

2007

## Foreuses à béquille : mise au point d'un banc d'essai pour caractériser les valeurs d'émission vibratoire

Pierre Marcotte

IRSST, pierre.marcotte@irsst.qc.ca

Sylvain Ouellette

CANMET

Jérôme Boutin

IRSST

Paul-Émile Boileau

IRSST

Gilles LeBlanc

CANMET

*See next page for additional authors*

Suivez ce contenu et d'autres travaux à l'adresse suivante: <https://pharesst.irsst.qc.ca/rapports-scientifique>

---

### Citation recommandée

Marcotte, P., Ouellette, S., Boutin, J., Boileau, P.-É., LeBlanc, G. et Oddo, R. (2007). *Foreuses à béquille : mise au point d'un banc d'essai pour caractériser les valeurs d'émission vibratoire* (Rapport no R-499). IRSST.

Ce document vous est proposé en libre accès et gratuitement par PhareSST. Il a été accepté pour inclusion dans Rapports de recherche scientifique par un administrateur autorisé de PhareSST. Pour plus d'informations, veuillez contacter [pharesst@irsst.qc.ca](mailto:pharesst@irsst.qc.ca).

---

**Auteurs**

Pierre Marcotte, Sylvain Ouellette, Jérôme Boutin, Paul-Émile Boileau, Gilles LeBlanc, and Remy Oddo

# É

Bruit et vibrations

## Études et recherches

■ RAPPORT R-499



**Foreuses à béquille**  
**Mise au point d'un banc d'essai pour caractériser**  
**les valeurs d'émission vibratoire**

*Pierre Marcotte  
Sylvain Ouellette  
Jérôme Boutin  
Paul-Émile Boileau  
Gilles LeBlanc  
Rémy Oddo*



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

## NOS RECHERCHES

### Mission *travaillent pour vous !*

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

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

Assurer la diffusion des connaissances, jouer un rôle de référence scientifique et d'expert.

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

### Pour en savoir plus

Visitez notre site Web ! Vous y trouverez une information complète et à jour.

De plus, toutes les publications éditées par l'IRSST peuvent être téléchargées gratuitement. [www.irsst.qc.ca](http://www.irsst.qc.ca)

Pour connaître l'actualité de la recherche menée ou financée par l'IRSST, abonnez-vous gratuitement au magazine Prévention au travail, publié conjointement par l'Institut et la CSST. Abonnement : 1-877-221-7046

### Dépôt légal

Bibliothèque et Archives nationales

2007

ISBN : 978-2-89631-132-3 (version imprimée)

ISBN : 978-2-89631-133-0 (PDF)

ISSN : 0820-8395

IRSST - Direction des communications

505, boul. De Maisonneuve Ouest

Montréal (Québec)

H3A 3C2

Téléphone : 514 288-1551

Télécopieur : 514 288-7636

[publications@irsst.qc.ca](mailto:publications@irsst.qc.ca)

[www.irsst.qc.ca](http://www.irsst.qc.ca)

Institut de recherche Robert-Sauvé

en santé et en sécurité du travail,

juillet 2007



Bruit et vibrations

# Études et recherches

■ RAPPORT R-499

## Foreuses à béquille Mise au point d'un banc d'essai pour caractériser les valeurs d'émission vibratoire

### Avis de non-responsabilité

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

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

*Pierre Marcotte<sup>1</sup>, Sylvain Ouellette<sup>2</sup>, Jérôme Boutin<sup>3</sup>,  
Paul-Émile Boileau<sup>4</sup>, Gilles LeBlanc<sup>2</sup> et Rémy Oddo<sup>5</sup>*

*<sup>1</sup>Service de la recherche, IRSST*

*<sup>2</sup>Laboratoires des mines et des sciences minérales, CANMET*

*<sup>3</sup>Service soutien à la recherche et à l'expertise, IRSST*

*<sup>4</sup>Direction scientifique, IRSST*

*<sup>5</sup>Département de génie mécanique, Université de Sherbrooke*



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

**CONFORMÉMENT AUX POLITIQUES DE L'IRSST**

Les résultats des travaux de recherche publiés dans ce document  
ont fait l'objet d'une évaluation par des pairs.

## SOMMAIRE

Il est bien établi que les foreuses à béquille, largement utilisées par l'industrie minière québécoise, causent le syndrome des vibrations main-bras (HAVS : « Hand-arm vibration syndrome ») chez leurs opérateurs à cause du niveau élevé de vibrations qu'elles génèrent. Dans un effort visant à pallier ce problème, un prototype de poignée antivibratile de foreuse à béquille a été développé conjointement par les LMSM-CANMET (Laboratoires des mines et des sciences minérales) et l'Université de Sherbrooke – GAUS (Groupe d'acoustique de l'Université de Sherbrooke), dans le cadre d'un projet de recherche financé par l'IRSSST. Il a été estimé que ce nouveau concept de poignée réduisait de 50 % les vibrations globales pondérées au niveau de la poignée de la foreuse. La phase II de ce projet prévoyait le développement du prototype afin qu'il soit commercialisable ainsi que son adaptation à un deuxième type de foreuse (SECAN) qui compte parmi les modèles les plus utilisés au Québec. Pour caractériser l'efficacité des poignées antivibratiles, les travaux de la phase II comportaient la fabrication d'un banc d'essai et la mise au point d'une procédure d'essai normalisée pour définir les valeurs d'émission vibratoire des foreuses à béquille.

L'évaluation de l'émission vibration des foreuses à béquille en condition de forage réel étant très difficile à effectuer, un mécanisme qui permet d'opérer une foreuse à béquille dans des conditions contrôlées et représentatives d'une situation de forage était nécessaire. La mise au point d'un banc d'essai a permis de soutenir le développement des poignées antivibratiles dans le cadre des travaux de la phase II et d'évaluer s'il y a dégradation des caractéristiques d'atténuation des vibrations des poignées en fonction de leur degré d'usure. Le banc d'essai a été adapté à partir de la norme ISO 8662-5 [1], utilisé pour la caractérisation de l'émission vibratoire des brise-béton. Un protocole d'essai normalisé a été défini pour la caractérisation des valeurs d'émission vibratoire des foreuses à béquille, et le banc d'essai a été validé.

La répétabilité des valeurs d'émission vibratoire obtenue à l'aide du banc d'essai a été évaluée, le banc d'essai procurant un coefficient de variation de l'ordre de 1 à 2 % sur une série de cinq mesures consécutives. La répétabilité des mesures a également été évaluée sur des mesures non consécutives, effectuées après démontage et remontage de la foreuse à béquille sur le banc d'essai. Par la suite, la représentativité du banc d'essai d'une situation de forage réelle a été évaluée en comparant les résultats obtenus avec le banc d'essai avec ceux provenant de forages souterrains. Il a été démontré que le banc d'essai offre une bonne représentativité d'une situation de forage réel, en terme de niveau de vibration ainsi qu'en terme de contenu fréquentiel et ce, pour les trois axes de vibration. De plus, les coefficients de variation sur les valeurs d'émission vibratoire obtenus avec le banc d'essai étaient beaucoup moins élevés (0,6 à 1,4 %) que ceux obtenus en forage (7,4 à 13,3 %). Il semble donc que le banc d'essai soit une alternative très intéressante aux essais de forage souterrain pour déterminer les valeurs d'émission vibratoire des foreuses à béquille.



## REMERCIEMENTS

Les auteurs tiennent à remercier la Société de recherche et développement minier (SOREDEM) pour sa contribution financière à ce projet.



## TABLE DES MATIÈRES

1.	INTRODUCTION .....	1
2.	OBJECTIFS DE L'ÉTUDE.....	3
3.	MÉTHODE .....	5
3.1	Conception et fabrication du banc d'essai .....	5
3.2	Définition d'un protocole d'essai normalisé.....	9
4.	RÉSULTATS .....	11
4.1	Validation du système de mesures.....	11
4.1.1	Validation de l'accéléromètre .....	11
4.1.1.1	Saturation des signaux .....	12
4.1.1.2	Vérification du décalage DC.....	13
4.1.2	Validation du système d'acquisition.....	15
4.2	Caractérisation du banc d'essai.....	15
4.2.1	Influence de l'angle de béquille.....	16
4.2.2	Répétabilité des mesures, essais consécutifs .....	18
4.2.3	Répétabilité des mesures, essais non consécutifs .....	20
4.3	Validation du banc d'essai avec des essais de forage souterrain .....	22
4.4	Exemples de caractérisation de l'émission vibratoire de foreuses munies de poignées anti-vibratiles .....	27
5.	CONCLUSION.....	33
	BIBLIOGRAPHIE.....	35



## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1. Paramètres statistiques de la pression d'alimentation.....	12
Tableau 2. Vérification de la saturation, accéléromètre <i>PCB</i> .....	12
Tableau 3. Comparaison systèmes d'acquisitions, même accéléromètre .....	15
Tableau 4. Comparaison systèmes d'acquisitions, deux accéléromètres.....	15
Tableau 5. Influence de l'angle de béquille .....	17
Tableau 6. Répétabilité des essais, angle de béquille de 28 degrés .....	18
Tableau 7. Répétabilité de mesures non consécutives .....	20
Tableau 8. Comparaison du banc d'essai avec des tests de forage souterrain.....	23
Tableau 9. Mesures pré-test sur poignée conventionnelle .....	27
Tableau 10. Mesures sur poignée antivibratile #1 .....	27
Tableau 11. Mesures sur poignée antivibratile #2 .....	28
Tableau 12. Mesures sur poignée antivibratile #3 .....	28
Tableau 13. Mesures sur poignée antivibratile #4 .....	28
Tableau 14. Mesures post-test sur poignée conventionnelle .....	29
Tableau 15. Poignées antivibratiles, synthèse des résultats.....	29
Tableau 16. Atténuations des poignées antivibratiles.....	30



## LISTE DES FIGURES

Figure 1. Foreuse à béquille en situation de forage .....	2
Figure 2. Schéma technique du dissipateur d'énergie à billes .....	6
Figure 3. Schéma global du banc d'essai .....	7
Figure 4. Photo du banc d'essai avec foreuse à béquille .....	7
Figure 5. Positionnement de l'accéléromètre triaxial sur la poignée d'une foreuse .....	8
Figure 6. Facteur de pondération $W_h$ en fonction de la fréquence .....	10
Figure 7. Montage des accéléromètres .....	12
Figure 8. Rapport des accélérations selon l'axe $x$ (PCB/BK) .....	13
Figure 9. Rapport des accélérations selon l'axe $y$ (PCB/BK) .....	14
Figure 10. Rapport des accélérations selon l'axe $z$ (PCB/BK) .....	14
Figure 11. Définition de l'angle de béquille .....	16
Figure 12. Répétabilité de 5 essais, axe $x$ .....	18
Figure 13. Répétabilité de 5 essais, axe $y$ .....	19
Figure 14. Répétabilité de 5 essais, axe $z$ .....	19
Figure 15. Répétabilité de 3 séries de mesure, axe $x$ .....	21
Figure 16. Répétabilité de 3 séries de mesure, axe $y$ .....	21
Figure 17. Répétabilité de 3 séries de mesure, axe $z$ .....	22
Figure 18. Foreuse à béquille en position de forage .....	23
Figure 19. Validation du banc d'essai, axe $x$ .....	24
Figure 20. Validation du banc d'essai, axe $y$ .....	24
Figure 21. Validation du banc d'essai, axe $z$ .....	25
Figure 22. Évolution du spectre vibratoire en fonction du temps : (a) banc d'essai; (b) forage souterrain .....	26
Figure 23. Exemple d'atténuation d'une poignée antivibratile, axe $x$ .....	30
Figure 24. Exemple d'atténuation d'une poignée antivibratile, axe $y$ .....	31
Figure 25. Exemple d'atténuation d'une poignée antivibratile, axe $z$ .....	31



## 1. INTRODUCTION

Il est bien établi que les foreuses à béquille, largement utilisées par l'industrie minière québécoise, causent le syndrome des vibrations main-bras (HAVS : « Hand-arm vibration syndrome ») chez leurs opérateurs à cause du niveau élevé de vibrations qu'elles génèrent. Le syndrome de Raynaud, l'atteinte vasculaire du HAVS qui se caractérise par des attaques de blanchiment des doigts, affecte un grand nombre de mineurs québécois. Une étude effectuée par l'IRSST [2] a révélé qu'au Québec pour la période 1993-2002, le secteur Mines et Services miniers est le secteur où il y a eu le plus de travailleurs indemnisés pour syndrome de Raynaud (51,1 % des dossiers d'indemnisation), suivi de loin par le secteur Exploitation et Services forestiers (12,7 % des dossiers d'indemnisation). Dans un effort visant à pallier ce problème, un prototype de poignée antivibratile de foreuse à béquille a été développé conjointement par les LMSM-CANMET (Laboratoires des mines et des sciences minérales) et l'Université de Sherbrooke – GAUS (Groupe d'acoustique de l'Université de Sherbrooke), dans le cadre d'un projet de recherche financé par l'IRSST [3]. Dans la phase I de ce projet, qui s'est déroulée de septembre 2000 à février 2003, un nouveau concept de poignée de foreuse à béquille a été mis au point et validé avec le modèle de foreuse JOY. Il a été estimé que ce nouveau concept de poignée permettait de réduire de 50 % les vibrations globales pondérées au niveau de la poignée de la foreuse, ce qui selon des calculs, permettrait de retarder en moyenne d'au moins 4 ans l'apparition des symptômes du HAVS (pour 10% de prévalence). Étant donné que les objectifs de la phase I du projet ont été rencontrés avec succès, la phase II du projet prévoyait le développement du prototype afin qu'il soit commercialisable ainsi que son adaptation à un deuxième type de foreuse (SECAN) qui compte parmi les modèles les plus utilisés au Québec. La deuxième phase de l'étude faisait partie d'une entente de recherche entre LMSM-CANMET et SOREDEM (Société de recherche et développement minier), dont une partie porte sur les travaux présentés dans ce rapport.

La phase II du projet global LMSM-CANMET/SOREDEM consiste à raffiner le concept de la poignée antivibratile afin qu'il soit adaptable aux deux types de foreuses à béquille les plus utilisées dans l'industrie (JOY et SECAN), ainsi que de le rendre plus fiable et plus robuste, tout en optimisant le procédé de fabrication afin d'obtenir un prix d'acquisition abordable pour l'industrie minière. Par ailleurs, il a été prévu que la conception de la poignée SECAN intégrerait les mêmes composantes exclusives à la suspension, aux pivots et aux passages d'air que la poignée JOY. Ces contraintes de conception ont permis de tester dans les mines en production un seul type de poignée, soit les SECAN. Des essais à la Mine-Laboratoire des LMSM-CANMET ont été prévus afin de vérifier la fonctionnalité du prototype SECAN avant les tests finaux dans cinq mines de la région de Val-d'Or. Les essais dans les mines ont servi à valider l'efficacité et la fiabilité mécanique des nouvelles poignées antivibratiles en vue d'une éventuelle commercialisation.

Pour caractériser l'efficacité des poignées antivibratiles, les travaux de la phase II comprenait la fabrication d'un banc d'essai ainsi que la mise au point d'une procédure d'essai normalisée pour définir les valeurs d'émission vibratoire des foreuses à béquille. C'est de cette partie de l'étude qu'il est question dans le présent rapport, étant donné qu'il n'existe pas, à notre connaissance, de procédures normalisées pour caractériser l'émission vibratoire des foreuses à béquille et statuer

sur l'importance de l'atténuation vibratoire apportée par les poignées antivibratiles dans des conditions d'essai standardisées. En effet, l'évaluation de l'émission vibration des foreuses à béquille peut être difficilement effectuée en condition de forage réel, étant donné les variations importantes des propriétés mécaniques du roc (problème au niveau de la répétabilité des mesures), l'environnement de travail difficile (pénombre, humidité, terrain accidenté), le temps non négligeable qui est requis pour l'habillement et la descente sous terre, ainsi que la variation continue de l'angle de béquille pendant un forage. Donc un mécanisme permettant d'opérer une foreuse à béquille dans des conditions contrôlées et représentatives d'une situation de forage était nécessaire. Le banc d'essai doit tenir compte du mécanisme de fonctionnement de la foreuse, qui consiste en un outil roto percutant avec une fréquence de percussion de 35 à 40 Hz et une vitesse de rotation de 80 à 100 rpm. La foreuse est assistée par une béquille pneumatique appliquant une force de poussée statique d'environ 2000 N sur le foret par l'intermédiaire de la tige de forage. Une photographie d'une foreuse à béquille en opération se trouve à la figure 1. La mise au point d'un banc d'essai a permis de soutenir le développement des poignées antivibratiles dans le cadre des travaux de la phase II et d'évaluer s'il y a dégradation des caractéristiques d'atténuation des vibrations par les poignées en fonction de leur degré d'usure.



**Figure 1. Foreuse à béquille en situation de forage**

## **2. OBJECTIFS DE L'ÉTUDE**

L'objectif de cette activité est de concevoir, en collaboration avec l'Université de Sherbrooke - GAUS et LMSM-CANMET, un banc d'essai, incluant une procédure normalisée, pour caractériser les valeurs d'émission vibratoire des foreuses à béquille dans des conditions contrôlées. Ce banc d'essai permettra d'évaluer l'efficacité des poignées antivibratiles pour les foreuses de type SECAN, par rapport à des foreuses munies d'une poignée conventionnelle. Le banc d'essai développé permettra également d'évaluer l'efficacité d'atténuation des vibrations par les poignées antivibratiles en fonction de leur degré d'usure.



### 3. MÉTHODE

#### 3.1 Conception et fabrication du banc d'essai

Un dissipateur d'énergie à billes d'acier est proposé pour les brise-béton dans la norme ISO 8662-5 : « *Machines à moteur portatives – Mesurage des vibrations au niveau des poignées – Partie 5 : Brise-béton, marteaux de démolition et marteaux-piqueurs* » [1]. Un tel dispositif réfléchit vers l'outil de 15 % à 20 % de l'onde de choc initiale, ce qui est typique en situation de travail.

Dans le cadre de ce projet, le concept de dissipateur d'énergie à billes a été adapté pour les foreuses à béquille (axe de percussion horizontal) et un système de refroidissement à eau a été également prévu pour évacuer la chaleur produite par les impacts. Un schéma technique du dissipateur à billes proposé est présenté à la figure 2. Le dispositif est constitué d'un tube interne ainsi que d'un tube externe, au milieu desquels on retrouve une chambre de refroidissement. Le tube interne a un diamètre intérieur de 60 mm, et la colonne de billes d'acier à l'intérieur du tube est d'une hauteur de 150 mm, tel que spécifié dans la norme ISO 8662-5 pour un diamètre d'emmenchement d'outil plus grand que 23 mm. L'ensemble des caractéristiques du dissipateur d'énergie respecte au minimum les caractéristiques énoncées dans la norme ISO 8662-5 (dimension des pièces et dureté des matériaux). Par ailleurs, des ressorts Belleville ont été placés dans le fond du tube interne afin de limiter la force qui s'exerce sur les billes.

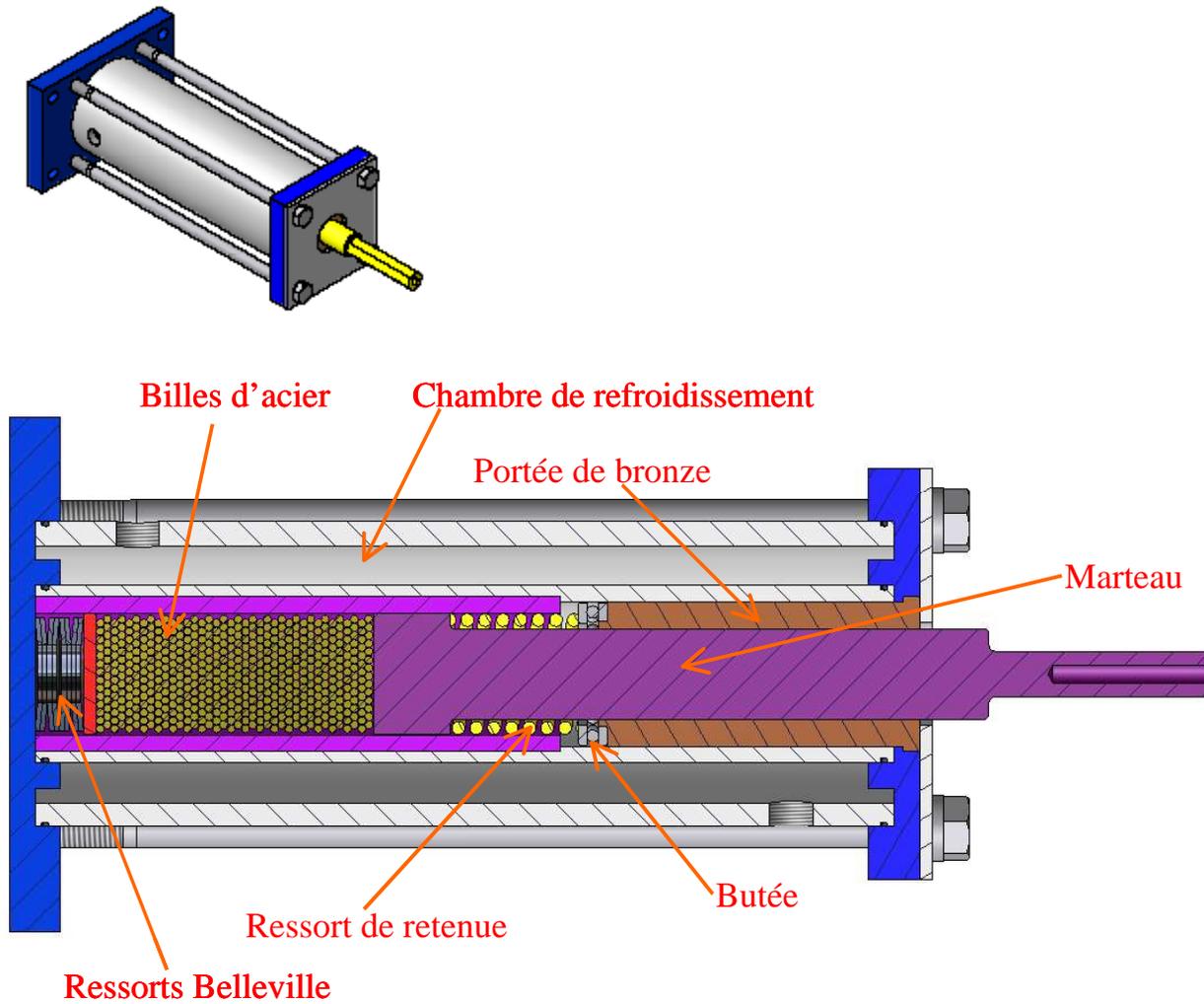


Figure 2. Schéma technique du dissipateur d'énergie à billes

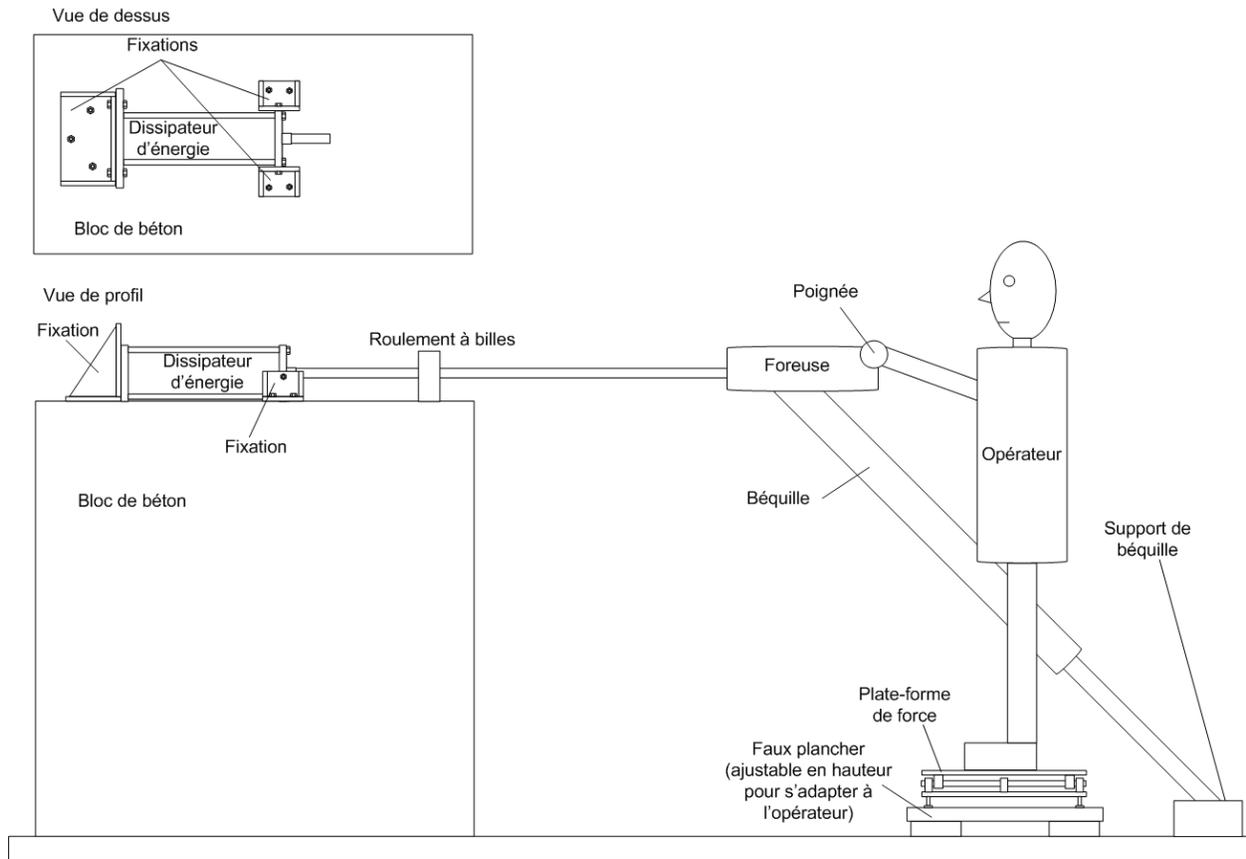


Figure 3. Schéma global du banc d'essai



Figure 4. Photo du banc d'essai avec foreuse à béquille

Une fois fabriqué, le dissipateur d'énergie a été monté sur un bloc de béton de 3300 kg à l'aide de trois fixations en acier, tel qu'illustré à la figure 3. Une plateforme de force est utilisée pour mesurer la force de poussée horizontale appliquée sur la poignée par l'opérateur. La plate-forme

de force a été fabriquée à l'IRSST avec des roulements à billes linéaires et une cellule de charge « *Tansducer Techniques* » ayant une capacité de 900 N (200 lbs), permettant de mesurer la force de poussée. Une photo montrant une foreuse couplée au banc d'essai est présentée à la figure 4. On note que la tige de forage est attachée au marteau du dissipateur d'énergie à l'aide d'un adaptateur. Cette tige passe au travers d'un roulement à billes afin de limiter ses déplacements transversaux (simulant l'extrémité d'un trou de forage), et celle-ci est ensuite insérée dans le corps de la foreuse.

Les vibrations sont mesurées à l'aide d'un accéléromètre triaxial *PCB 356B20* ayant une gamme dynamique de  $\pm 49\,000\text{ m/s}^2$  et une fréquence de résonance située au dessus de 55 kHz. Afin de s'assurer qu'il n'y a pas de décalage DC (« DC shift »), cet accéléromètre a été validé sur une poignée de foreuse à béquille à l'aide d'accéléromètres uniaxiaux (*B&K 4393*) montés sur des filtres mécaniques (*B&K UA0559*, voir section 4.1.1.2). Tel qu'illustrée à la figure 5, l'accéléromètre triaxial est monté sur la poignée de la foreuse à l'aide d'un adaptateur et d'un collier de serrage rigide. L'accéléromètre est aligné de telle sorte que les trois axes de l'accéléromètre se trouvent respectivement dans l'axe de percussion de la foreuse ( $z_h$ ), l'axe vertical par rapport au sol ( $x_h$ ) ainsi que l'axe latéral par rapport à la foreuse ( $y_h$ ).



**Figure 5. Positionnement de l'accéléromètre triaxial sur la poignée d'une foreuse**

### 3.2 Définition d'un protocole d'essai normalisé

Un protocole de mesure des valeurs d'émission vibratoire des foreuses à béquille a été établi en s'inspirant du protocole utilisé dans la norme ISO 8662-5 : « *Machines à moteur portatives – Mesurage des vibrations au niveau des poignées – Partie 5 : Brise-béton, marteaux de démolition et marteaux piqueurs* », tout en l'adaptant au cas spécifique de la foreuse à béquille. Étant donné qu'une force de poussée est appliquée par la béquille de la foreuse (de l'ordre de 2000 N), il est assumé que l'opérateur exerce sur la poignée, en moyenne, une force de poussée nulle. Pour le cas où la performance d'une poignée antivibratile doit être évaluée, la valeur d'émission vibratoire d'une même foreuse doit être mesurée avec une poignée conventionnelle et comparée à la valeur obtenue avec la poignée antivibratile. Le protocole de mesure proposé, référant au banc d'essai présenté à la section précédente, est constitué des étapes suivantes :

- 1) Avant les essais, faire fonctionner la foreuse pendant une minute pour la réchauffer et avoir une bonne lubrification des composantes.
- 2) La pression d'air comprimé alimentant la foreuse doit être maintenue à la valeur prescrite par le constructeur.
- 3) Pendant les mesures vibratoires, enregistrer les paramètres suivants :
  - a. La pression d'alimentation de la foreuse
  - b. La force de poussée exercée par l'opérateur sur la poignée
  - c. L'angle de béquille
- 4) La force de poussée, exercée par l'opérateur, devrait être maintenue à  $0 (\pm 5)$  Newton.
- 5) L'angle de béquille doit être de  $20^\circ (\pm 2^\circ)$ , et l'extension de la béquille doit être de  $30 (\pm 10)$  cm inférieurs à l'extension maximale.
- 6) Les mesures d'accélération doivent être effectuées dans les 3 axes ( $z$  : percussion,  $y$  : latéral et  $x$  : vertical), avec une fréquence d'échantillonnage d'au moins 6400 Hz, et un filtre anti-repliement ayant une fréquence de coupure de  $(1/2,56) \times (\text{fréquence d'échantillonnage})$  ou moins (devant couvrir au minimum les bandes de tiers d'octave entre 6,3 et 1250 Hz).
- 7) La fréquence de percussion doit être rapportée (disponible à partir du spectre d'accélération de l'axe  $z$ ).
- 8) Des accéléromètres avec filtres mécaniques, ou tout autre accéléromètre n'ayant pas de décalage DC (validation effectuée sans filtre mécanique pour l'accéléromètre triaxial *PCB 356B20*) doivent être utilisés. L'accéléromètre doit être fixé sur la poignée selon les dispositions de la norme ISO 5349 [4].
- 9) Les vibrations doivent être pondérées selon les dispositions de la norme ISO 5349 (voir figure 6).

10) La valeur d'émission vibratoire est calculée selon la formule suivante :

$$a_{hw} = \sqrt{a_{hwx}^2 + a_{hwy}^2 + a_{hwz}^2}$$

où  $a_{hwx}$ ,  $a_{hwy}$  et  $a_{hwz}$  sont respectivement les accélérations pondérées dans les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$ .

11) Trois opérateurs entraînés doivent accomplir chacun une série de 5 essais avec la machine à tester. Chaque essai devra avoir une durée minimale de 10 secondes. Une série d'essais est valide si le coefficient de variation (écart-type/moyenne) de la valeur d'émission vibratoire de la série de 5 essais est inférieur à 0,15. La valeur d'émission vibratoire est calculée en effectuant la moyenne arithmétique des valeurs d'émission vibratoire obtenues pour trois séries valides (15 essais au total).

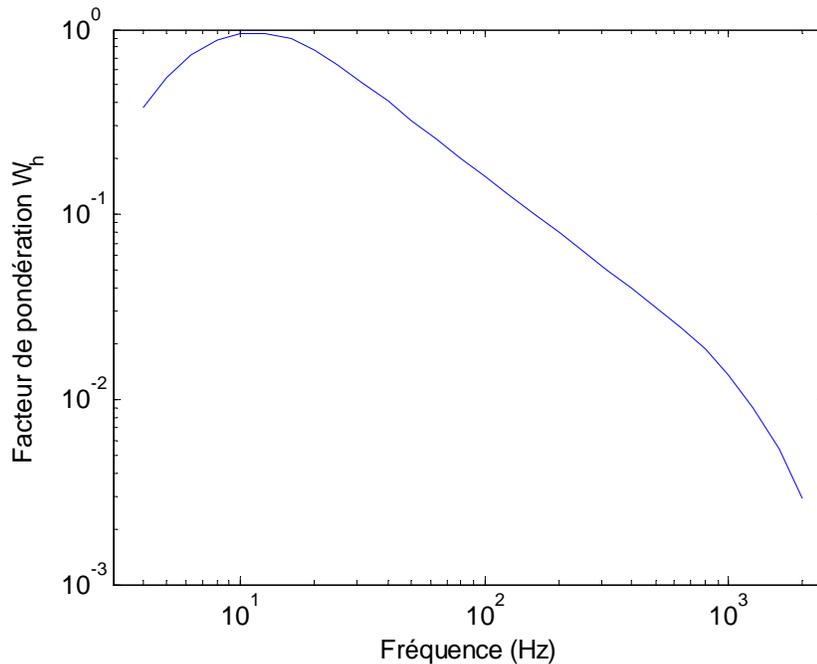


Figure 6. Facteur de pondération  $W_h$  en fonction de la fréquence

## 4. RÉSULTATS

Les résultats qui sont présentés dans ce rapport ont été collectés aux LMSM-CANMET à Val-d'Or entre mai 2005 et novembre 2006. L'ensemble des mesures a été effectué à l'aide de la foreuse SECAN #1 des LMSM-CANMET, avec un accéléromètre triaxial *PCB 356B20* attaché à la poignée de la foreuse, sauf lorsque spécifié autrement.

### 4.1 Validation du système de mesures

Le système de mesure est constitué de l'accéléromètre et du système d'acquisition. Ces deux composantes seront donc validées séparément dans les sections qui suivent.

#### 4.1.1 Validation de l'accéléromètre

Des mesures ont été effectuées à la Mine-laboratoire des LMSM-CANMET afin de valider la prise des mesures vibratoires sur les foreuses à béquille ainsi que de fournir quelques échantillons de mesures vibratoires. Les forages ont été effectués le 25 mai 2005, à une hauteur de forage d'environ 125 cm, au niveau 40 m de la mine. La foreuse (SECAN #28) était opérée par un mineur professionnel.

Les mesures ont été effectuées dans les trois axes avec deux systèmes différents : l'accéléromètre triaxial *PCB 356B20* des LMSM-CANMET ainsi que les accéléromètres uniaxiaux *B&K 4393* (3) avec filtres mécaniques *B&K UA0559* (3) de l'IRSST. Aux fins de validation, les deux accéléromètres ont été montés côte à côte sur la poignée de la foreuse (voir figure 7). Les mesures ont été effectuées à l'aide d'un analyseur de signaux multicanaux *PULSE* de *B&K*. Une bande passante de 3,2 kHz a été utilisée pour chacune des mesures, d'une durée de 30 secondes. La pression d'alimentation pneumatique de la foreuse a été mesurée à l'aide d'une sonde de pression *Endress & Hauser Cerabar T PMC131* fournie par les LMSM-CANMET. Une fréquence d'échantillonnage de 1 Hz a été utilisée, ce qui résulte en 782 lectures (à 1 lecture à la seconde, donc environ 13 minutes). Les paramètres statistiques de la pression d'alimentation de la foreuse sont donnés au tableau 1.

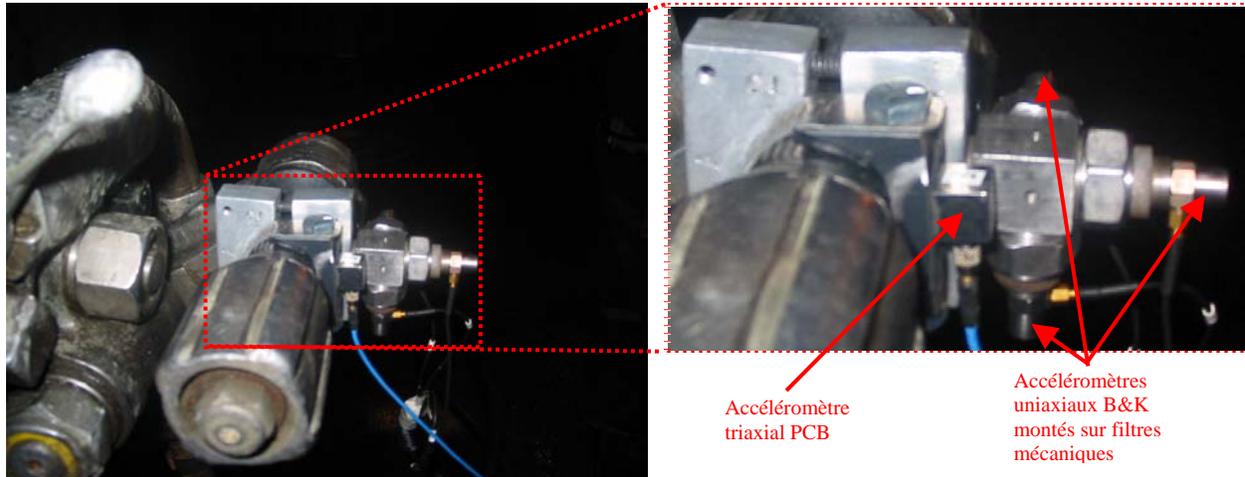


Figure 7. Montage des accéléromètres

Tableau 1. Paramètres statistiques de la pression d'alimentation

Moyenne: 93.8 psi
Minimum: 91.6 psi
Maximum: 96.3 psi
Écart-type: 1.20 psi

#### 4.1.1.1 Saturation des signaux

Dans un premier temps, afin de s'assurer qu'il n'y a pas de saturation des signaux, les niveaux crêtes minimum et maximum des signaux temporels provenant de l'accéléromètre *PCB* ont été relevés et comparés aux niveaux de saturations tels que fournis par le fabricant. On note, au tableau 2, que les valeurs crêtes mesurées sont bien dans les limites prescrites (maximum 12 % de la gamme dynamique de l'accéléromètre). Il n'y a donc pas de saturation des signaux. La saturation des accéléromètres *B&K* n'a pas à être vérifiée puisqu'ils sont connectés à des amplificateurs de charge permettant de détecter toute saturation. On note que l'axe *z* est orienté dans la direction de percussion, l'axe *y* est orienté dans la direction de la poignée tandis que l'axe *x* est orthogonal aux deux autres (vertical part rapport au sol).

Tableau 2. Vérification de la saturation, accéléromètre *PCB*

	Min (-49 km/s <sup>2</sup> crête)	Max (49 km/s <sup>2</sup> crête)
axe <i>x</i>	-4,0 km/s <sup>2</sup> crête	3,9 km/s <sup>2</sup> crête
axe <i>y</i>	-4,0 km/s <sup>2</sup> crête	2,8 km/s <sup>2</sup> crête
axe <i>z</i>	-5,7 km/s <sup>2</sup> crête	5,0 km/s <sup>2</sup> crête

#### 4.1.1.2 Vérification du décalage DC

Les figures 8, 9 et 10 donnent le rapport des accélérations en fonction de la fréquence, pour chacun des axes, entre l'accéléromètre *PCB* et les accéléromètres *B&K*. On note que le rapport des accélérations est assez bon pour les axes *x* et *z* en dessous de 1 kHz, cependant, pour l'axe *y*, un phénomène de résonance se produit dans les environs de 700 Hz. Cette résonance est attribuée au montage des accéléromètres *B&K* sur le système de fixation, et ne met pas en cause l'intégrité des mesures effectuées à l'aide de l'accéléromètre *PCB*. Par ailleurs, il apparaît de ces figures qu'il n'y a pas de décalage DC provenant de l'accéléromètre *PCB* (puisque'il n'y a pas de différences en basse fréquence entre les réponses des accéléromètres). Cette absence de décalage DC est probablement due à la faible sensibilité de l'accéléromètre *PCB*, ainsi qu'à sa fréquence de résonance élevée.

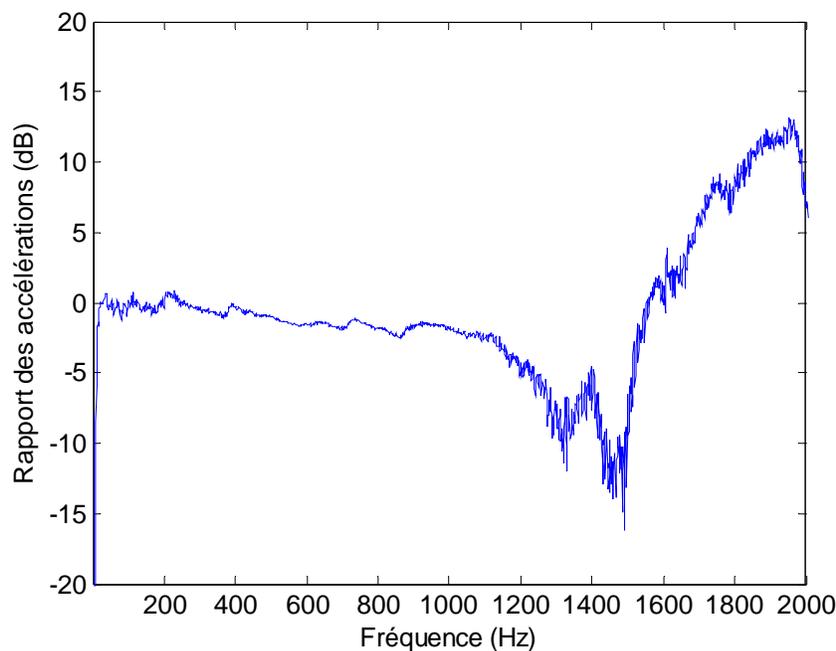
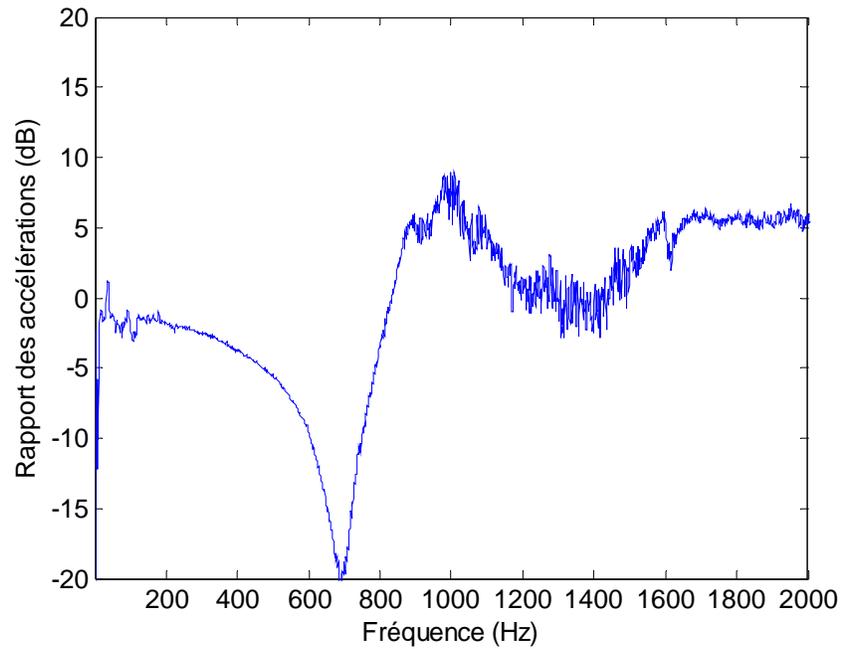
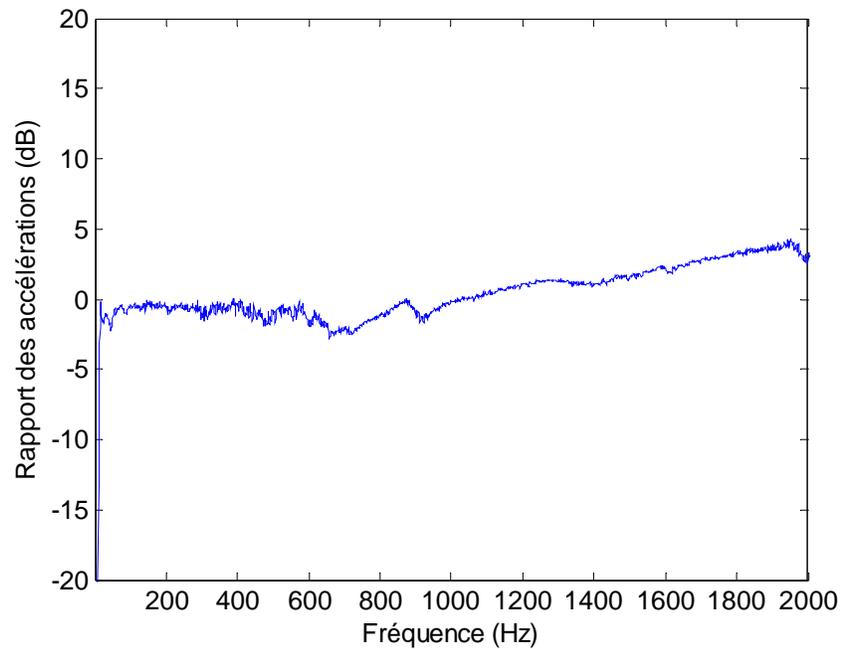


Figure 8. Rapport des accélérations selon l'axe *x* (*PCB/BK*)



**Figure 9. Rapport des accélérations selon l'axe  $y$  (PCB/BK)**



**Figure 10. Rapport des accélérations selon l'axe  $z$  (PCB/BK)**

### 4.1.2 Validation du système d'acquisition

Le système d'acquisition à valider (LMSM-CANMET) est constitué d'une carte d'acquisition *National Instruments DAQP ad-6015* (16 bits), couplée à un conditionneur de signal *PCB 498A-0005*, avec une bande passante de 2000 Hz. Quant au système d'acquisition effectuant la validation (IRSST), il s'agit d'un analyseur multicanaux *Orchestra* (24 bits) de la compagnie *01dB*, avec une bande passante de 2500 Hz. Chaque mesure a été réalisée sur une période de 30 secondes, en opérant une foreuse SECAN sur le banc d'essai présenté plus haut. Deux tests ont été effectués pour valider le système d'acquisition des LMSM-CANMET, un avec un seul accéléromètre triaxial fourni par l'IRSST (*PCB 356B20*), en utilisant des connecteurs en « T » pour faire l'acquisition des signaux provenant du même capteur sur les deux systèmes de façon simultanée, et l'autre en utilisant deux capteurs distincts (*PCB 356B20*) montés côte à côte sur la poignée de la foreuse. Les résultats, qui incluent le filtre de pondération  $W_h$  pour les vibrations main-bras, sont présentés au tableau 3 pour le test avec un accéléromètre et au tableau 4 pour le test avec deux accéléromètres. Pour le test avec un seul accéléromètre, la différence sur l'accélération globale pondérée est de seulement 1,1 % entre les deux systèmes, tandis que pour la comparaison entre les deux systèmes avec deux accéléromètres, la différence est légèrement plus élevée, et est de 1,6 %. Ces différences sont attribuées aux tolérances sur les filtres de pondérations, ainsi que sur l'emplacement des accéléromètres sur la poignée.

Tableau 3. Comparaison systèmes d'acquisitions, même accéléromètre

(m/s <sup>2</sup> , $W_h$ )	IRSST	CANMET
axe x	10,5	11,16
axe y	5,96	5,96
axe z	24,1	23,45
total	26,96	26,65

Tableau 4. Comparaison systèmes d'acquisitions, deux accéléromètres

(m/s <sup>2</sup> , $W_h$ )	IRSST	CANMET
axe x	11,4	10,92
axe y	5,37	5,67
axe z	22,7	23,33
total	25,96	26,38

## 4.2 Caractérisation du banc d'essai

Le banc d'essai est caractérisé afin de déterminer l'influence de l'angle de béquille sur les mesures vibratoire obtenu avec le banc d'essai, la répétabilité des essais obtenus ainsi que la

validation du banc de test avec des essais de forage réels. Les mesures ont été effectuées avec l'analyseur multicanaux *Orchestra* de l'IRSST, avec une bande passante de 2500 Hz.

#### 4.2.1 Influence de l'angle de béquille

L'angle de béquille est un paramètre important à considérer lors de la conception d'un banc d'essai pour foreuses à béquille, étant donné qu'il est soumis à d'importantes variations lors de situations de forage réel (avance de la foreuse) et qu'il dépend de la hauteur du trou à forer. Donc trois angles de béquille ont été sélectionnés (un angle moyen de 28 degrés, ainsi que deux angles extrêmes de 13 et 43 degrés), selon la définition illustrée à la figure 11, afin de caractériser la contribution de ce paramètre sur la mesure des valeurs d'émission vibratoire de la foreuse à béquille. Pour chaque angle de béquille, cinq mesures de 30 secondes ont été effectuées. Les niveaux d'accélération pondérés obtenus, avec leurs coefficients de variations respectifs, sont donnés au tableau 5 pour chacun des trois axes. On note un écart maximum de 5,7 % sur la valeur globale pour les trois angles de béquille, ce qui démontre que l'angle de béquille a peu d'influence sur la valeur d'émission vibratoire de la foreuse. L'écart maximum est selon l'axe vertical  $x$  (17 %), et est attribuable à la variation de la composante verticale de la force statique exercée par la béquille en fonction de son angle.

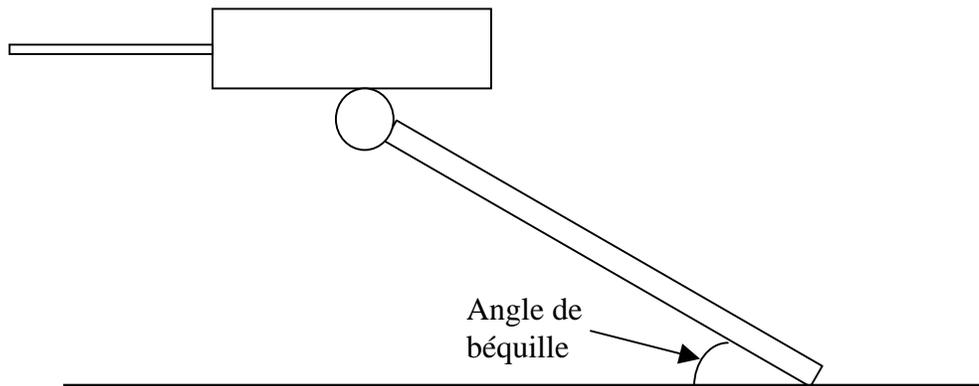


Figure 11. Définition de l'angle de béquille

**Tableau 5. Influence de l'angle de béquille**

Angle de béquille	axe x	axe y	axe z	total
<b>13 deg</b>	<b>10,66</b>	<b>5,33</b>	<b>20,72</b>	<b>23,90</b>
	0,84	5,33	1,72	1,41
<b>28 deg</b>	<b>9,51</b>	<b>5,15</b>	<b>19,90</b>	<b>22,65</b>
	1,98	2,03	0,79	0,73
<b>43 deg</b>	<b>11,46</b>	<b>5,52</b>	<b>18,74</b>	<b>22,65</b>
	1,32	0,54	0,48	0,60

 $a_{w,h}$  (m/s<sup>2</sup>)

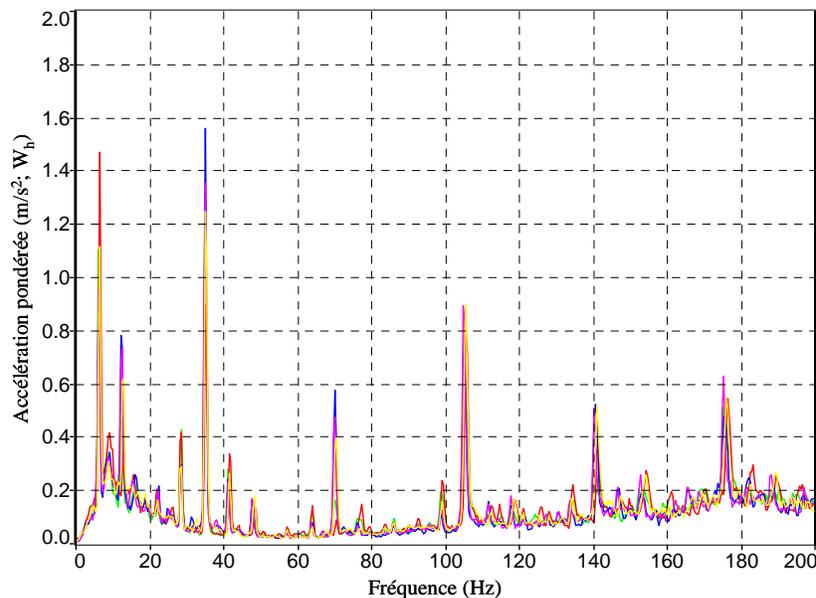
COV (%)

### 4.2.2 Répétabilité des mesures, essais consécutifs

Une bonne répétabilité des mesures est nécessaire pour caractériser l'émission vibratoire des foreuses à béquille. Selon les normes de la série ISO 8662, l'évaluation de l'émission vibratoire d'outils portatifs se fait à l'aide de trois individus devant effectuer chacun une série de 5 essais. Pour qu'une série d'essai soit valide, il faut que son coefficient de variation soit inférieur à 15 %. Afin d'évaluer la répétabilité du banc d'essai, les résultats de cinq essais consécutifs de 30 secondes ayant été effectués avec l'angle de béquille de 28 degrés sont détaillés dans cette section. Les accélérations pondérées pour chacun des axes et pour chacun des essais sont présentées au tableau 6. On note que le coefficient de variation (COV) sur la valeur globale des cinq essais est faible, étant inférieur à 1 %. Par ailleurs, les spectres des accélérations pondérées des cinq essais, entre 0 et 200 Hz, sont présentés aux figures 12, 13 et 14 pour respectivement les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$ . Ces résultats démontrent une excellente répétabilité des résultats obtenus avec le banc d'essai.

**Tableau 6. Répétabilité des essais, angle de béquille de 28 degrés**

( $m/s^2$ , $W_h$ )	axe $x$	axe $y$	axe $z$	total
<b>Essai 1</b>	9,39	5,10	20,10	22,76
<b>Essai 2</b>	9,75	5,26	20,00	22,86
<b>Essai 3</b>	9,27	5,02	19,90	22,52
<b>Essai 4</b>	9,50	5,13	19,70	22,46
<b>Essai 5</b>	9,62	5,26	19,80	22,63
<b>moyenne</b>	<b>9,51</b>	<b>5,15</b>	<b>19,90</b>	<b>22,65</b>
<b>écart-type</b>	0,19	0,10	0,16	0,17
<b>COV (%)</b>	<b>1,98</b>	<b>2,03</b>	<b>0,79</b>	<b>0,73</b>



**Figure 12. Répétabilité de 5 essais, axe  $x$**

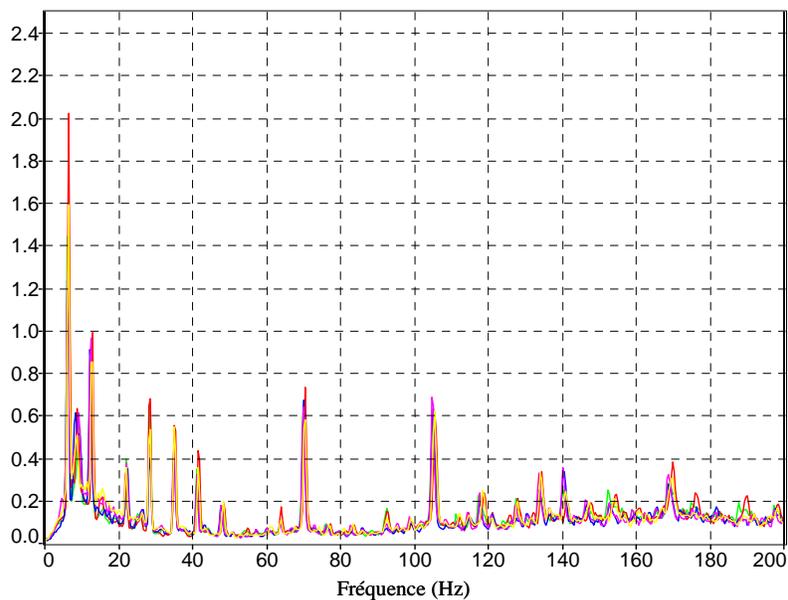


Figure 13. Répétabilité de 5 essais, axe y

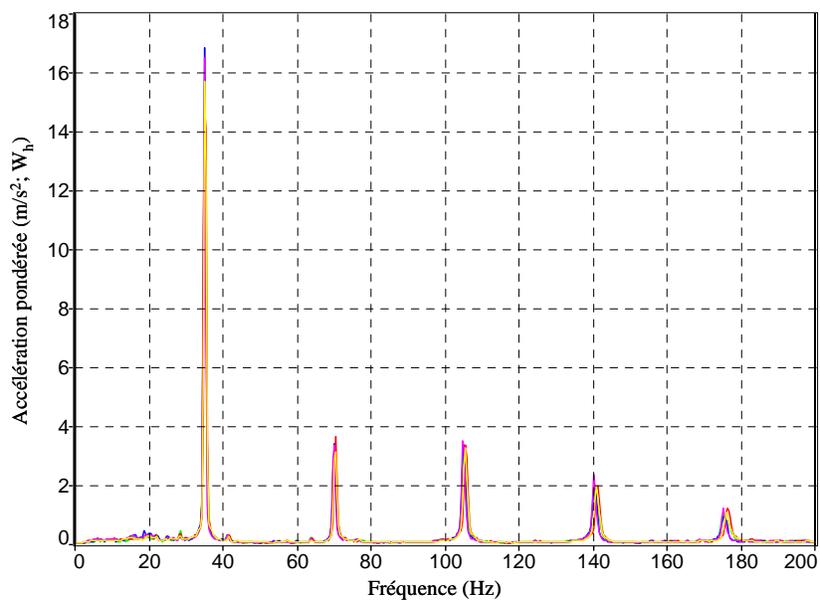


Figure 14. Répétabilité de 5 essais, axe z

### 4.2.3 Répétabilité des mesures, essais non consécutifs

Dans la section précédente, la répétabilité des mesures de l'émission vibratoire a été évaluée sur cinq essais consécutifs. Il s'agit, dans une seconde étape, d'évaluer la répétabilité de séries de cinq essais, en prenant soin de démonter et de remonter la foreuse sur le banc d'essai entre chaque série. Les mesures comparatives ont été effectuées sur deux jours différents, la foreuse et la béquille étant complètement réinstallées avant chaque série d'essais. La série 1 a eu lieu le 16 janvier 2006, tandis que les séries 2 et 3 ont eu lieu le 19 janvier 2006 (une en début de journée et une en fin de journée). Les résultats obtenus, en terme d'accélération pondérée et de coefficient de variation pour chacune des séries, sont présentés au tableau 7. On dénote un écart de seulement 1,3 % pour l'angle de béquille de 13 degrés, ainsi qu'un écart maximum de 7,3 % pour l'angle de béquille de 28 degrés et un écart de 9,3 % pour l'angle de béquille de 43 degrés. Par ailleurs, les spectres moyens des l'accélération pondérées des trois séries d'essais pour l'angle de béquille de 28 degrés, entre 0 et 200 Hz, sont présentés aux Figures 15, 16 et 17 pour respectivement les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$ . On note une assez bonne correspondance entre les spectres moyens, suggérant une bonne reproductibilité des tests avec un même banc d'essai.

**Tableau 7. Répétabilité de mesures non consécutives**

Angle de béquille		axe $x$	axe $y$	axe $z$	total
13 deg	Série 2	10,66 <sup>1</sup> 0,842 <sup>2</sup>	5,33 5,33	20,72 1,72	23,90 1,41
	Série 3	11,30 3,75	5,03 1,33	20,10 1,22	23,60 1,60
28 deg	Série 1	8,69 2,02	5,33 1,86	18,36 0,62	21,00 0,19
	Série 2	9,51 1,98	5,15 2,03	19,90 0,79	22,65 0,73
	Série 3	9,61 1,83	5,68 2,81	19,52 2,70	22,49 2,31
43 deg	Série 2	11,46 1,32	5,52 0,54	18,74 0,48	22,65 0,60
	Série 3	11,50 2,04	4,90 6,80	16,30 2,42	20,55 1,64

<sup>1</sup>  $a_{w,h}$  (m/s<sup>2</sup>)    <sup>2</sup> COV (%)

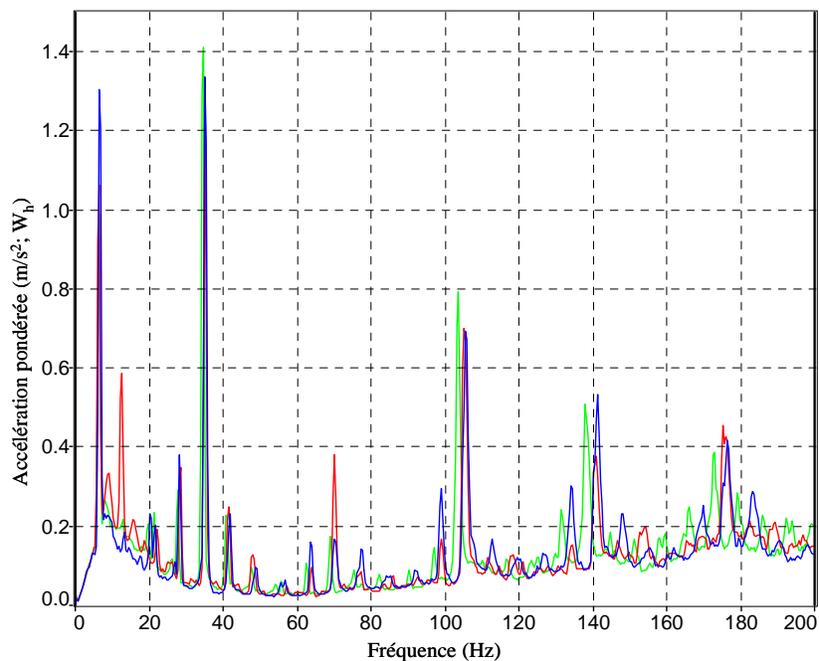


Figure 15. Répétabilité de 3 séries de mesure, axe x

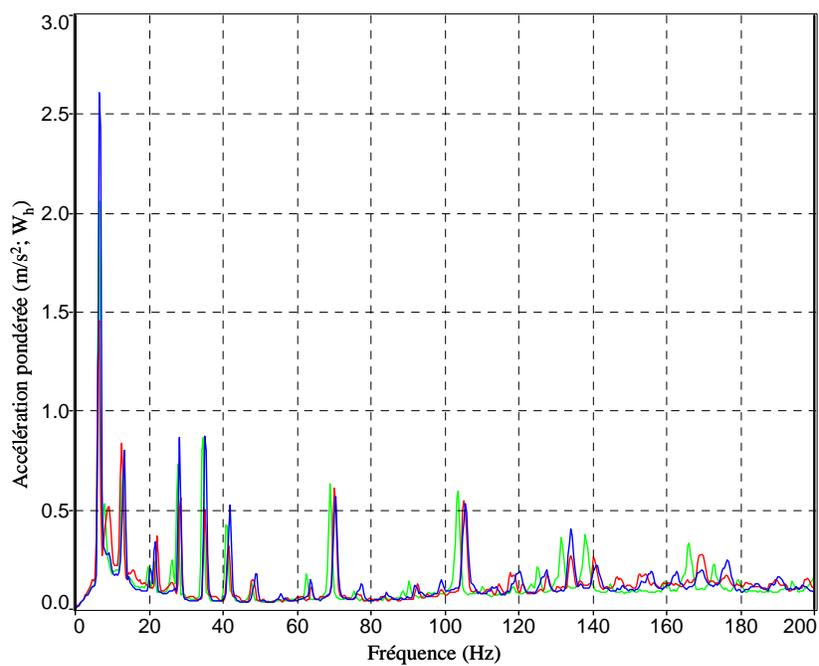


Figure 16. Répétabilité de 3 séries de mesure, axe y

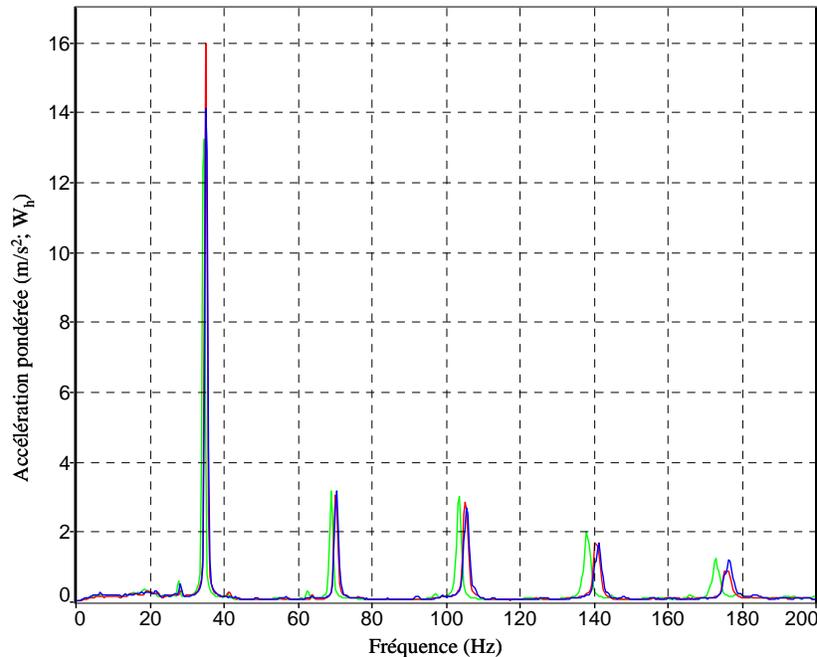


Figure 17. Répétabilité de 3 séries de mesure, axe z

### 4.3 Validation du banc d'essai avec des essais de forage souterrain

La représentativité du banc d'essai est évaluée en comparant les résultats obtenus avec le banc d'essai avec ceux provenant d'une situation de forage réelle. Les essais ont été réalisés avec la foreuse SECAN #1 pour trois angles de béquille différents. Une photo d'une foreuse à béquille, positionnée pour le forage et instrumentée avec un accéléromètre triaxial, est présentée à la figure 18. Les résultats globaux pondérés sont présentés au tableau 8, comparant le banc d'essai (banc) aux essais de forage souterrain (mine). Ces résultats sont basés sur la moyenne de cinq essais de 30 secondes pour les tests sur le banc d'essai et de trois essais de 10 secondes pour les tests de forage souterrain. On constate que les résultats sont comparables, sauf peut-être pour l'angle de béquille de 13 degrés, où les niveaux de vibration pondérés sont plus élevés d'environ 15 % selon les axes  $x$  et  $z$  pour les essais souterrains. On note également que le coefficient de variation (COV) sur les valeurs globales est beaucoup moins élevé pour les tests sur le banc d'essai (0,6 à 1,4 %) que pour les essais de forage souterrain (7,4 à 13,3 %). Par ailleurs, des spectres en tiers d'octave comparant les accélérations pondérées provenant du banc d'essai et des essais de forage souterrain, pour l'angle de béquille de 28 degrés, sont présentés aux figures 19, 20 et 21 pour respectivement les axes  $x$ ,  $y$ , et  $z$ , pour les bandes de tiers d'octave de 3,15 à 2500 Hz. On note une assez bonne similarité entre les spectres provenant du banc d'essai et du forage souterrain, excepté pour les bandes de tiers d'octave de 16 à 63 Hz pour les axes latéraux ( $x$  et  $y$ ) et 10 à 25 Hz pour l'axe de percussion ( $z$ ), où le banc d'essai a tendance à sous-estimer l'amplitude vibratoire. Cependant, ces différences ont peu d'impacts sur la valeur vibratoire globale puisque la contribution de ces bandes de tiers d'octave sur la valeur globale de l'émission vibratoire est

relativement faible, les niveaux étant relativement peu élevés par rapport aux niveaux générés dans l'axe de percussion.



Figure 18. Foreuse à béquille en position de forage

Tableau 8. Comparaison du banc d'essai avec des tests de forage souterrain

Angle de béquille		axe x	axe y	axe z	total
13 deg	<b>Banc</b>	10,66 <sup>1</sup>	5,33	20,72	23,90
	<b>Mine</b>	0,84 <sup>2</sup>	5,33	1,72	1,41
28 deg	<b>Banc</b>	12,80	6,18	24,30	28,41
	<b>Mine</b>	44,19	2,21	3,52	11,69
28 deg	<b>Banc</b>	9,51	5,15	19,90	22,65
	<b>Mine</b>	1,98	2,03	0,79	0,73
43 deg	<b>Banc</b>	9,64	6,18	22,70	25,44
	<b>Mine</b>	8,96	29,70	13,13	13,33
43 deg	<b>Banc</b>	11,46	5,52	18,74	22,65
	<b>Mine</b>	1,32	0,54	0,48	0,60
		8,78	4,92	19,73	22,16
		11,62	7,27	6,73	7,35

<sup>1</sup> a<sub>w,h</sub> (m/s<sup>2</sup>)    <sup>2</sup> COV (%)

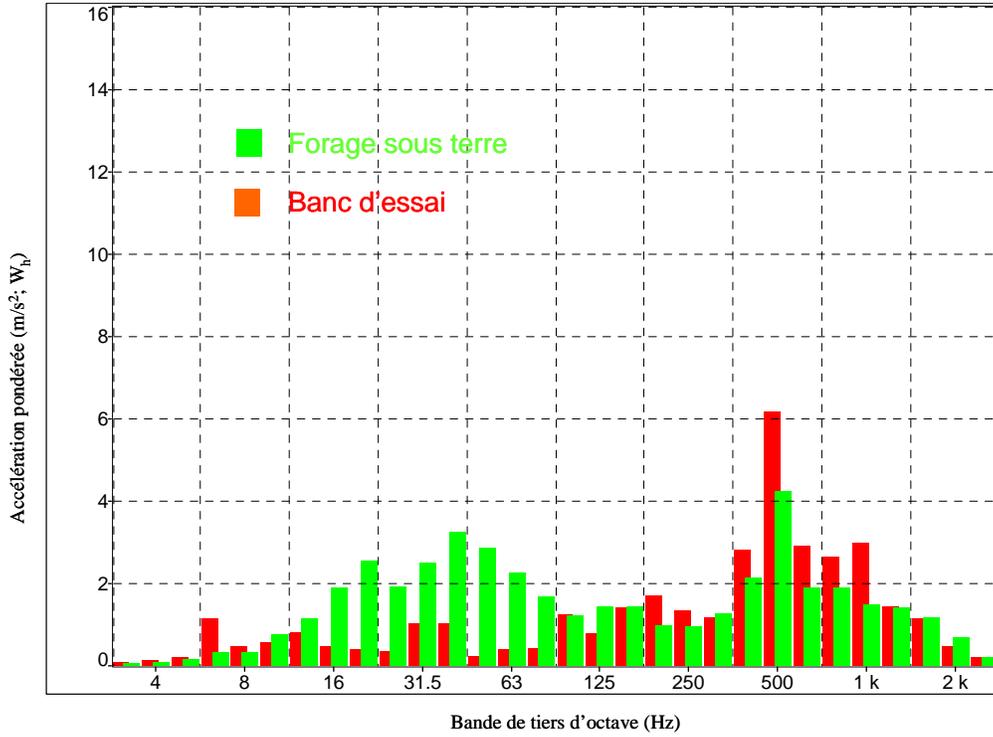


Figure 19. Validation du banc d'essai, axe x

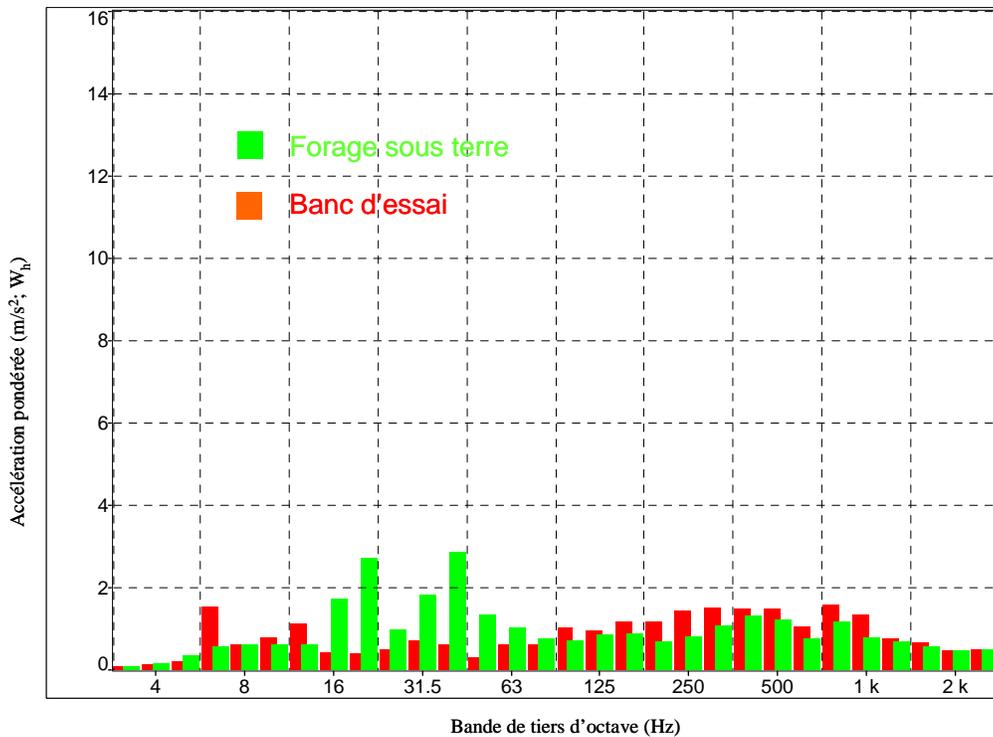
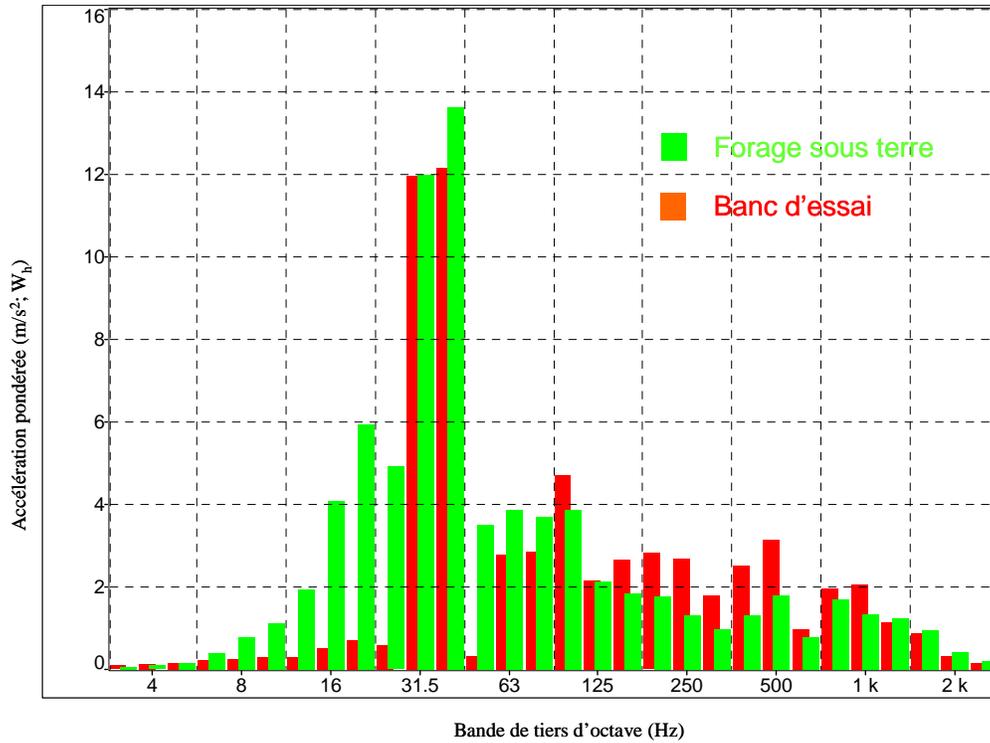


Figure 20. Validation du banc d'essai, axe y



**Figure 21. Validation du banc d'essai, axe z**

Par ailleurs, des exemples de l'évolution typique du spectre vibratoire en fonction du temps, selon l'axe z, sont présentés à la figure 22, pour le banc d'essai (a) et le forage souterrain (b). On constate que le spectre vibratoire est beaucoup plus constant dans le temps pour le banc d'essai, la fréquence de percussion étant soumise à moins de variations que dans le cas du forage souterrain. Cela explique, du moins en partie, la raison pour laquelle le coefficient de variation des mesures vibratoires est beaucoup moins élevé avec le banc d'essai qu'avec les essais de forage souterrain.

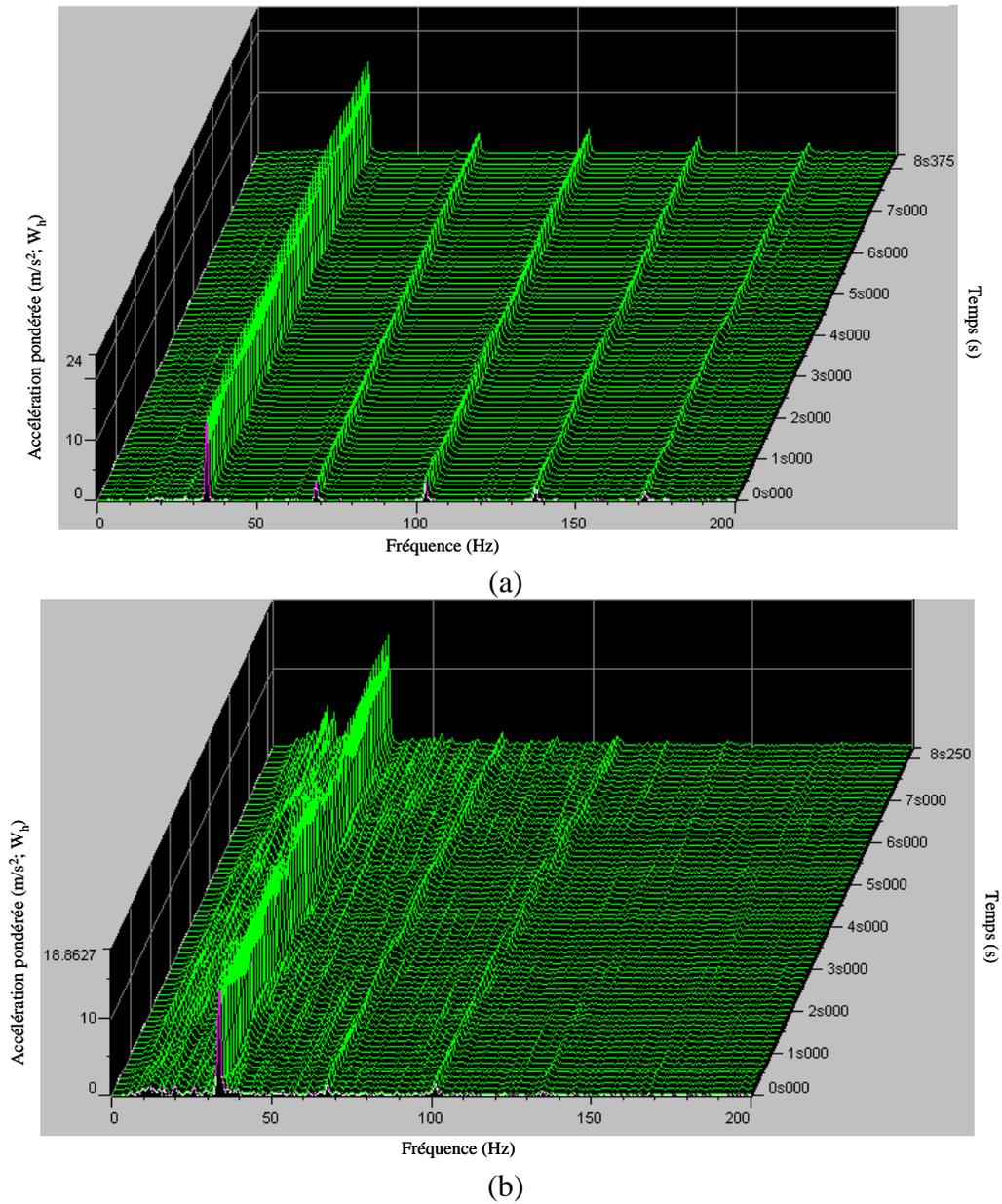


Figure 22. Évolution du spectre vibratoire en fonction du temps : (a) banc d'essai; (b) forage souterrain

#### 4.4 Exemples de caractérisation de l'émission vibratoire de foreuses munies de poignées anti-vibratiles

Un exemple de caractérisation de l'émission vibratoire de quatre poignées antivibratiles est présenté dans cette section. Les mesures ont été effectuées en utilisant le protocole d'essai normalisé présenté à la section 3.2 du rapport (angle de béquille de 20 degrés). Pour cet exemple de caractérisation, les tests ont été effectués avec un seul individu, et consistent en cinq essais de 30 secondes. Dans un premier temps, les mesures ont été effectuées avec une poignée conventionnelle en utilisant la foreuse SECAN #1. Les résultats ainsi obtenus sont présentés au tableau 9, en terme d'accélération pondérées pour chacun des axes ainsi qu'en terme de valeurs globales. La pression d'alimentation moyenne de la foreuse pendant chaque essai est également rapportée dans ce tableau. On note, pour la poignée conventionnelle, une valeur globale pondérée de 21,4 m/s<sup>2</sup>, avec un coefficient de variation de 0,67 %. Par la suite, quatre poignées antivibratiles ont été testées en suivant la même procédure normalisée. Les résultats pour ces poignées sont présentés aux tableaux 10 à 13. On note des valeurs d'accélération pondérées globales, pour les poignées antivibratiles, qui varient de 8,6 à 9,9 m/s<sup>2</sup>. Par la suite, la poignée conventionnelle a été réinstallée sur la foreuse et les mesures d'émission vibratoire ont été ré effectuées. Ces résultats sont présentés au tableau 14, et donnent une valeur globale pondérée de l'émission vibratoire de 22,3 m/s<sup>2</sup>.

**Tableau 9. Mesures pré-test sur poignée conventionnelle**

(m/s <sup>2</sup> , W <sub>h</sub> )	Pression (PSI)	axe x	axe y	axe z	total
<b>Essai 1</b>	83,73	7,65	4,62	19,61	21,55
<b>Essai 2</b>	84,26	7,69	4,54	19,57	21,51
<b>Essai 3</b>	83,87	7,65	4,22	19,32	21,20
<b>Essai 4</b>	83,43	7,67	4,38	19,40	21,32
<b>Essai 5</b>	84,48	7,80	4,37	19,38	21,34
<b>moyenne</b>		<b>7,69</b>	<b>4,43</b>	<b>19,46</b>	<b>21,39</b>
<b>écart-type</b>		0,06	0,16	0,13	0,14
<b>COV (%)</b>		<b>0,80</b>	<b>3,59</b>	<b>0,65</b>	<b>0,67</b>

**Tableau 10. Mesures sur poignée antivibratile #1**

(m/s <sup>2</sup> , W <sub>h</sub> )	Pression (PSI)	axe x	axe y	axe z	total
<b>Essai 1</b>	81,86	5,86	4,44	5,37	9,10
<b>Essai 2</b>	82,10	5,91	3,96	5,24	8,84
<b>Essai 3</b>	82,02	6,10	4,21	5,23	9,08
<b>Essai 4</b>	81,44	6,06	4,13	5,24	9,01
<b>Essai 5</b>	82,31	6,03	4,19	5,22	9,01
<b>moyenne</b>		<b>5,99</b>	<b>4,19</b>	<b>5,26</b>	<b>9,01</b>
<b>écart-type</b>		0,10	0,17	0,06	0,10
<b>COV (%)</b>		<b>1,74</b>	<b>4,08</b>	<b>1,20</b>	<b>1,15</b>

**Tableau 11. Mesures sur poignée antivibratile #2**

(m/s <sup>2</sup> , W <sub>h</sub> )	Pression (PSI)	axe x	axe y	axe z	total
<b>Essai 1</b>	84,07	5,40	4,66	5,92	9,27
<b>Essai 2</b>	84,79	5,63	4,46	5,87	9,28
<b>Essai 3</b>	84,62	5,71	4,27	5,87	9,24
<b>Essai 4</b>	83,93	5,63	4,32	5,98	9,28
<b>Essai 5</b>	84,48	5,84	4,12	5,93	9,28
<b>moyenne</b>		<b>5,64</b>	<b>4,37</b>	<b>5,91</b>	<b>9,27</b>
<b>écart-type</b>		0,16	0,21	0,04	0,02
<b>COV (%)</b>		<b>2,84</b>	<b>4,70</b>	<b>0,75</b>	<b>0,20</b>

**Tableau 12. Mesures sur poignée antivibratile #3**

(m/s <sup>2</sup> , W <sub>h</sub> )	Pression (PSI)	axe x	axe y	axe z	total
<b>Essai 1</b>	84,36	5,79	6,92	3,94	9,85
<b>Essai 2</b>	82,60	5,61	5,21	5,93	9,69
<b>Essai 3</b>	84,10	5,60	5,86	6,14	10,17
<b>Essai 4</b>	83,66	5,55	5,38	6,16	9,89
<b>Essai 5</b>	82,82	5,55	5,12	6,19	9,76
<b>moyenne</b>		<b>5,62</b>	<b>5,70</b>	<b>5,67</b>	<b>9,87</b>
<b>écart-type</b>		0,10	0,74	0,97	0,19
<b>COV (%)</b>		<b>1,79</b>	<b>12,94</b>	<b>17,14</b>	<b>1,88</b>

**Tableau 13. Mesures sur poignée antivibratile #4**

(m/s <sup>2</sup> , W <sub>h</sub> )	Pression (PSI)	axe x	axe y	axe z	total
<b>Essai 1</b>	83,02	5,88	4,40	4,44	8,58
<b>Essai 2</b>	84,17	5,88	4,21	4,56	8,56
<b>Essai 3</b>	83,44	5,99	4,13	4,56	8,58
<b>Essai 4</b>	83,64	6,01	4,12	4,74	8,70
<b>Essai 5</b>	83,86	5,98	4,22	4,50	8,59
<b>moyenne</b>		<b>5,95</b>	<b>4,22</b>	<b>4,56</b>	<b>8,60</b>
<b>écart-type</b>		0,06	0,11	0,11	0,05
<b>COV (%)</b>		<b>1,03</b>	<b>2,59</b>	<b>2,44</b>	<b>0,63</b>

**Tableau 14. Mesures post-test sur poignée conventionnelle**

(m/s <sup>2</sup> , W <sub>h</sub> )	Pression (PSI)	axe x	axe y	axe z	total
<b>Essai 1</b>	82,57	7,63	5,27	20,60	22,59
<b>Essai 2</b>	83,56	7,54	4,62	20,54	22,37
<b>Essai 3</b>	82,78	7,51	4,65	20,33	22,17
<b>Essai 4</b>	82,55	7,53	4,96	20,13	22,06
<b>Essai 5</b>	83,61	7,80	5,08	20,21	22,25
<b>moyenne</b>		<b>7,60</b>	<b>4,92</b>	<b>20,36</b>	<b>22,29</b>
<b>écart-type</b>		0,12	0,28	0,20	0,20
<b>COV (%)</b>		<b>1,56</b>	<b>5,67</b>	<b>1,00</b>	<b>0,91</b>

Une synthèse des valeurs d'émissions vibratoires des quatre poignées antivibratiles ainsi que des deux tests avec la poignée conventionnelle se trouve au tableau 15, tandis que les atténuations vibratoires obtenues à l'aide des poignées antivibratiles sont résumées dans le tableau 16. Les valeurs de référence utilisées pour calculer les atténuations vibratoires ont été obtenus en moyennant les résultats provenant des deux séries d'essai effectuées à l'aide de la poignée conventionnelle. On note que les poignées antivibratiles procurent des atténuations allant de 54,8 à 60,6 % sur les valeurs d'émission vibratoire. Par ailleurs dans l'axe de percussion (axe z), où les vibrations sont dominantes, les atténuations sur les valeurs d'accélération pondérées varient de 70,3 à 77,1 %.

**Tableau 15. Poignées antivibratiles, synthèse des résultats**

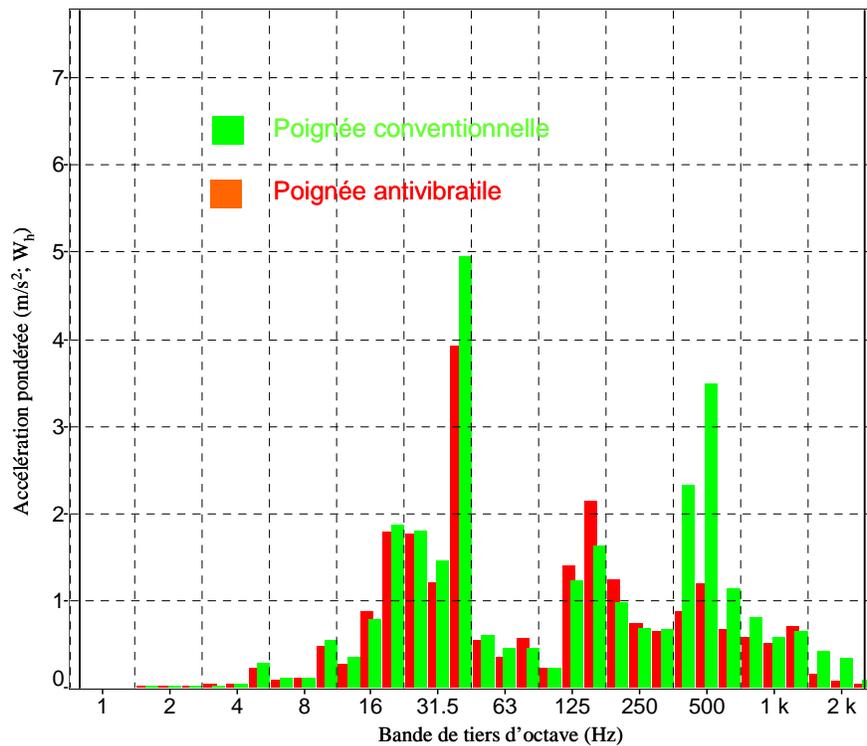
Poignée	axe x	axe y	axe z	total
<b>Conventionnelle</b>	7,69 <sup>1</sup>	4,43	19,46	21,39
	0,80 <sup>2</sup>	3,59	0,65	0,67
<b>Antivib. # 1</b>	5,99	4,19	5,26	9,01
	1,74	4,08	1,20	1,15
<b>Antivib. # 2</b>	5,64	4,37	5,91	9,27
	2,84	4,70	0,75	0,20
<b>Antivib. # 3</b>	5,62	5,70	5,67	9,87
	1,79	12,94	17,14	1,88
<b>Antivib. # 4</b>	5,95	4,22	4,56	8,60
	1,03	2,59	2,44	0,63
<b>Conventionnelle</b>	7,60	4,92	20,36	22,29
	1,56	5,67	1,00	0,91

<sup>1</sup> a<sub>w,h</sub> (m/s<sup>2</sup>)    <sup>2</sup> COV (%)

Tableau 16. Atténuations des poignées antivibratiles

	axe x	axe y	axe z	total
Antivib. # 1	21,7 %	10,5 %	73,6 %	58,7 %
Antivib. # 2	26,3 %	6,6 %	70,3 %	57,6 %
Antivib. # 3	26,5 %	-21,8 %	71,5 %	54,8 %
Antivib. # 4	22,2 %	9,8 %	77,1 %	60,6 %

Finalement, un exemple d'accélération pondéré en tiers d'octave, comparant une poignée antivibratile (# 4) avec la poignée conventionnelle, se trouve aux figures 23, 24 et 25 pour respectivement les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$ . On note que l'atténuation est maximale dans l'axe  $z$  à la fréquence de percussion (bande de tiers d'octave de 40 Hz). La poignée antivibratile fournit également une atténuation non négligeable dans l'axe de percussion au dessus de 40 Hz.

Figure 23. Exemple d'atténuation d'une poignée antivibratile, axe  $x$

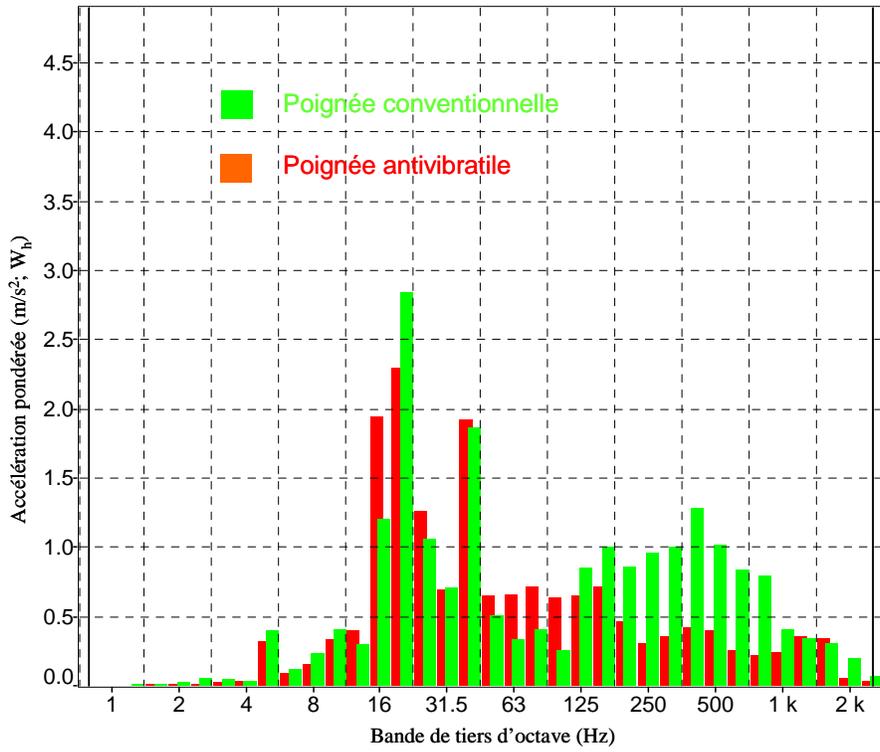


Figure 24. Exemple d'atténuation d'une poignée antivibratile, axe y

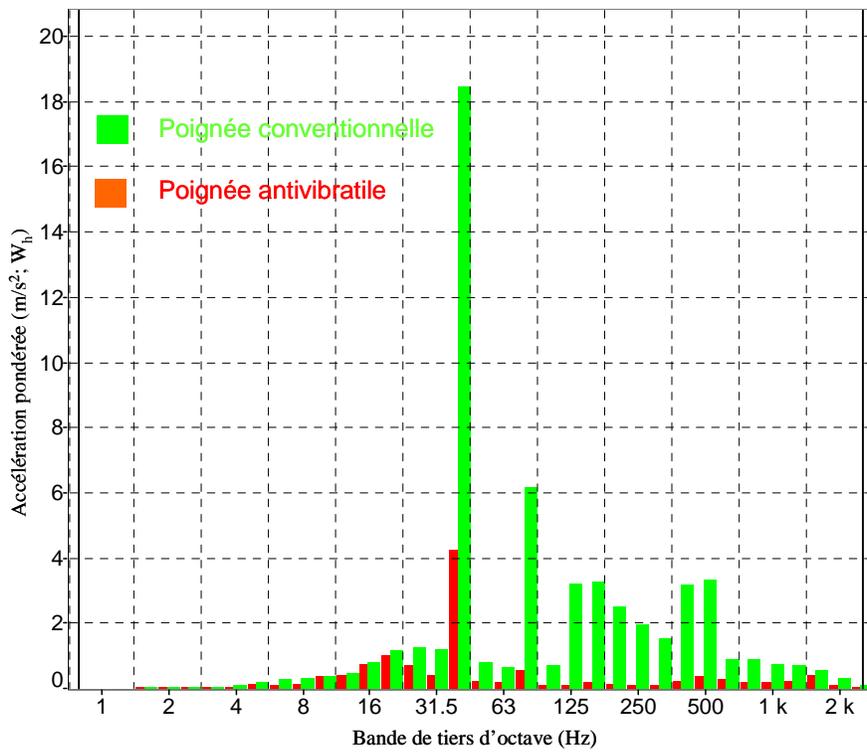


Figure 25. Exemple d'atténuation d'une poignée antivibratile, axe z



## 5. CONCLUSION

Un banc d'essai pour foreuses à béquille a été mis au point et validé dans le cadre d'un projet visant à caractériser les performances de poignées antivibratiles pour foreuses pneumatiques à béquille. Le banc d'essai a été adapté à partir de la norme ISO 8662-5, utilisé pour la caractérisation de l'émission vibratoire des brise-béton. Un protocole d'essai normalisé a été défini pour la caractérisation des valeurs d'émission vibratoire des foreuses à béquille à l'aide du banc d'essai nouvellement mis au point.

Dans un premier temps, afin de s'assurer de la fiabilité des résultats, le système de mesure (accéléromètre triaxial et système d'acquisition) des LMSM-CANMET a été validé. L'étape suivante a consisté en la validation du banc d'essai. Il a été démontré que l'angle de béquille de la foreuse a peu d'influence sur la valeur d'émission vibratoire. Par ailleurs, la répétabilité des valeurs d'émission vibratoire obtenue à l'aide du banc d'essai a été évaluée, le banc d'essai procurant un coefficient de variation de l'ordre de 1 à 2 % sur une série de cinq mesures consécutives. La répétabilité des mesures a également été évaluée sur des mesures non consécutives, effectuées après démontage et remontage de la foreuse à béquille sur le banc d'essai. Par la suite, la représentativité du banc d'essai d'une situation de forage réelle a été évaluée en comparant les résultats obtenus avec le banc d'essai avec ceux provenant de forages souterrains. Il a été démontré que le banc d'essai offre une bonne représentativité d'une situation de forage réel, en terme de niveau de vibration ainsi qu'en terme de contenu fréquentiel et ce, pour les trois axes de vibration. De plus, les coefficients de variation sur les valeurs d'émission vibratoire obtenus avec le banc d'essai étaient beaucoup moins élevés (0,6 à 1,4 %) que ceux obtenus en forage (7,4 à 13,3 %). Il semble donc que le banc d'essai soit une alternative très intéressante aux essais de forage souterrain pour déterminer les valeurs d'émission vibratoire des foreuses à béquille.

Finalement, des exemples de caractérisation de l'émission vibratoire de poignées antivibratiles ont été présentés. L'atténuation des vibrations main-bras a été évaluée pour quatre poignées antivibratiles. Les atténuations sur la valeur globale d'émission vibratoire, par rapport à une poignée conventionnelle, sont de l'ordre de 55 à 61 %. Par ailleurs, dans l'axe de percussion, les vibrations ont été réduites de 70 à 77 %, la réduction des vibrations étant dominante à la fréquence de percussion de l'outil.



## BIBLIOGRAPHIE

- [1] Organisation internationale de normalisation (1992) Machines à moteur portatives – Mesurage des vibrations au niveau des poignées – Partie 5: Brise-béton, marteaux de démolition et marteaux piqueurs. Standard international, ISO 8662-5.
- [2] P. Duguay, P. Massicotte, Lésions professionnelles reliées aux vibrations mains-bras au Québec, 1993 à 2002 : Partie I - portrait général à partir des données informatiques de la CSST, Rapport R-446, IRSST, 2006.
- [3] R. Oddo, T. Loyau, P.É. Boileau, Y. Champoux (2004) Design of a suspended handle to attenuate rock drill hand arm vibration : model development and validation. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 275, p. 623-640.
- [4] Organisation internationale de normalisation (2001) Vibrations mécaniques – Mesurage et évaluation de l'exposition des individus aux vibrations transmises par la main – Partie 1: Exigences générales. Standard international, ISO 5349-1.