

**L'exposition des opérateurs
de débusqueuses
à des vibrations globales
du corps**



**ÉTUDES ET
RECHERCHES**

Paul-Émile Boileau
Henri Scory

Novembre 1986 RR-009

RAPPORT



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

La recherche, pour mieux comprendre

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

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

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

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

ATTENTION

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

Dépôt légal
Bibliothèque nationale du Québec

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

**L'exposition des opérateurs
de débusqueuses
à des vibrations globales
du corps**

**Paul-Émile Boileau et Henri Scory
Programme sécurité-ingénierie, IRSST**

**ÉTUDES ET
RECHERCHES**

RAPPORT

Remerciements

Cette étude n'aurait pas pu être réalisée sans le support de plusieurs personnes travaillant dans divers secteurs d'activités.

A l'IRSST, mentionnons l'aide apportée par le groupe des mesures physiques du Secteur Soutien-analytique de la Direction des laboratoires, en particulier Monsieur Jérôme Boutin qui a participé à la mise au point du système de mesure, ainsi qu'à l'acquisition et l'analyse des données.

Des remerciements sont également dus à Monsieur Robert Dussault qui, en tant que stagiaire d'été, participa à l'acquisition des données dans les chantiers forestiers visités.

Nous désirons également remercier les personnes de l'ASEFQ, en particulier Monsieur J. Aurèle Saint-Pierre, directeur, ainsi que Messieurs Daniel Nerron, René Gagnon et Léon-Maurice Boivin qui ont aidé à coordonner les visites en chantiers forestiers, et ont suivi les activités tout au cours du projet.

Nous tenons également à remercier les directeurs de l'AMBSQ, dont Messieurs Denis Larabée et Ludger Tremblay pour leur participation au projet. Nous soulignons aussi la participation de Monsieur Daniel Gagné qui aida à organiser les visites des chantiers en Abitibi et au Témiscamingue.

La participation des compagnies forestières fut sans contredit déterminante à l'exécution de ce projet. Aussi tenons nous à remercier tous les dirigeants de compagnies, les contremaîtres et les travailleurs qui ont bien voulu accepter d'y participer. Nous soulignons la participation des compagnies forestières suivantes: Consolidated-Bathurst (Camps Manouane et Riopel, chantier de Basse-Mattawin), Domtar (camp Brûle-Neige), C.I.P. (Maniwaki), la Coopérative Forestière du Nord-Ouest (Authier) et la Scierie Béarn.

Enfin, nous tenons à exprimer notre reconnaissance à Madame Josée Poirier qui a assumé le travail de révision et de dactylographie de ce texte.

Sommaire

Ce rapport de recherche présente les résultats de mesures de vibrations effectuées durant l'été 1985, sur 14 débusqueuses réparties dans sept chantiers forestiers du Québec.

Ces mesures avaient pour but de documenter les niveaux d'exposition auxquels sont soumis les opérateurs de débusqueuses et d'évaluer l'ampleur du problème relativement aux normes actuelles traitant des vibrations globales du corps (VGC). Dans un deuxième temps, l'étude visait à identifier des correctifs potentiels capables de réduire les vibrations à des niveaux acceptables.

De ce fait, l'étude effectuée à la Direction des laboratoires devait ainsi répondre à une demande de l'Association de sécurité des exploitations forestières du Québec (ASEFQ) qui s'interrogeait sur certains agresseurs physiques (dont les vibrations) pouvant potentiellement contribuer au développement de lombalgies chez les opérateurs de débusqueuses.

Les résultats de l'étude ont démontré que comparativement aux limites établies dans la norme internationale ISO 2631/1, les opérateurs de débusqueuses sont de façon générale surexposés aux vibrations en directions transversales (particulièrement pour les mouvements latéraux), ainsi qu'en principe en direction verticale compte tenu de la prédominance de vibrations de type impulsionnel caractérisant l'environnement vibratoire.

Parmi les correctifs potentiels visant à réduire les expositions, le siège muni d'une suspension passive opérationnelle de façon triaxiale a été recommandé. Ce type de siège viendrait remplacer les sièges rigides dont sont munies la majorité des débusqueuses opérant à ce jour dans les chantiers.

L'étude a de plus démontré que les sièges rigides pouvaient produire une amplification des vibrations verticales aux fréquences considérées comme étant les plus dommageables pour l'homme. Quant aux sièges à suspension existants, l'étude a démontré qu'ils pouvaient être efficaces en direction verticale, mais l'absence d'éléments amortisseurs en directions transversales fait qu'aucun effet bénéfique ne peut être ressenti dans ces directions.

Face à ces résultats, une seconde phase de recherche est proposée qui consisterait en une étude théorique de faisabilité sur le développement d'un siège dont la suspension permettrait de réduire à des niveaux acceptables les vibrations suivant les trois directions caractérisant les mouvements de translation.

Mots-clés: Débusqueuse, vibrations globales du corps, exposition.

Liste des abréviations

x:	axe décrivant les mouvements dos-poitrine
y:	axe décrivant les mouvements latéraux
z:	axe décrivant les mouvements verticaux
L _a :	limite d'exposition
L _b :	limite à la capacité réduite par fatigue
L _c :	limite au confort réduit
a _{eq,w} :	accélération globale pondérée
a _{eq,max} :	accélération correspondant à la bande de fréquence de tiers d'octave où l'exposition est maximum
C:	coefficient d'exposition
f _c :	facteur de crête
a _{x,y} :	accélération en directions x et/ou y
a _z :	accélération en direction z
t:	temps d'exposition permis
S.E.A.T.:	"Seat Effective Amplitude Transmissibility": facteur déterminant le degré d'efficacité du siège
w:	fréquence angulaire d'excitation
w _n :	fréquence angulaire naturelle
TR:	transmissibilité
VGC:	vibrations globales du corps

IRSST

Table des matières

Section	Page
1. Introduction	13
2. Généralités	17
2.1 Sources de vibrations	17
2.2 Classification du terrain	18
2.3 Sélection des débusqueuses à l'étude	19
2.4 Caractéristiques physiques des débusqueuses	22
3. La normalisation	23
3.1 Evaluation des vibrations	23
3.2 Le facteur de crête	26
3.3 Limitations de la norme ISO 2631/1	28
4. Acquisition et analyse des données	29
4.1 Chaîne d'émission	29
4.2 Chaîne de réception	31
4.3 Acquisition des données	33
4.4 Méthodes d'analyse	37
4.4.1 Détermination des spectres fréquentiels	38
4.4.2 Evaluation des facteurs de crête	39
4.4.3 Courbes de transmissibilité	41

Table des matières (suite)

Section	Page
5. Résultats et discussion	43
5.1 L'exposition vibratoire sur les débusqueuses	43
5.1.1 Sommaire des résultats sur l'exposition vibratoire	51
5.2 Facteurs de crête	56
5.3 Evaluation des sièges - transmissibilité	58
5.3.1 Sièges à suspension passive	60
5.3.2 Sommaire des résultats sur l'évaluation des sièges	64
5.4 Vibrations multiaxiales	65
6. Conclusion et recommandations	69
Références	73
Annexe A	75
Annexe B	79
Annexe C	87
Annexe D	89
Annexe E	105

IR SSTListe des figures

Figure	Page
1	Courbes limites des vibrations verticales (z) selon la norme ISO 2631/1 25
2	Courbes limites des vibrations transversales (x et y) selon la norme ISO 2631/1 25
3	Schéma synoptique de la chaîne d'émission 30
4	Module d'accéléromètres pour l'acquisition des données .. 32
5	Boîte de conditionnement des signaux 32
6	Schéma synoptique de la chaîne de réception 34
7	Laboratoire mobile utilisé lors de l'acquisition des données 34
8	Débusqueuse munie de la boîte d'instrumentation 35
9	Accéléromètre de siège 35
10	Chaîne d'instrumentation servant à la mesure du facteur de crête 40
11a	Spectre mesuré en 1/3 d'octave selon l'axe x 44
11b	Spectre mesuré en 1/3 d'octave selon l'axe y 45

Liste des figures (suite)

Figure	Page
11c Spectre mesuré en 1/3 d'octave selon l'axe z	46
12 Niveaux d'accélération mesurés au siège de 14 débusqueuses en direction transversale (x)	53
13 Niveaux d'accélération mesurés au siège de 14 débusqueuses en direction latérale (y)	54
14 Niveaux d'accélération mesurés au siège de 14 débusqueuses en direction verticale (z)	55
15 Courbe de transmissibilité pour un siège rigide	59
16 Courbes théoriques de transmissibilité pour un système à un degré de liberté	61
17 Courbes de transmissibilité pour un siège à suspension (Bostrom-Viking 301K)	63

IRSSTListe des tableaux

Tableau	Page
1 Répartition des modèles de débusqueuses par ordre d'importance	20
2 Modèles de débusqueuses à l'étude	21
3 Niveaux d'exposition aux vibrations pour les 14 débusqueuses à l'étude	49
4 Liste des facteurs de crête mesurés au châssis et au siège des débusqueuses	57
5 Evaluation des vibrations selon la méthode du vecteur somme	66

IRSST

1. Introduction

"Les véhicules aéronautiques, terrestres et marins, ainsi que les équipements industriels et agricoles, exposent l'homme à des vibrations mécaniques qui peuvent compromettre son confort, sa capacité de travail et dans certaines circonstances, sa santé et sa sécurité" (1). Le mode de transmission des vibrations à l'homme, ainsi que les paramètres physiques caractérisant l'environnement vibratoire (direction, amplitude, fréquence) sont avec le temps d'exposition, la nature de l'activité et la posture du sujet, les facteurs qui déterminent la nature et l'importance des troubles observés.

Bien que certaines pathologies ne soient pas spécifiques à la nuisance vibratoire, il n'est pas exclu que les vibrations peuvent contribuer à aggraver certaines lésions. En ce qui concerne les vibrations transmises à l'ensemble du corps (c'est le cas des conducteurs d'engins de chantier et d'usagers de véhicules), les effets physiologiques et pathologiques regroupent diverses pathologies de la colonne vertébrale, des affections de l'appareil digestif, des troubles de la vision, ainsi que des affections des systèmes respiratoire et musculaire (2).

Dans le cas des véhicules tout-terrain, les vibrations représentent un problème particulier pour le conducteur à cause des déplacements qui doivent être effectués sur un sol irrégulier. En effet, il est reconnu que ces déplacements sont à l'origine de vibrations basses fréquences à caractère aléatoire, qui sont d'autant plus importantes que le sol est plus accidenté et/ou que le véhicule se déplace plus rapidement. Pour un conducteur assis, les vibrations lui sont essentiellement transmises au séant et au dos par l'intermédiaire de l'assise et du dossier du siège.

Contrairement aux véhicules industriels, la plupart des véhicules tout-terrain ne sont pas pourvus de suspensions permettant d'atténuer efficacement les nuisances vibratoires au poste de conduite. C'est le cas notamment de la débusqueuse dont il sera question dans le présent rapport. Pour la débusqueuse, le siège constitue l'ultime étage de réduction des vibrations, juste avant leur transmission au conducteur. Cependant, pour la grande majorité des débusqueuses actuellement en opération dans les chantiers forestiers du Québec, les sièges sont de type rigide, offrant ainsi un minimum de protection aux opérateurs.

Il existe peu de données recueillies sur les vibrations globales du corps dans les véhicules de foresterie. Une étude récente (3) effectuée sur les débusqueuses en forêt démontrait que les niveaux de vibrations enregistrés au niveau du siège pouvaient dépasser de plusieurs fois les limites suggérées dans la norme internationale ISO 2631/1: "Guide pour l'estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps" (4). Cependant, l'appareillage utilisé lors de cette étude ne permettait pas d'évaluer de façon détaillée l'exposition aux vibrations telle que spécifiée dans la norme ISO 2631/1. C'est pourquoi les chercheurs s'entendaient pour dire que les niveaux de vibrations rapportés dans leur étude restaient à être confirmés.

Dans cette optique, et suite à des demandes de l'Association de sécurité des exploitations forestières du Québec (ASEFQ) d'une part, et d'hygiénistes industriels d'autre part, l'Institut de recherche en santé et en sécurité du travail (IRSST) décida de se pencher sur le problème en proposant un projet de recherche dont les objectifs étaient:

IRSST

- 1- de mettre au point un système de mesure qui puisse répondre aux exigences de la norme ISO 2631/1;
- 2- de documenter l'ampleur du problème des vibrations sur les débusqueuses relativement aux limites définies dans la norme internationale ISO 2631/1;
- 3- d'identifier à partir des résultats obtenus des correctifs qui pourraient permettre d'offrir une plus grande protection aux opérateurs de débusqueuses.

Pour atteindre ces objectifs, une équipe de l'IRSST s'est rendue dans divers chantiers forestiers du Québec durant l'été 1985 afin d'y effectuer des mesures de vibrations sur différents modèles de débusqueuses, d'années de fabrication différentes. Grâce à la collaboration des compagnies membres de l'Association de sécurité des exploitations forestières du Québec (ASEFQ) et de l'Association des manufacturiers de bois de sciage du Québec (AMBSQ), sept chantiers forestiers dans différentes régions du Québec furent visités et des mesures furent effectuées sur un total de vingt trois débusqueuses. Les résultats obtenus lors de ces mesures font l'objet du présent rapport.

IRSST

2.- Généralités

2.1 Sources de vibrations

Les vibrations qui sont ressenties, par les opérateurs d'engins de chantier, proviennent principalement de trois sources:

- les forces alternatives non équilibrées (ex.: vibrations provenant du moteur);
- le mouvement des organes de travail (ex.: la pelle);
- les interactions terrain-pneus.

De ces différentes sources, le déplacement du véhicule sur le sol constitue le plus souvent la source de vibrations prépondérante. Ces vibrations, bien que s'étendant sur une gamme de fréquences assez large, ont leur énergie concentrée aux basses fréquences, notamment entre 1 et 5 Hz. De plus, l'évolution des vibrations dans le temps dépend à la fois du profil du sol et de la vitesse d'avancement du véhicule.

Les vibrations provenant du moteur et du mouvement des organes de travail sont quant à elles, de fréquences plus élevées (quelques dizaines de Hertz) et de ce fait, peuvent être filtrées plus aisément.

De par leur nature, la réduction des vibrations à la source ne peut guère être envisageable pour le cas des véhicules tout-terrain. Ainsi, la correction s'impose pour réduire l'intensité des vibrations au poste de conduite.

2.2 Classification du terrain

Compte tenu de l'importance du terrain comme excitation vibratoire, il convient de caractériser ce dernier afin de pouvoir en estimer la "sévérité". A cet effet, l'Institut canadien de recherche en génie forestier (FERIC) a développé un guide (5) de classification des terrains basé sur trois critères d'évaluation: la solidité du terrain, la rugosité du terrain, et la pente. Cette classification, dont les détails apparaissent dans l'Annexe A, permet de diviser chacun des trois indices d'évaluation en cinq classes. L'échelle est établie de façon à ce que la classe 1 représente les meilleures conditions, tandis que la classe 5 représente les plus difficiles.

Les principaux éléments qui permettent de caractériser la solidité du terrain sont le régime normal d'humidité en été et la texture du sol. D'autres facteurs tels les dépôts de surface, le couvert forestier, la végétation typique au sol, ainsi que la pression de l'empreinte de la machine sont aussi considérés pour caractériser la solidité du terrain.

La rugosité quant à elle, est déterminée en évaluant la hauteur des obstacles et leur nombre sur une superficie spécifiée. Ces obstacles peuvent typiquement être des pierres, des rochers ou des dépressions. Enfin, la pente fournie plus d'informations sur l'ordre de difficultés d'exploitation.

Dans le présent rapport, la notation: "(a, b, c)" sera utilisée pour définir les caractéristiques du terrain où:

IRSST

- a: classe représentant la solidité;
- b: classe représentant la rugosité;
- c: classe représentant la pente.

2.3 Sélection des débusqueuses à l'étude

Les modèles de débusqueuses qui ont fait l'objet de la présente étude, furent sélectionnés en se basant sur les résultats d'un inventaire effectué par l'ASEFQ (6). L'inventaire présentait une répartition par modèles des quelques 674 débusqueuses échantillonnées. Le tableau 1 présente un sommaire des modèles de débusqueuses les plus répandus selon cet inventaire.

La liste des modèles de débusqueuses ayant fait l'objet de la présente étude est présentée dans le tableau 2. Parmi ceux-ci, deux modèles de débusqueuse (identifiés dans le tableau par un astérisque) furent munis d'un siège "anti-vibration" dont les caractéristiques sont décrites plus loin. Cependant, ces sièges ne représentent pas un équipement standard dont sont normalement munis les débusqueuses, mais plutôt des sièges conçus pour les véhicules industriels. Ces sièges ont été installés sur des débusqueuses à des fins d'évaluation seulement.

Parmi les modèles de débusqueuses à l'étude, il y en a deux types se distinguant par la position de leur pivot d'oscillation. La plupart des débusqueuses sont du type comprenant un essieu avant pivotant autour d'un axe central. Cependant, il existe un deuxième type où le point de pivot se situe au centre du véhicule, tendant ainsi à augmenter sa stabilité. C'est le cas notamment du modèle Caterpillar 518.

TABLEAU 1: Répartition des modèles de débusqueuses par ordre d'importance

MODELE	QUANTITÉ INVENTORIÉE	% DU TOTAL
Timberjack 230	257	38
Timberjack 240	107	16
Tree Farmer C6	31	5
John Deere 540	30	4
Caterpillar 518	28	4
International S-10	25	4
Clark 664	24	4
Tree Farmer C5	20	3
Tree Farmer C7	15	2
Timberjack 450	11	2
Autres	126	18
Total: 674		

IRSST

TABLEAU 2: Modèles de débusqueuses à l'étude

MODELE	QUANTITÉ MESURÉE	QUANTITÉ RETENUE
Timberjack 230 < 75	3	2
76-80	1	1
> 81	1	-
Timberjack 240 < 75	-	-
76-80	2	-
> 81	2	1
Timberjack 450	1	1
John Deere 540	2	1
John Deere 640	2	1
International S-10	1	-
Tree Farmer C5*	2	2
Tree Farmer C6	2	2
Tree Farmer C7	1	1
Caterpillar 518	1	1
Clark 664*	2	1
Total:	23	14

2.4 Caractéristiques physiques des débusqueuses

Pour chacune des débusqueuses à l'étude, un questionnaire fut utilisé pour recueillir les informations pertinentes sur les dimensions de la machine, les caractéristiques des pneus, du siège, du moteur, de l'opérateur et des opérations de débusquage. Une copie du questionnaire apparaît dans l'Annexe B. On retrouve également dans cet annexe un tableau synthèse décrivant les caractéristiques des quatorze débusqueuses pour lesquelles des résultats de mesures de vibrations seront présentés dans ce rapport.

IRSST

3. La normalisation

Sur le plan des limites de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps, on peut se référer à la norme internationale ISO 2631/1 (4). Cette norme, bien que n'ayant aucun statut légal au Canada, représente le guide fondamental en ce qui concerne l'exposition aux vibrations acceptable par l'homme. Cette norme fixe pour les vibrations appliquées en direction verticale (z) et transversales, (x et y) des niveaux à ne pas dépasser en fonction de la fréquence et pour une durée d'exposition déterminée (voir l'annexe C pour la définition des axes). Trois limites sont définies: la limite à la capacité réduite par fatigue (L_b), la limite au confort réduit ($L_c = L_b/3,15$), et enfin la limite d'exposition ($L_a = 2L_b$). En général, la limite à la capacité réduite par fatigue (L_b) est utilisée afin d'évaluer des données de mesures vibratoires puisqu'il est reconnu qu'une fatigue entraînant une réduction de la capacité de travail, implique nécessairement une diminution des facultés de l'homme et par conséquent, une augmentation des risques d'accidents.

Dans l'introduction du document décrivant la norme ISO 2631/1, on indique que celle-ci fut préparée pour faciliter l'interprétation des données et pour servir provisoirement de guide en ce qui concerne l'exposition aux vibrations acceptable pour l'homme. Les limites ne devraient donc pas être interprétées comme étant très rigides, mais devraient plutôt être vues comme étant des indications générales du degré de sévérité des vibrations.

3.1 Évaluation des vibrations

Les courbes limites à la capacité réduite par fatigue pour les vibrations verticales (z) et transversales (x et y) apparaissent

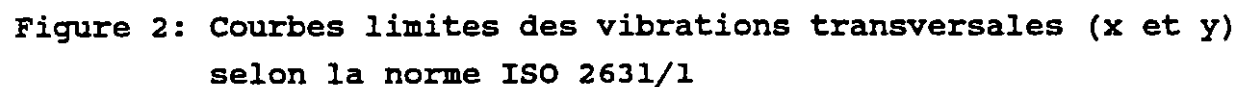
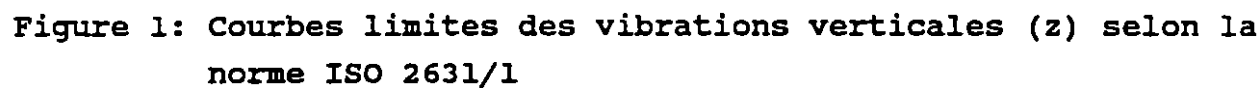
dans les figures 1 et 2 respectivement. Ces courbes présentent les niveaux d'accélération permis en fonction de la fréquence centrale de bandes de largeur de tiers d'octave pour des durées effectives d'exposition variant entre 1 minute et 24 heures.

La norme ISO 2631/1 donne deux méthodes d'évaluation dans le cas de vibrations aléatoires à bandes larges (cas des excitations vibratoires dues au terrain). La première méthode, qui est aussi la moins détaillée, suggère que le signal vibratoire entre 1 et 80 Hz pour chacun des axes x, y et z soit d'abord pondéré en fréquences suivant les facteurs de pondération définis dans le document ISO 2631/1 (1985) et que les contributions des bandes de fréquences de largeur de tiers d'octave entre 1 et 80 Hz soient additionnées pour donner un niveau global d'accélération, appelé accélération globale pondérée $a_{eq,w}$.

Ce niveau doit par la suite être comparé à la limite dans la gamme de fréquences où l'individu est le plus sensible, notamment 4 à 8 Hz pour les vibrations verticales (axe des z), et 1 à 2 Hz pour les vibrations transversales (axes des x et y). Dans les circonstances où le niveau d'accélération globale pondérée mène à des doses d'exposition dépassant les limites définies dans la norme, cette dernière suggère d'utiliser une deuxième méthode d'évaluation qui est plus détaillée. La méthode détaillée consiste à obtenir un spectre en fréquence par bandes de tiers d'octave (distribution de l'énergie vibratoire par bandes de fréquences de tiers d'octave).

Ainsi donc, pour chacune des bandes de fréquences, le niveau d'accélération vibratoire mesuré peut être comparé à la limite définie dans la norme pour cette même bande de fréquences.

IRSST



L'évaluation complète est effectuée en répétant cette comparaison pour chacune des vingt bandes de fréquences de tiers d'octave comprises entre 1 et 80 Hz. Il est d'usage dans ce rapport de noter le niveau d'accélération correspondant à la bande de fréquences où l'exposition est maximum. Ce niveau d'accélération est dénoté par $a_{eq, max}$.

Les deux méthodes d'évaluation décrites précédemment mènent à des résultats très différents puisque dans un cas il est assumé que les différentes composantes fréquentielles du signal vibratoire interagissent entre-elles pour contribuer à l'effet global des vibrations sur l'individu. La deuxième méthode assume quant à elle que chacune des fréquences contenues dans le signal vibratoire agit indépendamment l'une de l'autre.

Afin d'évaluer la dose d'exposition correspondant à un niveau d'accélération donné, le coefficient d'exposition C peut-être calculé à partir de la relation:

$$C = \frac{T}{t} = \frac{\text{temps réel d'exposition}}{\text{temps d'exposition permis}} \quad (1)$$

Le temps d'exposition permis (t) est estimé à partir de la norme, en se basant sur le niveau d'accélération mesuré. Le pourcentage d'exposition est ainsi obtenu en multipliant le coefficient C par 100.

3.2 Le facteur de crête

Le facteur de crête est un paramètre physique qui permet d'établir le degré d'excitation de type choc ou impulsionnel contenu dans un signal vibratoire. Pour un signal vibratoire où l'accélération est mesurée, le facteur de crête est défini par:

IRSST

$$f_c = \frac{\text{valeur crête d'accélération}}{\text{valeur efficace d'accélération}} \quad (2)$$

La norme suggère d'évaluer ce facteur pour un signal vibratoire évoluant sur une période de temps d'au moins une minute.

La valeur efficace du signal représente une moyenne de l'énergie vibratoire contenue dans ce signal. Elle est obtenue en intégrant dans le temps le carré des valeurs instantanées d'accélération, en divisant par la période, et en prenant la racine carrée. La valeur crête quant à elle représente la valeur maximum d'accélération instantanée contenue dans le signal vibratoire. Ainsi donc, plus le facteur de crête est élevé, plus les excitations vibratoires sont de type choc ou impulsionnel.

La norme ISO 2631/1 est applicable aux cas où le facteur de crête ne dépasse pas 6, c'est-à-dire lorsque les vibrations contiennent peu de crêtes élevées (chocs).

Il n'existe pas encore de méthodes d'analyse (normes) qui permettent de prendre en considération l'effet des excitations de type choc lorsque le facteur de crête dépasse 6. Dans de tels cas, l'utilisation de la méthode d'analyse telle que décrite dans le document ISO 2631/1 tend à sous-estimer l'effet des vibrations sur l'être humain.

3.3 Limitations de la norme ISO 2631/1

Comme pour toutes normes, il y a certaines limites d'applicabilité de la norme ISO 2631/1. Elle n'est d'abord applicable qu'à des individus de santé normale, aptes à travailler et à voyager. La norme est également applicable aux vibrations contenues dans la gamme de fréquences comprises entre 1 et 80 Hz, excluant ainsi la possibilité d'extrapoler à l'extérieur de ces limites. Enfin, la norme n'est applicable qu'aux cas où le facteur de crête est inférieur à 6, excluant ainsi les vibrations où les chocs prédominent.

IRSST

4.- ACQUISITION ET ANALYSE DES DONNÉES

L'acquisition des données sur le terrain fut effectuée à l'aide d'un système de télémessure comprenant dix canaux.

Ce système de télémessure permettait de transmettre par voie FM les signaux vibratoires depuis la débusqueuse jusqu'à un laboratoire mobile (en l'occurrence, une camionnette munie des équipements d'enregistrement et d'analyse). Les dix canaux de mesure étaient répartis comme suit: trois canaux pour mesurer les vibrations au siège du conducteur dans les directions x, y et z; trois canaux pour mesurer les vibrations au plancher de la débusqueuse dans les directions x, y et z; et finalement, quatre canaux supplémentaires pour mesurer les vibrations au plancher et ainsi permettre d'évaluer l'ordre de grandeur des vibrations angulaires associées aux mouvements de roulis et de tangage.

4.1 Chaîne d'émission

Un schéma synoptique de la chaîne d'émission apparaît à la figure 3. Celle-ci est constituée de dix capteurs (accéléromètres) piézoélectriques, dont deux sont de type triaxial. L'accéléromètre de siège comprend un accéléromètre triaxial monté dans une gaine de caoutchouc que l'on fixe sur le siège à l'aide de ruban adhésif. Un module d'accéléromètres dont les caractéristiques apparaissent à la figure 4 fut spécialement conçu pour accommoder les accéléromètres de plancher.

Chacun des accéléromètres fut ensuite relié à un amplificateur de charge (B & K 2635) et par la suite, à une boîte de conditionnement et multiplexeur permettant ainsi de combiner les dix signaux d'arrivée en un seul.

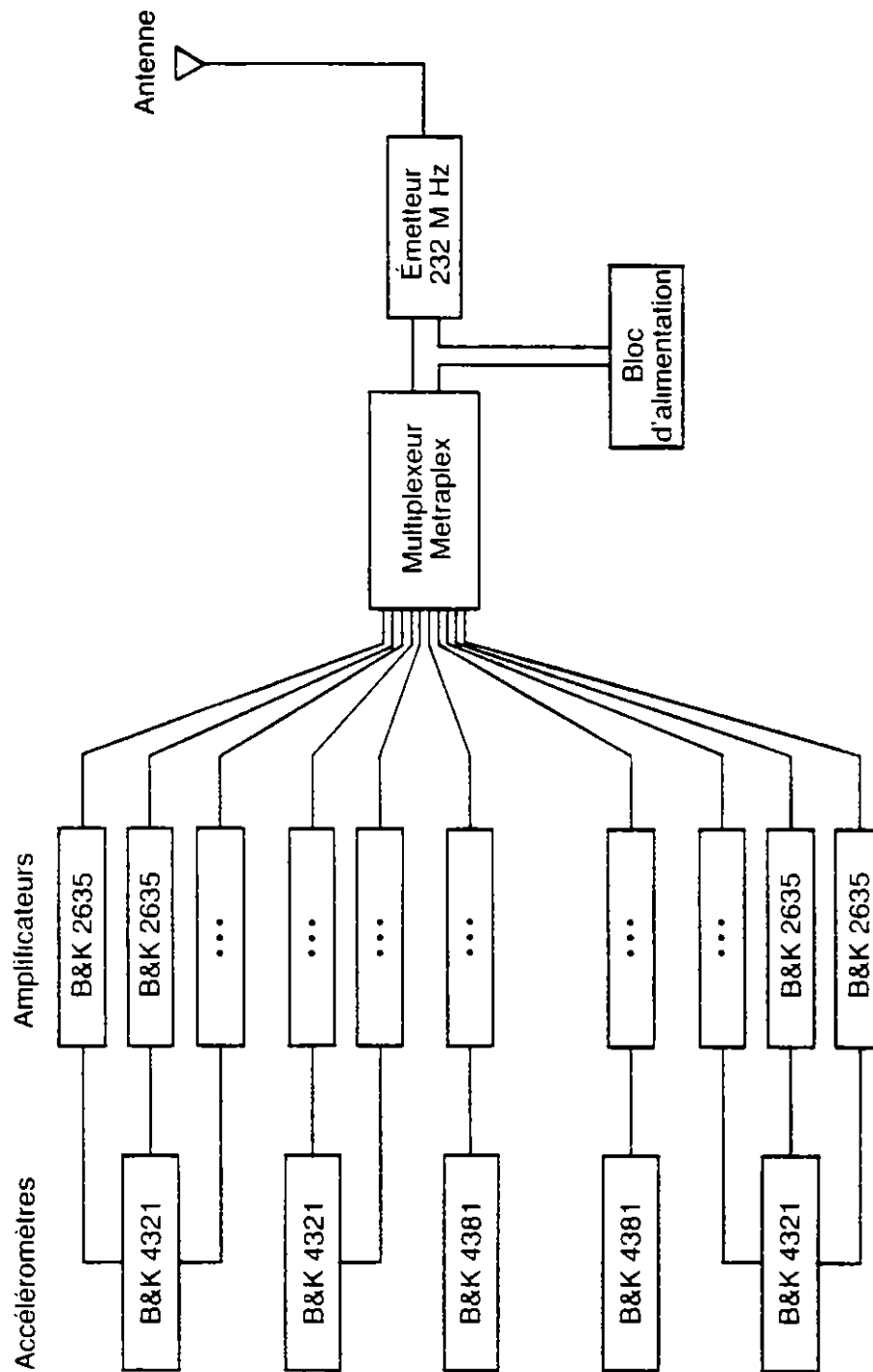


Figure 3: Schéma synoptique de la chaîne d'émission

IRSST

Le signal ainsi généré fut transmis à un émetteur et de là, à l'antenne d'émission installée sur la débusqueuse. Une boîte fut spécialement conçue pour contenir ces équipements; celle-ci est représentée à la figure 5.

L'utilisation d'un système de télémessure permettait de procéder à l'enregistrement des signaux vibratoires sans avoir à installer un enregistreur magnétique sur la débusqueuse. Ainsi on évitait d'introduire des distorsions de signaux qui auraient pu être causées par le mouvement désordonné du ruban sur les têtes de l'enregistreur. De plus, le système de télémessure permettait d'observer les signaux générés sur chacun des dix canaux d'enregistrement au fur et à mesure que l'enregistrement se produisait, assurant ainsi la qualité des signaux enregistrés.

4.2 Chaîne de réception

La chaîne de réception est représentée schématiquement à la figure 6. Elle est constituée d'abord d'une antenne de réception reliée à un récepteur. Des démodulateurs furent ensuite utilisés pour décomposer le signal en ses dix composantes, chaque composante correspondant à un canal d'enregistrement. Chacun des signaux fut par la suite envoyé sur une piste de l'enregistreur magnétique (dix pistes au total). La sortie de celui-ci fut ajustée pour un niveau maximum de 1 V rms. (142 dB ref. 1 μms^{-2}). L'enregistrement fut effectué à une vitesse de 3,75 po/s. Cependant, puisque la vitesse de déroulement était ajustable, l'analyse a pu être effectuée à une vitesse supérieure à celle de la vitesse d'enregistrement. A la sortie de l'enregistreur, un analyseur spectral bi-canaux en temps réel permettait d'obtenir directement les spectres de l'énergie vibratoire par bandes de fréquences de largeur de tiers d'octave, tel que recommandé dans la norme ISO 2631/1.

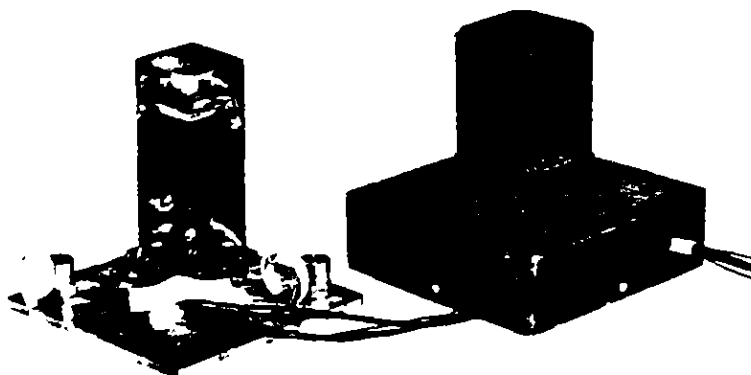


Figure 4: Module d'accéléromètres pour l'acquisition des données

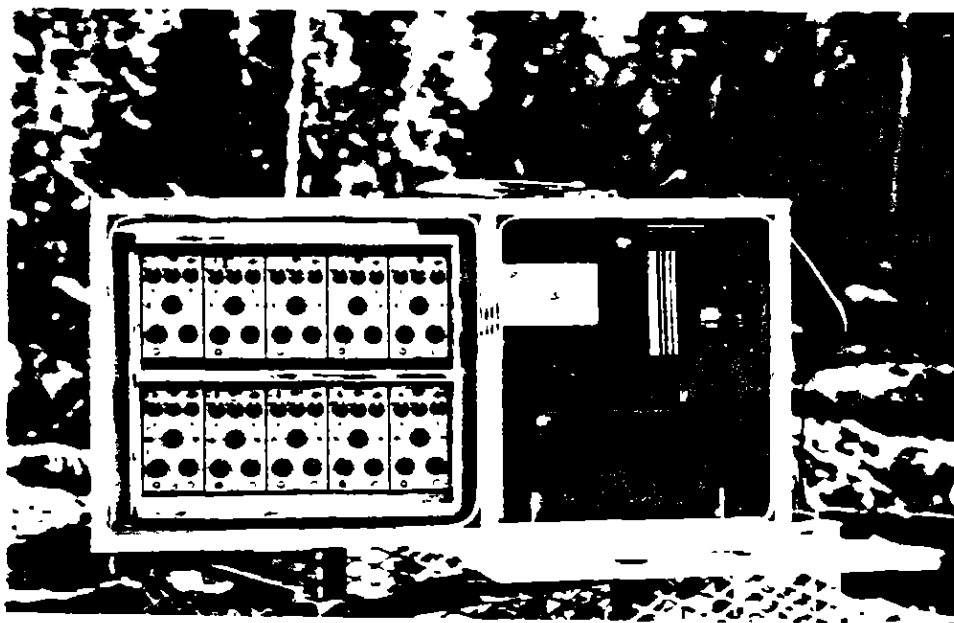


Figure 5: Boîte de conditionnement de signaux

IRSST

La gamme dynamique de la chaîne complète d'instrumentation était de 55 dB, représentant des niveaux vibratoires pouvant varier entre 90 et 145 dB crête (réf. 1 um s^{-2}). La réponse en fréquence du système était en deçà de ± 1 dB entre 1 et 80 Hz, respectant ainsi les recommandations de la norme ISO 2631/1.

Une vue d'ensemble du laboratoire mobile comprenant la chaîne de réception est présentée à la figure 7.

4.3 Acquisition des données

La première étape à effectuer lors de l'acquisition des données en chantiers consistait à bien fixer sur la débusqueuse les équipements formant la chaîne d'émission. Pour la plupart des modèles de débusqueuses, la boîte de conditionnement de signaux comprenant le système d'émission FM devait être fermement fixée sur le toit de la débusqueuse telle que représentée à la figure 8. Dans quelques exceptions, elle a dû être installée sur le capot à cause de contraintes thermiques engendrées par les gaz d'échappement au niveau du toit de la débusqueuse.

Le module d'accéléromètres comprenant les accéléromètres de plancher fut fixé à celui-ci à l'aide d'aimants. Il fut installé sur une partie rigide du châssis dont les coordonnées étaient établies en prenant l'axe du siège comme point de référence. L'accéléromètre de siège fut fixé au centre du siège à l'aide de ruban adhésif, de façon à ce que l'opérateur puisse s'asseoir directement dessus (figure 9).

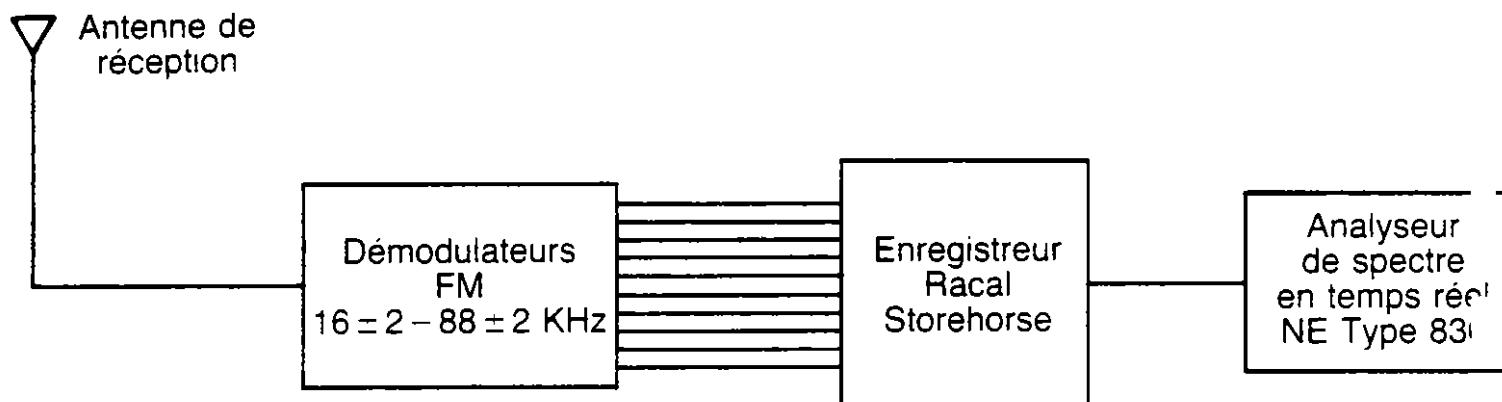


Figure 6: Schéma synoptique de la chaîne de réception



Figure 7: Laboratoire mobile utilisé lors de l'acquisition des données

IRSST



Figure 8: Débusqueuse munie de la boîte d'instrumentation



Figure 9: Accéléromètre de siège

Pour chacune des débusqueuses à l'étude, les caractéristiques physiques ainsi que les informations pertinentes se rapportant au conducteur et aux opérations de débusquage furent documentées en utilisant le questionnaire tel que décrit à l'Annexe B. De plus, le terrain fut classifié en se basant sur le guide décrit à l'Annexe A.

En général, pour la débusqueuse à l'essai, la prise des données s'établissait sur une période de temps variant entre 90 et 150 minutes. Pendant ce temps, le débusqueur était tenu d'opérer sa débusqueuse de façon normale. Normalement, de 5 à 10 cycles* de travail pouvait se produire pendant la période d'enregistrement. Au cours de ces opérations, l'acquisition des données était effectuée tout en identifiant les portions d'enregistrement correspondant aux opérations de débusquage, et celles correspondant aux temps d'arrêt.

Ainsi, on pouvait également documenter les temps effectifs d'exposition puisque les opérations de débusquage comprennent plusieurs temps d'arrêt durant lesquels l'opérateur doit attacher les arbres abattus.

Pour l'ensemble des résultats obtenus dans la présente étude, il fut établi qu'un opérateur passait en moyenne $49 \pm 9\%$ de son temps à la conduite de son véhicule. Considérant qu'une journée typique de travail a une durée de 9,5 heures (excluant le dîner et les temps de repos), il en résulte que la durée quotidienne moyenne d'exposition est de cinq heures. Dans ce rapport, tous les résultats obtenus sont donc comparés aux limites pour une durée effective d'exposition de cinq heures.

* Cycle de travail: ensemble des opérations depuis la jetée, au retour avec les arbres abattus.

IRSST

L'utilisation d'un système de télémessure introduisait également une certaine restriction quant à la distance permise entre la débusqueuse et le poste de réception, ainsi que sur le type de terrain permis. Le système en question avait une portée pouvant atteindre jusqu'à 1500 mètres. Cependant, la présence d'obstacles tels que les collines et les rochers entre les antennes d'émission et de réception contribuaient à atténuer le signal de façon significative. Les pertes de signaux résultantes se traduisaient par une saturation sur les canaux d'enregistrement. Il fallait donc être relativement sélectif pour le choix des terrains de débusquage et tenir compte des positions sur les rubans d'enregistrement où des pertes de signaux étaient survenues afin de pouvoir les éliminer lors de l'analyse.

L'acquisition telle que décrite permettait d'enregistrer les signaux vibratoires se produisant de façon simultanée selon les directions x, y et z aux niveaux du châssis et du siège de la débusqueuse.

4.4. Méthodes d'analyse

Afin de répondre aux objectifs tels que décrits dans le chapitre d'introduction, trois types distincts d'analyse furent utilisés:

- 1- détermination des spectres fréquentiels d'exposition par bandes de tiers d'octave entre 1 et 80 Hz pour les vibrations x, y et z au plancher, ainsi que x, y et z au siège;
- 2- évaluation des facteurs de crête pour les vibrations x, y et z au plancher, ainsi que selon x, y et z au siège.

- 3- évaluation des courbes de transmissibilité par bandes de fréquences de tiers d'octave selon l'axe vertical (z).

Ces méthodes d'analyse sont décrites dans les sections suivantes.

4.4.1 Détermination des spectres fréquentiels

Afin d'obtenir les spectres de la distribution des amplitudes vibratoires (valeurs efficaces d'accélération) par bandes de fréquences de tiers d'octave, un programme informatique fut développé permettant d'automatiser la lecture et l'analyse des rubans d'enregistrement par l'analyseur spectral. Pour chacun des six axes vibratoires (xplancher, yplancher, zplancher, xsiège, ysiège, zsiège), seuls les signaux vibratoires, contenus dans les portions de rubans d'enregistrement correspondant à des expositions réelles, furent acheminés vers l'analyseur. Le système informatique permettait également de sélectionner une vitesse de déroulement du ruban pouvant atteindre 32 fois la vitesse d'enregistrement, pour ainsi accélérer l'analyse.

Au niveau de l'analyseur, les signaux vibratoires furent intégrés sur toute la période de temps effectif d'exposition et ce, pour chacune des vingt bandes de fréquences de tiers d'octave contenues entre 1 et 80 Hz. A partir de ces spectres, le niveau global pondéré d'accélération fut calculé en sommant les contributions de chacune des bandes de fréquences une fois celles-ci pondérées selon les courbes limites spécifiques à ces bandes (méthode d'analyse moins détaillée - section 3.1). Le pourcentage d'exposition correspondant à ce niveau global fut déterminé en utilisant la relation donnée à la section 3.1. Le temps quotidien réel d'exposition fut pris comme étant cinq heures. Le temps permis d'exposition fut déterminé en utilisant les relations suivantes:

IRSST

$$a_z = 16,145 t^{-0,631}$$

$$60 \text{ min} \leq t \leq 480 \text{ min.} \quad (3)$$

$$a_{x,y} = 12,112 t^{-0,644}$$

Ces relations s'appliquent strictement à la limite à la capacité réduite par fatigue, et furent obtenues en interpolant entre les points donnés dans les courbes limites ISO 2631/1.

La méthode plus détaillée d'analyse fut également utilisée. Pour ce faire, les valeurs efficaces d'accélération mesurées pour chacune des bandes de tiers d'octave furent directement comparées à la limite à la capacité réduite par fatigue pour une durée d'exposition de cinq heures. Le niveau $a_{eq,max}$ dans la bande de fréquences se rapprochant le plus de la limite fut retenu et le pourcentage d'exposition correspondant fut calculé. Ces résultats font l'objet du prochain chapitre.

4.4.2 Evaluation des facteurs de crête

La définition du facteur de crête fut donnée à la section 3.2. L'évaluation de ce dernier fut effectuée en pondérant le signal vibratoire selon les spécifications données dans la norme ISO 2631/1, et en évaluant la valeur crête ainsi que la valeur efficace du signal sur une durée d'au moins une minute.

La figure 10 illustre la chaîne d'instrumentation utilisée pour évaluer le facteur de crête. Un programme informatique fut développé pour permettre d'identifier les sections de ruban d'enregistrement comprenant une minute de signaux vibratoires continues pour les acheminer vers un filtre de pondération dont les caractéristiques correspondent aux spécifications définies dans la norme ISO 2631/1 pour les vibrations verticales (selon l'axe z) et les vibrations transversales (selon les axes x et y).

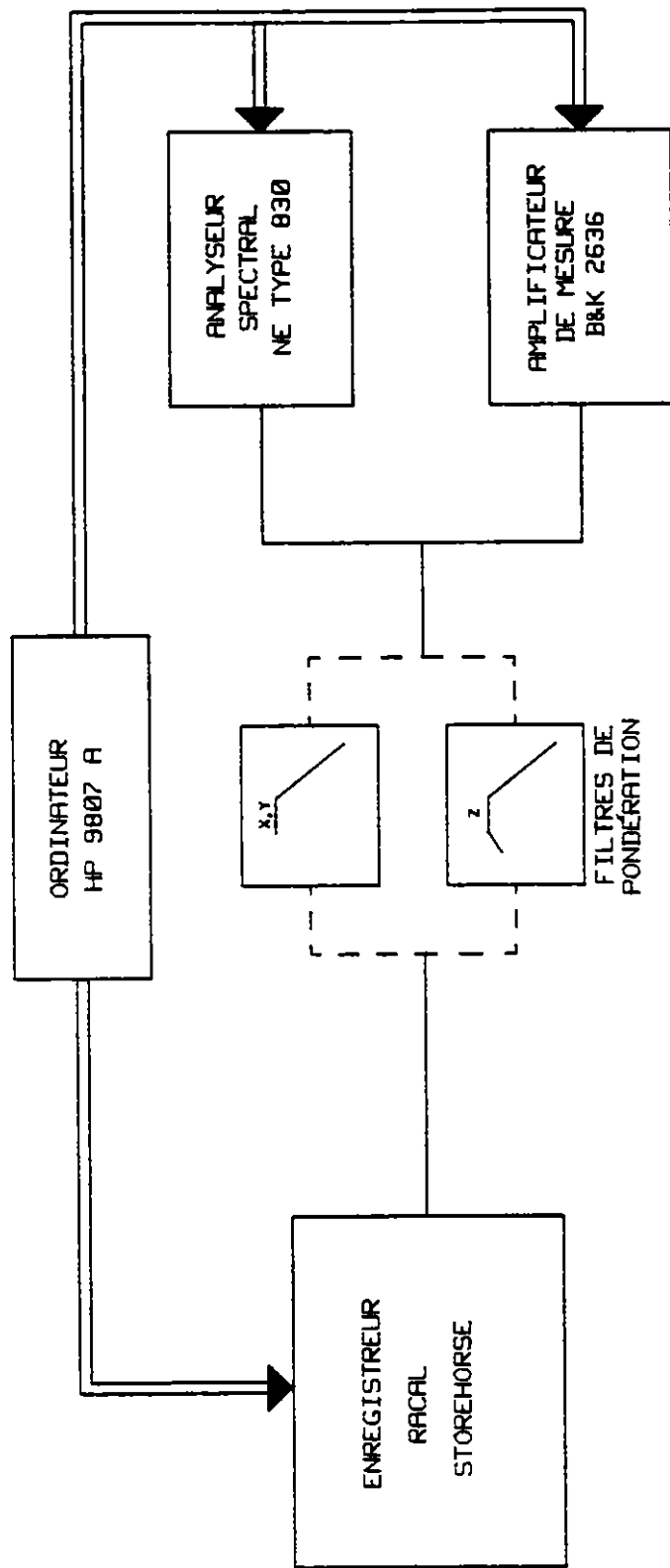


Figure 10: Chaîne d'instrumentation servant à la mesure du facteur de crête

IRSST

Dans la présente étude, la pondération fut effectuée en utilisant les filtres incorporés dans le "Mesureur de vibrations appliquées à l'homme", Type 2512 de B & K. A la sortie du filtre, le signal fut envoyé simultanément vers l'analyseur spectral pour déterminer la valeur efficace globale du signal pondéré, et vers un amplificateur de mesure permettant de retenir la valeur maximum du signal pondéré sur la période d'une minute. Cette analyse fut répétée pour chacune des sections de rubans d'une durée d'une minute, menant ainsi à plusieurs valeurs de facteurs de crête pour l'ensemble de la mesure. La valeur moyenne du facteur de crête (f_c) et son écart-type furent alors déterminés et sont rapportés dans le prochain chapitre.

4.4.3 Courbes de transmissibilité

Par définition, la transmissibilité d'un système est le rapport de la sortie à l'entrée du système. Dans le cas d'un système vibratoire, la transmissibilité est définie comme étant le rapport de la réponse à l'excitation vibratoire. Ainsi donc, le rapport de la valeur efficace d'accélération par bandes de tiers d'octave enregistré au siège à son équivalent au plancher pourra représenter la transmissibilité vibratoire par bandes de fréquences, et donner ainsi des indications possibles sur le degré d'efficacité du siège.

Les spectres en fréquence obtenus tels que décrit à la section 4.4.1 furent utilisés pour calculer la transmissibilité selon l'axe vertical seulement. L'évaluation des courbes de transmissibilité selon les axes x et y nécessiterait la connaissance des accélérations angulaires de roulis et de tangage, le calcul desquelles dépasse les objectifs fixés dans le présent rapport.

Le degré d'efficacité du siège peut être évalué en mesurant le paramètre S.E.A.T. (Seat Effective Amplitude Transmissibility) (7). Ce paramètre est défini comme étant le rapport de l'accélération globale pondérée mesurée au siège à celle mesurée au plancher. Ainsi la quantité d'isolation efficace produite par le siège est indiquée par le degré avec lequel le paramètre S.E.A.T. est moindre que 100%. Ce facteur fut calculé pour chacun des sièges de débusqueuses selon les axes x, y et z.

IRSST

5- RÉSULTATS ET DISCUSSION

5.1 L'exposition vibratoire sur les débusqueuses

Les figures 11 a, b, c représentent des spectres en fréquence typiques obtenus selon les axes x, y et z, sur un modèle particulier de débusqueuse. Sur chaque graphique, la courbe représentant la limite à la capacité réduite par fatigue pour une durée d'exposition de cinq heures, y est aussi indiquée. Les niveaux moyens d'accélération par bandes de fréquence de tiers d'octave sont exprimés en décibels (dB) calculés en référence à 1 um s^{-2} . Les niveaux représentés dans ces spectres ne sont pas pondérés.

Sur chacun des graphiques sont aussi indiqués le niveau d'accélération global pondéré ($a_{eq,w}$) et le pourcentage d'exposition correspondant, le niveau d'accélération maximum ($a_{eq,w}$) se rapprochant le plus de la limite fixée, la fréquence centrale de la bande de tiers d'octave correspondant à ce niveau maximum, et le pourcentage d'exposition calculé selon cette dernière méthode. Le facteur de crête (f_c) y est aussi indiqué, ainsi que les indices de classification du terrain (solidité, rugosité, pente).

Pour l'exemple de débusqueuses à la figure 11, l'exposition vibratoire est clairement prédominante pour les vibrations appliquées en direction latérale (selon y). Selon la méthode d'analyse qui consiste à comparer les niveaux mesurés avec la limite pour chacune des bandes de fréquences, il y a surexposition dans les directions transversales x et y aux basses fréquences (1 à 2 Hz), tandis que les niveaux d'accélération mesurés selon l'axe vertical (z) semblent être sous la limite.

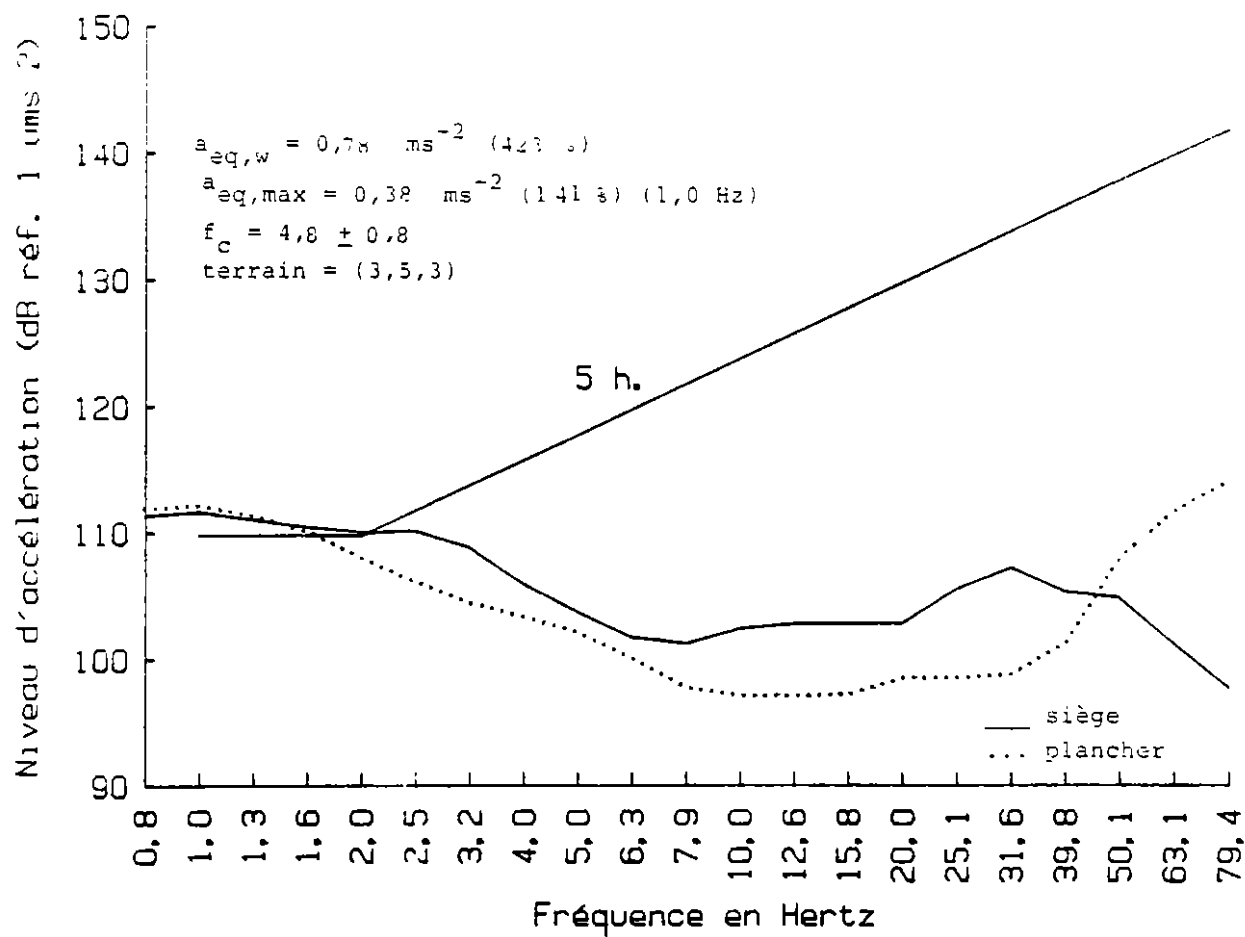


Figure 11 a): Spectre mesuré en 1/3 d'octave selon l'axe x

IRSST

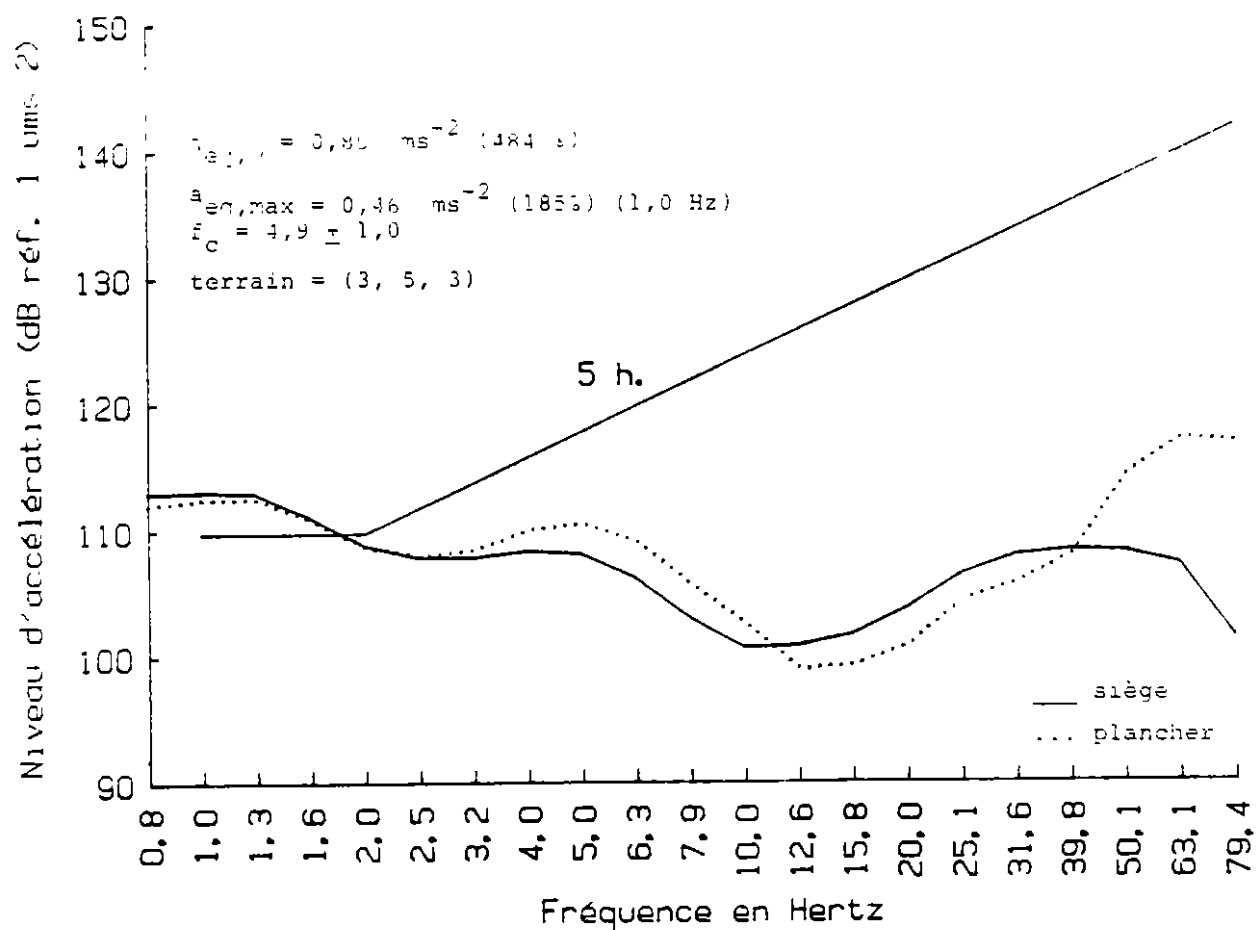


Figure 11 b): Spectre mesuré en 1/3 d'octave selon l'axe y

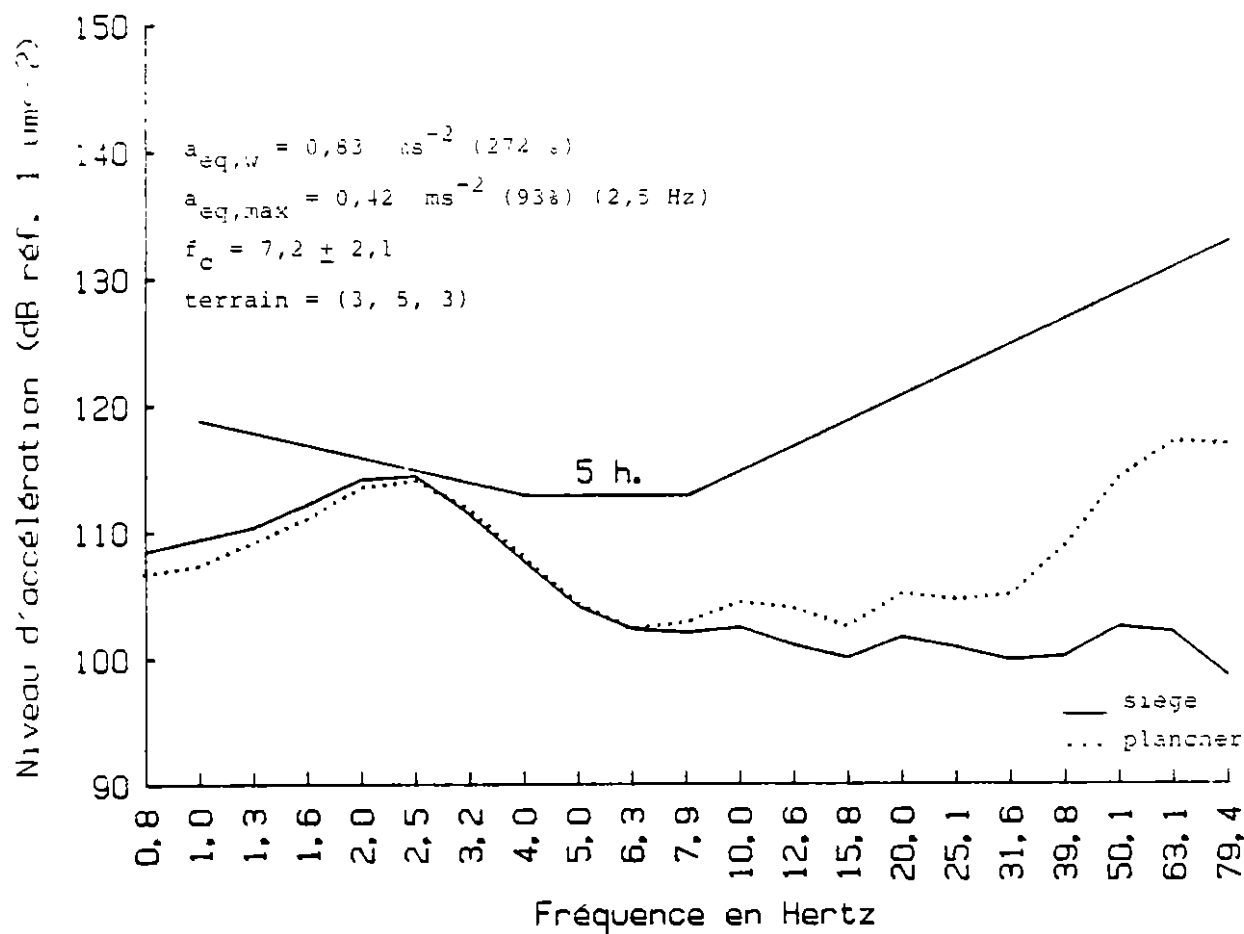


Figure 11 c): Spectre mesuré en 1/3 d'octave selon l'axe z

IRSST

Cependant, dans ce dernier cas, le facteur de crête mesuré est relativement élevé ($7,2 \pm 2,1$), impliquant que l'opérateur est soumis à des vibrations de type impulsionnel. Comme la méthode d'analyse définie dans la norme ISO 2631/1 ne peut considérer les vibrations pour lesquelles le facteur de crête excède 6, l'exposition ainsi calculée est donc sous-estimée.

Pour l'exemple considéré ici, il est donc probable que compte tenu des restrictions imposées par la norme, les niveaux dépassent réellement les limites fixées par celle-ci.

Il existe une différence marquante entre les pourcentages d'exposition calculés selon la méthode d'analyse moins détaillée se basant sur l'accélération globale pondérée, et la méthode détaillée se basant sur le spectre de fréquence. En effet, les résultats démontrent que la première méthode tend à surestimer l'exposition vibratoire par un facteur de 3 (10dB) compte tenu du fait que cette méthode assume une contribution de la part de chacune des bandes de fréquences comprises entre 1 et 80 Hz. L'instrumentation requise pour évaluer les vibrations suivant cette méthode est beaucoup moins sophistiquée que pour l'obtention du spectre en fréquence; pour cette raison, son usage est beaucoup plus répandu.

Cependant, la méthode d'évaluation la plus recommandable selon la norme ISO 2631/1 est celle qui consiste à obtenir le spectre en fréquence. Les résultats obtenus avec toute autre méthode devraient donc être considérés comme étant intermédiaires si on accepte la validité de la norme ISO 2631/1.

Dans le présent rapport, la priorité est accordée aux résultats obtenus à partir du spectre en fréquence. Les spectres présentés

dans les figures 11 donnent également des indications sur les fréquences dominantes de réponse du système siège-homme pour les modes de vibrations selon x, y et z. Pour l'exemple à l'étude, la fréquence dominante pour les vibrations verticales (selon z) se situe dans la bande de fréquences centrée sur 2,5 Hz, tandis que pour les vibrations transversales (selon x et y) la dominante est dans la bande centrée sur 1,0 Hz. Ces fréquences sont donc celles nécessitant le plus d'atténuation de la part des correctifs potentiels.

Une comparaison entre les niveaux vibratoires selon, x, y et z démontre que les accélérations sont toutes du même ordre de grandeur. Cependant, compte tenu que la limite d'accélération permise selon les axes transversaux est plus sévère qu'en direction verticale, les pourcentages d'exposition sont donc plus élevés suivant ces axes.

Le tableau 3 présente les résultats obtenus au niveau du siège pour les 14 débusqueuses retenues dans cette étude. Les niveaux vibratoires, ainsi que les pourcentages d'exposition y correspondant, apparaissent pour chacune des directions x, y et z, et ce, pour la méthode d'analyse jugée comme étant la plus recommandable selon la norme ISO 2631/1.

En plus du niveau d'accélération maximum, la fréquence centrale de la bande de fréquence où apparaît ce maximum y est aussi indiquée. Les spectres en fréquence non pondérés enregistrés aux niveaux du plancher et du siège selon x, y et z sont présentés à l'Annexe D pour chacune des débusqueuses à l'étude. Les niveaux de vibrations $a_{eq,w}$ et $a_{eq,max}$, calculés selon les deux méthodes d'évaluation proposées dans la norme, y sont indiqués pour les vibrations x, y et z enregistrées au siège de la débusqueuse.

IRSST

TABLEAU 3: Niveaux d'exposition aux vibrations pour les 14 débusqueuses à l'étude

Débusqueuses	Axe x		Axe y		Axe z	
	$a_{eq,max}$ (ms^{-2})	Exposition (%)	$a_{eq,max}$ (ms^{-2})	Exposition (%)	$a_{eq,max}$ (ms^{-2})	Exposition (%)
1 (XY, 3, 1)	0,34 (1,3 Hz)	116	0,56 (1,0 Hz)	255	0,48 (2,5 Hz)	116
2 (3, 5, 1)	0,33 (1,0 Hz)	112	0,39 (1,0 Hz)	144	0,35 (2,5 Hz)	68
3 (3, 5, 3)	0,38 (1,0 Hz)	141	0,46 (1,0 Hz)	185	0,42 (2,5 Hz)	93
4 (, 5, 3)	0,34 (1,3 Hz)	118	0,38 (1,0 Hz)	141	0,41 (2,5 Hz)	88
5 (3, 2, 4)	0,29 (2,0 Hz)	92	0,37 (1,0 Hz)	134	0,48 (2,5 Hz)	114
6 (4XY, 2, 1)	0,38 (1,0 Hz)	141	0,41 (1,0 Hz)	158	0,36 (2,5 Hz)	72
7 (, 5, 1)	0,38 (1,0 Hz)	137	0,40 (1,3 Hz)	149	0,44 (2,5 Hz)	98
8 (3, 5, 1)	0,48 (1,0 Hz)	199	0,52 (1,3 Hz)	255	0,64 (2,5 Hz)	179

TABLEAU 3 suite

Débusqueuses	Axe x		Axe y		Axe z	
	$a_{eq,max}$ (ms^{-2})	Exposition (%)	$a_{eq,max}$ (ms^{-2})	Exposition (%)	$a_{eq,max}$ (ms^{-2})	Exposition (%)
9 (4xy, 3, 1)	0,41 (1,0 Hz)	158	0,41 (1,0 Hz)	155	0,40 (2,5 Hz)	85
10 (5Y, 2, 1)	0,47 (1,0 Hz)	192	0,54 (1,0 Hz)	242	-	-
11 (3, 2, 1) Siège Antivibration	0,42 (1,0 Hz)	160	0,45 (1,0 Hz)	178	0,27 (2,0 Hz)	50
12 (3, 3, 2) Siège Antivibration	-	-	0,60 (1,0 Hz)	284	-	-
13 (1, 3, 4) Suspension	0,33 (2,5 Hz)	110	0,41 (1,3 Hz)	155	0,56 (2,5 Hz)	144
14 (1, 2, 4) Suspension	0,36 (1,3 Hz)	129	0,45 (1,3 Hz)	178	0,31 (2,5 Hz)	56

IRSST

Les doses d'exposition correspondantes, le facteur de crête ainsi que son écart type, et le facteur de transmissibilité du siège (S.E.A.T.) y sont également indiqués.

Compte tenu de la diversité des conditions existantes lors de la prise des mesures sur les différentes débusqueuses, c'est-à-dire topographies de terrain différentes, habitudes de conduite variant d'un conducteur à l'autre etc., il est non recommandable de tenter de faire des comparaisons sur l'efficacité des diverses machines en se basant simplement sur les niveaux de vibrations enregistrés sur chacune d'elles. De telles interprétations s'avéreraient trompeuses puisque d'ailleurs aucune corrélation évidente n'a pu être faite entre les niveaux de vibrations (doses d'exposition) et les paramètres décrivant les caractéristiques du terrain.

5.1.1 Sommaire des résultats sur l'exposition vibratoire

Basé sur les spectres typiques présentés dans les figures 11 a, b, c, les observations suivantes peuvent être faites:

- comparativement à la norme ISO 2631/1, il y a surexposition selon les axes x et y, ainsi qu'en principe selon l'axe vertical z puisque dans ce dernier cas le facteur de crête est relativement élevé;
- l'exposition est prédominante pour les vibrations latérales (selon l'axe y);
- les amplitudes d'accélération sont du même ordre de grandeur pour les vibrations verticales et transversales;

- l'excitation aléatoire comprend plusieurs chocs représentés par des facteurs de crête élevés selon les trois directions x, y et z (l'accélération instantanée maximum pondérée de l'ordre de 1,5 g);
- les fréquences prédominantes sont 2,5 Hz pour l'axe vertical et 1,0 Hz pour les axes x et y;
- l'analyse moins détaillée suggérée dans la norme ISO 2631/1 tend à surestimer l'effet des vibrations par un facteur d'environ trois comparativement à l'analyse par bandes de tiers d'octave.

Ces observations, bien que s'appliquant à l'exemple de débusqueuses présenté dans cette section, s'appliquent à quelques exceptions près tout aussi bien aux différents modèles de débusqueuses dont les spectres apparaissent dans l'Annexe D. Un sommaire des résultats pour les 14 débusqueuses est présenté dans les figures 12, 13 et 14 pour les axes x, y et z respectivement. Les débusqueuses sont caractérisées par un numéro de 1 à 14 suivant l'ordre dans lequel elles apparaissent dans l'Annexe D.

En direction x, la seule débusqueuse pour laquelle l'exposition ne dépasse pas la norme correspond au numéro 5. Telle que soulignée à la section 2.3, cette débusqueuse se distingue des autres par la position de son pivot d'oscillation au centre du véhicule; ce qui pourrait expliquer ce comportement. La figure 13 indique quant à elle que tous les modèles de débusqueuse, incluant celles munies de siège rigide et à suspension, produisent des niveaux de vibrations transversales qui au siège, excèdent les limites permises par la norme. Finalement, la figure 14 indique qu'une débusqueuse sur trois produit des niveaux de vibrations verticales excédant la norme, indépendamment du fait qu'elles soient munies de sièges à suspension ou non. Somme toute, il ne semble pas y avoir de différences importantes dans le comportement observé entre les différents modèles de débusqueuses; la même tendance générale semble exister dans tous les cas.

IRSST

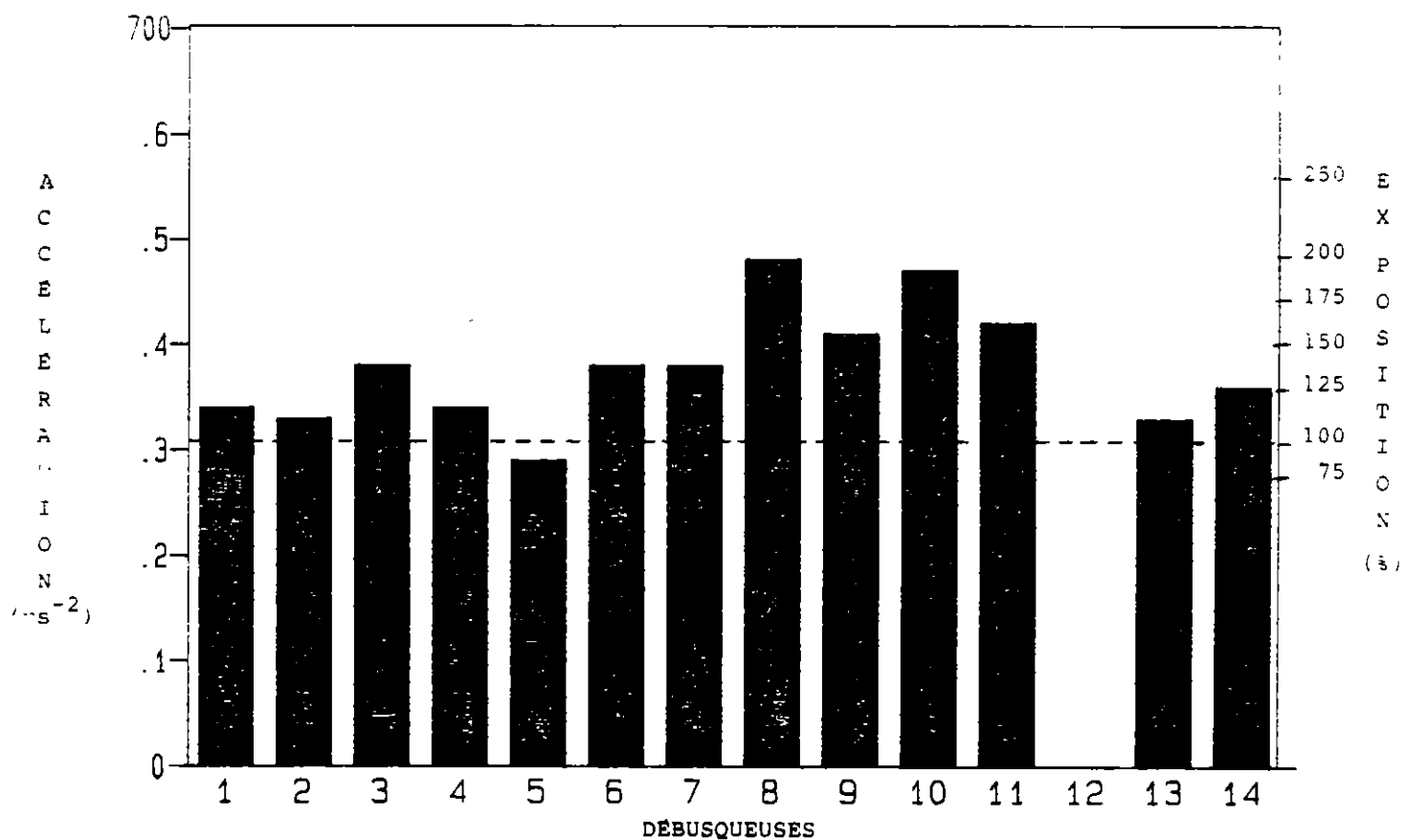


Figure 12: Niveaux d'accélération mesurés au siège de 14 débusqueuses en direction transversale (x)

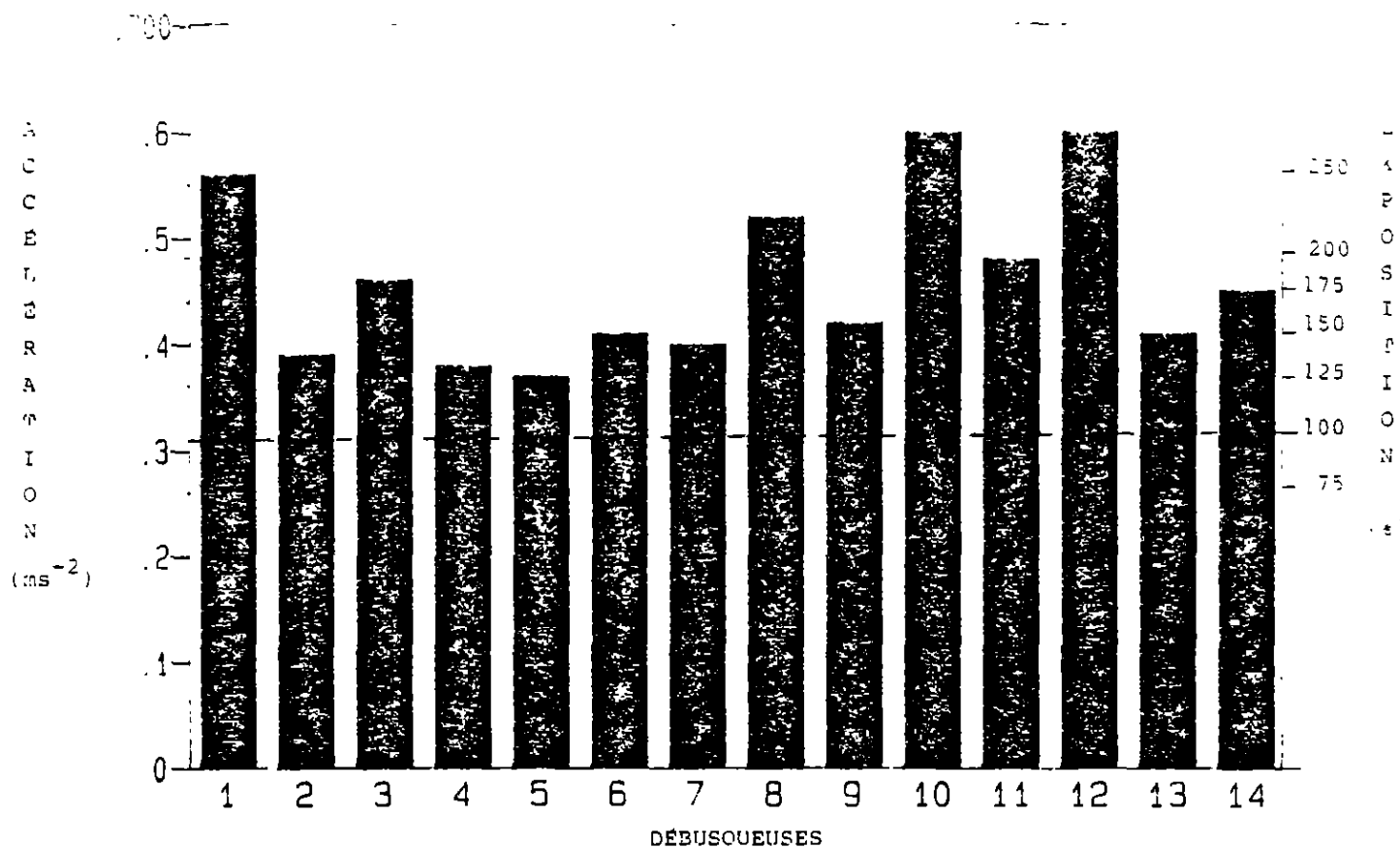


Figure 13: Niveau d'accélération mesurés au siège de 14 débusqueuses en direction latérale (y)

IRSST

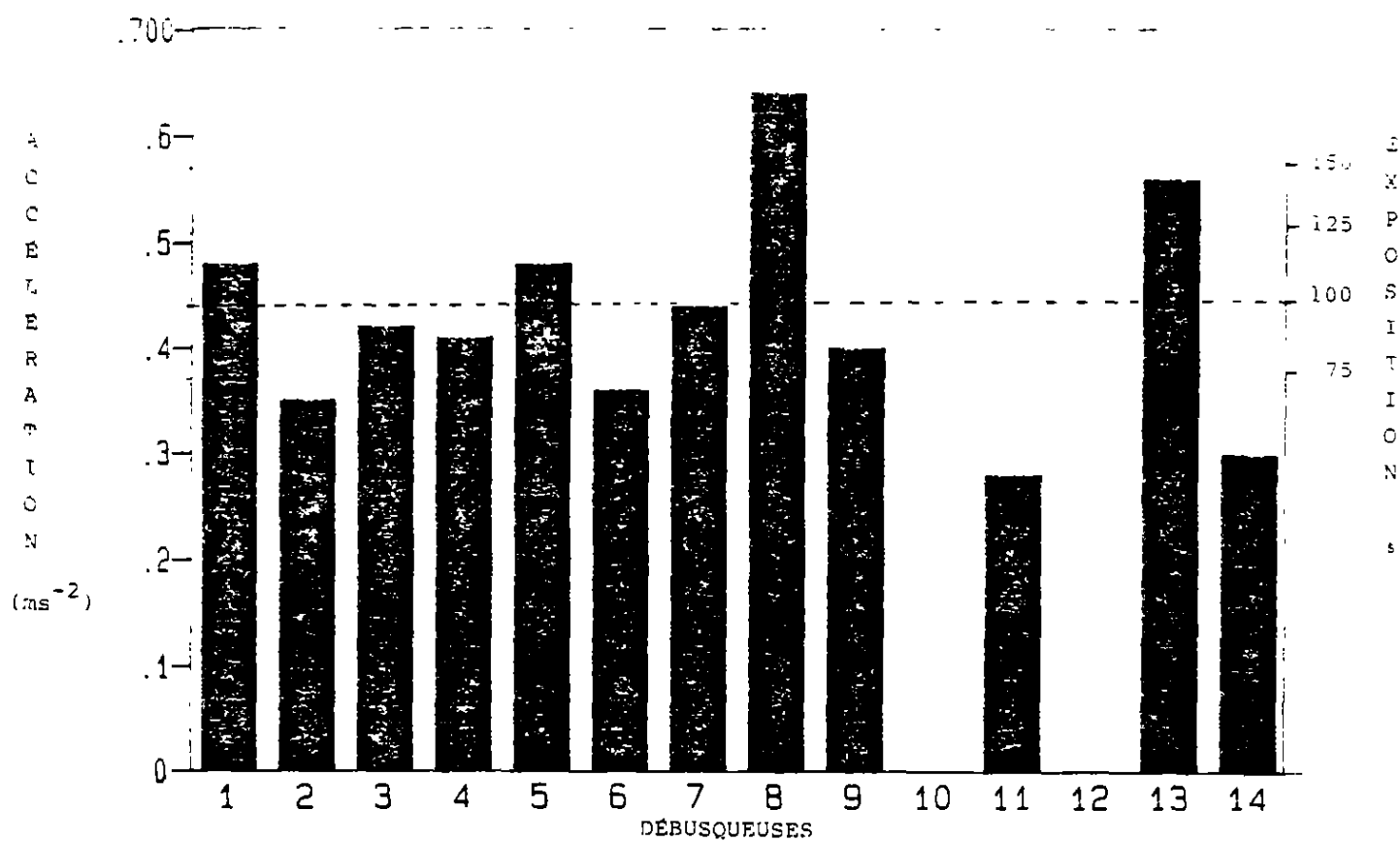


Figure 14: Niveaux d'accélération mesurés au siège de 14 débusqueuses en direction verticale (z)

5.2 Facteurs de crête

Les facteurs de crête ainsi que leur écart-type apparaissent dans le tableau 4 pour chacune des 14 débusqueuses à l'étude. Ces facteurs de crête ont été mesurés aux niveaux du siège et du plancher afin de vérifier la possibilité que le siège puisse avoir un effet sur la réduction des valeurs instantanées d'accélération de forte intensité (impulsions) sans que cet effet soit remarquable sur les valeurs efficaces, qui elles, représentent une moyenne des énergies vibratoires. Cette hypothèse serait confirmée si le facteur de crête du signal mesuré au niveau du siège, se trouvait être inférieur au facteur de crête mesuré au châssis. Les résultats obtenus démontrent que tel n'est pas le cas pour la plupart des sièges sauf possiblement pour un des sièges à suspension, correspondant à la débusqueuse numéro 11. Ce dernier siège (Bostrom Viking 301 K) comprend un système à suspension passive opérationnel en direction verticale. Le facteur de crête se voit donc réduit du tiers de sa valeur nominale mesurée au plancher, tout en demeurant relativement élevé.

Dans tous les cas, il n'y a pas de distinction nette significative entre les facteurs de crête mesurés au siège et au plancher pour les vibrations transversales x et y.

Pour l'ensemble des débusqueuses à l'étude, le facteur de crête est significativement supérieur pour les vibrations verticales; les valeurs moyennes pouvant varier entre 4.5 et 12.6 compte tenu des écarts-types. Il en résulte donc que toutes les doses d'exposition calculées pour les vibrations verticales telles que rapportées à la section 5.1 sous-estiment l'exposition réelle puisque la norme ISO 2631/1 dans sa forme actuelle est incapable de quantifier les contributions dues aux chocs élevés pour en évaluer l'effet réel des vibrations.

IRSST

TABLEAU 4: Liste des facteurs de crête mesurés au châssis et au siège des débusqueuses

Débusqueuse	Facteur de crête						
	x		y		z		
	Siège	Chassis	Siège	Chassis	Siège	Chassis	
1	5,7 $\pm$ 1,2	5,1 $\pm$ 1,1	5,4 $\pm$ 1,1	5,4 $\pm$ 0,9	8,3 $\pm$ 2,7	8,7 $\pm$ 2,5	
2	5,7 $\pm$ 1,2	5,4 $\pm$ 1,1	5,6 $\pm$ 0,9	5,5 $\pm$ 0,8	7,3 $\pm$ 2,0	7,2 $\pm$ 1,6	
3	4,8 $\pm$ 0,8	4,7 $\pm$ 0,7	4,9 $\pm$ 1,0	4,7 $\pm$ 0,6	7,2 $\pm$ 2,1	7,9 $\pm$ 1,8	
4	4,9 $\pm$ 1,0	4,5 $\pm$ 0,7	4,5 $\pm$ 0,8	4,7 $\pm$ 1,0	6,0 $\pm$ 1,5	7,2 $\pm$ 2,1	
5	5,2 $\pm$ 1,0	5,6 $\pm$ 1,2	6,1 $\pm$ 0,9	5,8 $\pm$ 0,8	8,9 $\pm$ 3,7	6,9 $\pm$ 1,0	
6	4,4 $\pm$ 0,7	4,4 $\pm$ 0,7	5,0 $\pm$ 1,0	5,2 $\pm$ 1,1	7,8 $\pm$ 2,7	7,8 $\pm$ 1,2	
7	5,0 $\pm$ 0,4	4,8 $\pm$ 0,8	5,4 $\pm$ 1,0	5,4 $\pm$ 1,0	8,1 $\pm$ 2,3	7,2 $\pm$ 1,2	
8	4,9 $\pm$ 0,8	4,7 $\pm$ 0,8	5,0 $\pm$ 0,9	5,2 $\pm$ 0,9	7,3 $\pm$ 1,5	7,3 $\pm$ 1,7	
9	4,4 $\pm$ 0,6	4,4 $\pm$ 0,6	4,8 $\pm$ 1,0	4,9 $\pm$ 0,9	7,0 $\pm$ 1,8	7,3 $\pm$ 2,1	
10	5,0 $\pm$ 1,2	5,1 $\pm$ 1,4	4,9 $\pm$ 0,8	4,9 $\pm$ 0,9	-	8,5 $\pm$ 1,3	
11	4,2 $\pm$ 0,4	4,4 $\pm$ 0,6	4,4 $\pm$ 0,6	4,5 $\pm$ 0,5	6,2 $\pm$ 1,0	9,3 $\pm$ 1,6	
12	-	-	5,3 $\pm$ 1,2	5,0 $\pm$ 1,0	4,9 $\pm$ 1,0	-	7,8 $\pm$ 2,0
13	4,9 $\pm$ 1,1	4,7 $\pm$ 1,0	4,8 $\pm$ 0,8	4,8 $\pm$ 1,0	6,7 $\pm$ 2,3	6,7 $\pm$ 1,6	
14	4,3 $\pm$ 0,8	4,0 $\pm$ 0,7	4,5 $\pm$ 1,0	4,2 $\pm$ 0,7	6,2 $\pm$ 2,3	6,0 $\pm$ 1,8	

La valeur moyenne des facteurs de crête mesurés en direction transversale varie entre 3,5 et 7,0, indiquant que les vibrations de type impulsionnel sont dominantes également de façon transversale.

5.3 Évaluation des sièges - transmissibilité

Une courbe de transmissibilité typique pour un siège rigide apparaît à la figure 15 pour la débusqueuse dont les spectres apparaissent aux figures 11 a, b, c. Cette courbe démontre qu'aux basses fréquences, les vibrations enregistrées aux chassiss de la débusqueuse sont amplifiées par le siège; celui-ci devenant efficace seulement aux fréquences excédant 8,0 Hz. Comme les vibrations les plus dommageables se retrouvent dans la gamme de fréquence 1,0 à 8,0 Hz, le problème devient d'autant plus important lorsque les vibrations sont amplifiées dans cette gamme.

La majorité des débusqueuses en opération dans les chantiers forestiers sont munies de sièges rigides qui n'offrent aucune protection aux fréquences où l'individu est le plus sensible. Il importe donc pour un siège muni d'une suspension d'avoir une fréquence naturelle suffisamment basse pour permettre d'atténuer les vibrations aux fréquences les plus basses possibles.

Ceci est illustré à la figure 16 qui présente une série de courbes théoriques de transmissibilité pour un système à un degré de liberté.

IRSST

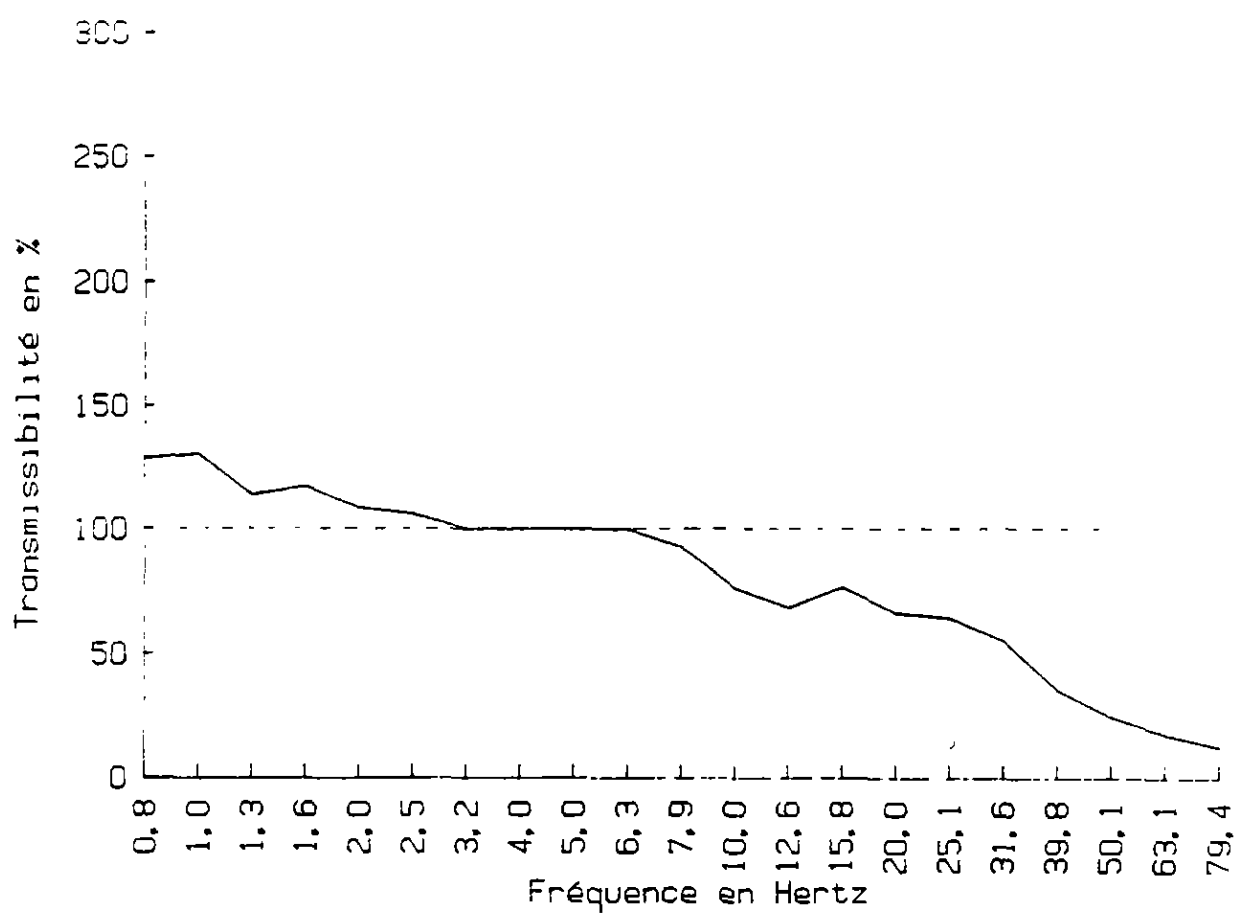


Figure 15: Courbe de transmissibilité pour un siège rigide

L'amortissement du système diffère pour chacune des courbes. On constate qu'à des fréquences dont le rapport w/w_n (rapport de la fréquence d'excitation w à la fréquence naturelle w_n) est inférieur à 1,414, il y a amplification des vibrations par le système. Pour qu'il y ait atténuation, il est nécessaire que la fréquence naturelle w_n soit inférieure à $w/1,414$.

Certains types de siège actuellement disponibles commercialement ont une fréquence de coupure (transmissibilité égale à 100%) pouvant varier entre 1,5 et 3,0 Hz, mais ceux-ci sont généralement fonctionnels dans la direction verticale seulement. Les résultats obtenus dans cette étude démontrent qu'il est également nécessaire de réduire les vibrations transversales x et y pour lesquelles les doses d'exposition sont plus importantes.

Les courbes de transmissibilité mesurées en direction verticale apparaissent dans l'annexe E pour chacune des débusqueuses à l'étude. Le facteur S.E.A.T. calculé pour le siège rigide dont la courbe de transmissibilité apparaît à la figure 15 est 102%, indiquant que pour ce siège les mouvements sont plus considérables à l'interface homme-siège qu'au plancher. Les facteurs S.E.A.T. apparaissent dans l'annexe D pour chacune des débusqueuses à l'étude, démontrant que pour les débusqueuses munies de siège rigide, le facteur S.E.A.T. excède généralement 100%.

5.3.1 Sièges à suspension passive

En plus des débusqueuses munies de sièges rigides, des mesures furent effectuées sur certaines munies de sièges à suspension notamment un siège Bostrom V301K (débusqueuse no. 10) et Viking 303 (débusqueuse no 12). Ces sièges comportent un mécanisme à suspension verticale et avant-arrière, et sont ajustables selon le poids de l'opérateur. Cependant, le mécanisme d'amortissement avant-arrière n'était pas fonctionnel lors de la prise des données.

IRSST

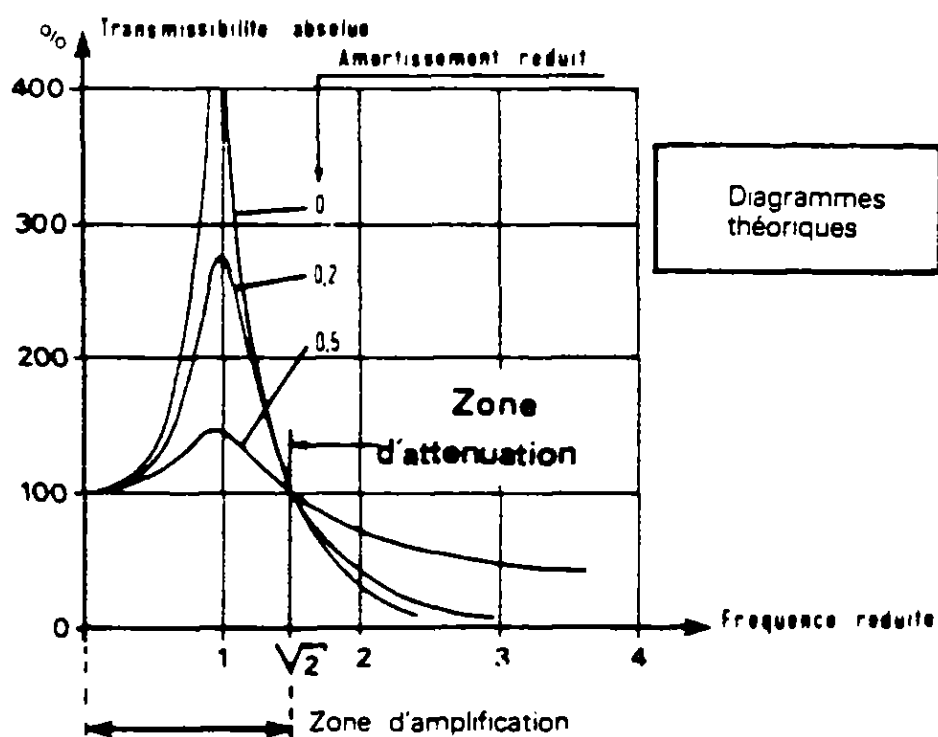


Figure 16: Courbes théoriques de transmissibilité pour un système à un degré de liberté (extrait de: Boulanger, P., Roure, L., et al "Le siège du conducteur: son adaptation aux exigences de la conduite", I.N.R.S.)

La courbe de transmissibilité verticale telle que mesurée sur le siège Bostrom V301K apparaît à la figure 17. Celle-ci indique que la fréquence naturelle du siège est de 1,2 Hz, tandis que la fréquence de coupure (TR= 100%) est 2,2 Hz. La courbe telle que mesurée par le fabricant apparaît également dans cette figure et indique une transmissibilité plus basse dans la gamme de fréquence entre 1,0 et 5,0 Hz. La différence observée entre la courbe du fabricant et celle mesurée pourrait être due à un mauvais ajustement du siège qui doit être réglé spécifiquement selon le poids du conducteur.

D'autre part, le système opérateur-siège est soumis à des vibrations agissant dans trois directions simultanément tandis que l'évaluation en laboratoire est généralement effectuée selon une seule direction; ce qui pourrait expliquer les différences observées.

Bien que le siège Bostrom semble être efficace pour réduire l'exposition en direction verticale, les expositions en direction transversale ne se voient pas plus réduites que dans le cas des sièges rigides. Ce résultat était à prévoir puisque le système de suspension était fonctionnel en direction verticale seulement.

Certains modèles de débusqueuses ont comme équipement standard un siège à suspension. C'est le cas notamment des débusqueuses numéro 13 et 14 de l'Annexe D, chacune étant munie d'un type particulier de suspension. Le premier type comprend des ressorts hélicoïdaux inclinés par rapport à l'axe du siège, tandis que le deuxième comprend en surplus des amortisseurs de choc.

IRSST

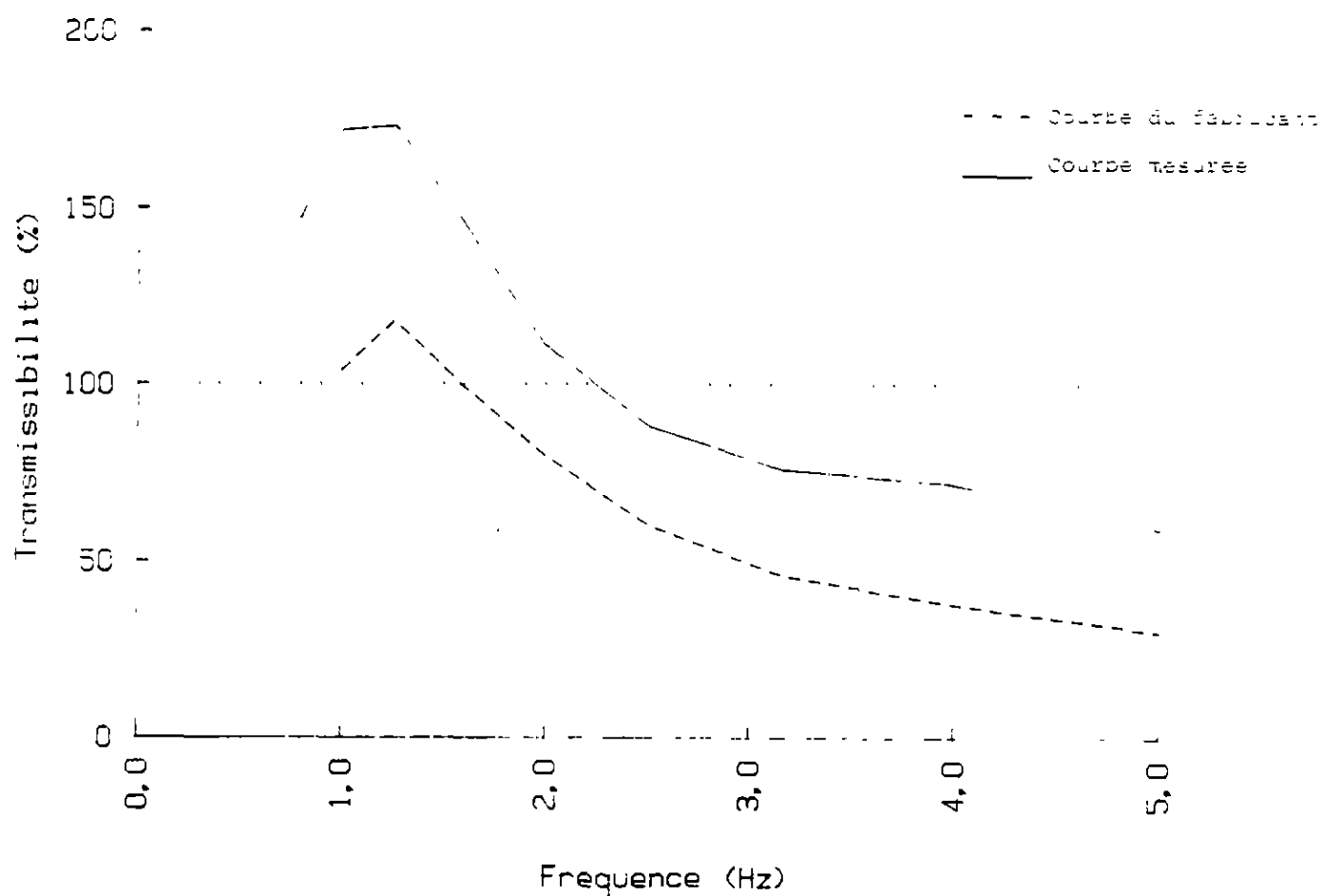


Figure 17: Courbes de transmissibilité pour un siège à suspension (Bostrom - Viking 301K)

Pour le premier type, l'exposition demeure importante en direction verticale, tandis que pour le deuxième, elle est diminuée de façon significative, atteignant 56% de la limite à la capacité réduite par fatigue pour une durée d'exposition de cinq heures. Quant aux doses d'exposition dans les directions transversales, elles demeurent encore importantes.

5.3.2 Sommaire des résultats sur l'évaluation des sièges

Selon les résultats présentés dans les sections 5.2 et 5.3, on remarque que pour les sièges rigides:

- les vibrations verticales sont amplifiées à basses fréquences; les sièges ne devenant efficaces généralement qu'aux fréquences excédant celles où l'individu est le plus sensible;
- compte tenu de l'écart-type sur les valeurs, les facteurs de crête mesurés au siège en direction verticale varient entre 4,5 et 12,6 tandis que pour les vibrations transversales et latérales ce facteur varie entre 3,5 et 7,0 démontrant ainsi la prédominance de vibrations de type impulsionnel dans les trois directions x, y et z;
- les expositions aux vibrations transversales x et latérales y sont dominantes.

Pour les sièges à suspension passive:

- en direction verticale, la fréquence de coupure où la transmissibilité est de 100 % est beaucoup plus basse que pour un siège rigide, offrant ainsi la possibilité d'atténuer certaines des vibrations dans la gamme de fréquences où l'individu est le plus sensible;

IRSST

- l'ajustement du siège selon le poids de l'opérateur semble être importante en ce qui concerne l'efficacité d'atténuation du siège;
- pour être efficace, la suspension d'un siège doit être adaptée spécifiquement selon le type d'excitation à l'entrée du système, c'est-à-dire un siège conçu pour atténuer les vibrations pour les transports routiers ne sera pas nécessairement efficace lorsque utilisé dans les véhicules tout-terrain.

5.4 Vibrations multiaxiales

La version la plus récente de la norme ISO 2631/1 inclus un amendement adopté en 1980 concernant les vibrations agissant dans plusieurs directions à la fois. Cet amendement stipule que lorsque les composantes d'accélération vectorielles a_x , a_y et a_z d'une vibration ont des grandeurs semblables, les effets du mouvement sur le confort et la capacité de travail sont obtenus en combinant les valeurs pondérées globales a_{xw} , a_{yw} et a_{zw} sous forme de vecteur somme, a :

$$a = \left[(1,4 a_{xw})^2 + (1,4 a_{yw})^2 + (a_{zw})^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

Les évaluations concernant le confort et la capacité de travail sont faites en comparant le vecteur somme avec l'accélération globale pondérée pour les vibrations suivant l'axe des z .

Les valeurs de vecteur somme calculées pour chacune des 14 débusqueuses à l'étude apparaissent dans le tableau 5.

TABLEAU 5: Evaluation des vibrations selon la méthode du vecteur somme

Débusqueuse	Vecteur somme (ms^{-2})
1	1,94
2	1,57
3	1,82
4	1,61
5	1,71
6	1,75
7	1,76
8	2,33
9	1,76
10	-
11	1,58
12	-
13	1,76
14	1,61

IRSST

La méthode de calcul assume que l'effet des vibrations sur le confort et la capacité de travail est équivalent à avoir toutes les vibrations appliquées dans une seule direction, soit l'axe vertical. De plus, ce type de calcul fait disparaître toute information sur l'importance des expositions dans chacune des directions, rendant difficile l'élaboration de correctifs potentiels. L'utilisation de la valeur du vecteur somme devrait ainsi être limitée à la comparaison de mouvements globaux entre différents types de systèmes. C'est ce qu'indique la norme ISC 2631/1 qui tout de même reste très vague à ce sujet; pour cette raison nous avons tenu bon dans ce rapport de mettre l'emphasis sur l'exposition telle que calculée pour chacun des axes individuellement.

IRSST

Conclusion et recommandations

Les résultats obtenus dans cette étude mettent en évidence le fait que les opérateurs de débusqueuses sont insuffisamment protégés contre les vibrations, du moins en regard des recommandations de la norme ISO 2631/1. Pour la plupart des débusqueuses présentement en opération dans les chantiers forestiers du Québec, les sièges sont rigides et à l'exception des pneus, représentent le seul mécanisme d'amortissement disponible entre le terrain et l'opérateur. Sur ces derniers, les niveaux d'exposition aux vibrations excèdent la limite à la capacité réduite par fatigue de la norme ISO 2631/1 pour une durée d'exposition de 5 heures dans les directions transversales x et y, ainsi qu'en direction verticale, compte tenu du facteur de crête élevé. De plus, les résultats démontrent que les vibrations sont amplifiées par le siège dans la gamme de fréquence où l'individu est le plus sensible.

Les sièges à suspension présentement disponibles commercialement sont munis de systèmes visant principalement à atténuer les vibrations dans l'axe vertical. Les résultats de mesures effectuées sur certains de ces sièges ont démontrés que lorsque les composantes de la suspension sont suffisamment bien choisies, les doses d'exposition peuvent être réduites de façon significative en direction verticale; cependant aucun effet n'est ressenti pour les vibrations en directions transversales.

Parmi les principaux moyens de prévention qui pourraient être envisagés pour réduire les vibrations, mentionnons l'utilisation de pneus offrant une plus grande flottaison, ainsi que l'incorporation d'un système de suspension à trois différents niveaux: la caisse, la cabine et/ou le siège de la débusqueuse.

De ces différents moyens, la mise au point d'un siège à suspension pourrait offrir plusieurs avantages, dont celui d'entraîner le moins de changements fondamentaux au niveau de la structure même de la débusqueuse, minimisant ainsi les coûts éventuels impliqués par un tel type de correctif.

Le système de suspension du siège devrait être opérationnel suivant les trois directions x, y et z, de façon à rendre les niveaux d'exposition en deçà des limites établies dans la norme ISO 2631/1 pour une durée d'exposition de cinq heures.

Compte tenu que les vibrations prédominantes sont de très basses fréquences, il convient de souligner que l'utilisation d'un dispositif à suspension passive pourrait s'avérer difficile à réaliser à cause des déplacements statiques et dynamiques considérables impliqués par un tel type de système. Afin d'évaluer la possibilité d'utiliser un tel système, une étude de faisabilité est proposée pour faire suite à la présente étude. Celle-ci permettrait d'établir à partir d'un modèle de siège à suspension triaxiale s'il est théoriquement possible de réaliser un siège qui puisse répondre aux exigences demandées.

Enfin, les résultats obtenus dans la présente étude ont permis de faire ressortir quelques éléments d'incertitude qui existent au niveau de la norme. Parmi ceux-ci, mentionnons la différence significative qui existe dans l'estimation de la dose d'exposition entre les deux méthodes d'évaluation proposées par la norme.

IRSST

De plus, l'inexistence de méthodes d'évaluation capables de prendre en considération les vibrations de type impulsionnel marqué ne permet pas l'application de cette norme à tous les cas. Cependant, la norme ISO 2631/1 demeure pour le moment la seule norme internationale régissant les vibrations globales du corps; pour cette raison, toutes les analyses furent effectuées en accord avec celle-ci. Il est envisageable que dans le futur certaines modifications viendront s'ajouter pour prendre en considération ces cas particuliers.

IRSST

Références

1. Norme française E90-401 "Guide pour l'évaluation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps". Association française de normalisation (AFNOR), Août 1980.
2. Spear, C., Keller, C., et al. "Morbidity patterns among heavy equipment operators exposed to whole body vibration, 1975 (follow up to a 1974 study)" National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH), Cincinnati, Ohio, 1976.
3. Webb, R.D.G., Hope, P.A. "Ergonomie et conduite d'une débusqueuse dans le nord de l'Ontario - Etude préliminaire". Rapport d'information DPC-X-15F, Service canadien des forêts, Environnement Canada. 1983
4. Norme internationale ISO 2631/1 "Estimation de l'exposition des individus à des vibrations globales du corps - Partie 1: Spécifications générales" Première édition 1985-05-15.
5. Mellgren, P.G. "Terrain Classification for Canadian Forestry", Association Canadienne des Producteurs de Pâtes et papiers, Division des bois et forêts, décembre 1980.
6. Inventaire et échantillonnage des débusqueuses des exploitations forestières des compagnies membres de l'ASEFQ "Association de Sécurité des Exploitations Forestières du Québec Inc., Québec.
7. Griffin, M.J. "The evaluation of vehicle vibration and seats, "Applied Ergonomics, Vol.9, No.1, 1978, pp. 15-21

IRSST

ANNEXE A

INDICE DE CLASSIFICATION DES TERRAINS

TABLÉAU 1 - ÉVALUATION DE LA CLASSE DE SOLIDITÉ DU TERRAIN

(Les exemples de plantes indices seront révisés pour toutes les régions forestières du Canada)

CLASSE		1 - TRÈS BONNE	2 - BONNE	3 - MOUVÉE	4 - Y - PAUVRE	4 - Y - PAUVRE	5 - Y - PAUVRE	5 - Y - TRÈS BONNE
F P A R C I T N E C U T R P S A U I X	RÉGIME NORMAL D'HUMIDITÉ EN ÉTÉ	TRÈS BIEN DRAINÉ	BIEN DRAINÉ	FRAIS			TRÈS MOUILLE	TRÈS MOUILLE
	TEXTURE DU SOL	SABLE GROSSE GRAVIER MATÉRIEL DE LA ROCHE-MÈRE	SABLE GROSSE MÉDIUM ARGILE SABLON- NEUX	SABLES FINS LIMONS SABLONNEUX ARGILE GLAISEUX		LIMON, GLAISE GLAISE ARGILEUSE & SABLON- NEUSE, SOL ORGANIQUE: ÉPAIS- SEUR SUPÉRIEURE À 2 PIEDS		SOL ORGANIQUE: PLUS ÉPAIS QUE 2 PIEDS
I N D I C E S	DÉPÔTS DE SURFACE	DUNES ET DÉPÔTS GLACIO- FLUVIAUX (PRÉCAMBRIEN)	MORAINE GLACIALE	SÉDIMENT: FLUVIO-LACUSTRIEN		SÉDIMENT: GLACIO- LACUSTRIEN STRATIFIÉS		MOUSSE DE TERRAIN ORGANIQUE, LAICHE ET TOURBE LIGNEU- SE
	COUVERT FORÊSTIER TYPIQUE	PIN GRIS ÉPINETTE NOIRE (BOULEAU BLANC) (TREMBLE)	PINS GRIS SAPIN BAUMIER ÉPINETTE BLANCHE TREMBLE BOULEAU BLANC PIN BLANC	SAPIN BAUMIER ÉPINETTE BLAN- CHE TREMBLE PIN GRIS ÉPINETTE NOIRE	SAPIN BAUMIER ÉPINETTE NOIRE PEUPLIER ÉPINETTE BLAN- CHE	ÉPINETTE NOIRE TAMARAC CÈDRE BLANC TAMARAC SAULE	ÉPINETTE NOIRE DE SAVANE (ARBUSTE) TAMARAC	
V E G É T A T I O N A U S O L T Y P I Q U E	VEGÉTATION AU SOL TYPIQUE	LICHEN RAISIN D'OURS GRAMINÉES HYPNE PLUMEUSE	HERBES HYPNE PLUMEUSE GRAMINÉES	HERBES HYPNE PLUMEUSE	HERBES HYPNE PLUMEUSE	AULNE SPHAGNE LEIUM KALMIA AULNE	SPHAGNE À FEUILLES CUTRÉS LEIUM KALMIA BOULEAU NAIN	
	PRESSION APPRO- XIMATIVE REÇUE DE L'EMPREINTE DE LA MACHINE	200 + kPa (10 + lbs/po ²)	70-200 kPa (10-30 lbs po ²)	40-70 kPa (6-10 lbs po ²)	20-40 kPa (3-6 lbs po ²)	20-40 kPa (3-6 lbs po ²)	0-20 kPa (0-3 lbs po ²)	0-20 kPa (0-3 lbs po ²)

() - En petites quantités
 x - Peut être de la classe 1 ou 2 si la glaise est argileuse ou sèche.
 y - Peut être classe 3 s'il y a présence d'altos 30-60 cm sous la surface molle.

TABEAU 2

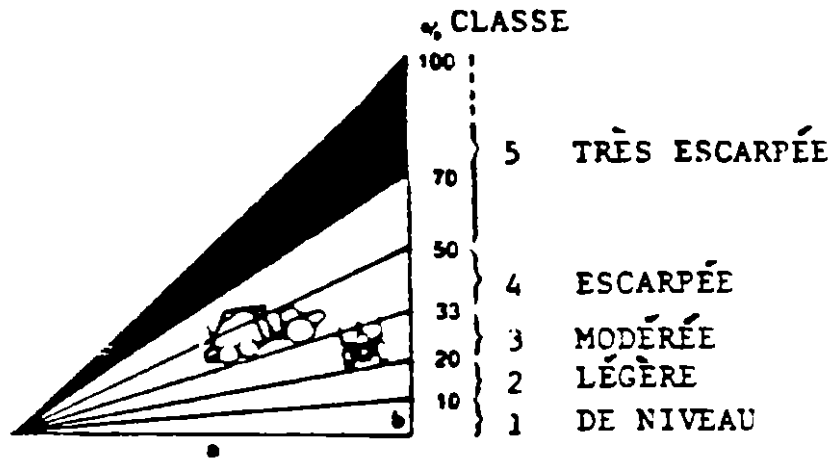
ÉVALUATION DE LA CLASSE DE RUGOSITÉ

EXEMPLE DE PLACE- ÉCHANTILLON 100 m ²		HAUTEUR D'OBSTACLES (OU PROFONDEUR)	NOMBRE D'OBSTACLES PAR 100 m ²	CLASSE DE RUGOSITÉ		
m 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1		10-30 cm	0-4	1	TRÈS UNIFORME	
		10-30 cm	4	2	LÉGÈREMENT ACCIDENTÉ	
			30-50	1-4		
		10-30 cm	4	3	ACCIDENTÉ	
			30-50	5-40		
			50-70	1-4		
		10-30 cm	4	4	MAUVAIS	
			30-50	5-40		
			50-70	1-4		
			70-90	1-4		
	TOUTES LES COMBINAISONS PLUS SÈVÈRES QUE LA CLASSE 4			5	TRÈS MAUVAIS	
	NOTE: La fréquence des obstacles de la classe gros cailloux isolés ne doit pas normalement créer d'obstacle au passage de l'équipement d'exploitation forestière. lorsqu'il s'agit d'évaluer la classe de rugosité.					

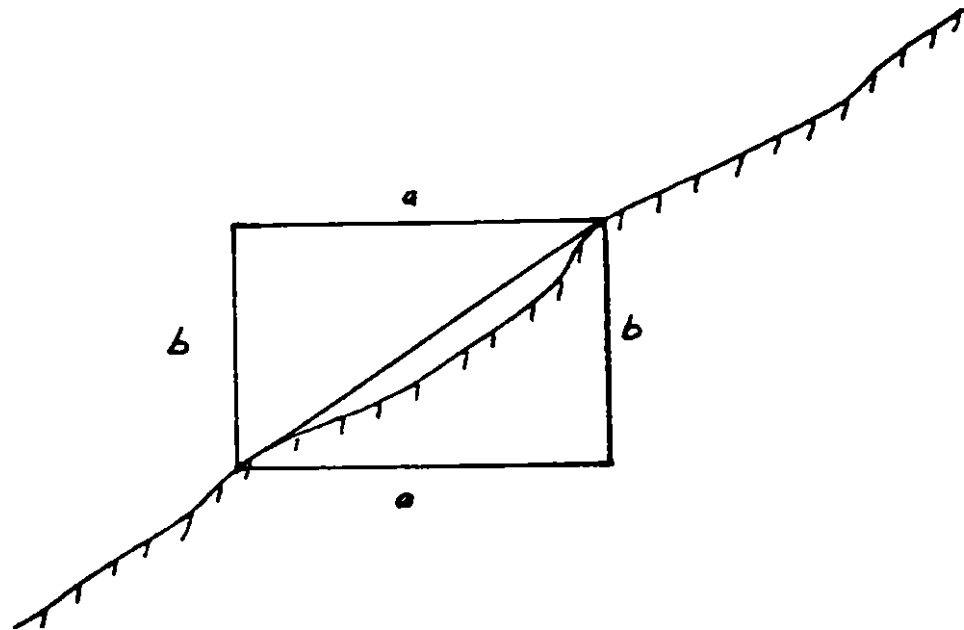
Les gros cailloux isolés ne doivent pas normalement créer d'obstacle au passage de l'équipement d'exploitation forestière.

TABLEAU 3
EVALUATION DE LA CLASSE DE PENTE

PENTE



$$\text{PENTE} = \frac{b}{a} \times 100\%$$



LA PENTE DOIT ÊTRE MESURÉE ENTRE
DES POINTS ESPACÉS D'AU MOINS
25 m (75 pi.) HORIZONTALEMENT
i.e.: $a = 25 \text{ m}$

IRSST

ANNEXE B

CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES DEBUSQUEUSES A L'ETUDE

ACQUISITION DES DONNEES

PROJET: Les vibrations des débusqueuses

1. INFORMATION GENERALE

(a/m/j)

- i) Date de la prise des mesures: _____
 - ii) Nom du chantier: _____
 - iii) Nom de la compagnie: _____
 - iv) Personnes de l'IRSST travaillant à
la collecte des données: _____

-
-

2. CARACTERISTIQUES DE LA DEBUSQUEUSE

2.1 Identification

- i) Fabricant: - _____
- ii) Modèle: - _____
- iii) Année de fabrication: - _____
- iv) Type (à grapin ou à treuil): - _____

2.2 Dimensions

- i) Empattement (longueur mesurée du
centre des pneus): _____ (m)
- ii) Voie (largeur mesurée du centre
des pneus): _____ (m)
- iii) Hauteur du plancher de la cabine
par rapport au sol: _____ (m)
- iv) Charge sur essieux (en ordre de
marche) _____ (kg)
 - avant: _____
 - arrière: _____

2.3 Caractéristiques des pneus

- i) Fabricant: - _____
- ii) Modèle: - _____
- iii) Diamètre (m): - _____
- iv) Largeur (m): - _____
- v) Diamètre de la jante (m): - _____
- vi) Pression d'air recommandée (Pa): - _____
- vii) Pression d'air utilisée (Pa): - _____
- viii) Années d'usure (approx.): - _____
- ix) Utilisation de chaînes (avant/arrière) - _____

2.4 Caractéristiques du siège

- i) Type de suspension: - _____
- ii) Hauteur par rapport au plancher
(mesurée à la surface du coussin (m): - _____
- iii) Ajustements: (Oui ou Non)
 - pivotant: - _____
 - réglage avant/arrière: - _____
 - accoudoirs: - _____
 - réglage pour le poids de l'opérateur - _____
- iv) Coussins:
 - largeur (mm): - _____
 - épaisseur (mm): - _____
- v) Dossier:
 - largeur (mm): - _____
 - hauteur (mm): - _____
 - angle ajustable (Oui ou Non): - _____

2.5 Caractéristiques du moteur

- i) Type: - _____
 - ii) Nombre de cylindres: - _____
 - iii) Puissance (kW): - _____
-
-

3. RENSEIGNEMENTS SUR L'OPERATEUR

- i) Nom (facultatif): - _____
- ii) Poids (approx.) (kg) - _____
- iii) Age: - _____
- iv) Années d'expérience: - _____
-
-

4. CARACTERISTIQUES DES OPERATIONS DE DEBUSQUAGE

- i) Distance approximative pour se (km)
rendre au lieu d'abattage: - _____
- ii) Distance approximative entre (km)
le lieu d'abattage et la jetée: - _____
- iii) Vitesse moyenne de la machine (km/h)
pendant les opérations: - _____
- iv) Durée approximative d'un cycle (min)
de travail: - _____
-
-

Fabricant	Timberjack	Timberjack	Timberjack	Timberjack	Timberjack	Tree Farmer
Modele et annee	230D 1974	230E 1980	230E 1972	240E 1981	C5 1972	
Puissance du moteur (kW)	64	64	64	89	69	
Empattement / Voie (m)	2,84/2,03	2,84/2,06	2,79/2,06	2,99/2,29	2,99/2,13	
Hauteur du plancher (m)	0,96	0,96	0,94	1,02	1,19	
Charge avant / arriere (kN)	42,04/26,88	42,04/26,88	42,04/26,88	44,80/28,09	48,45/20,89	
Fabricant des pneus (avant/arriere)	Firestone	Firestone	Firestone	United	United	
Modele des pneus	Forestier	Forestier	Forestier	Forestier	Forestier	
Diametre / largeur des pneus (m)	1,55/0,457	1,52/0,508	1,52/0,457	1,68/0,61	1,45/0,58	
Pression recommandee (kPa)	206,8	206,8	220,6	137,9	145	
Pression utilisee (kPa)	206,8	234,4	220,6	137,9	145	
Mois d'usure des pneus (avant/arriere)	60 / 10	60	36	48	156	
Type de siege	Rigide	Rigide	Rigide	Rigide	Bostrom	
Hauteur du siege (m)	0,533	0,588	0,610	0,559	0,483	
Largeur / epaisseur du coussin (m)	0,483/0,597	0,508/0,140	0,495/0,102	0,483/0,140	0,508/0,076	
Largeur / hauteur du dossier (m)	0,483/0,597	0,381/0,381	0,406/0,406	0,368/0,406	0,457/0,533	
Poids de l'operateur (kg)	84	62	63	66	72	
Classification du terrain: (a,b,c)	4,2,1	3,5,1	3,5,1	4,3,1	3,2,1	
Duree approximative d'un cycle (min)	16,74	25,23	17,71	19,87	29,73	

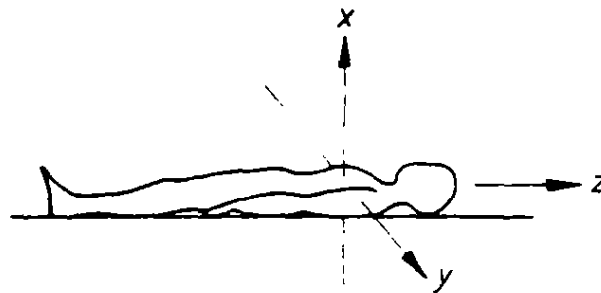
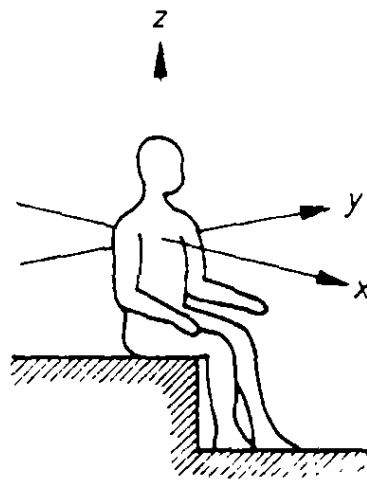
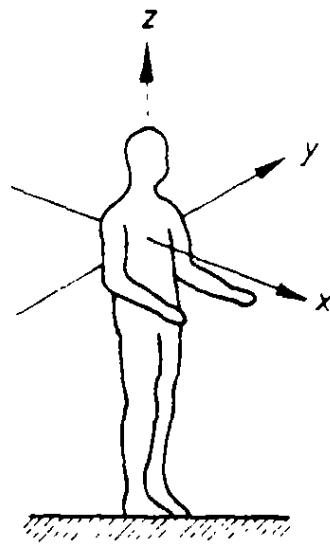
Fabricant	Tree Farmer	Timberjack	Tree Farmer	Tree Farmer	Caterpillar
Modele et annee	C7T 1985	450A 1985	C6D 1980	C6D 1979	518 1978
Puissance du moteur (kW)	130,5	131	89	89	89
Empattement / Voie (m)	3,18/2,44	3,25/2,29	3,25/2,29	2,79/2,29	2,69/2,34
Hauteur du plancher (m)	1,37	1,27	1,30	1,32	1,42
Charge avant / arriere (kN)	60,71/28,02	57,28/36,78	54,67/28,00	54,67/28,00	62,48/32,18
Fabricant des pneus (avant/arriere)	Firestone	Firestone	G.Year/Fir.	Firestone	BF G. / Fir.
Modele des pneus	Forestier	Forestier	Forestier	Forestier	Forestier
Diametre / largeur des pneus (m)	1,73/0,81	1,73/0,61	1,83/0,61	1,63/0,61	1,73/0,61
Pression recommandee (kPa)	193,1	206,8	206,9	206,8	241,3
Pression utilisee (kPa)	241,3	206,8	206,9	206,8	241,3
Mois d'usure des pneus (avant/arriere)	2	10	4 / 10	16	8 / 20
Type de siege	Rigide	Rigide	Rigide	Rigide	Rigide
Hauteur du siege (m)	0,47	0,51	0,457	0,419	0,38
Largeur / epaisseur du coussin (m)	0,482/0,127	0,520/0,063	0,533/0,114	0,483/0,089	0,483/0,139
Largeur / hauteur du dossier (m)	0,343/0,267	0,533/0,470	0,406/0,457	0,432/0,254	0,431/0,381
Poids de l'operateur (kg)	84	61	61	52	82
Classification du terrain : (a,b,c)	4,3,1	3,5,1	3,5,3	3,5,3	3,2,4
Duree approximative d'un cycle (min)	11,44	13,67	12,14	13,69	12,31

Fabricant	Tree Farmer	Clark	John Deere	John Deere
Modele et annee	C5D 1972	664 1974	540A 1973	640D 1985
Puissance du moteur (kW)	69	72	88	88
Empattement / Voie (m)	2,44/2,08	2,64/1,98	2,69/1,95	2,89/2,13
Hauteur du plancher (m)	1,17	1,27	1,20	1,40
Charge avant / arriere (kN)	48,45/20,89	54,20/27,92	47,46/24,45	77,01/39,67
Fabricant des pneus (avant/arriere)	United	Firestone	United/BF G	Firestone
Modele des pneus	Forestier	Forestier	Forestier	Forestier
Diametre / largeur des pneus (m)	1,40/0,58	1,57/0,457	1,48/0,47	1,73/0,64
Pression recommandee (kPa)	138	206,8	207	165
Pression utilisee (kPa)	138	206,8	207	165
Mois d'usure des pneus (avant/arriere)	36	72 / 24	0,25 / 1,5	3
Type de siege	Rigide	Bostrom	Suspension	Suspension
Hauteur du siege (m)	0,48	0,559	---	0,584
Largeur / epaisseur du coussin (m)	0,457/0,114	0,495/0,076	---	0,483/0,127
Largeur / hauteur du dossier (m)	0,381/0,254	0,432/0,533	---	0,406/0,406
Poids de l'operateur (kg)	68	68	77	59
Classification du terrain: (a,b,c,)	5,2,1	3,3,2	1,3,4	1,2,4
Duree approximative d'un cycle (min)	33,57	33,94	31,75	24,81

IRSST

ANNEXE C

SYSTEME DE COORDONNEES POUR L'EVALUATION DES VIBRATIONS



Axe x = dos-poitaine

Axe y = côté droit au côté gauche

Axe z = pieds (ou bassin) - tête

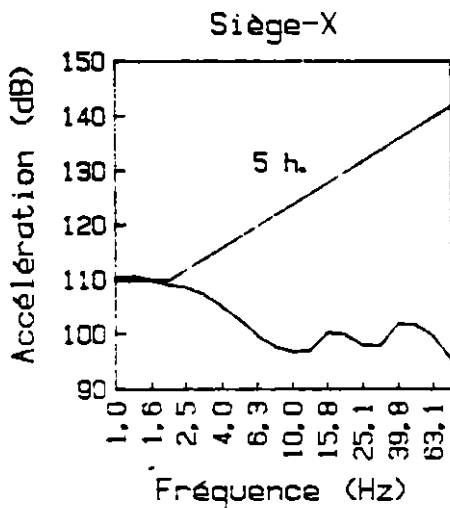
IRSST

ANNEXE D

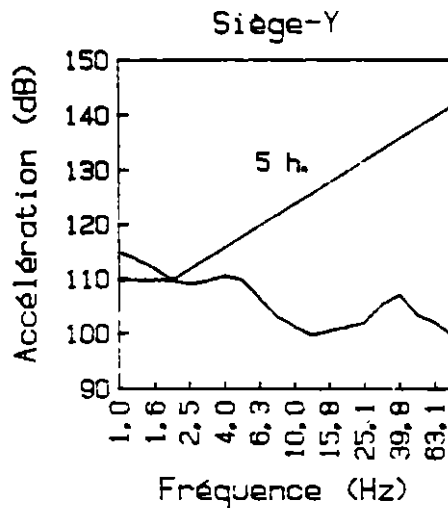
SPECTRES FREQUENTIELS DES DEBUSQUEUSES

DÉBUSQUEUSE # 1

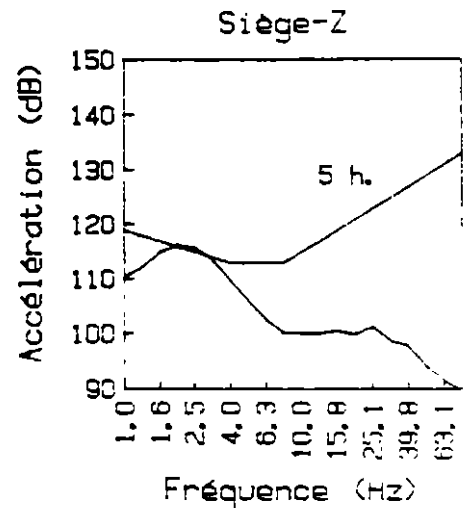
Terrain : 4.3.1
Siège : rigide



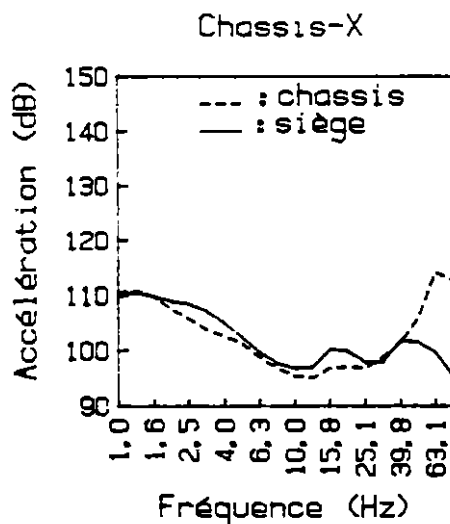
Aeq. w = 0.69 ms⁻²
(351 %)
Aeq. max = 0.34 ms⁻²
(116 %) (1.3 Hz)
f. c. = 5.7 ± 1.2



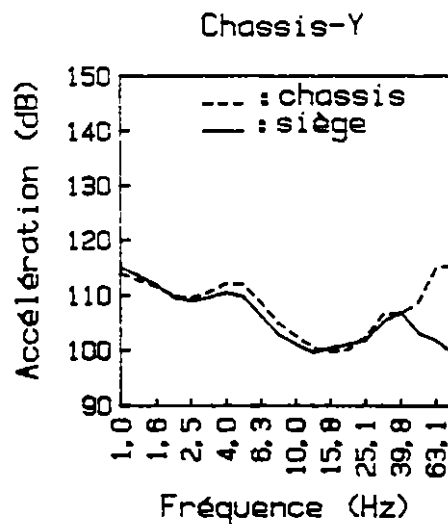
Aeq. w = 0.97 ms⁻²
(591 %)
Aeq. max = 0.56 ms⁻²
(255 %) (1.0 Hz)
f. c. = 5.4 ± 1.1



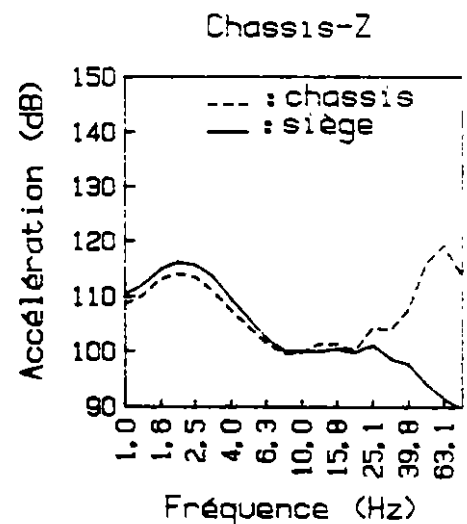
Aeq. w = 1.00 ms⁻²
(366 %)
Aeq. max = 0.48 ms⁻²
(116 %) (2.5 Hz)
f. c. = 8.3 ± 2.7
S. E. A. T. = 123 %



Aeq. w = 0.66 ms⁻²
f. c. = 5.1 ± 1.1



Aeq. w = 0.93 ms⁻²
f. c. = 5.4 ± 0.9

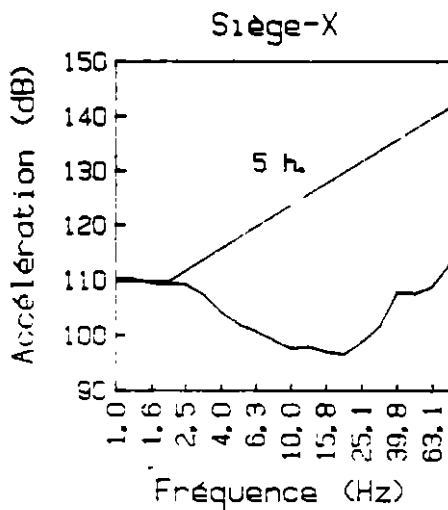


Aeq. w = 0.61 ms⁻²
f. c. = 8.7 ± 2.5

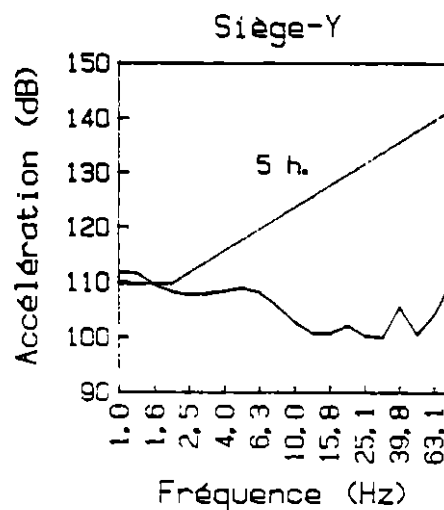
Nombre de cycles de travail : 7
Durée moyenne par cycle : 11.44 min.

DÉBUSQUEUSE # 2

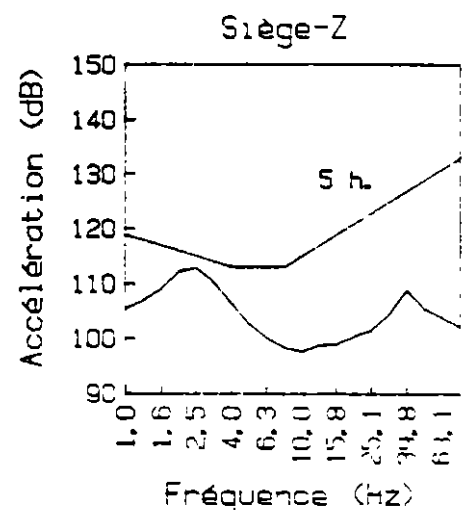
Terrain : 3.5.1
Siège : rigide



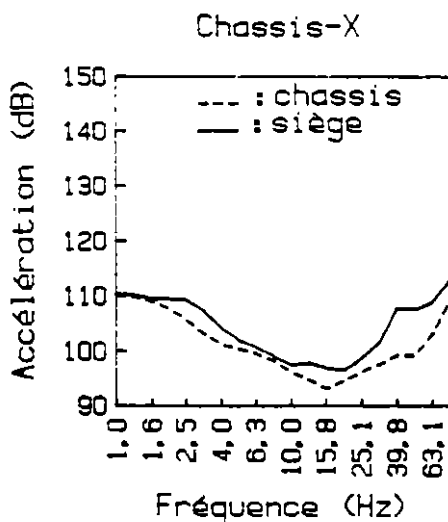
Aeq. w = 0.69 ms⁻²
(350 %)
Aeq. max = 0.33 ms⁻²
(112 %) (1.0 Hz)
f.c. = 5.7 ± 1.2



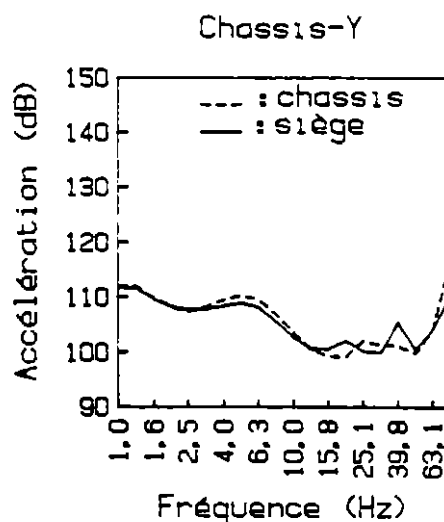
Aeq. w = 0.75 ms⁻²
(396 %)
Aeq. max = 0.39 ms⁻²
(144 %) (1.0 Hz)
f.c. = 5.6 ± 0.9



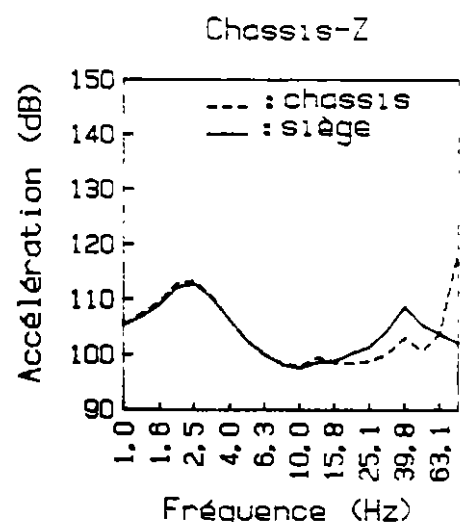
Aeq. w = 0.66 ms⁻²
(190 %)
Aeq. max = 0.35 ms⁻²
(68 %) (2.5 Hz)
f.c. = 7.3 ± 2.0
S.E.A.T. = 95 %



Aeq. w = 0.62 ms⁻²
f.c. = 5.4 ± 1.1



Aeq. w = 0.77 ms⁻²
f.c. = 5.5 ± 0.8

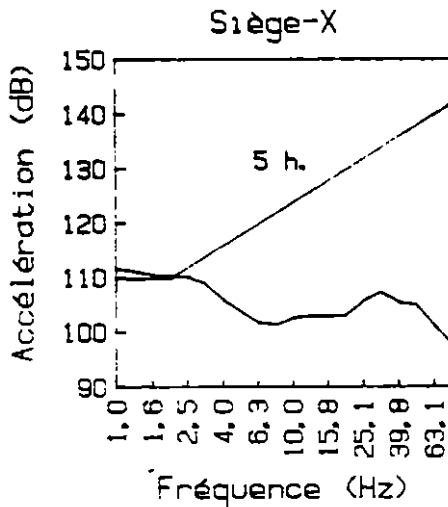


Aeq. w = 0.69 ms⁻²
f.c. = 7.2 ± 1.6

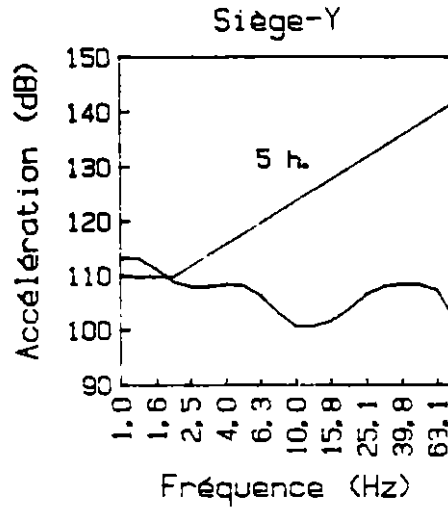
Nombre de cycles de travail : 7
Durée moyenne par cycle : 13.67 min.

DÉBUSQUEUSE # 3

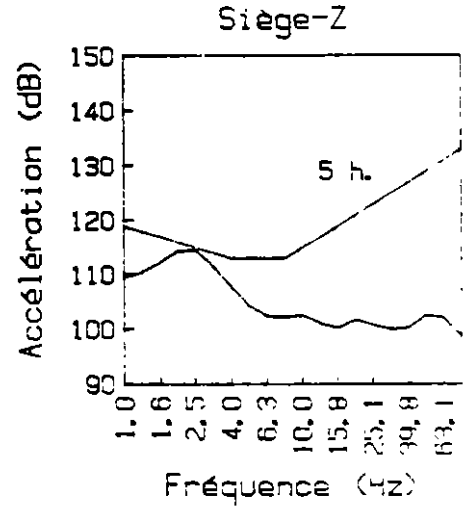
Terrain : 3,5,3
Siège : rigide



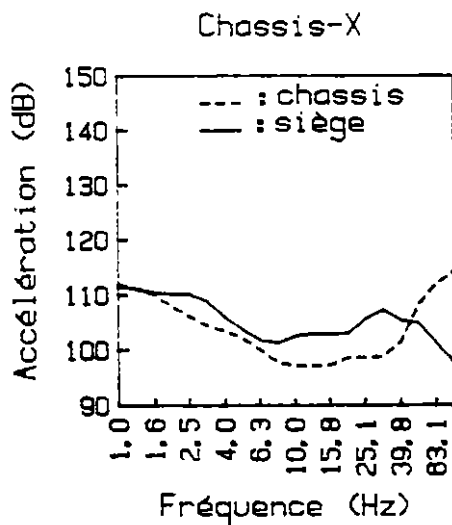
Aeq. w = 0.78 ms⁻²
(423 %)
Aeq. max = 0.38 ms⁻²
(141 %) (1.0 Hz)
f.c. = 4.8 ± 0.8



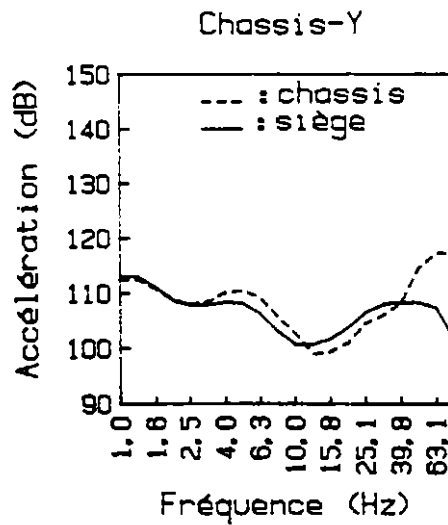
Aeq. w = 0.85 ms⁻²
(484 %)
Aeq. max = 0.46 ms⁻²
(185 %) (1.0 Hz)
f.c. = 4.9 ± 1.0



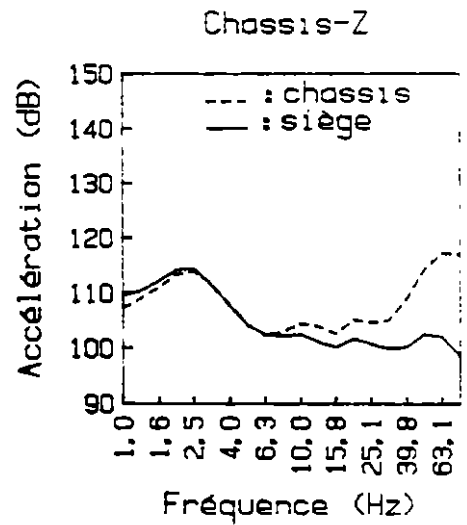
Aeq. w = 0.83 ms⁻²
(272 %)
Aeq. max = 0.42 ms⁻²
(93 %) (2.5 Hz)
f.c. = 7.2 ± 2.1
S.E.A.T. = 102 %



Aeq. w = 0.71 ms⁻²
f.c. = 4.7 ± 0.7



Aeq. w = 0.82 ms⁻²
f.c. = 4.7 ± 0.6

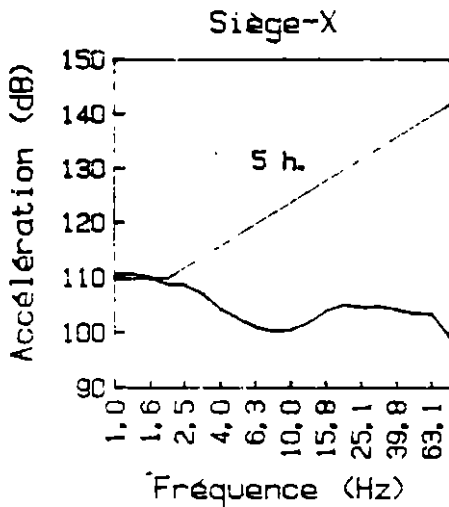


Aeq. w = 0.82 ms⁻²
f.c. = 7.9 ± 1.8

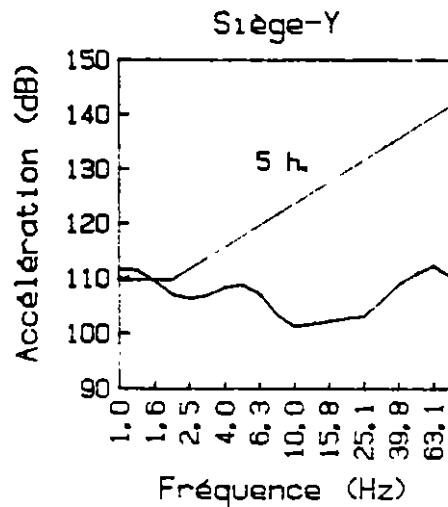
Nombre de cycles de travail : 10
Durée moyenne par cycle : 12.14 min.

DÉBUSQUEUSE # 4

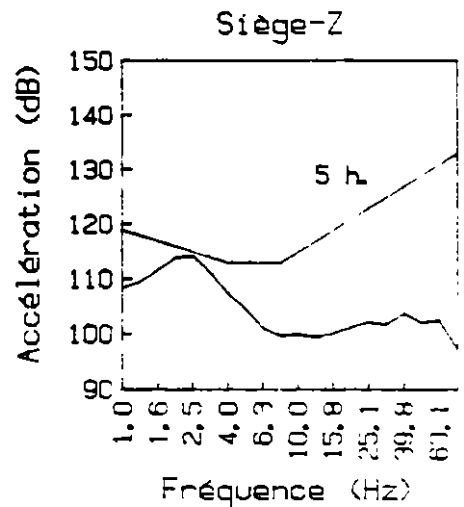
Terrain : 3.5.3
Siège : rigide



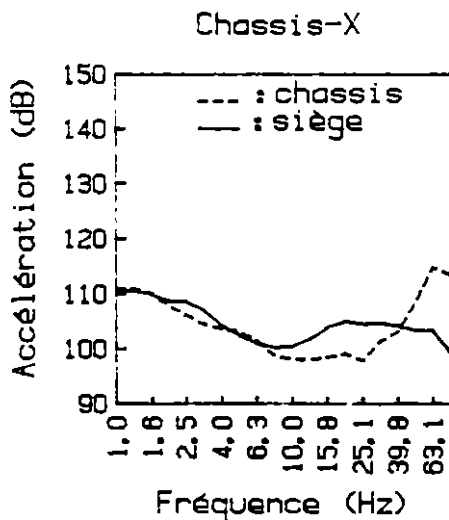
Aeq. w = 0.70 ms⁻²
(356 %)
Aeq. max = 0.34 ms⁻²
(118 %) (1.3 Hz)
f.c. = 4.9 ± 1.0



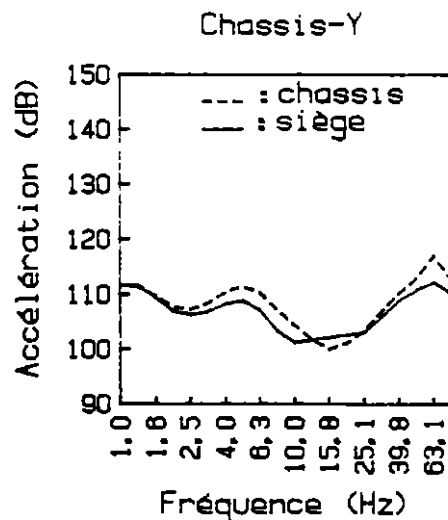
Aeq. w = 0.72 ms⁻²
(372 %)
Aeq. max = 0.38 ms⁻²
(141 %) (1.0 Hz)
f.c. = 4.5 ± 0.8



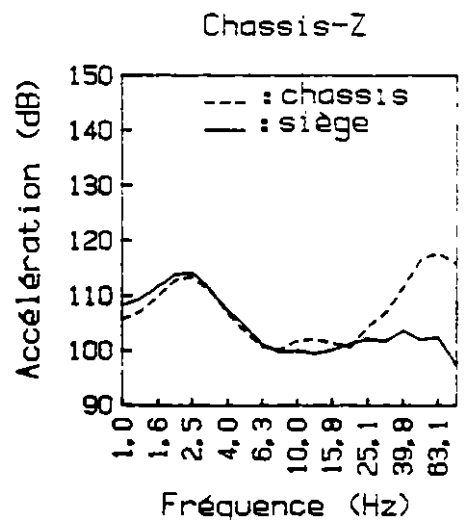
Aeq. w = 0.79 ms⁻²
(249 %)
Aeq. max = 0.41 ms⁻²
(88 %) (2.5 Hz)
f.c. = 6.0 ± 1.5
S.E.A.T. = 106 %



Aeq. w = 0.68 ms⁻²
f.c. = 4.5 ± 0.7



Aeq. w = 0.76 ms⁻²
f.c. = 4.7 ± 1.0

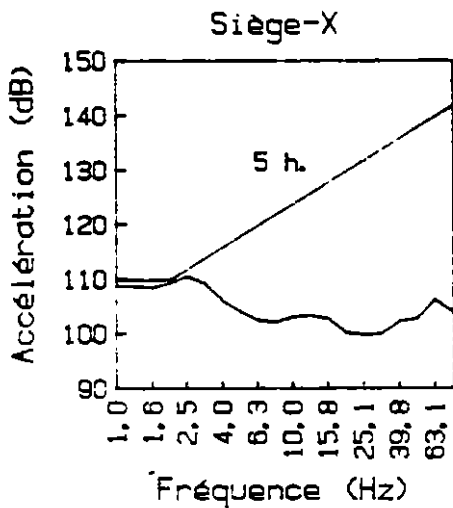


Aeq. w = 0.74 ms⁻²
f.c. = 7.2 ± 2.1

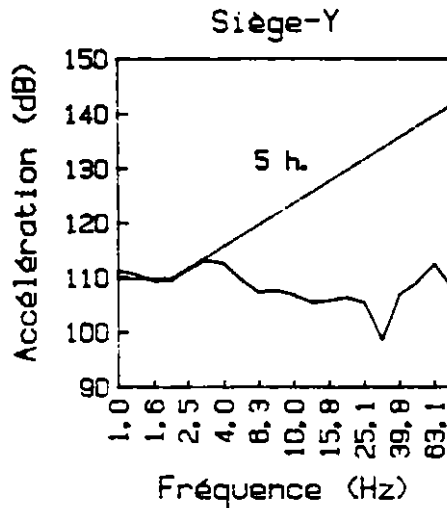
Nombre de cycles de travail : 8
Durée moyenne par cycle : 13.69 min.

DÉBUSQUEUSE # 5

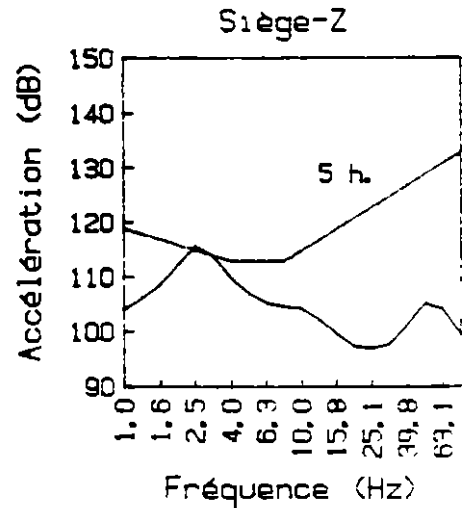
Terrain : 3.2.4
Siège : rigide



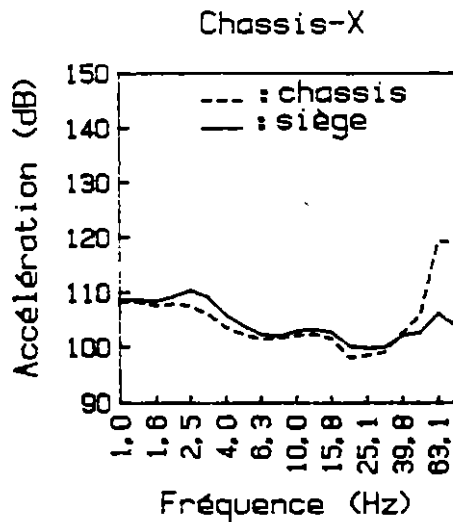
Aeq. w = 0,65 ms⁻²
(322 %)
Aeq. max = 0,29 ms⁻²
(92 %) (2,0 Hz)
f.c. = 5,2 ± 1,0



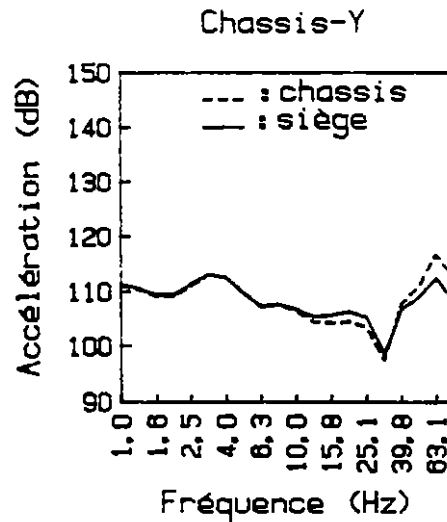
Aeq. w = 0,82 ms⁻²
(460 %)
Aeq. max = 0,37 ms⁻²
(134 %) (1,0 Hz)
f.c. = 6,1 ± 0,9



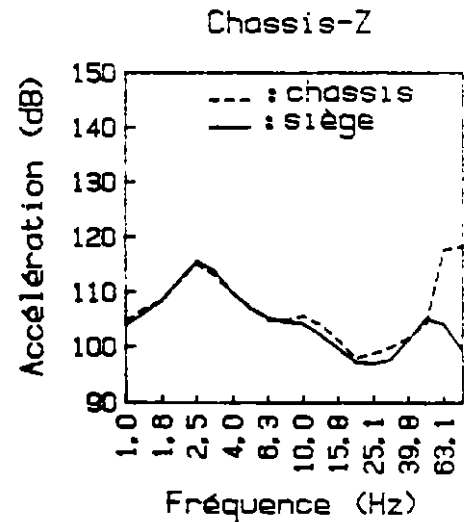
Aeq. w = 0,89 ms⁻²
(304 %)
Aeq. max = 0,48 ms⁻²
(114 %) (2,5 Hz)
f.c. = 8,9 ± 3,7
S.E.A.T. = 102 %



Aeq. w = 0,57 ms⁻²
f.c. = 5,6 ± 1,2



Aeq. w = 0,81 ms⁻²
f.c. = 5,8 ± 0,8

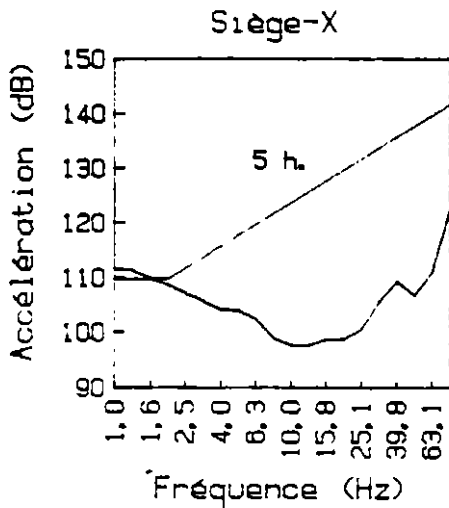


Aeq. w = 0,88 ms⁻²
f.c. = 6,9 ± 1,0

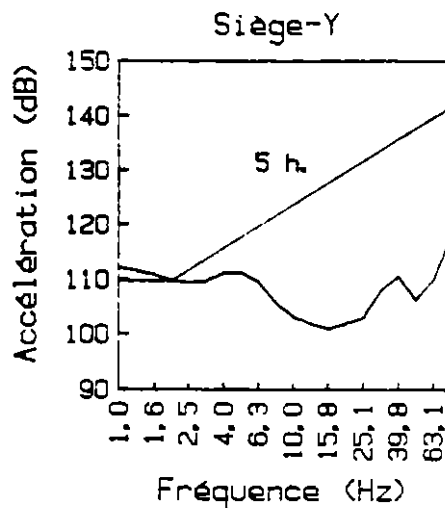
Nombre de cycles de travail : 7
Durée moyenne par cycle : 12,31 min.

DÉBUSQUEUSE # 6

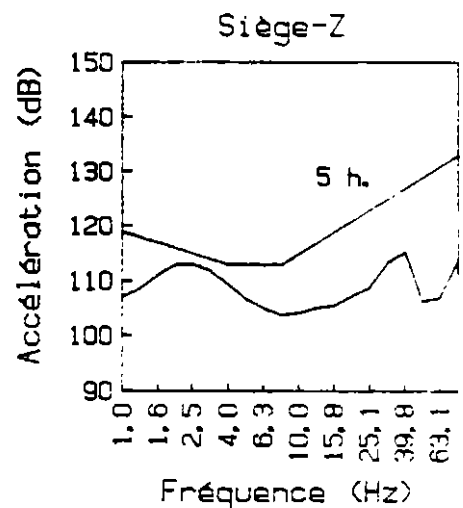
Terrain : 4.2.1
Siège : rigide



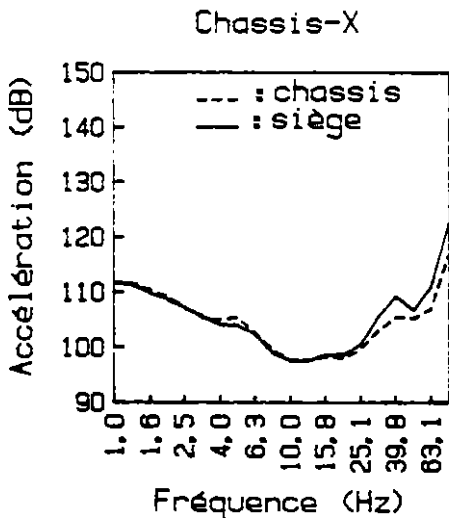
Aeq. w = 0.72 ms⁻²
(374 %)
Aeq. max = 0.38 ms⁻²
(141 %) (1.0 Hz)
f.c. = 4.4 ± 0.7



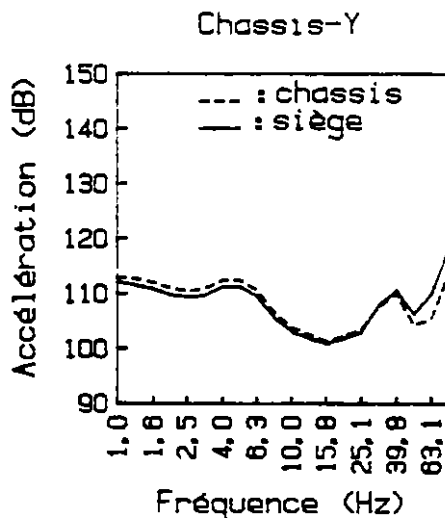
Aeq. w = 0.83 ms⁻²
(470 %)
Aeq. max = 0.41 ms⁻²
(158 %) (1.0 Hz)
f.c. = 5.0 ± 1.0



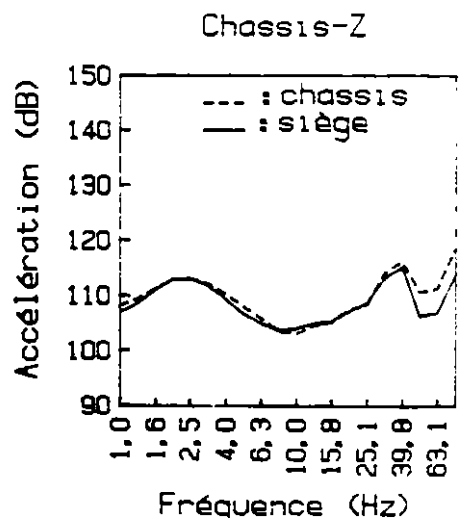
Aeq. w = 0.84 ms⁻²
(277 %)
Aeq. max = 0.36 ms⁻²
(72 %) (2.5 Hz)
f.c. = 7.8 ± 2.7
S.E.A.T. = 95 %



Aeq. w = 0.74 ms⁻²
f.c. = 4.4 ± 0.7



Aeq. w = 0.94 ms⁻²
f.c. = 5.2 ± 1.1

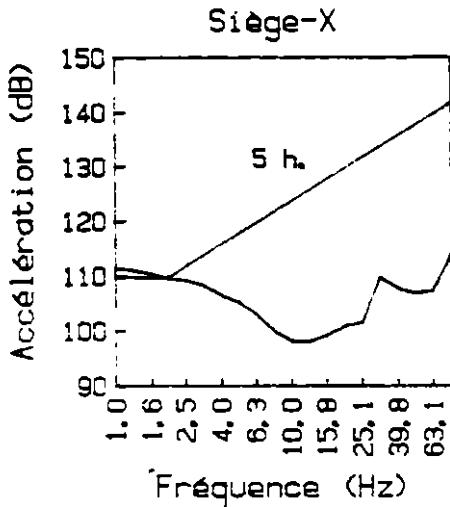


Aeq. w = 0.88 ms⁻²
f.c. = 7.8 ± 1.2

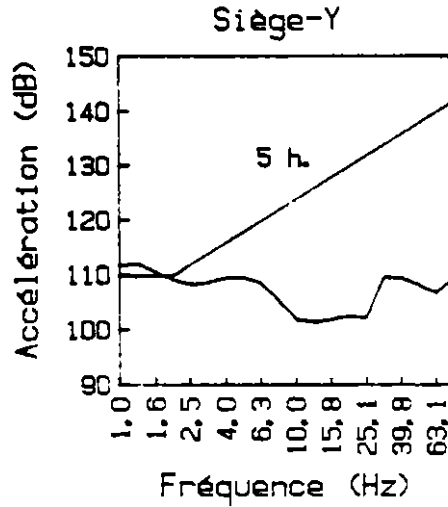
Nombre de cycles de travail : 5
Durée moyenne par cycle : 16.74 min.

DÉBUSQUEUSE # 7

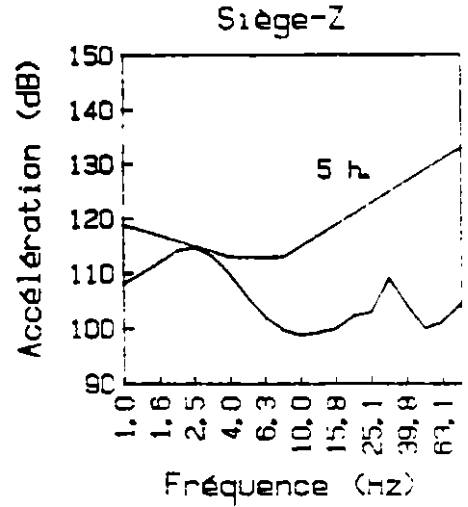
Terrain : 3,5,1
Siège : rigide



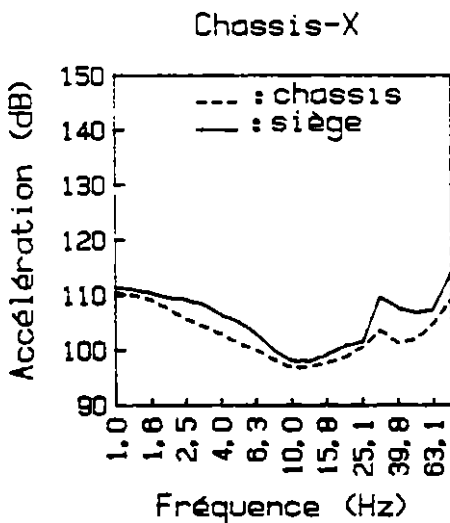
Aeq. w = 0,75 ms⁻²
(401 %)
Aeq. max = 0,38 ms⁻²
(137 %) (1,0 Hz)
f.c. = 5,0 ± 0,4



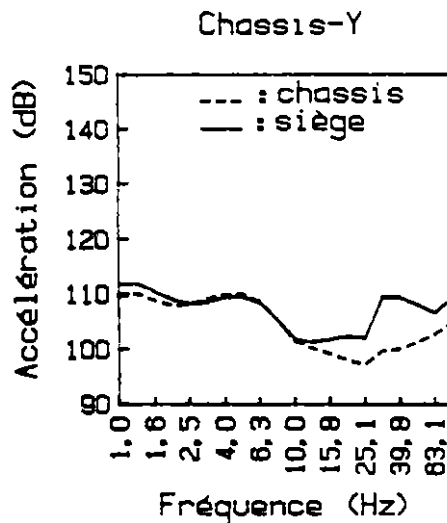
Aeq. w = 0,79 ms⁻²
(429 %)
Aeq. max = 0,40 ms⁻²
(149 %) (1,3 Hz)
f.c. = 5,4 ± 1,0



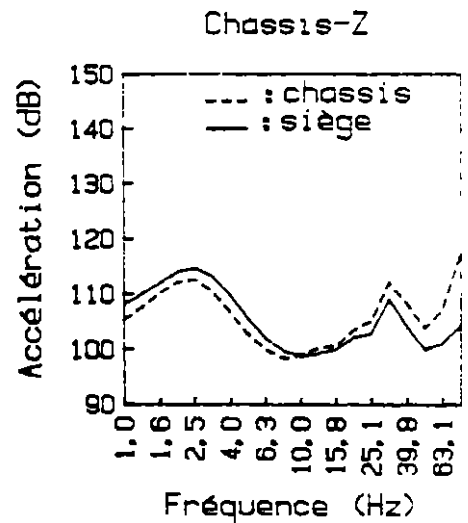
Aeq. w = 0,88 ms⁻²
(297 %)
Aeq. max = 0,44 ms⁻²
(98 %) (2,5 Hz)
f.c. = 8,1 ± 2,3
S.E.A.T. = 128 %



Aeq. w = 0,63 ms⁻²
f.c. = 4,8 ± 0,8



Aeq. w = 0,68 ms⁻²
f.c. = 5,4 ± 1,0

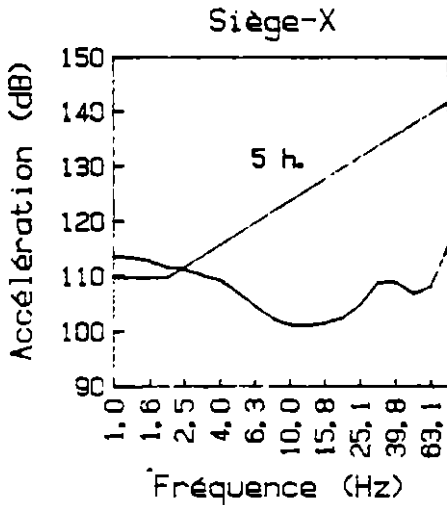


Aeq. w = 0,69 ms⁻²
f.c. = 7,2 ± 1,2

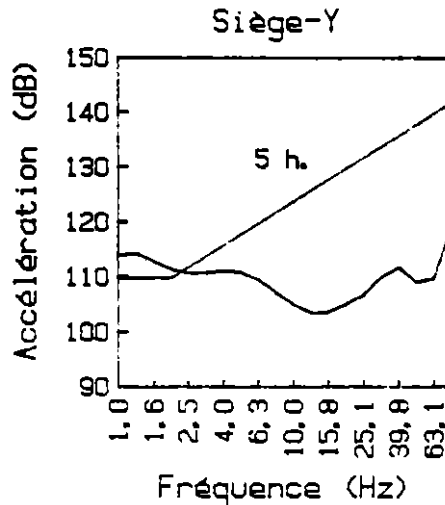
Nombre de cycles de travail : 4
Durée moyenne par cycle : 25,23 min.

DÉBUSQUEUSE # 8

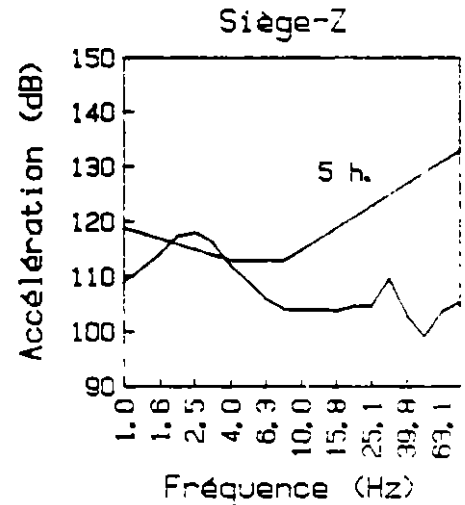
Terrain : 3.5.1
Siège : rigide



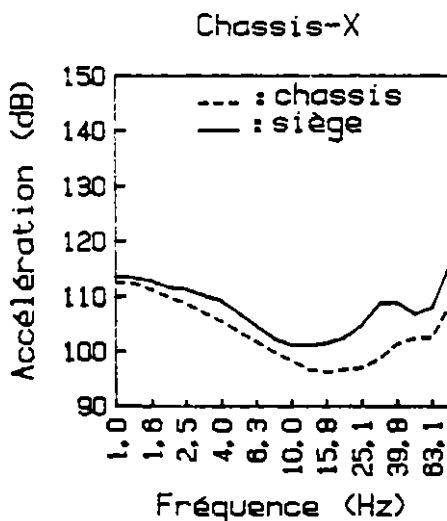
Aeq. w = 0.97 ms⁻²
(597 %)
Aeq. max = 0.48 ms⁻²
(199 %) (1.0 Hz)
f.c. = 4.9 ± 0.8



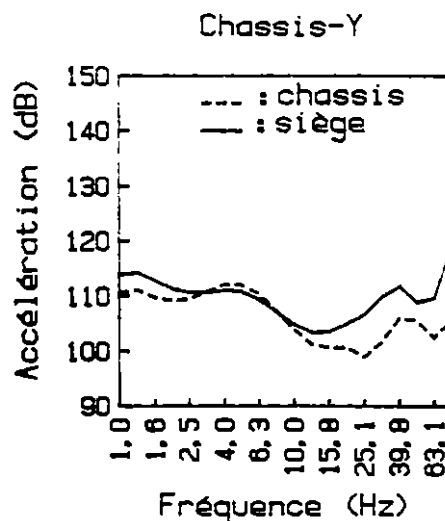
Aeq. w = 1.02 ms⁻²
(642 %)
Aeq. max = 0.52 ms⁻²
(225 %) (1.3 Hz)
f.c. = 5.0 ± 0.9



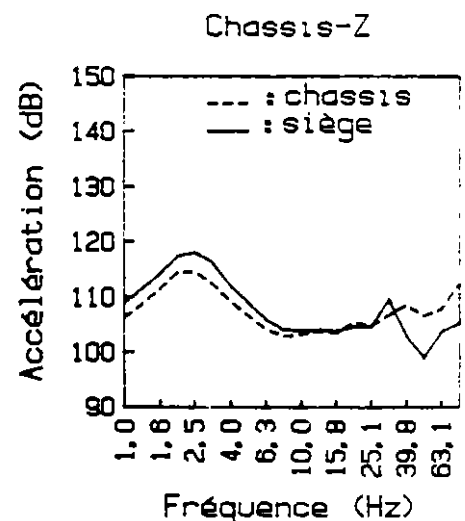
Aeq. w = 1.24 ms⁻²
(513 %)
Aeq. max = 0.64 ms⁻²
(179 %) (2.5 Hz)
f.c. = 7.3 ± 1.5
S.E.A.T. = 141 %



Aeq. w = 0.82 ms⁻²
f.c. = 4.7 ± 0.8



Aeq. w = 0.78 ms⁻²
f.c. = 5.2 ± 0.9

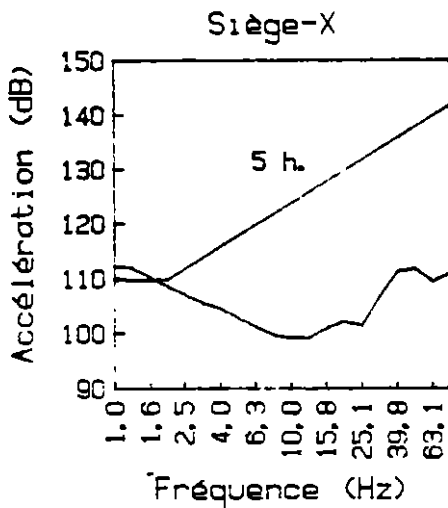


Aeq. w = 0.88 ms⁻²
f.c. = 7.3 ± 1.7

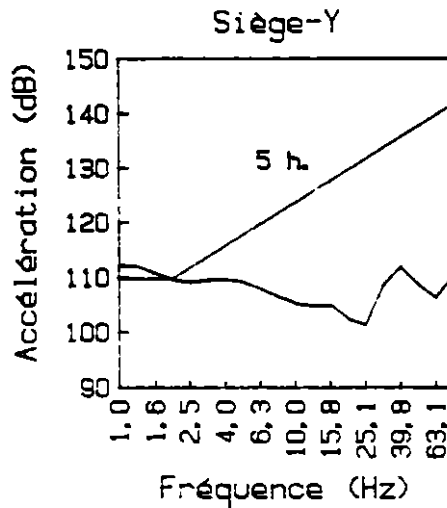
Nombre de cycles de travail : 8
Durée moyenne par cycle : 17.71 min.

DÉBUSQUEUSE # 9

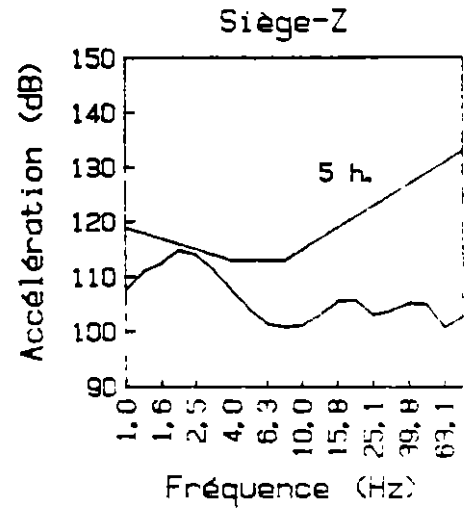
Terrain : 4.3.1
Siège : rigide



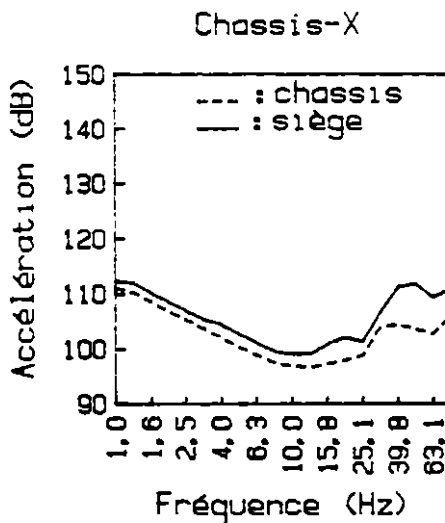
Aeq. w = 0.75 ms⁻²
(399 %)
Aeq. max = 0.41 ms⁻²
(158 %) (1.0 Hz)
f.c. = 4.4 ± 0.6



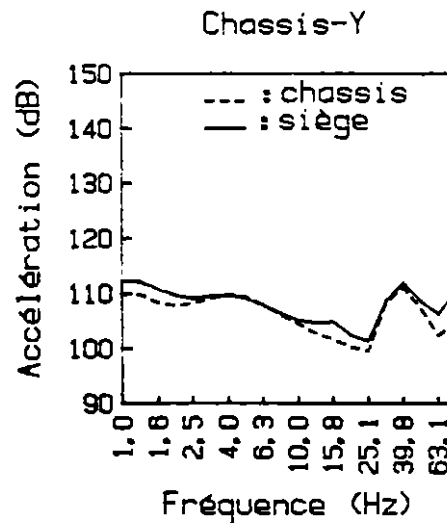
Aeq. w = 0.82 ms⁻²
(461 %)
Aeq. max = 0.41 ms⁻²
(155 %) (1.0 Hz)
f.c. = 4.8 ± 1.0



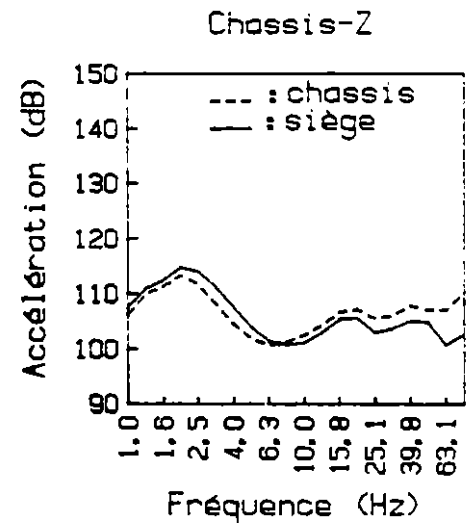
Aeq. w = 0.83 ms⁻²
(270 %)
Aeq. max = 0.40 ms⁻²
(85 %) (2.5 Hz)
f.c. = 7.0 ± 1.8
S.E.A.T. = 120 %



Aeq. w = 0.63 ms⁻²
f.c. = 4.4 ± 0.6



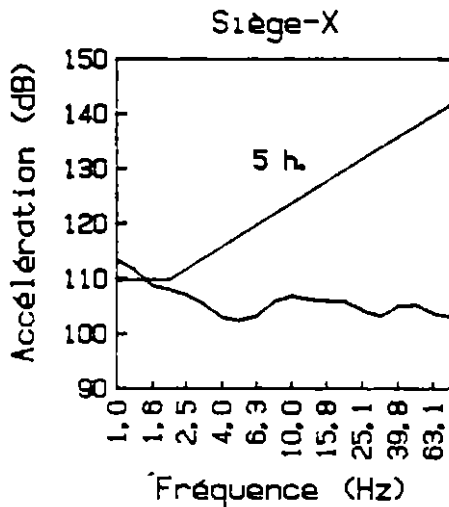
Aeq. w = 0.67 ms⁻²
f.c. = 4.9 ± 0.9



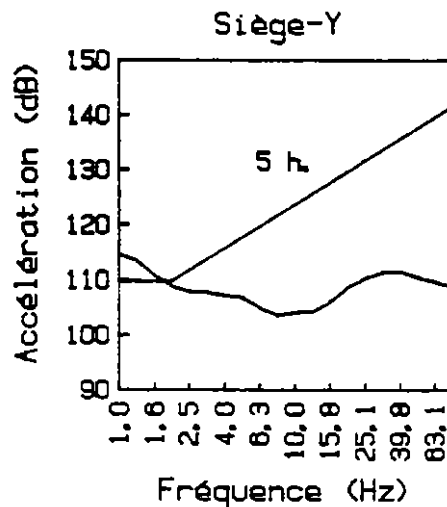
Aeq. w = 0.69 ms⁻²
f.c. = 7.3 ± 2.1

Nombre de cycles de travail : 5
Durée moyenne par cycle : 19.87 min.

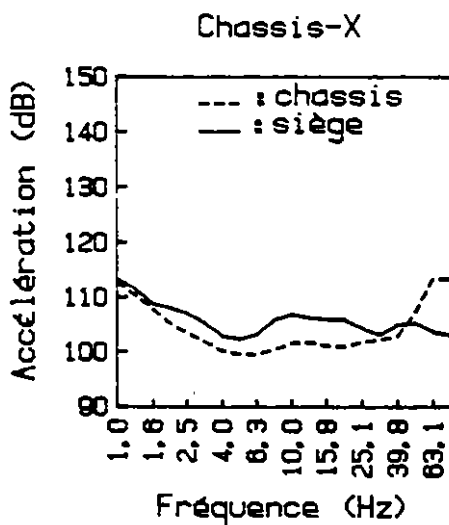
Terrain : 5.2.1
Siège : rigide



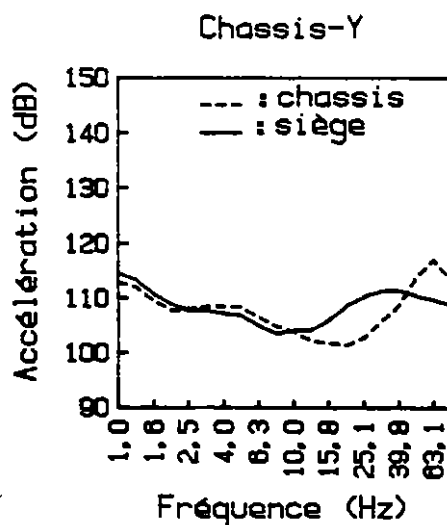
Aeq. w = 0.75 ms⁻²
(398 %)
Aeq. max = 0.47 ms⁻²
(192 %) (< 1.0 Hz)
f.c. = 5.0 ± 1.2



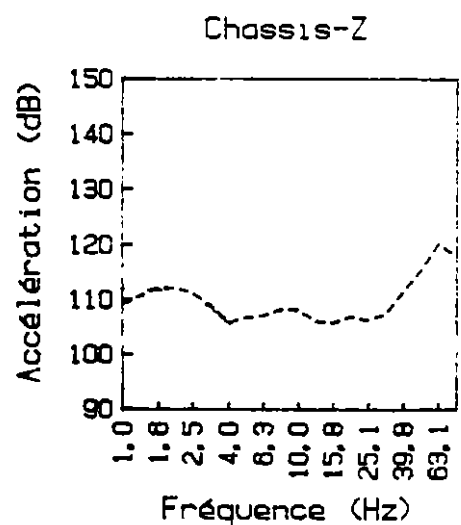
Aeq. w = 0.90 ms⁻²
(527 %)
Aeq. max = 0.54 ms⁻²
(242 %) (< 1.0 Hz)
f.c. = 4.9 ± 0.8



Aeq. w = 0.65 ms⁻²
f.c. = 5.1 ± 1.4



Aeq. w = 0.78 ms⁻²
f.c. = 4.9 ± 0.9

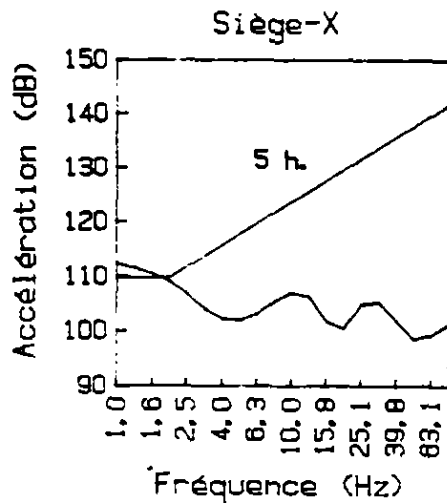


Aeq. w = 0.82 ms⁻²
f.c. = 8.5 ± 1.3

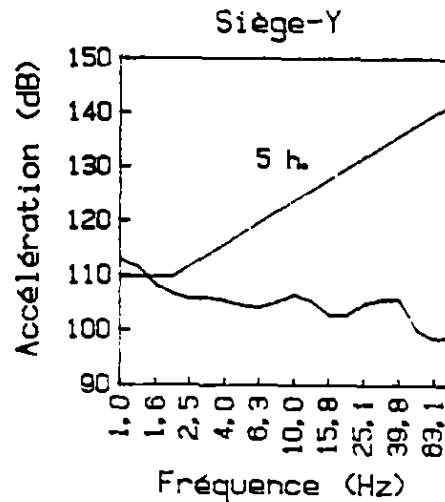
Nombre de cycles de travail : 2
Durée moyenne par cycle : 33.57 min.

DÉBUSQUEUSE # 11

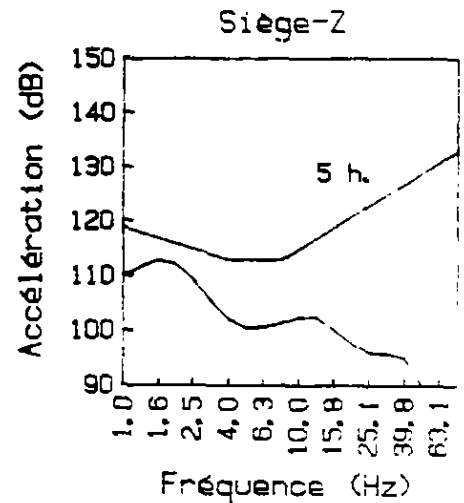
Terrain : 3.2.1
Siège : suspension



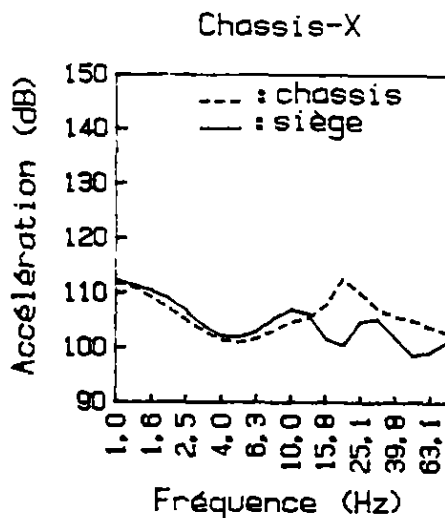
Aeq. w = 0.75 ms⁻²
(397 %)
Aeq. max = 0.42 ms⁻²
(160 %) (1.0 Hz)
f.c. = 4.2 ± 0.4



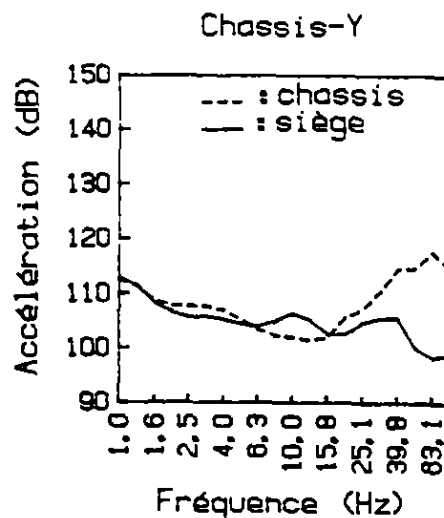
Aeq. w = 0.72 ms⁻²
(373 %)
Aeq. max = 0.45 ms⁻²
(178 %) (1.0 Hz)
f.c. = 4.4 ± 0.6



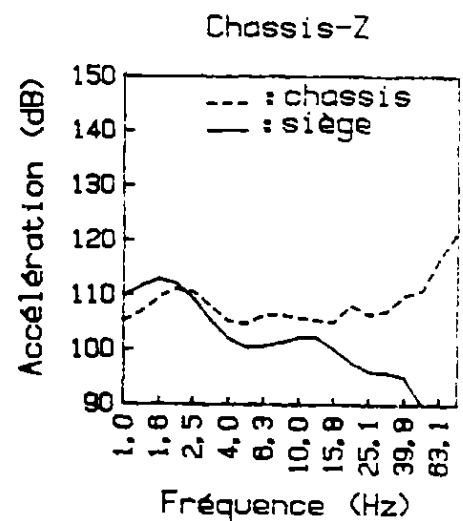
Aeq. w = 0.62 ms⁻²
(171 %)
Aeq. max = 0.29 ms⁻²
(50 %) (2.0 Hz)
f.c. = 6.2 ± 1.0
S.E.A.T. = 89 %



Aeq. w = 0.68 ms⁻²
f.c. = 4.4 ± 0.6



Aeq. w = 0.74 ms⁻²
f.c. = 4.5 ± 0.5

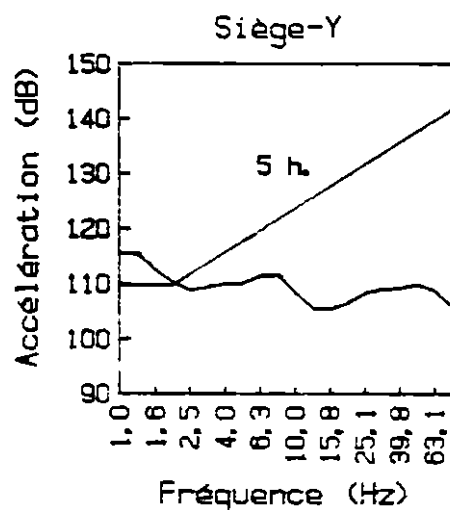


Aeq. w = 0.70 ms⁻²
f.c. = 9.3 ± 1.6

Nombre de cycles de travail : 5
Durée moyenne par cycle : 29.73 min.

DÉBUSQUEUSE # 12

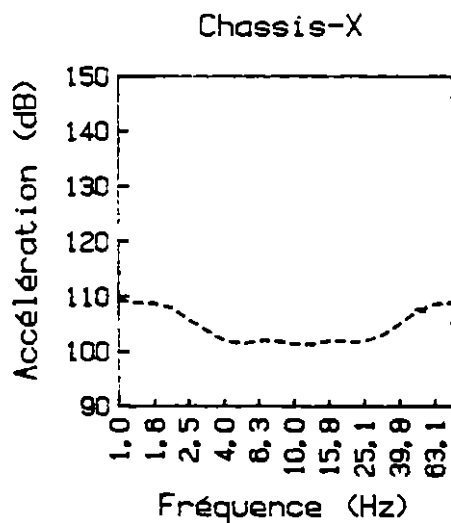
Terrain : 3.3.2
Siège : suspension



$A_{eq, w} = 1.07 \text{ ms}^{-2}$
(693 %)

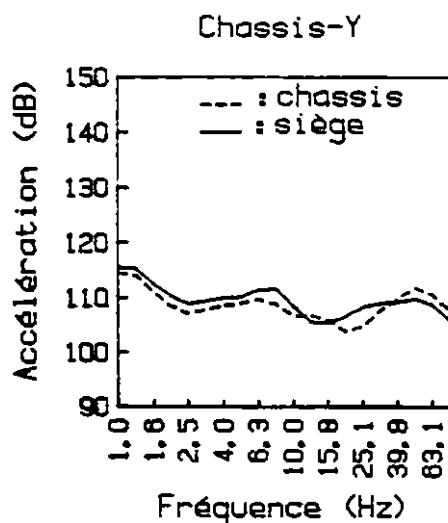
$A_{eq, max} = 0.60 \text{ ms}^{-2}$
(284 %) ($< 1.0 \text{ Hz}$)

$f.c. = 5.0 \pm 1.0$



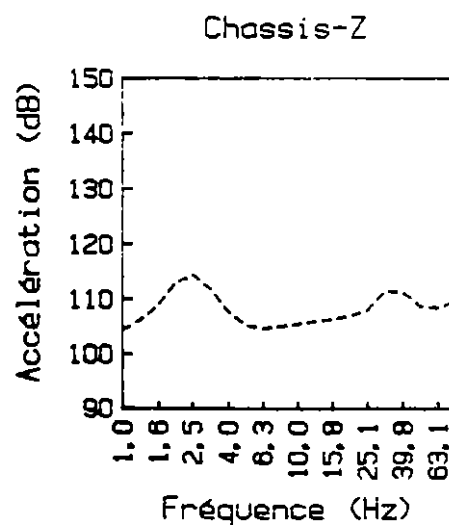
$A_{eq, w} = 0.59 \text{ ms}^{-2}$

$f.c. = 5.3 \pm 1.2$



$A_{eq, w} = 0.92 \text{ ms}^{-2}$

$f.c. = 4.9 \pm 1.0$



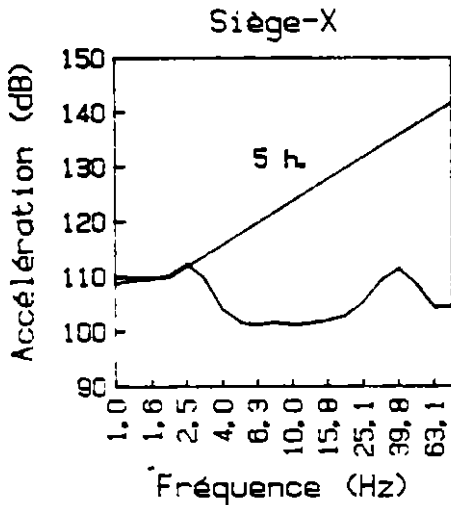
$A_{eq, w} = 0.83 \text{ ms}^{-2}$

$f.c. = 7.8 \pm 2.0$

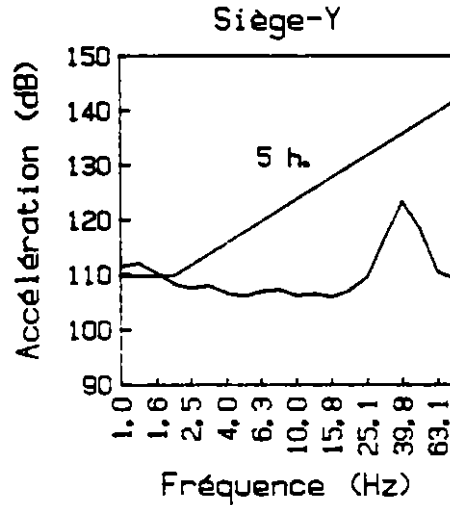
Nombre de cycles de travail : 3
Durée moyenne par cycle : 33.94 min.

DÉBUSQUEUSE # 13

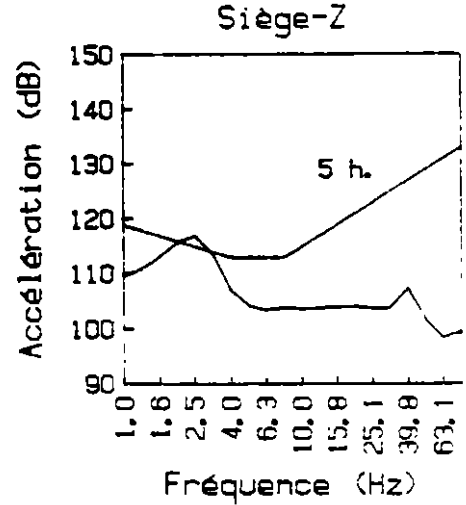
Terrain : 1.3.4
Siège : suspension



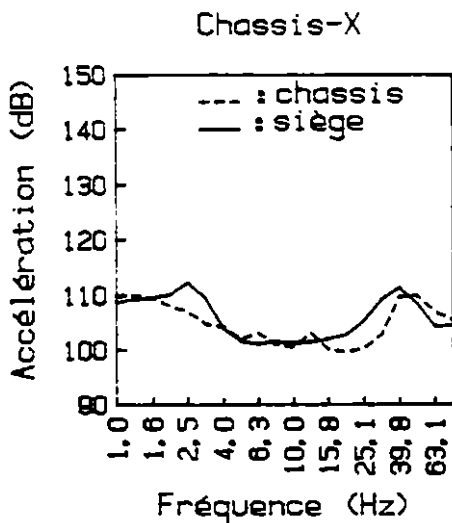
Aeq. w = 0.71 ms⁻²
(368 %)
Aeq. max = 0.33 ms⁻²
(110 %) (2.5 Hz)
f.c. = 4.9 ± 1.1



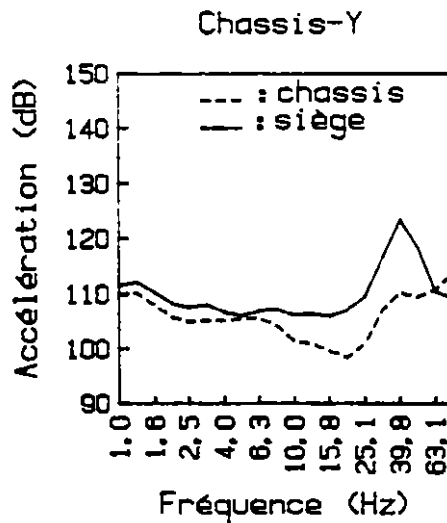
Aeq. w = 0.76 ms⁻²
(410 %)
Aeq. max = 0.41 ms⁻²
(155 %) (1.3 Hz)
f.c. = 4.8 ± 0.8



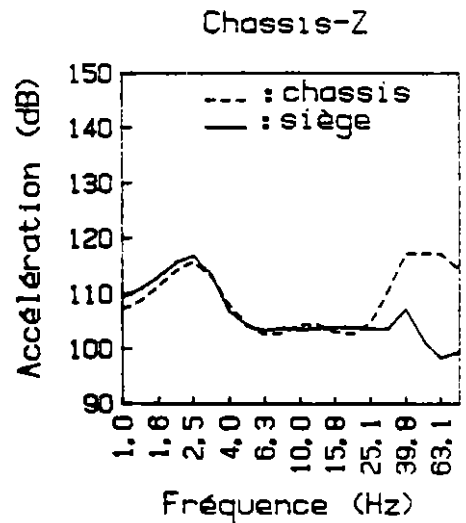
Aeq. w = 0.99 ms⁻²
(358 %)
Aeq. max = 0.56 ms⁻²
(144 %) (2.5 Hz)
f.c. = 6.7 ± 2.3
S. E. A. T. = 107 %



Aeq. w = 0.64 ms⁻²
f.c. = 4.7 ± 1.0



Aeq. w = 0.59 ms⁻²
f.c. = 4.8 ± 1.0

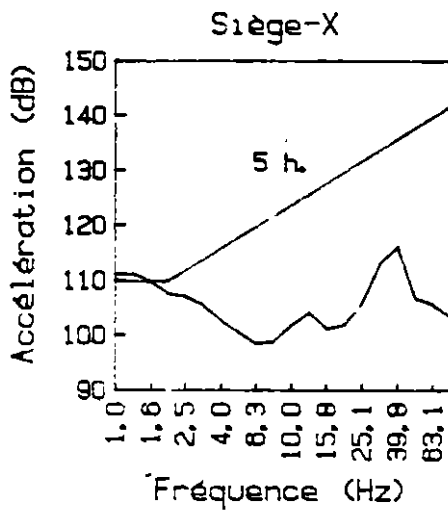


Aeq. w = 0.93 ms⁻²
f.c. = 6.7 ± 1.6

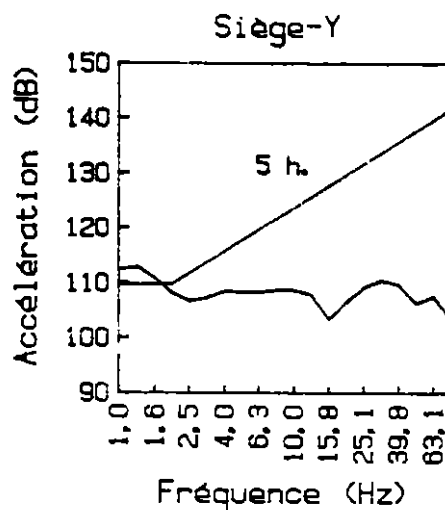
Nombre de cycles de travail : 5
Durée moyenne par cycle : 31.75 min.

DÉBUSQUEUSE # 14

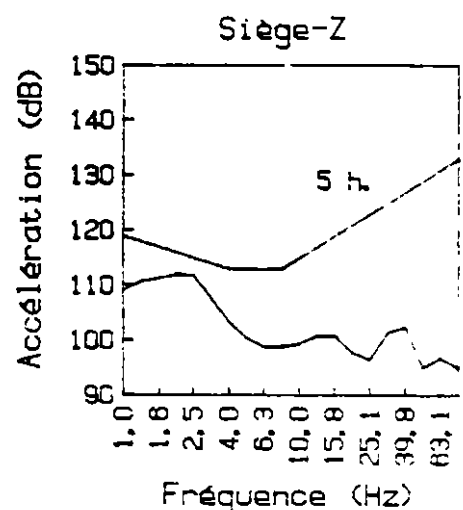
Terrain : 1.2.4
Siège : suspension



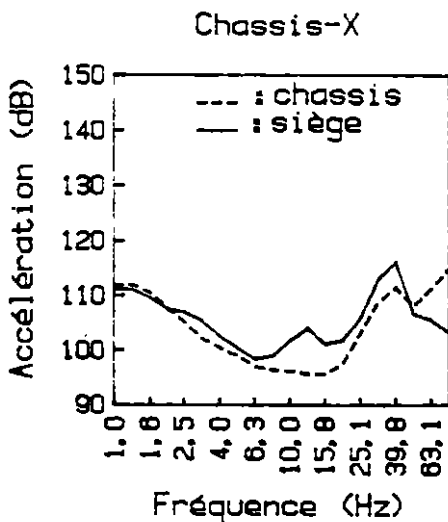
Aeq. w = 0.68 ms⁻²
(346 %)
Aeq. max = 0.36 ms⁻²
(129 %) (1.3 Hz)
f. c. = 4.3 ± 0.8



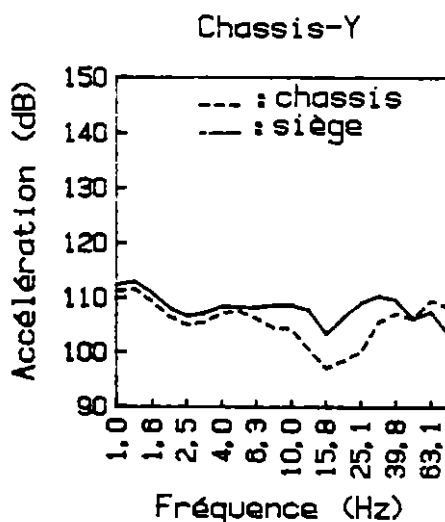
Aeq. w = 0.81 ms⁻²
(452 %)
Aeq. max = 0.45 ms⁻²
(178 %) (1.3 Hz)
f. c. = 4.5 ± 1.0



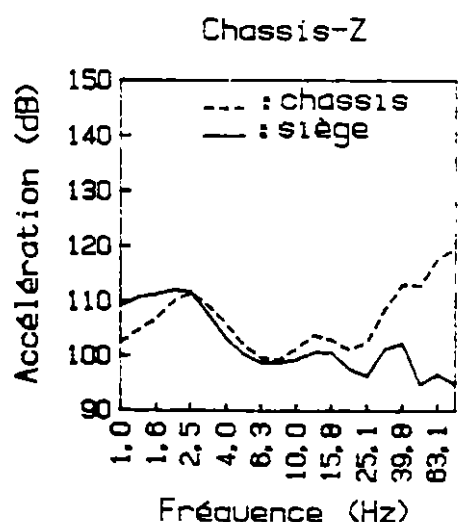
Aeq. w = 0.63 ms⁻²
(174 %)
Aeq. max = 0.31 ms⁻²
(56 %) (2.5 Hz)
f. c. = 6.2 ± 2.3
S. E. A. T. = 102 %



Aeq. w = 0.72 ms⁻²
f. c. = 4.0 ± 0.7



Aeq. w = 0.69 ms⁻²
f. c. = 4.2 ± 0.7



Aeq. w = 0.61 ms⁻²
f. c. = 6.0 ± 1.8

Nombre de cycles de travail : 5
Durée moyenne par cycle : 24.81 min.

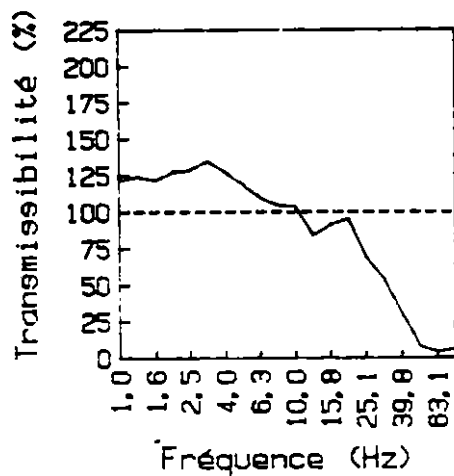
IRSST

ANNEXE E

COURBES DE TRANSMISSIBILITE DES DEBUSQUEUSES

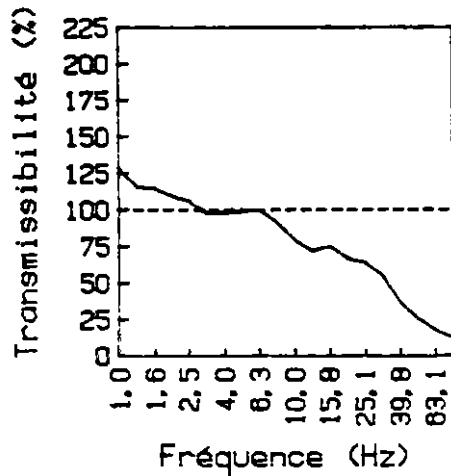
COURBES DE TRANSMISSIBILITE DIRECTION VERTICALE (Z)

Débusqueuse # 1



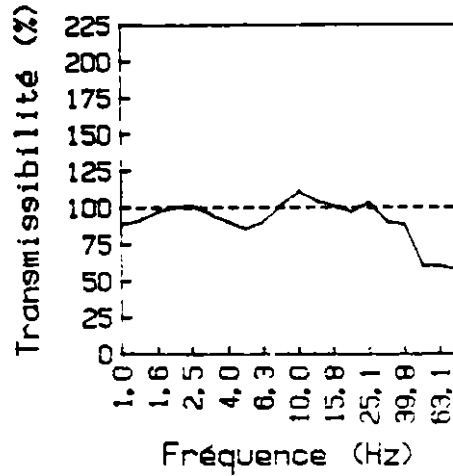
Siège : rigide
Terrain : 4, 3, 1

Débusqueuse # 3



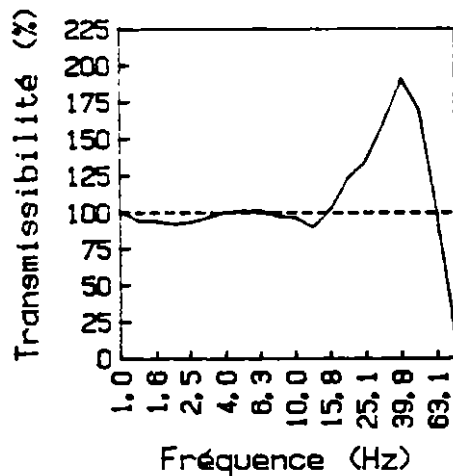
Siège : rigide
Terrain : 3, 5, 3

Débusqueuse # 6



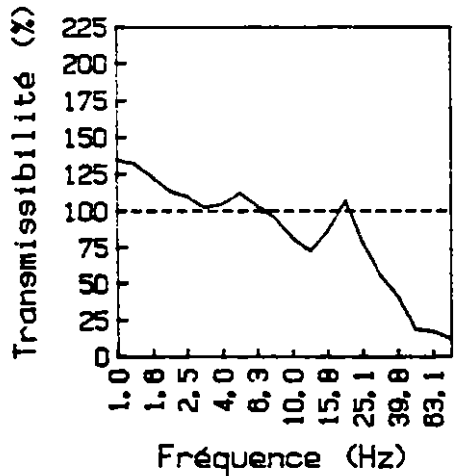
Siège : rigide
Terrain : 4, 2, 1

Débusqueuse # 2



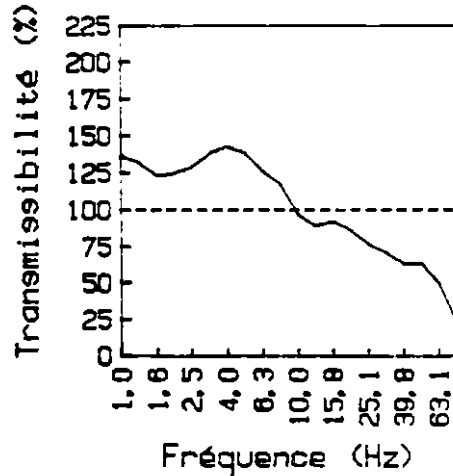
Siège : rigide
Terrain : 3, 5, 1

Débusqueuse # 4



Siège : rigide
Terrain : 3, 5, 3

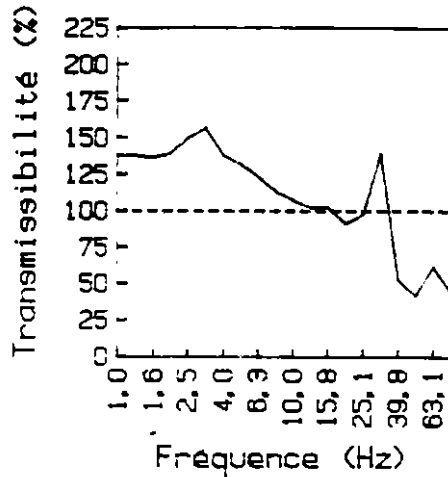
Débusqueuse # 7



Siège : rigide
Terrain : 3, 5, 1

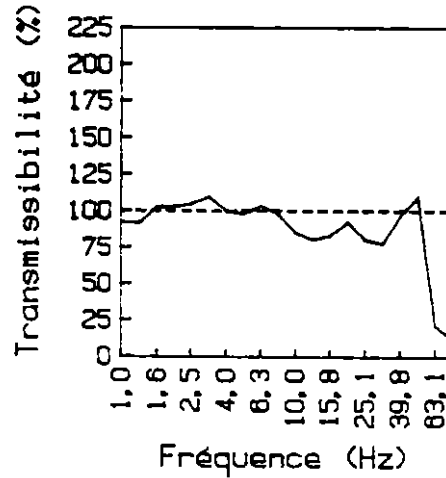
COURBES DE TRANSMISSIBILITE DIRECTION VERTICALE (Z)

Débusqueuse # 3



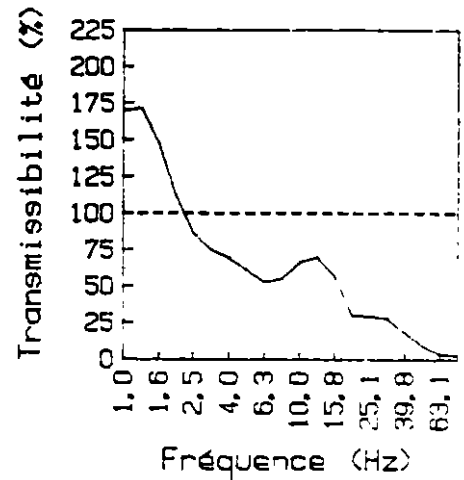
Siège : rigide
Terrain : 3.5.1

Débusqueuse # 5



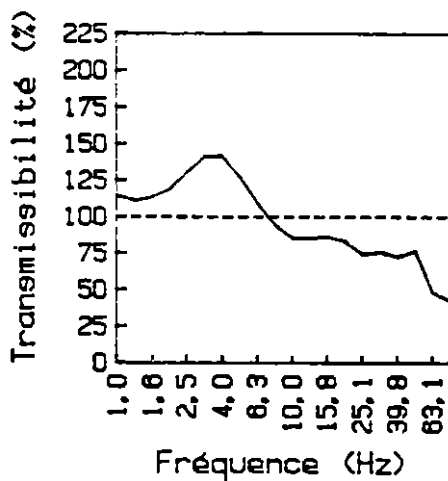
Siège : rigide
Terrain : 3.2.4

Débusqueuse # 11



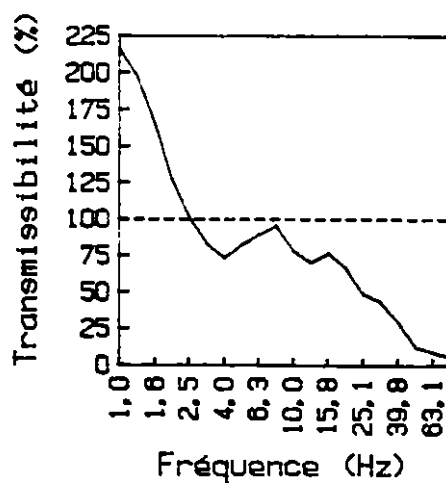
Siège : suspension
Terrain : 3.2.1

Débusqueuse # 9



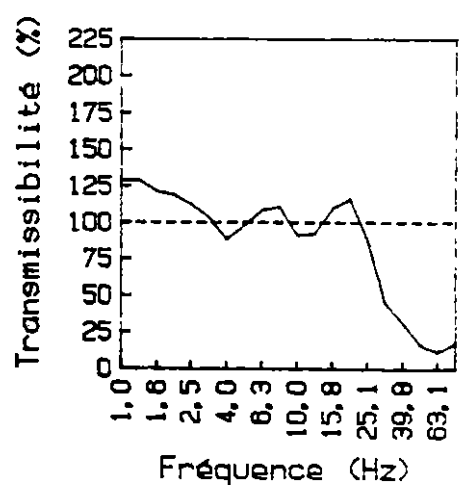
Siège : rigide
Terrain : 4.3.1

Débusqueuse # 14



Siège : suspension
Terrain : 1.2.4

Débusqueuse # 13



Siège : suspension
Terrain : 1.3.4