology, this paper aimed to evaluate Xsens, Blue Trident, and Shimmer 3 on-board accelerometers in terms of precision, accuracy, and errors from shock and vibration. From the results of this evaluation, recommendation on the advantageous use of these different sensors are provided as well as the use case when the different sensors should be avoided.

2. Materials and Methods

2.1. Sensor and experimental set-up

Three commercially available on board accelerometers were selected for this study, based on their widespread dissemination into the biomechanics community. Their characteristics are detailed in **Table 1**.

Sensor name	IMU (Name)	Sampling frequency (Hz)	Acceleration range (g)	Axes	Mass (g)	Dimension (mm)
A	Xsens - MTw Awinda	120	$\pm 8, \pm 10, \pm 16, \pm 20$	3-axis	16	47 x 30 x 13
B	Vicon - Blue Trident	Low-g 1125 & high-g 1600	Low-g ± 16 & high-g ± 200	3-axis	9.5	42 x 27 x 11
C	Shimmer - Shimmer3 IMU	2^n max 1024	$\pm 2, \pm 4, \pm 8, \pm 16$	3-axis	30	65 x 32 x 12

Table 1. Key manufacturer specifications for the accelerometers in the selected IMUs

The experiment consisted in a closed-loop electrodynamic shaker (Figure) (IMV compact shaker series m-120, Osaka, JPN; control accelerometer: ICP, Buffalo, USA, 100 mV/g, [0.5 – 3000] Hz) used to generate vertical signals with ranging frequencies [2-2000] Hz and amplitude [0-40] g. The closed loop was maintained by a control sensor (PCB Piezotronics 333C33, ICP, Buffalo, USA, 100 mV/g, ± 50 g pk, [0.5 – 10000] Hz). The electrodynamic shaker produced signals, which included sine waves and impact profiles that were controlled and transmitted via a computer and K2 interface (composed of a vibration controller and a compatible software).

For each test trials, the studied accelerometers were fixed with double sided tape on the shaker's plate (Figure). A reference sensor (PCB Piezotronics 333C33, ICP, Buffalo, USA, 100 mV/g, ± 50 g pk, [0.5 – 10000] Hz) was placed similarly to capture the reference data from the vibration shaker.

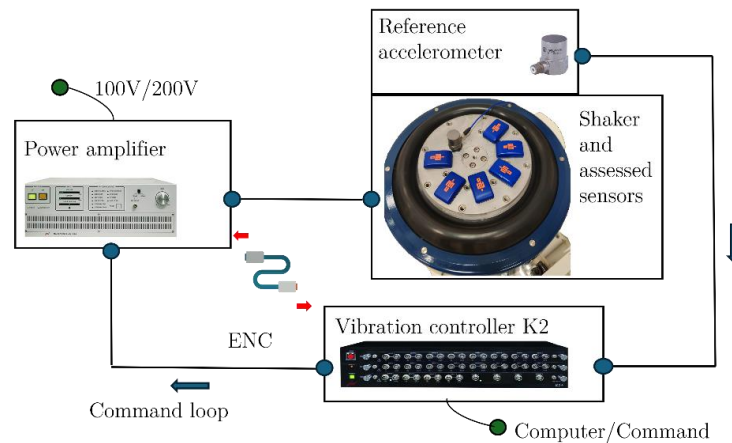


Figure 1. Closed-loop command of the electrodynamic shaker, studied and reference sensor

2.2 Setpoint signals

Sensor performance was evaluated using two signal types: sine waves and shocks. The selected parameters (frequency, amplitude, and impact duration) reflected typical human-experienced accelerations while adhering to experimental constraints. Sine waves (Figure) were generated at frequencies of 2, 3, 40, and 100 Hz with amplitudes of 0.1, 0.25, 1, 16, and 35 g (20 conditions in total). Shocks (Figure) were applied as double-sided half-sine waveforms, with peak accelerations of [10, 12, 17, 19, 24, 27, 31, 34, 38] g for the Blue

Tridents and [5, 6, 9, 11, 13, 15, 17, 19, 21] g for the Xsens and Shimmer 3 sensors, lasting 7 ms and 13 ms, for every sensor (20 conditions in total). These differences in tested acceleration levels stem from the sensors' respective acceleration ranges, with the Blue Trident capable of measuring up to 200 g, whereas the Xsens and Shimmer 3 that are limited to 16 g.

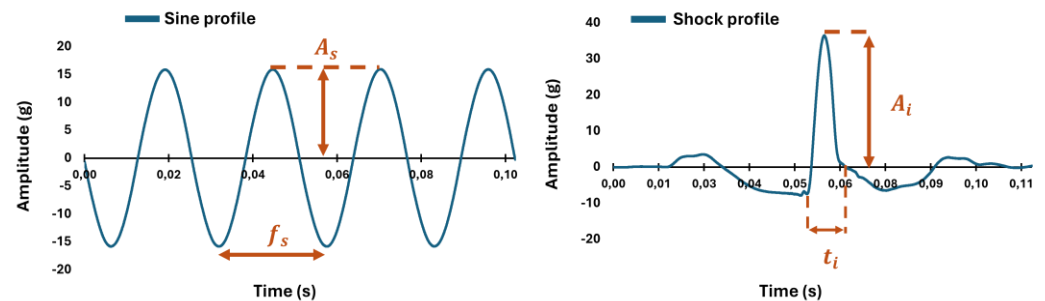


Figure 2. Tested signals and quantities of interest (A_s , f_s , $A_i \wedge t_i$; respectively sine amplitude, sine frequency, impact amplitude and shock duration) for sines and shocks.

The analysis focused on four key aspects: repeatability (for the same sensor), reproducibility (for the same sensor), and data accuracy relative to the reference sensor. Metrics were computed separately for sine waves and shocks, based on processed raw data.

2.3 Sine signals processing and quantities of interest

To thoroughly evaluate sensor performance, data from the experimental protocol were processed. Repeatability was assessed through five successive measurements within the same experimental session (JCMG, 2012). Reproducibility was evaluated by conducting identical tests across five sessions, i.e. same mounted disposition (Figure), on different days (JCMG, 2012). Intra-sensor variability was assessed by analysing the standard deviation across five trials for each sensor model (Table 2, left section). Inter-sensor variability was assessed by computing the standard deviation of the trial means across different sensor technologies (6 Xsens, 5 Blue Tridents, and 4 Shimmer3). To validate measurement precision, the wireless sensors were benchmarked against the reference PCB Piezotronics 333C33 sensor (Table 2, middle section). Computed repeatability metrics, including mean values, standard deviation, and relative error, quantified deviations from the reference (Table 2, right section), providing a standardized measure of accuracy and reliability.

For each sine signal trial, the main frequency was estimated using the Fourier transform within one period (20 s in the time domain). The amplitude was determined by calculating the mean of the maximum peaks within the same period. The mean and standard deviation of the amplitudes across the five trials were then obtained, providing a measure of variability under coupled frequency and amplitude conditions.

The relative error was calculated for each trial by comparing the measured values of frequency and amplitude to those of the reference sensor. These errors were summarized by calculating their mean and standard deviation, capturing deviations between the tested

Blue-tridents sensors	Trials					PCB data PCB mean value	Computed data		
	trial 1	trial 2	trial 3	trial 4	trial 5		mean sensors	std	Relative error %
Sensor 01306	1,003	1,004	1,003	1,002	1,000	1,00	1,002	0,0016	0,25
Sensor 02105	1,045	1,044	1,044	1,043	1,042	1,00	1,044	0,0012	4,34
Sensor 02113	1,014	1,014	1,012	1,011	1,009	1,00	1,012	0,0021	1,18
Sensor 03141	1,037	1,038	1,037	1,036	1,037	1,00	1,037	0,0006	3,69
Sensor 03142	1,001	1,001	1,001	1,000	1,001	1,00	1,001	0,0004	0,10
intra-variability (std)	0,0198	0,0197	0,0199	0,0199	0,0203				
Mean intra-variability	0,0199								

Table 2. Amplitude mean, standard deviation, intra-sensor variability, and accuracy for Blue Tridents in repeated 40 Hz, 1 g trials.

sensors and the reference sensor, as well as variability between different sensor units. Key metrics included:

- The percentage of relative error for frequencies and amplitudes, with precision maintained within $\pm 5\%$ of the nominal value, is often regarded as reliable data, in line with the tolerances specified by manufacturers (PCB Piezotronics' $\pm 5\%$ tolerance for their accelerometers);
- The variability in both frequency and amplitude (inter- and intra-variability).

Furthermore, the signal to noise ratio (SNR) was computed to assess the quality of the signal relative to background noise. To compute the (SNR), a High-Resolution (HR) method was used. This method assumes that the gathered signals can be modelled as a noisy sinusoidal function :

$$x(k) = \sum_{i=1}^d s_i \cdot e^{jk\omega_i} + n(k);$$

where $\omega_i \in (-\pi, \pi)$ and s_i are the normalized frequency and complex amplitudes of the i -th sinusoid, and $n(k)$ is additive random noise. In this study, the signal consists of a single sinusoid at the dominant frequency, with the rest of the signal considered as noise. The SNR computation was further carried by using the ESPRIT algorithm (Roy et al., 1986), enabling the separation of sinusoidal signals and noise. The mean and standard deviation of the SNR across the five trials were computed to provide additional insights into signal quality.

2.4 Shock signals processing and quantities of interest

For shock signals, two primary metrics were extracted from the data: the shock duration and the maximum amplitude peak. Shock duration was defined as the time interval between the moment the motion first exceeds a specified fraction of the maximum value (initial positive slope) and the moment it intersects the x-axis (**Figure**) (Bartlett, 2014). The maximum amplitude peak represented the highest acceleration value recorded during the shock (**Figure**), was directly obtained from the temporal data. For both metrics, percentage of relative error was calculated with respect to the control sensor. Variability across trials and sensors was assessed by computing the standard deviation of the measured values, which provided insights into the following values of interest:

- The percentage of relative error for both the maximum amplitude peak and shock duration with respect to the data of the reference sensor;
- The variability in both amplitudes and shock duration (inter- and intra-variability).

3. Results

3.1. The vibration and linear acceleration

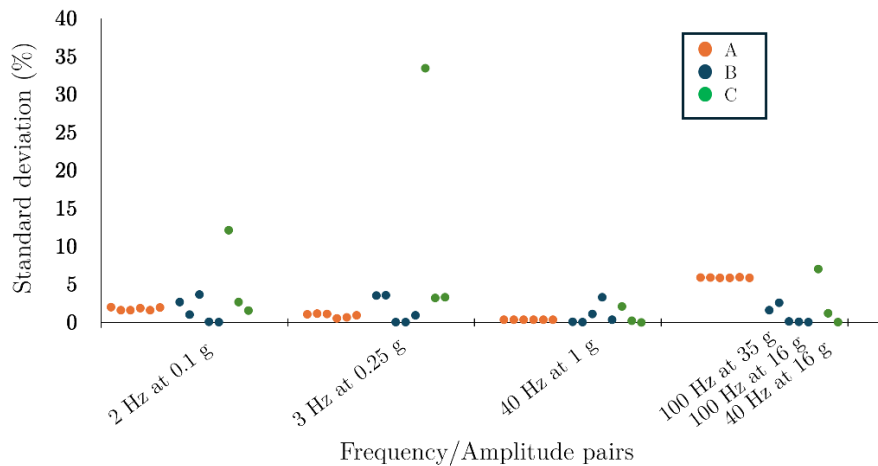


Figure 3. Standard deviation for the same trials, the same sensors : 6 Xsens (A), 5 Blue Tridents (B), 4 Shimmer3 (C) (specifications in **Table 1**), considering frequency/amplitude pairs.

For the sine tests, most sensors demonstrated consistent repeatability across the five trials, with low standard deviations observed for all frequency-amplitude pairs (**Figure**). Amplitude variations remained within 5%, while frequency deviations were predominantly under 3% (**Table 4**, **Table 6**, **Table 8**). However, one C sensor exhibited reduced repeatability in both amplitude and frequency measurements. The B and C sensors showed some fluctuation in standard deviation percentages, yet values remained largely concentrated at low levels. In contrast, the A sensors maintained stable standard deviations across all trials, following a consistent trend. Signal-to-noise ratio (SNR) repeatability varied among sensors and trials. The A and B sensors generally displayed low standard deviations, except in the high-frequency amplitude trial, where the A sensors had a spread of up to 50% around the mean, and the B sensors reached 9% (**Table 6**). The C sensor exhibited particularly low SNR values at 3 Hz, 0.25 g, followed by a spread of up to 90% around the mean, whereas other trials showed more stable SNR deviations.

For the sine tests, amplitude intra-variability was notably high for B and C sensors at lower frequency-amplitude pairs but decreased as frequency and amplitude increased (**Figure**, **Table 10**). In contrast, A sensors maintained minimal intra-variability across all conditions, demonstrating stable performance at higher frequencies. Frequency intra-variability was negligible for A and B sensors, whereas C sensors exhibited increased variability at specific pairs (40 Hz at 1 g) but remained stable otherwise. Signal-to-noise ratio (SNR) intra-variability was consistently high across all sensors, with B and C sensors showing the greatest fluctuation (**Table 12**).

For shock signals, amplitude intra-variability remained low across all trials and sensors, with a standard deviation below 3% relative to the mean. Shock timing intra-variability stayed within 10%, as acquisition frequencies were consistent across sensors of the same type. Notably, A sensors demonstrated perfect synchronization, resulting in 0% timing variability across trials (**Table 5**, **Table 7**, **Table 9**).

For the sine tests, all sensors exhibited high inter-variability at low frequency-amplitude trials (**Figure**). At higher frequency-amplitude pairs, B and C sensors showed reduced inter-variability, while A sensors displayed divergent consistent trends. Frequency inter-variability remained low, with all sensors measuring with high precision (lower than 5%), except for a notable spike in variability for C sensors at the 40 Hz and 1 g combination (**Table 11**). SNR intra-variability was high, almost over 5 (**Table 12**), across all trials for all sensors without any visible trends.

For shock amplitude and timing measurements, A sensors displayed significantly higher variability compared to B and C sensors, which exhibited only slight differences (**Figure**). Variability between A and C sensors was pronounced, while B sensors showed a wider range of amplitudes, making direct comparison less meaningful.

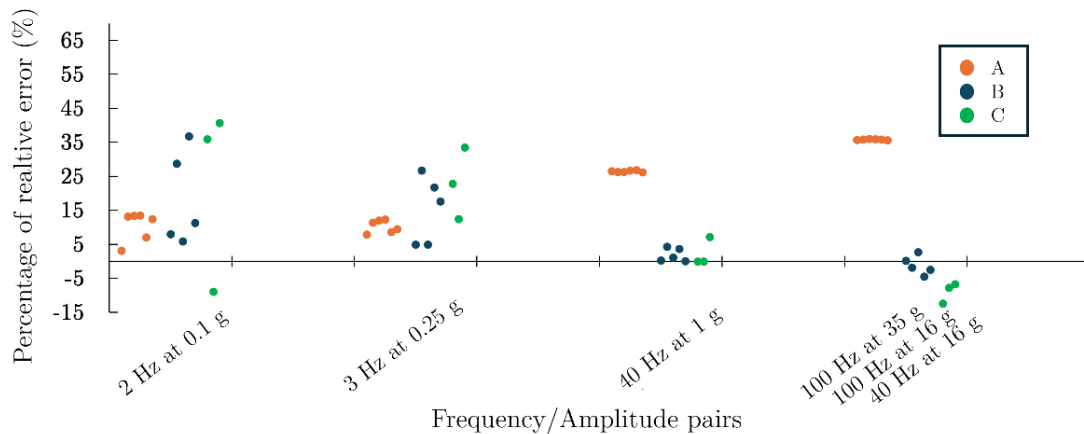


Figure 4. Amplitude percentage of error of each sensor relative to the reference sensor, sine pairs

For the sine tests, accuracy varied across sensors. In terms of amplitude, B and C sensors exhibited noticeable relative errors during low-frequency, low-amplitude trials, whereas A sensors consistently maintained errors below 12% (**Figure**). At higher frequency-amplitude trials, this trend reversed: A sensors displayed errors exceeding 25%, while B sensors remained around 7% and C sensors stayed below 12%. Regarding frequency, all sensors maintained relative errors below 2%, indicative of high accuracy across this domain. For frequency measurements, all sensors maintained relative errors under 2%, indicating high accuracy in this domain. Signal-to-noise ratio (SNR) performance was generally favourable for A sensors, consistently exceeding 20 across trials, except in high frequency-amplitude conditions, where deviations increased. C sensors showed inconsistent performance across all trials, while B sensors performed well at high frequency-amplitude pairs (SNR over 50) but underperformed at lower frequencies, reaching a mean SNR of 15 at 2 Hz (**Table 4**, **Table 6**, **Table 8**).

For shock (Table 5, Table 7, Table 9), amplitude wise, B sensors recorded low and consistent relative errors across all trials, while C sensors had slightly higher but stable errors. A sensors, however, exhibited noticeably higher relative errors throughout the trials. Shock duration wise, relative errors varied significantly between sensors. B sensors consistently reported low errors below 6%, whereas A sensors recorded errors ranging from 55% to 75% for 13 ms shocks and 100% to 125% for 7 ms shocks. C sensors exhibited errors between 27% and 45% for 7 ms shocks, but stayed below 14% for 13 ms shocks. These variations align with the sensors sampling frequency specifications.

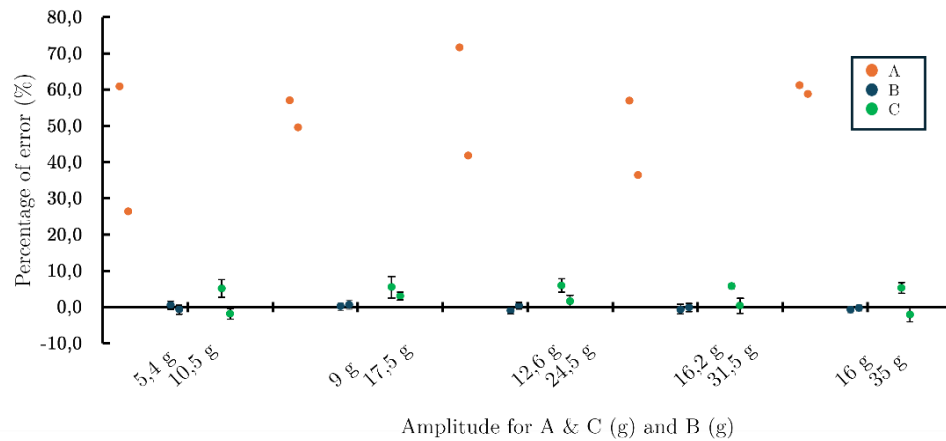


Figure 5. Percentage of relative error, for (16 g) of maximum amplitude for the A and C sensors, and (35 g) of maximum amplitude for the B sensors. With 7 ms and 13 ms of shock time tests, sorted accordingly.

4. Discussion

The present study evaluated accelerometer performance with a focus on practical applications in human movement analysis, particularly in the context of vibration and shock dynamics. Among the tested sensors, Sensor B demonstrated the highest amplitude measurement accuracy, exhibiting relative errors typically below 5%, thereby making it the most suitable option for high-frequency and high-amplitude environments. Sensor A demonstrated the highest accuracy for low-frequency, low-amplitude vibrations (Table 3), making it the preferred choice for assessing movements with low-frequency demands. However, all three sensors exhibited limitations in capturing amplitudes in low-energy environments, suggesting potential sensitivity constraints for such amplitude-frequency combinations.

For shock analysis, Sensor B was identified as the optimal choice due to its superior performance in both amplitude and timing measurements. Specifically, it demonstrated relative errors of less than 1% for shock amplitude and below 6% for shock timing, outperforming the other sensors in these metrics. These differences can be attributed to the variations in sampling frequency across the sensors (Table 1).

When considering the integration of acceleration data for broader motion studies, such as gait analysis, Sensor A's specialized software and validation in movement-related parameters may offer advantages despite its relatively higher error rates. While Sensors B and C have not been explicitly validated for such applications, they are capable of providing baseline acceleration data with sufficient reliability, particularly in controlled

and calibrated setups focused on specific parameters, such as step count, timing between steps, and impact load.

Overall, these findings highlight the necessity of selecting accelerometers based on the specific requirements of the intended application (**Table 3**), balancing accuracy, repeatability, and calibration capabilities. While Sensor B demonstrates the most versatility in vibration and shock amplitude measurements, sensor C may offer sufficient amplitude reliability in applications where timing precision is less critical. Moreover, although Sensor A's advanced integration features were beyond the primary scope of this study, its software capabilities may be beneficial in specialized motion analyses by mitigating certain measurement limitations.

5. Limitations

This study was constrained to sensors already available in the laboratory, which may have excluded higher-performing or more recent technological advancements. The assessment of sensor performance revealed challenges in capturing high-amplitude, short-duration shocks, emphasizing the necessity of higher-frequency sampling systems to enhance measurement accuracy. Additionally, the analysis was limited to a single axis, potentially overlooking valuable multi-directional insights that could be crucial for real-world applications.

Activity	Frequency	Movement Amplitude	Shock
Wheelchair	A, B, C	A, C	B, C
Walking	A, B, C	A, C	B, C
Running	A, B, C	B, C	B
Tennis	A, B, C	B, C	-
Golf	B, C	B	-

Table 3. Sensor to activity for their specific values of interest

Conclusion

The primary contribution of this study lies in its comprehensive evaluation of sensor performance through a comparative analysis using sine and shock signals. By employing Fourier transforms and high-resolution methodologies to estimate signal and noise components, this approach enabled a detailed assessment of sensor accuracy and reliability. The findings underscore the critical importance of carefully considering sensor specifications and performance characteristics when selecting an accelerometer for specific applications.

Future research could build upon these insights by exploring the influence of various calibration techniques and the integration of advanced signal processing methods to further enhance sensor precision. Additionally, assessing sensor performance in real-world conditions, such as sports biomechanics and workplace ergonomics, may offer valuable perspectives on their practical applicability and potential optimizations.

Ultimately, this study advances the understanding of accelerometer performance in vibration and shock measurement, providing key insights into their capabilities and limitations. These findings serve as a foundation for optimizing sensor selection in diverse

applications, ensuring both accuracy and reliability in dynamic measurement environments. 365
366

Acknowledgments 367

This article is a revised and expanded version of a paper entitled "On-board accelerometers, advancing in-field Biomechanics understanding" (Bosio et al., 2025), 368
which was presented at the 49th congress of the "Société de Biomécanique", in 369
Compiègne, from the 29 to 31 of October 2024. 371

Funding 372

This research was funded by French National Research Agency for supporting the 373
Handivib project (grant ANR-21-CE19-0004). 374

Abbreviations 375

The following abbreviations are used in this manuscript: 376

IMU	Inertial Measurement Unit
WBV	Whole-Body Vibration
SNR	Signal to Noise Ratio

377

Appendix

Frequency/Amplitude	Sensors	Amplitude relative error (%)	Amplitude std	Frequency relative error (0.1 %)	Frequency std	Mean SNR	SNR std
2 Hz at 0.1 g	1	8.0	0.027	4.9	0.02	20	0.62
3 Hz at 0.25 g	1	4.9	0.035	-12.9	0.02	26	0.64
40 Hz at 1 g	1	0.3	0.001	0.7	0.03	59	0.17
100 Hz at 35 g	1	0.2	0.016	0.0	0.00	55	5.29
2 Hz at 0.1 g	2	28.7	0.010	-4.9	0.02	16	0.51
3 Hz at 0.25 g	2	26.8	0.036	-16.1	0.00	20	0.32
40 Hz at 1 g	2	4.4	0.000	0.7	0.03	53	0.12
100 Hz at 35 g	2	-1.8	0.026	0.0	0.00	59	5.12
2 Hz at 0.1 g	3	5.9	0.037	4.9	0.02	20	0.55
3 Hz at 0.25 g	3	4.9	0.000	-12.1	0.02	29	0.56
40 Hz at 1 g	3	1.1	0.011	0.7	0.03	58	0.27
100 Hz at 35 g	3	2.7	0.001	0.0	0.00	45	2.89
2 Hz at 0.1 g	4	36.8	0.001	-4.9	0.02	8	2.35
3 Hz at 0.25 g	4	21.8	0.000	-9.7	0.03	20	0.61
40 Hz at 1 g	4	3.7	0.033	0.7	0.03	49	0.10
100 Hz at 35 g	4	-4.4	0.001	0.0	0.00	51	3.07
2 Hz at 0.1 g	5	11.3	0.000	-4.9	0.02	21	0.82
3 Hz at 0.25 g	5	17.7	0.009	-16.1	0.00	22	0.59
40 Hz at 1 g	5	0.1	0.004	0.7	0.03	58	0.14
100 Hz at 35 g	5	-2.4	0.001	0.0	0.00	54	4.37

Table 4. B sensor to sensor results. for frequency/amplitude pairs. Amplitude and frequency relative error and standard deviation. SNR mean and standard deviation results.

Time command (s)	Amplitude (g)	Mean amplitude (g)	Std amplitude (g)	% Relative error	Real time shock (ms)	Sensor shock (ms)	% Relative error	Std time (ms)
7	10.5	10.6	0.107	0.59	8.87	8.38	-5.6	0.71
7	17.4	17.5	0.141	0.26	9.47	9.50	0.3	0.68
7	24.5	24.2	0.265	-0.99	9.77	9.50	-2.7	0.68
7	31.3	31.1	0.475	-0.74	9.96	9.63	-3.4	0.68
7	34.7	34.5	0.344	-0.75	9.82	8.63	-12.2	0.68
13	11.7	11.7	0.139	-0.65	18.85	18.38	-2.5	0.34
13	19.4	19.6	0.248	0.67	19.26	18.38	-4.6	0.34
13	26.9	27.0	0.211	0.38	17.09	18.00	5.3	0.28
13	34.7	34.6	0.376	-0.04	17.21	17.75	3.2	0.56
13	38.5	38.4	0.324	-0.24	18.50	17.38	-6.1	0.52

Table 5. B sensor to sensor results, for shock signals. Amplitude and time of shock relative error and variability amongst sensors.

381

Frequency/Amplitude	Sensors	Amplitude relative		Frequency relative		Mean SNR	SNR std
		error (%)	Amplitude std	error (0.1 %)	Frequency std		
2 Hz at 0.1 g	1	3.1	0.020	-23.5	0	20	0.62
3 Hz at 0.25 g	1	7.9	0.011	-7.2	0	26	0.64
40 Hz at 1 g	1	26.5	0.004	-0.2	0	59	0.17
40 Hz at 16 g	1	35.7	0.059	1	0	55	5.29
2 Hz at 0.1 g	2	13.2	0.016	-23.5	0	31	1.18
3 Hz at 0.25 g	2	11.4	0.011	-7.2	0	36	1.22
40 Hz at 1 g	2	26.3	0.004	-0.2	0	76	1.66
40 Hz at 16 g	2	35.8	0.059	1	0	45	24.98
2 Hz at 0.1 g	3	13.4	0.016	-23.5	0	26	0.77
3 Hz at 0.25 g	3	12.1	0.011	-7.2	0	32	0.34
40 Hz at 1 g	3	26.3	0.004	-0.2	0	65	0.53
40 Hz at 16 g	3	36.1	0.059	1	0	45	24.47
2 Hz at 0.1 g	4	13.5	0.019	-23.5	0	26	0.53
3 Hz at 0.25 g	4	12.4	0.005	-7.2	0	35	0.49
40 Hz at 1 g	4	26.7	0.004	-0.2	0	67	0.71

40 Hz at 16 g	4	35.9	0.059	1	0	48	30.80
2 Hz at 0.1 g	5	7.1	0.016	-23.5	0	25	0.66
3 Hz at 0.25 g	5	8.6	0.007	-7.2	0	32	0.36
40 Hz at 1 g	5	26.8	0.004	-0.2	0	64	0.24
40 Hz at 16 g	5	35.8	0.060	1	0	48	30.80
2 Hz at 0.1 g	6	12.4	0.020	-23.5	0	30	1.07
3 Hz at 0.25 g	6	9.5	0.010	-7.2	0	30	0.29
40 Hz at 1 g	6	26.2	0.004	-0.2	0	69	0.70
40 Hz at 16 g	6	35.6	0.059	1	0	45	25.67

Table 6. A sensor to sensor results, for frequency/amplitude pairs. Amplitude and frequency relative error and standard deviation. SNR mean and standard deviation results.

382

383

Time command (s)	Amplitude (g)	Mean amplitude (g)	Std amplitude (g)	% Relative error	Real time shock (s)	Sensor shock (ms)	% Relative error	Std time (s)
7	5.6	2.2	0.004	60.90	8.87	20	125.6	0
7	9.4	4.0	0.020	57.07	9.47	20	111.1	0
7	13.3	3.8	0.013	71.59	9.77	20	104.8	0
7	17.2	7.4	0.038	56.94	9.96	20	100.8	0
7	18.9	7.3	0.050	61.22	9.82	20	103.6	0
13	6.2	4.5	0.023	26.40	18.85	30	59.2	0
13	10.9	5.5	0.022	49.57	19.26	30	55.8	0
13	15.0	8.7	0.019	41.77	17.09	30	75.5	0
13	19.2	12.2	0.035	36.44	17.21	30	74.3	0
13	21.0	8.7	0.040	58.79	18.50	30	62.2	0

Table 7. A sensor to sensor results, for shock signals. Amplitude and time of shock relative error and variability amongst sensors.

384

Frequency/Amplitude	Sensors	Amplitude relative error (%)	Amplitude std	Frequency relative error (%)	Frequency std	Mean SNR	SNR std
2 Hz at 0.1 g	1	35.9	0.017	-0.39	0.00	-	-

3 Hz at 0.25 g	1	22.8	0.031	1.74	0.03	2	1.17
40 Hz at 1 g	1	0.0	0.003	1.75	0.03	32	6.88
100 Hz at 16 g	1	-12.4	0.020	0.11	0.00	22	0.14
2 Hz at 0.1 g	2	-9.0	0.010	-0.39	0.00	-	-
3 Hz at 0.25 g	2	12.5	0.032	2.08	0.00	22	1.05
40 Hz at 1 g	2	0.0	0.002	1.03	0.38	35	1.91
100 Hz at 16 g	2	-7.8	0.012	0.11	0.00	25	0.06
2 Hz at 0.1 g	3	40.7	0.015	-0.39	0.00	-	-
3 Hz at 0.25 g	3	33.5	0.036	2.08	0.00	5	3.33
40 Hz at 1 g	3	7.2	0.002	1.72	0.00	32	0.09
100 Hz at 16 g	3	-6.7	0.004	0.11	0.00	25	0.04

Table 8. C sensor to sensor results, for frequency/amplitude pairs. Amplitude and frequency relative error and standard deviation. SNR mean and standard deviation results.

385

386

Time command (s)	Amplitude (g)	Mean amplitude (g)	Std amplitude (g)	% Relative error	Real time shock (s)	Sensor shock (ms)	% Relative error	Std Time
7	5.6	5.3	0.129	5.12	8.87	12.70	43.2	0.797
7	9.4	8.9	0.266	5.50	9.47	13.43	41.8	0.488
7	13.3	12.5	0.231	5.96	9.77	12.93	32.4	0.488
7	17.2	16.2	0.130	5.78	9.96	12.70	27.5	0.797
7	18.9	17.9	0.264	5.30	9.82	13.42	36.6	0.488
13	6.2	6.3	0.092	-1.87	18.85	20.75	10.1	0.488
13	10.9	10.6	0.109	3.05	19.26	21.00	9.0	0.563
13	15.0	14.8	0.247	1.58	17.09	19.53	14.3	0
13	19.2	19.1	0.398	0.38	17.21	18.80	9.3	0.935
13	21.0	21.4	0.452	-2.05	18.50	19.04	2.9	0.564

Table 9. C sensor to sensor results, for shock signals. Amplitude and time of shock relative error and variability amongst sensors.

387

2 Hz at 0.1 g	3 Hz at 0.25 g	40 Hz at 1 g	100 Hz at 15 and 35 g
---------------	----------------	--------------	-----------------------

		A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Excitation of 2 Hz at 0.1 g	Sensor A	3.975	24.003	20.210									
	Sensor B		12.582	19.174									
	Sensor C			23.666									
Excitation of 3 Hz at 0.25 g	Sensor A				1.797	18.462	20.017						
	Sensor B					9.333	9.826						
	Sensor C						9.205						
Excitation of 40 Hz at 1 g	Sensor A							0.597	16.631	17.623			
	Sensor B								1.779	3.274			
	Sensor C									4.129			
Excitation of 100 Hz at 15 and 35 g	Sensor A										0.141	X	10.838
	Sensor B											2.419	X
	Sensor C												2.088

Table 10. A, B and C sensors amplitude intra-variability relative percentage (orange) and inter-variability relative percentage (green)

388

		2 Hz at 0.1 g			3 Hz at 0.25 g			40 Hz at 1 g			100 Hz at 15 and 35 g		
		A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Excitation of 2 Hz at 0.1 g	Sensor A	0.000	0.667	0.462									
	Sensor B		0.453	0.860									
	Sensor C			0.000									
Excitation of 3 Hz at 0.25 g	Sensor A				0.000	1.244	2.920						
	Sensor B					0.612	3.341						
	Sensor C						0.000						
Excitation of 40 Hz at 1 g	Sensor A							0.000	2.852	36.441			
	Sensor B								0.078	36.696			
	Sensor C									12.990			
	Sensor A										0.000	X	X

Excitation of 40 and 100 Hz at 15 and 35 g	Sensor B								0.044	6.918
	Sensor C									0.000

Table 11. A, B and C sensors frequency intra-variability percentage (orange) and inter-variability percentage (green)

389

		2 Hz at 0.1 g			3 Hz at 0.25 g			40 Hz at 1 g			100 Hz at 15 and 35 g		
		A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
Excitation of 2 Hz at 0.1 g	Sensor A	2.135	6.543	X									
	Sensor B		4.796	X									
	Sensor C			X									
Excitation of 3 Hz at 0.25 g	Sensor A				1.953	5.771	14.233						
	Sensor B					3.379	10.428						
	Sensor C						8.240						
Excitation of 40 Hz at 1 g	Sensor A							3.760	7.899	18.969			
	Sensor B								3.848	12.617			
	Sensor C									1.674			
Excitation of 40 and 100 Hz at 15 and 35 g	Sensor A										1.298	4.968	10.897
	Sensor B											4.557	15.318
	Sensor C												1.216

Table 12. A, B and C sensors SNR intra-variability (orange) and inter-variability (green)

390

References

1. Griffin, M.J. *Handbook of Human Vibration*; Academic Press: London, UK; San Diego, CA, USA, 1990; ISBN 978-0-12-303040-5. 393
2. Duarte, M.L.M.; De Araújo, P.A.; Horta, F.C.; Vecchio, S.D.; De Carvalho, L.A.P. Correlation between Weighted Acceleration, Vibration Dose Value and Exposure Time on Whole Body Vibration Comfort Levels Evaluation. *Saf. Sci.* **2018**, *103*, 218–224. 394
[CrossRef] 395
396
3. Maeda, S.; Futatsuka, M.; Yonesaki, J.; Ikeda, M. Relationship between Questionnaire Survey Results of Vibration Complaints of Wheelchair Users and Vibration Transmissibility of Manual Wheelchair. *Environ. Health Prev. Med.* **2003**, *8*, 82–89. [CrossRef] 397
[PubMed] 398
399
4. Dupuis, H.; Zerlett, G. Whole-Body Vibration and Disorders of the Spine. *Int. Arch. Occup. Environ. Health* **1987**, *59*, 323–336. 400
[CrossRef] [PubMed] 401
5. Pope, M.H.; Magnusson, M.; Broman, N.H.; Hassont, T. The Dynamic Response of Human Subjects while Seated in Car Seats. *Iowa Orthop. J.* **1998**, *18*, 124. [PubMed] 402
403
6. Rasmussen, G. Human Body Vibration Exposure and Its Measurement. *J. Acoust. Soc. Am.* **1983**, *73*, 2229. [CrossRef] 404
7. *ISO 2631-1: 1997*; Mechanical Vibration and Shock—Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 1997. 405
406
8. Garne, K.; Burström, L.; Kutteneuler, J. Measures of Vibration Exposure for a High-Speed Craft Crew. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part M J. Eng. Marit. Environ.* **2011**, *225*, 338–349. [CrossRef] 407
408
9. Bartlett, R. *Introduction to Sports Biomechanics*, 3rd ed.; Routledge: London, UK, 2014; ISBN 978-1-134-52019-0. 409
10. Chadeaux, D.; Rao, G.; Androuet, P.; Berton, E.; Vigouroux, L. Active Tuning of Stroke-Induced Vibrations by Tennis Players. *J. Sports Sci.* **2016**, *35*, 1155–1164. [CrossRef] [PubMed] 410
411
11. Kwarcia, A.M. Curb Descent Testing of Suspension Manual Wheelchairs. *J. Rehabil. Res. Dev.* **2008**, *45*, 73–84. [CrossRef] 412
[PubMed] 413
12. Hood, S.; McBain, T.; Portas, M.; Spears, I. Measurement in Sports Biomechanics. *Meas. Control* **2012**, *45*, 182–186. [CrossRef] 414
13. Lariviere, O.; Chadeaux, D.; Sauret, C.; Thoreux, P. Vibration Transmission during Manual Wheelchair Propulsion: A Systematic Review. *Vibration* **2021**, *4*, 444–481. [CrossRef] 415
416
14. Waga, T.; Ura, S.; Nagamori, M.; Uchiyama, H.; Shionoya, A. Influence of Material on Wheelchair Vibrations. *Proceedings* **2020**, *49*, 127. [CrossRef] 417
418
15. Lafortune, M.A. Three-Dimensional Acceleration of the Tibia during Walking and Running. *J. Biomech.* **1991**, *24*, 877–886. 419
[CrossRef] [PubMed] 420
16. Chadeaux, D.; Gueguen, N.; Thouze, A.; Rao, G. 3D Propagation of the Shock-Induced Vibrations through the Whole Lower-Limb during Running. *J. Biomech.* **2019**, *96*, 109343. [CrossRef] [PubMed] 421
422
17. James, K.A.; Corrigan, P.; Lanois, C.; Huang, C.-H.; Davis, I.S.; Stefanik, J.J. Association of Tibial Acceleration during Walking to Pain and Impact Loading in Adults with Knee Osteoarthritis. *Clin. Biomech.* **2023**, *109*, 106097. [CrossRef] [PubMed] 423
424
18. Rogowski, I.; Creveaux, T.; Triquigneaux, S.; Macé, P.; Gauthier, F.; Sevrez, V. Tennis Racket Vibrations and Shock Transmission to the Wrist during Forehand Drive. *PLoS ONE* **2015**, *10*, e0132925. [CrossRef] [PubMed] 425
426
19. Wei, S.-H.; Chiang, J.-Y.; Shiang, T.-Y.; Chang, H.-Y. Comparison of Shock Transmission and Forearm Electromyography Between Experienced and Recreational Tennis Players During Backhand Strokes. *Clin. J. Sport Med.* **2006**, *16*, 129–135. [CrossRef] [PubMed] 427
428
429
20. Nesbit, S.M. A Three Dimensional Kinematic and Kinetic Study of the Golf Swing. *J. Sports Sci. Med.* **2005**, *4*, 499–519. [PubMed] 430

21. Thain, E. *Science and Golf IV*, 1st ed.; Routledge: London, UK, 2012; ISBN 978-0-203-71500-0. 431
22. Evenson, K.R.; Scherer, E.; Peter, K.M.; Cuthbertson, C.C.; Eckman, S. Historical Development of Accelerometry Measures and Methods for Physical Activity and Sedentary Behavior Research Worldwide: A Scoping Review of Observational Studies of Adults. *PLoS ONE* **2022**, *17*, e0276890. [[CrossRef](#)] [[PubMed](#)] 432
433
434
23. Pedro, B.; Cabral, S.; Veloso, A.P. Concurrent Validity of an Inertial Measurement System in Tennis Forehand Drive. *J. Biomech.* **2021**, *121*, 110410. [[CrossRef](#)] [[PubMed](#)] 435
436
24. Zhang, J.-T.; Novak, A.C.; Brouwer, B.; Li, Q. Concurrent Validation of Xsens MVN Measurement of Lower Limb Joint Angular Kinematics. *Physiol. Meas.* **2013**, *34*, N63–N69. [[CrossRef](#)] [[PubMed](#)] 437
438
25. Armitage, M.; Beato, M.; McErlain-Naylor, S.A. Inter-Unit Reliability of IMU Step Metrics Using IMeasureU Blue Trident Inertial Measurement Units for Running-Based Team Sport Tasks. *J. Sports Sci.* **2021**, *39*, 1512–1518. [[CrossRef](#)] [[PubMed](#)] 439
440
26. Burns, A.; Greene, B.R.; McGrath, M.J.; O’Shea, T.J.; Kuris, B.; Ayer, S.M.; Stroiescu, F.; Cionca, V. SHIMMER™—A Wireless Sensor Platform for Noninvasive Biomedical Research. *IEEE Sens. J.* **2010**, *10*, 1527–1534. [[CrossRef](#)] 441
442
27. Mehmood, A.; Raza, A.; Nadeem, A.; Saeed, U. Study of Multi-Classification of Advanced Daily Life Activities on SHIMMER Sensor Dataset. *Int. J. Commun. Netw. Inf. Secur.* **2022**, *8*, 86. [[CrossRef](#)] 443
444
28. *JCMG International Vocabulary of Metrology—Basic and General Concepts and Associated Terms (VIM)*, 3rd ed.; International Bureau of Weights and Measures (BIPM): Sèvres, France, 2012. 445
446
29. Roy, R.; Paulraj, A.; Kailath, T. ESPRIT—A Subspace Rotation Approach to Estimation of Parameters of Cisoids in Noise. *IEEE Trans. Acoust. Speech Signal Process.* **1986**, *34*, 1340–1342. [[CrossRef](#)] 447
448
30. Nijmeijer, E.M.; Heuvelmans, P.; Bolt, R.; Gokeler, A.; Otten, E.; Benjaminse, A. Concurrent Validation of the Xsens IMU System of Lower-Body Kinematics in Jump-Landing and Change-of-Direction Tasks. *J. Biomech.* **2023**, *154*, 111637. [[CrossRef](#)] [[PubMed](#)] 449
450
31. Delgado-García, G.; Vanrenterghem, J.; Ruiz-Malagón, E.J.; Molina-García, P.; Courel-Ibáñez, J.; Soto-Hermoso, V.M. IMU Gyroscopes Are a Valid Alternative to 3D Optical Motion Capture System for Angular Kinematics Analysis in Tennis. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part P J. Sports Eng. Technol.* **2021**, *235*, 3–12. [[CrossRef](#)] 451
452
453
32. Bosio, C.; Chadeaux, D.; Sauret, C.; Thoreux, P. On-board accelerometers, advancing in-field Biomechanics understanding. *Multidiscip. Biomech. J.* **2024**, *1*, 55–57. [[CrossRef](#)] 454
455

Disclaimer/Publisher’s Note: The statements, opinions and data contained in all publications are solely those of the individual author(s) and contributor(s) and not of MDPI and/or the editor(s). MDPI and/or the editor(s) disclaim responsibility for any injury to people or property resulting from any ideas, methods, instructions or products referred to in the content. 456
457
458

459
460
461
462
463
464
465
466
467

468

469

470

471

Annexe 3 : Tableau récapitulatif des retours perceptifs lors des essais sur la bande [3-12] Hz, avec le banc Hexalab.

	Fréquence (Hz)	43-0C	89-0W	88-0Z	11-0J	44-0M	01-0Q	55-0M	79-0R
Posture p1	12	0	0	0	0	0	0	2 - fessiers	1 - ventre et tête
	10	0	0	0	0	2 - lombaires	0	4 - lombaires	4 - corps entier
	8	0	0	0	0	0	0	2 - fessiers et cervicales	2 - pieds et mains
	5	0	0	0	2 - poumons	0	0	4 - lombaires	1 - thoracique et cervicales
	4	0	0	0	2 - cou	0	0	2 - lombaires	1 - poumons
	3	0	0	0	0	0	0	3 - lombaires	0
Posture p2	12	0	0	0	0	0	0	1 - lombaires	3 - ventre, pieds et mains
	10	0	0	0	0	0	0	1 - fessiers	3 - pieds, poitrine et tête
	8	0	0	0	1 - poumons	0	0	2 - fessiers	2 - poitrine et pieds
	5	0	0	0	3 - cou	0	0	4 - lombaires	2 - poitrine et cou
	4	0	0	0	1 - tête	0	0	2 - lombaires	2 - cou
	3	0	0	0	1 - poumons	0	0	1 - lombaires	0

Tableau 36 : Tableau récapitulatif des retour de perception lors des essais en sinusoïde (3, 4, 5, 8, 10, 12 Hz), avec les zones corporelles énoncées par les participants ainsi que le niveau d'inconfort (score de 0 à 10). Pour 7 participants valides dans deux postures : p1, de repos et p2, active.

Annexe 4 Tableau récapitulatif des retours perceptifs lors des essais sur la bande [8-80] Hz, avec le banc *Bibrate*.

	Fréquence (Hz)	03-0G	13-0T	41-0H	55-0S	34-0N	73-0R	72-0L
Posture p1	100	0	0	0	1-fessiers	0	0	0
	50	0	0	0	0.5-sacrum	0	1-jambes et pieds	0
	25	0	0	0.5-dents et fessiers	1-corps entier	0	3-cervicales	1-lombaires
	18	0	0	1-fessiers et tibia	5-thoracique	5-yeux	2-corps entier	0
	10	0	0	0.5-bassin et abdo	3-fessiers et jambes	0	4-corps entier	2-ventre
	8	0	0	0.25-poitrine et fessiers	5-tête	0	5-corps entier	4-cervicales et tête
Posture p2	100	0	1-bassin	0	2-mains	0	1-mains	0
	50	0	1-bassin	0	1-pieds et mains	0	0	1-poignées
	25	0	1-bassin	0.5-dents et mains	3-mains	0	2-corps entier	2-poignées
	18	0	1-bassin	3-mains	1-corps entier	0	6-corps entier	0
	10	0	1-bassin	0.5-lombaires et ventre	2-corps entier	5-yeux	3-corps entier et bras	2-cervicales et tête
	8	0	1-bassin	0.5-poitrine et fessiers	2-cervicales	0	6-corps entier et poitrine	4-corps entier
Utilisateurs de FRM								
		59-0K	32-0B	85-1P	30-1G	67-1Q	90-1X	15-1A
Posture p1	100	1-pieds	0	6-pieds	0	1-oreilles	0	1-fessiers / pied
	50	1-corps entier	1-thoracique	0	2-dents	0	0	1-jambes
	25	2-jambes	2-sacrum/lombaires et jambes	6-talon	2-corps entier	6-fessiers	0 (agréable)	4-lombaires /cervicales
	18	7-jambes et visage	1-lombaires, jambes et tête	0 (agréable)	3-corps entier	7-thoracique	4-lombaires et fessiers	5-lombaires / thoraciques / cervicales
	10	3-poitrine, thoracique et sternum	3-thoracique et tête	4-corps entier	3.5-corps entier	7-tête et ventre	8-lombaires et crâne	8-lombaires / cervicales

	8	1-poitrine	4-thoracique	1-corps entier	4-corps entier	8-thoracique	6-corps entier	6-lombaires / thoraciques / cervicales
Posture p2	100	1-mains	1-pieds et mains	6-pieds	0	0	0	1-Mains
	50	1-mains	1-pieds, fessiers et mains	5-pieds	0	1-fessiers	0	2-lombaires / mains
	25	2-corps entier	1-fessiers, jambes et mains	0	3-corps entier	5-jambes	3-fessiers	4-fessiers / jambes / lombaires
	18	2-corps entier	1-jambes/pieds et mains	3-cervicales et tête	4-corps entier	2-fessiers	5-lombaires	3-fessiers / jambes / pieds / lombaires
	10	6-lombaires, poitrine et cervicales	5-tête et mains /bras	3-corps entier	3-corps entier	6-thoracique	7-lombaires et sacrum	6-lombaires / thoraciques / cervicales
	8	8-cervicales et poitrine	6-tête, lombaires / fessiers et mains	1-corps entier	4.5-corps entier	4-fessiers et ventre	8-lombaires	7-lombaires / thoraciques / cervicales / mains

Tableau 37 : Tableau récapitulatif des retours de perception lors des essais en sinusoïde (3, 4, 5, 8, 10, 12 Hz), avec les zones corporelles énoncées par les participants ainsi que le niveau d'inconfort (score de 0 à 10). Pour 9 participants valides et 5 participants utilisateurs de FRM. Prenant deux postures : p1, de repos et p2, active.

Annexe 5 : Model masse-ressort à 5 ddl et mise en équation

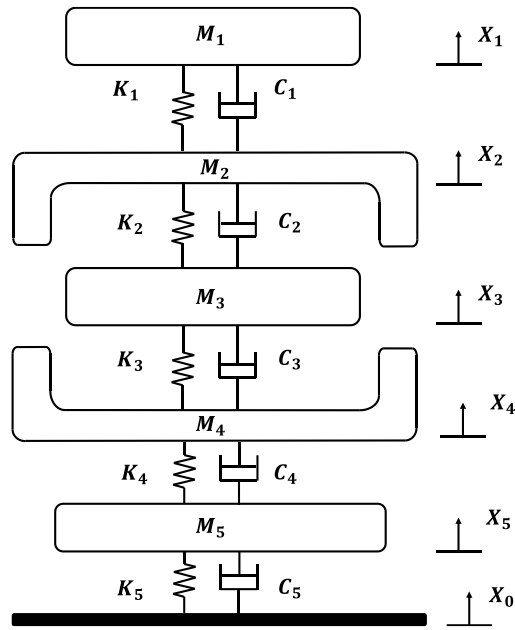


Figure 64 : Model masse-ressort à 5 ddl pour un humain assis soumis à des vibrations corps entier (étendu du modèle à 4 ddl de Boileau and Rakheja (1998))

La dynamique vibratoire du modèle est décrite par un système d'équations différentielles couplées, dérivé de l'application de la seconde loi de Newton à chaque segment anatomique. Pour illustrer cette approche, les équations gouvernant les deux premiers segments sont présentées ci-dessous. On isole le segment : *{tête et le cou}*, appliquant la seconde loi de Newton nous donne l'équation :

$$M_1\ddot{X}_1 + C_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_1(X_1 - X_2) = 0, \quad (1)$$

où M_1 , \ddot{X}_1 , C_1 et K_1 sont les masses, accélération, coefficient d'amortissement et de raideur du système tête et cou.

On isole le segment : *{rachis cervical, la région thoracique supérieure}*, appliquant la seconde loi de Newton nous donne l'équation :

$$M_2\ddot{X}_2 + C_1(\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_1(X_2 - X_1) + C_2(\dot{X}_2 - \dot{X}_3) + K_2(X_2 - X_3) = 0, \quad (2)$$

où M_2 , \ddot{X}_2 , C_2 et K_2 sont les masses, accélération, coefficient d'amortissement et de raideur du système rachis cervical, la région thoracique supérieure et les membres supérieurs. L'ensemble du système dynamique est représenté sous forme matricielle :

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{f\}; \quad (3)$$

dans laquelle $[M]$, $[C]$ et $[K]$ constituent respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur, tandis que $\{X\}$, $\{\dot{X}\}$ et $\{\ddot{X}\}$ désignent les vecteurs de déplacement, vitesse et accélération des cinq segments corporels. Le vecteur $\{f\}$ représente les forces externes appliquées à la base du système.

$$[M] \begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_6 \end{bmatrix};$$

$$[K] \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & 0 & 0 \\ -K_1 & K_2 & -K_2 & 0 & 0 \\ 0 & -K_2 & K_3 & -K_3 & 0 \\ 0 & 0 & -K_3 & K_4 & -K_4 \\ 0 & 0 & 0 & -K_4 & K_5 \end{bmatrix}, [C] \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 & 0 & 0 & 0 \\ -C_1 & C_2 & -C_2 & 0 & 0 \\ 0 & -C_2 & C_3 & -C_3 & 0 \\ 0 & 0 & -C_3 & C_4 & -C_4 \\ 0 & 0 & 0 & -C_4 & C_5 \end{bmatrix}.$$

Les matrices [K] et [C] sont définies par des structures symétriques, modélisant les liaisons inter-segmentaires. Ici, la structure permet une de représenté des interactions mécaniques entre segments corporels, notamment pour les zones charnières (rachis lombaire, jonction thoraco-cervicale). Ainsi que les vecteurs de déplacement, vitesse et accélération :

$$\{X\} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{bmatrix}, \{\dot{X}\} = \begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \\ \dot{X}_5 \\ \dot{X}_6 \end{bmatrix} \text{ et } \{\ddot{X}\} = \begin{bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \\ \ddot{X}_3 \\ \ddot{X}_4 \\ \ddot{X}_5 \\ \ddot{X}_6 \end{bmatrix}.$$

L'excitation externe est transmise par l'assise sous forme d'une vibration verticale imposée $X_0(t)$, modélisée comme une force à la base du système. Le vecteur de force d'entrée est défini comme

$$[f] = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad C_5 \cdot \dot{X}_0 + K_5 \cdot X_0].$$

T Table des figures

Figure 1 : Schéma de montages de dispositifs vibratoire de laboratoire, Boileau et Rakheja (1998) -a) et Duarte et al. (2018) -b).....	8
Figure 2 : Représentation graphique de la typologie de modèles rencontrés dans la littérature (masses-ressorts-amortisseurs, paramètres distribués, éléments finis, multi-corps et hybrides).....	10
Figure 3 : Modèles à 1,2,3 et 4 ddl pour un sujet humain assis	14
Figure 4 : Modèles à 6 et 7 ddl en parallèle	15
Figure 5 : Modèle masse-ressort-amortisseur unidimensionnel à un degrés de liberté	18
Figure 6 : Axes principaux et de rotations pour les positions assise et debout définis par la norme ISO 2631:1997.....	20
Figure 8 : VAS de l'inconfort sur une échelle de 0 à 10.....	22
Figure 7 : Réseaux de pondération en fréquence (ISO 2631)	22
Figure 9 : Dessin en vue isométrique du pot-vibrant IMV-120 tel que reçu	39
Figure 10 : Conception finale des éléments de guidage et d'actionnement. En rouge, les éléments principaux assurant la liaison vibratoire (panneau et pion de transmission) ; en bleu, les éléments secondaires de support.....	40
Figure 11 : Représentation de l'assemblage : tête d'expansion – pion de transmission – galette – tête de vibration du pot vibrant. Vue en coupe a) et vue isométrique b).....	41
Figure 12 : Première ébauche du pion de transmission avec les grandeurs d'intérêt (Lf et d).....	42
Figure 13 : Le flambage du pion, avec la force fixée à $U = (-2000z; -300y)$. L'encastrement est situé à droite et la charge est appliquée à gauche. Le 6 ^{ième} mode est illustré car il est le plus susceptible de se produire.....	45
Figure 14 : Conception finale du pion de flambement avec les grandeurs d'intérêt ; d=diamètre minimal de la section et Lf = longueur de flambement	46
Figure 15 : Têtes d'expansions couramment utilisées et conçues par les industries (Centrotecnica, 2025; Spectral Dynamics, 2025).....	46
Figure 16 : Géométrie de la tête d'expansion conçue (largeur et longueur) avec les trous de fixations (M8).....	47
Figure 17 : Modélisation et visualisation du maillage, avec un maillage automatique de 10 % de la plus petite dimension caractéristique (ici les trous de vis).....	48
Figure 18 : a) Modèle final et b) analyse modal du modèle final	48
Figure 19 : Photo du montage avec des charges progressives, à vide (à gauche) et 10 kg (à droite)	53
Figure 20 : Schéma du montage expérimental avec les éléments de la conception en étude.....	54
Figure 21 :Module de la transmissibilité entre le pot-vibrant et la tête d'expansion pour des charges (vide, 10, 20 et 84 kg) dans la bande de fréquence [8-80] Hz.....	59
Figure 22 : Phase de la transmissibilité entre le pot-vibrant et la tête d'expansion pour des charges (vide, 10, 20 et 84 kg) dans la bande de fréquence [8-80] Hz.....	60
Figure 23 : Pot vibrant 6 axes (Hexalab). (a) Sujet et fauteuil positionnés sur la tête d'expansion durant l'expérience. (b) Schéma du système vibratoire illustrant la tête d'expansion, les pivots et le système moteur et vis sans fin.	72

Figure 24 : Position 1 (repos, en bleu) et positions 2 (relevé les mains sur les mains courantes, en orange) demandé aux participants pendant les mesures.....	73
Figure 25 : Protocole expérimental en basses fréquences (<i>Hexalab</i>) ; placement des capteurs accélérométriques filaires (PCB).....	74
Figure 26 : Cartographie de zones corporelles pouvant être le lieux de désagrément soumis à des vibrations.	75
Figure 27 : Amplitude et phase de la transmissibilité entre la source vibratoire et L5 dans deux positions (p1 : repos, bleu ; p2 : redressée, orange). Courbes noires : essais individuels (7 sujets × 3 répétitions). Courbes épaisses et zones de couleurs : moyennes et l'écart-type (68 %). Les pointillés rouges représentent un module de 1 et une phase de -90°.	76
Figure 28 : Courbes moyennes de transmissibilité entre la tête d'expansion et L5 (a : module, b : phase) avec écart-type (68 %) pour deux postures : repos (bleu) et redressée (orange). Les pointillés rouges indiquent un module 1 et une phase de -90°.	77
Figure 29 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et T6 (a : module, b : phase) avec écart-type (68 %) pour deux postures : repos (bleu et bleu clair) et redressée (orange et orange clair). . Les pointillés rouges indiquent un module 1 et une phase de -90°.	78
Figure 30 : Courbes moyennes de transmissibilité entre T6 et C7 (a : module, b : phase) avec écart-type (68 %) pour deux postures : repos (bleu et bleu clair) et redressée (orange et orange clair). . Les pointillés rouges indiquent un module 1 et une phase de -90°.	80
Figure 31 : Comparaison des modules de transmissibilité verticale. Résultats de cette étude entre le pot-vibrant et L5 (bleu : repos, orange : redressée), comparés à la littérature : Kitazaki et al. (1995), assise-L3, accéléromètres cutanés ; Panjabi et al. (1986), assise-L3, pins intra-corticaux ; Magnusson et al. (1993), assise-L3, pins intra-corticaux.	81
Figure 32 : Comparaison des phases de transmissibilité verticale. Résultats de cette étude entre le pot-vibrant et L5 (bleu : repos, orange : redressée), comparés à la littérature : Kitazaki et al. (1995, assise-L3, accéléromètres cutanés).....	82
Figure 33 : Répartition des zones corporelles d'inconfort rapportées par les participants selon la posture adoptée. Les valeurs indiquées correspondent au nombre total de mentions toutes fréquences confondues à 2 m/s ²	84
Figure 34 : Installation expérimentale d'un participant en FRM, équipé de capteurs accélérométriques (assise, L5, T6, C7), sur le banc d'essai vibratoire : <i>Bibrate</i>	93
Figure 35 : Position 1 (repos, en bleu et vert) et positions 2 (relevé les mains sur les mains courantes, en orange et rouge) demandé aux participants pendant les mesures	94
Figure 36 : Dispositif expérimental : placement des capteurs accélérométriques filaires PCB pour l'analyse vibratoire haute fréquence (positions : assise, L5, T6, C7).....	96
Figure 37 : Module des essais; entre la tête d'expansion et l'assise pour les participants a : valides et b : utilisateurs de FRM. Pour deux posture, de repos (p1) en bleu et vert et la position active (p2) en orange et rouge. Les pointillés indiquent un module de 1.....	97
Figure 38 : Courbes moyennes de transmissibilité entre la tête d'expansion et l'assise, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module et phase en positions de repos (p1, bleu) et active (p2, orange). (b, d) Participants utilisateurs de FRM: module et phase en positions de repos (p1, vert) et active (p2, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1 et des références de phase à -360° et -720°.....	98
Figure 39 : Module des essais; entre l'assise et T6 pour les participants a : valides et b : utilisateurs de FRM. Pour deux posture, de repos (p1) en bleu et vert et la position active (p2) en orange et rouge. Les pointillés indiquent un module de 1.....	99
Figure 40 : Courbes moyennes de transmissibilité entre l'assise et T6, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module et phase en positions de repos (p1, bleu) et active (p2, orange). (b, d) Participants utilisateurs de FRM: module et phase en positions de repos (p1, vert) et active (p2, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1 et des références de phase à -360° et -720°.....	100

Figure 41: Module des essais; entre T6 et C7 pour les participants a : valides et b : utilisateurs de FRM. Pour deux posture, de repos (p1) en bleu et vert et la position active (p2) en orange et rouge. Les pointillés indiquent un module de 1.	101
Figure 42 : Courbes moyennes de transmissibilité entre T6 et C7, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module et phase en positions de repos (p1, bleu) et active (p2, orange). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : module et phase en positions de repos (p1, vert) et active (p2, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1 et des références de phase à -360° et -720°.....	102
Figure 43 : Zones d'inconfort rapportées par les utilisateurs de FRM pour toutes les fréquences et les deux postures (p1 et p2). Les zones en orange indiquent les occurrences maximales.....	105
Figure 44 : Zones d'inconfort rapportées par les sujets valides pour toutes les fréquences et les deux postures (p1 et p2). Les zones en orange indiquent les occurrences maximales.	105
Figure 45 : Postures : adossées p1, p2, p3, avec p2 (mains posées) et p3 (mains serrées) et redressées p4 et p5 avec p4 (mains posées) et p5 (mains serrées). Les segments verts et oranges situent les chaînes membres inférieurs et rachis et membres supérieurs, et aident à la visualisation des différences entre les posture.....	114
Figure 46 : Courbes moyennes de transmissibilité entre la tête d'expansion et l'assise, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1.	116
Figure 47 : Courbes moyennes de transmissibilité entre la tête d'expansion et l'assise, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent des références de phase à -360° et -720°.....	117
Figure 48: Courbes moyennes de transmissibilité entre l'assise et T6, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1.	118
Figure 49 : Courbes moyennes de transmissibilité entre l'assise et T6, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent des références de phase à -360° et -720°.....	119
Figure 50 : Courbes moyennes de transmissibilité entre T6 et C7, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : module en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent un module de 1.	120
Figure 51: Courbes moyennes de transmissibilité entre T6 et C7, avec écart-type (68 %). (a, c) Participants valides : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). (b, d) Participants utilisateurs de FRM : phase en postures adossées (p1, violet ; p2, vert ; p3, bleu) et redressées (p4, orange ; p5, rouge). Les pointillés rouges indiquent des références de phase à -360° et -720°.....	121
Figure 52 : Modèles dynamiques de la personne assise issus de la littérature, allant de 1 à 7 ddl. Représentation des masses segmentaires (Mi), des coefficients de raideurs (Ki) et d'amortissements (Ci). Les références associées sont : 1 ddl - Coermann (1962) ; 2 ddl - Wei	

et Griffin (1998) ; 3 ddl - Suggs et al. (1969) ; 4 ddl - Boileau et Rakheja (1998) ; 6 ddl - Kumar et Saran (2019) ; 7 ddl - Patil et al. (1979).....	129
Figure 53 : Modèles dynamiques de FRM associés à des utilisateurs dans la littérature : a) Wang et al. (2018), modèle à 1 ddl ; b) Wang et al. (2018), modèle à 2 ddl avec dissipation dynamique ; c) Weerapong et al. (2021), modèle à 2 ddl ; d) Weerapong et al. (2023), modèle à 4 ddl.....	130
Figure 54 : Modules individuels entre L5-C7 pour le modèle à 2 ddl (courbes pointillées) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; pour les positions : a) de repos (p1-bleu) et b) redressée (p2-orange).....	138
Figure 55 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et C7, avec écart-type (68 %). Pour le modèle 2 ddl (pointillé noir) ajusté aux participants valides (trait plein). Résultats sur la bande [3–12] Hz, avec : a) module posture de repos (P1), b) module posture redressée (P2), c) phase posture de repos.....	139
Figure 56 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et C7, avec écart-type (68 %). Pour le modèle 2 ddl (pointillé noir) ajusté aux participants valides (trait plein). Résultats sur la bande [8–80] Hz, avec : a) module posture de repos (P1), b) module posture redressée (P2), c) phase posture de repos.....	143
Figure 57 : Modules individuels entre L5-C7 pour le modèle à 3 ddl (courbes pointillées) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; pour les positions : de repos (p1-bleu) et redressée (p2-orange)	143
Figure 58 : Modules individuels entre L5-C7 pour le modèle à 4 ddl (pointillé noir) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; ; pour les positions : a) de repos (p1-bleu) et b) redressée (p2-orange).....	147
Figure 59 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et C7, avec écart-type (intervalle de confiance à 68 %). Pour le modèle 4 ddl (pointillé noir) ajusté aux participants utilisateurs de FRM (trait plein). Résultats sur la bande [8–80] Hz, avec : a) module posture de repos (P1), b) module posture redressée (P2), c) phase posture de repos.....	148
Figure 60 : Modules moyens individuels entre la tête d’expansion et L5 pour le modèle à 2 ddl (courbes pointillées) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; pour les positions : a) de repos (p1-bleu) et b) redressée (p2-orange).	154
Figure 61 : Courbes moyennes de transmissibilité entre L5 et C7, avec écart-type (intervalle de confiance à 68 %). Pour le modèle 2 ddl (pointillé noir) ajusté aux données du FRM (trait plein). Résultats sur la bande [3–12] Hz, avec : a) module posture de repos (p1), b) module posture redressée (p2), c) phase posture de repos.....	154
Figure 62 : Modules moyens individuels entre Tête d’expansion-Assise pour le modèle à 2 ddl (courbes pointillées) ajusté aux données expérimentales (courbes pleines) ; pour les positions : a) de repos (p1-bleu) et b) redressée (p2-orange).	157
Figure 63 : Courbes moyennes de transmissibilité entre Tête d’expansion-Assise, avec écart-type (68 %). Pour le modèle 2 ddl (pointillé noir) ajusté aux données FRM (trait plein). Résultats sur sur la bande [8-80] Hz, avec : a) module posture de repos (p1), b) module posture redressée (p2), c) phase posture de repos.....	158
Figure 64 : Model masse-ressort à 5 ddl pour un humain assis soumis à des vibrations corps entier (étendu du modèle à 4 ddl de Boileau and Rakheja (1998))	201

L

Liste des tableaux

Tableau 1 : Liste (non-exhaustive) des systèmes de bancs d'essais mis en place dans la littérature pour l'étude des WBV	10
Tableau 2 : Typologie des modèles biodynamiques et leurs applications (Fung, 1993 ; Griffin, 1990 ; Parashar et Sharma, 2016 ; Robertson et al., 2014).	11
Tableau 3 : Niveaux d'exposition seuils aux vibrations pour une journée de travail de 8 heures	21
Tableau 4 : Raffinement itératif du maillage, pour l'étude de la convergence du maillage.....	49
Tableau 5 : Fréquence de résonance itérative basée sur la théorie de la masse apparente	49
Tableau 6 : recherche itérative de la fréquence de résonance basée sur la théorie de la masse apparente	50
Tableau 7 : Erreur relative (%) à la consigne, des maxima mesurés à la galette et à la tête d'expansion pour des signaux sinusoïdaux, avec des charges progressives.	57
Tableau 8 : Erreur relative (%) en valeur efficace à la galette et à la tête d'expansion des signaux sinusoïdaux, avec des charges progressives.	57
Tableau 9 : Erreur relative (%) à la consigne des amplitudes moyennes mesurées au pot vibrant et à la tête d'expansion pour signaux sinusoïdaux à balayage, avec des charges progressives.	58
Tableau 10 : Erreur relative (%) en valeur efficace à la galette et à la tête d'expansion pour signaux sinusoïdaux à balayage, avec des charges progressives.	58
Tableau 11 : Erreur relative (%) à la consigne, des maxima (crêtes) et des valeur efficaces (RMS), pour l'ensemble des signaux : sinusoides et sinusoides à balayages pour huit sujets valides.	62
Tableau 12 : Moyennes et écarts-types des valeurs efficaces (RMS) et des erreurs relatives sur la consigne pour chaque sujet lors des essais avec des sinusoides à balayages.	63
Tableau 13 : Répartition des zones corporelles rapportées selon la fréquence et la posture (p1 = repos, p2 = redressée). Les chiffres indiquent le niveau d'inconfort associé (échelle VAS).	83
Tableau 14 : Récapitulatif des niveaux d'inconfort (moyenne \pm écart-type) et des zones corporelles citées, pour les deux postures (p1 : repos, p2 : active) et les deux populations (sujets valides et utilisateurs de FRM), à chacune des fréquences testées.	103
Tableau 15 : Récapitulatif des positions (n°) et de leur description	114
Tableau 16 : Description des sept modèles issus de la littérature étudiés. Les paramètres dynamiques caractéristiques de chaque segments modélisés (masse, raideur et amortissement équivalent) sont précisés.	130
Tableau 17 : Description des trois modèles issus de la littérature étudiés. Les paramètres dynamiques caractéristiques de chaque éléments modélisés (masse, raideur et amortissement équivalent) sont précisés.	132
Tableau 18 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 7 degrés de liberté. Les résultats sont présentés pour deux postures : posture de repos (p1) et posture redressée (p2) entre L5 et C7 sur la bande de fréquences [3-12] Hz.	137
Tableau 19 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 2 ddl de Wei and Griffin (1998), (masses M, raideurs K et amortissements C) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence (Wei and Griffin, 1998)	137
Tableau 20 : Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 2 ddl (tronc-bassin) entre l'étude de Wei and Griffin (1998) et l'étude en cours : nombre de ddl, segments représentés,	

plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, qualité d’ajustement (GOF) et caractéristiques des populations expérimentales.	140
Tableau 21 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 7 degrés de liberté. Les résultats sont présentés pour deux postures : posture de repos (p1) et posture redressée (p2) entre la tête d’expansion et L5 sur la bande de fréquences [8-80] Hz.	141
Tableau 22 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 3 ddl de Suggs et al. (1969), (masses M, raideurs K et amortissements C) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence de Suggs et al. (1969)	142
Tableau 23 : Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 3 ddl (tronc-bassin) entre l’étude de Suggs et al. (1969) à l’étude en cours : nombre de ddl, segments représentés, plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, qualité d’ajustement (GOF) et caractéristiques des populations expérimentales.....	144
Tableau 24 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 7 degrés de liberté. Les résultats sont présentés pour deux postures : posture de repos (p1) et posture redressée (p2) entre la tête d’expansion et L5 sur la bande de fréquences [8-80] Hz.	146
Tableau 25 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 4 ddl de Boileau and Rakheja (1998), (masses M, raideurs K et amortissements C, moyenne \pm écart-type) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence (Boileau and Rakheja, 1998)	147
Tableau 26 : Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 4 ddl (tronc-bassin) entre l’étude de Boileau and Rakheja (1998) et l’étude en cours : nombre de ddl, segments représentés, plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, d’ajustement (GOF) et caractéristiques des populations expérimentales	149
Tableau 27 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 4 degrés de liberté. Entre la tête d’expansion et L5 sur la bande de fréquences [3-12] Hz.	153
Tableau 28 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 2 ddl de Weerapong et al. (2021), (masses M, raideurs K et amortissements C) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence Weerapong et al. (2021)	153
Tableau 29 : Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 2 ddl (Tête d’expansion-L5) de l’étude en cours : nombre de ddl, segments représentés, plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, d’ajustement (GOF), caractéristiques des populations expérimentales, modèle du FRM	155
Tableau 30 : Les valeurs moyennes et écart-type des indicateurs RMSE et GOF obtenues pour les modèles de 1 à 4 degrés de liberté. Entre la tête d’expansion et l’Assise sur la bande de fréquences [8-80] Hz.	156
Tableau 31 : Paramètres mécaniques identifiés pour le modèle à 2 ddl de Weerapong et al. (2021), (masses M, raideurs K et amortissements C) dans les deux postures étudiées (p1, repos et p2, redressée). Comparaison aux valeurs mécaniques de référence Weerapong et al. (2021).....	157
Tableau 32 : Comparaison des caractéristiques du modèle biodynamique à 2 ddl (Tête d’expansion-Assise) de l’étude en cours : nombre de ddl, segments représentés, plage fréquentielle étudiée, cibles dynamiques simulées, d’ajustement (GOF), caractéristiques des populations expérimentales, modèle du FRM	159
Tableau 33 : Récapitulatif des modèles optimaux pour les bandes de fréquences et sujets	160
Tableau 34 : Erreur relative (%) à la consigne, des maxima (crêtes) et des valeur efficaces (RMS), pour l’ensemble des signaux : sinusoïdes et sinusoïdes à balayages pour sept participants valides sur la bande [3-12 Hz]	177

Tableau 35 : Moyennes et écarts-types des valeurs efficaces (RMS) et des erreurs relatives à la consigne pour chacun des sept participants lors des essais avec des sinusoides à balayages..... 177

Tableau 36 : Tableau récapitulatif des retour de perception lors des essais en sinusoides (3, 4, 5, 8, 10, 12 Hz), avec les zones corporelles énoncées par les participants ainsi que le niveau d'inconfort (score de 0 à 10). Pour 7 participants valides dans deux postures : p1, de repos et p2, active. 198

Tableau 37 : Tableau récapitulatif des retour de perception lors des essais en sinusoides (3, 4, 5, 8, 10, 12 Hz), avec les zones corporelles énoncées par les participants ainsi que le niveau d'inconfort (score de 0 à 10). Pour 9 participants valides et 5 participants utilisateurs de FRM. Prenant deux postures : p1, de repos et p2, active. 200

Exposition aux vibrations du couple fauteuil roulant manuel-utilisateur

Résumé : La propulsion en fauteuil roulant manuel (FRM) expose l'utilisateur à des vibrations générées par les interactions entre les roues et le sol. Ces sollicitations se propagent à travers la structure du fauteuil et atteignent le corps, dans des plages fréquentielles potentiellement nocives. À long terme, cette exposition peut contribuer à l'apparition de douleurs, de troubles musculosquelettiques secondaires et à une augmentation de la fatigue, réduisant ainsi le confort et la qualité de vie de l'utilisateur. Bien que le FRM soit conçu pour favoriser l'autonomie et la participation sociale, les effets des vibrations peuvent en limiter les bénéfices. Afin de proposer des adaptations du couple FRM-utilisateur et de réduire les risques liés à l'exposition aux vibrations, ce travail de thèse vise à caractériser la réponse vibratoire du couple FRM-utilisateur dans différentes conditions d'utilisation. Pour cela, un banc d'essai vibratoire a été conçu afin de reproduire de manière contrôlée l'exposition quotidienne des utilisateurs de FRM, et d'en mesurer la propagation le long du rachis. Le banc d'essai ainsi développé ouvre des perspectives méthodologiques quant à l'optimisation et à l'évaluation des FRM. Les données collectées, tant sur une population valide que sur des utilisateurs de FRM soulignent l'effet de la posture sur la transmission des vibrations le long du rachis. Alors que l'énergie de la réponse vibratoire est négligeable au-delà de 40 Hz chez la population valide 40 Hz, elle reste notable jusqu'à 80 Hz chez les utilisateurs de FRM. Ces résultats soulignent l'importance du contrôle musculaire dans la gestion de l'exposition aux vibrations. Les données recueillies ont enfin permis d'alimenter et de valider des modèles biodynamiques représentatifs de l'interaction FRM-utilisateur. Un tel modèle permettra d'évaluer la pertinence de réglages ou d'adaptation du FRM sur la réponse vibratoire du couple FRM-utilisateur.

Mots-clés : fauteuil roulant manuel ; vibrations, transmissibilité, modélisation biodynamique ;

Exposure to vibrations of the manual wheelchair-user pair

Summary : Propulsion in a manual wheelchair (MWC) exposes the user to vibrations generated by the interaction between the wheels and the ground. These stresses are transmitted through the wheelchair frame and reach the body, often within potentially harmful frequency ranges. Over time, this exposure can contribute to the onset of pain, secondary musculoskeletal disorders, and increased fatigue, thereby reducing the user's comfort and quality of life. Although MWCs are designed to promote independence and social participation, the effects of vibration can limit its benefits. To propose adaptations for the MWC-user pair and reduce the risks associated with vibration exposure, this thesis aims to characterize the vibratory response of the MWC-user pair under different conditions of use. To this end, a vibration test bench was designed to reproduce, in a controlled manner, the daily exposure of MWC users and to measure the propagation of vibrations along the spine. The developed test bench opens new methodological perspectives for the optimization and evaluation of MWCs. Data collected, both from the able-bodied participants and from MWC users highlights the effect of posture on the transmission of vibrations along the spine. While the energy of the vibratory response is negligible above 40 Hz in the able-bodied population, it remains significant up to 80 Hz in MWC users. These results underline the role of muscle control in managing exposure to vibrations. Finally, the collected data were used to inform and validate biodynamic models of MWC-user interaction. Such models will make it possible to assess the impact of MWC settings or adjustments on the vibratory response of the MWC-user pair.

Keywords: vibrations; manual wheelchair; biodynamic modeling; transmissibility; optimization;