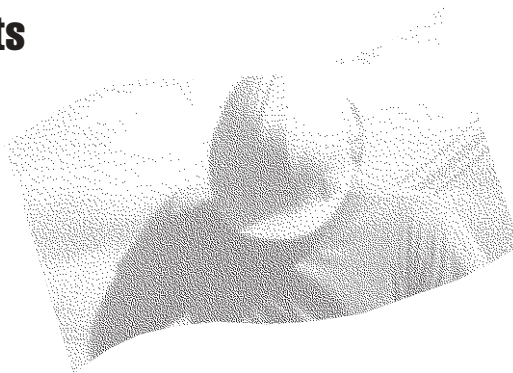


# Identification et étude de produits favorisant la réduction de l'exposition aux vibrations main-bras chez les opérateurs d'outils portatifs vibrants



Paul-Émile Boileau  
Subhash Rakheja  
Jérôme Boutin

Décembre 2002 R-321

**RAPPORT**





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

## NOS RECHERCHES *travaillent pour vous !*

### MISSION

- ▶ Contribuer, par la recherche, à la prévention des accidents du travail et des maladies professionnelles ainsi qu'à la réadaptation des travailleurs qui en sont victimes.
- ▶ Offrir les services de laboratoires et l'expertise nécessaires à l'action du réseau public de prévention en santé et en sécurité du travail.
- ▶ Assurer la diffusion des connaissances, jouer un rôle de référence scientifique et d'expert.

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

### POUR EN SAVOIR PLUS...

Visitez notre site Web ! Vous y trouverez une information complète et à jour.  
De plus, toutes les publications éditées par l'IRSST peuvent être téléchargées gratuitement.  
[www.irsst.qc.ca](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 : 1-817-221-7046

Dépôt légal  
Bibliothèque nationale du Québec  
2002

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,  
décembre 2002.

# Identification et étude de produits favorisant la réduction de l'exposition aux vibrations main-bras chez les opérateurs d'outils portatifs vibrants

Paul-Émile Boileau<sup>1</sup>, Subhash Rakheja<sup>2</sup>  
et Jérôme Boutin<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Sécurité-ingénierie, IRSST

<sup>2</sup>Concave, Université Concordia

ÉTUDES ET  
RECHERCHES

RAPPORT

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



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

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

CONFORMÉMENT AUX POLITIQUES DE L'IRSST

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

# TABLE DES MATIÈRES

<b>1.</b>	<b>INTRODUCTION</b>	<b>1</b>
<b>2.</b>	<b>OBJECTIFS DE L'ÉTUDE</b>	<b>4</b>
<b>3.</b>	<b>RÉPERTOIRE DE PRODUITS ANTIVIBRATILES</b>	<b>5</b>
<b>4.</b>	<b>BANC D'ESSAI DES GANTS ANTIVIBRATILES</b>	<b>6</b>
<b>4.1</b>	<b>Description de la méthode d'essai</b>	<b>6</b>
<b>4.2</b>	<b>Conception du montage expérimental pour les essais de gants</b>	<b>8</b>
4.2.1	<u>Générateur de vibrations</u>	8
4.2.2	<u>Poignée instrumentée</u>	9
4.2.3	<u>Adaptateur d'accéléromètre pour mesures dans la paume de la main</u>	12
4.2.4	<u>Système de mesure de la force de poussée</u>	12
<b>4.3</b>	<b>Contrôle des paramètres de mesure</b>	<b>16</b>
4.3.1	<u>Génération des spectres d'excitation</u>	16
4.3.2	<u>Caractéristiques de transmissibilité vibratoire de la poignée</u>	20
4.3.3	<u>Contrôle des forces de préhension et de poussée</u>	20
4.3.4	<u>Contrôle des essais réalisés avec la main à nue</u>	24
4.3.5	<u>Contrôle des essais réalisés avec la main gantée</u>	24
<b>4.4</b>	<b>Application du montage à l'évaluation d'un gant</b>	<b>24</b>
4.4.1	<u>Essais réalisés avec la main à nue sur la poignée</u>	28
4.4.2	<u>Essais réalisés avec la main gantée</u>	30
4.4.3	<u>Comparaison des résultats avec ceux d'autres laboratoires</u>	32

<b>5.</b>	<b>BANC D'ESSAI DES MATÉRIAUX RÉSILIENTS</b>	<b>33</b>
5.1	Description de la méthode d'essai	33
5.2	Conception du montage expérimental pour les essais de transmissibilité des matériaux résilients	36
5.2.1	<u>Générateur de vibrations</u>	37
5.2.2	<u>Plateforme de fixation</u>	37
5.2.3	<u>Masse cylindrique</u>	37
5.2.4	<u>Capteurs et conditionneurs</u>	37
5.2.5	<u>Système d'acquisition et d'analyse des signaux vibratoires</u>	40
5.3	Contrôle des paramètres de mesure	40
5.3.1	<u>Génération du spectre d'excitation</u>	40
5.3.2	<u>Transmissibilité vibratoire sans le matériau</u>	40
5.4	Application du montage à l'évaluation des matériaux résilients	42
<b>6.</b>	<b>BANC D'ESSAI POUR DÉFINIR LES VALEURS D'ÉMISSION VIBRATOIRE DES MARTEAUX-BURINEURS</b>	<b>49</b>
6.1	Description de la méthode d'essai	49
6.2	Conception du montage expérimental pour déterminer les valeurs d'émission vibratoire des marteaux burineurs	49
6.2.1	<u>Dissipateur d'énergie</u>	50
6.2.2	<u>Socle en béton</u>	50
6.2.3	<u>Burin artificiel</u>	50
6.2.4	<u>Billes d'acier</u>	52
6.2.5	<u>Contrôle de la force de poussée</u>	52
6.2.6	<u>Contrôle du fluide moteur</u>	54
6.2.7	<u>Mesures des vibrations</u>	54
6.3	Application du montage à l'évaluation de marteaux-burineurs	54
6.3.1	<u>Caractéristiques des machines à l'essai</u>	54
6.3.2	<u>Caractéristiques des sujets d'essai</u>	57
6.3.3	<u>Conditions retenues pour les essais</u>	57

6.3.4	<u>Résultats des essais</u>	58
6.3.5	<u>Comparaison entre les marteaux burineurs</u>	59
<b>7.</b>	<b>EFFICACITÉ DES BRACELETS ANTIVIBRATILES</b>	<b>59</b>
7.1	Description de la méthode d'essai	59
7.2	Description du montage expérimental	61
7.3	Application du montage à l'évaluation d'un bracelet	63
<b>8.</b>	<b>MODÈLE ANALYTIQUE REPRÉSENTANT UN MARTEAU BURINEUR</b>	<b>66</b>
<b>9.</b>	<b>CONCLUSIONS</b>	<b>67</b>
<b>10.</b>	<b>BIBLIOGRAPHIE</b>	<b>69</b>
 <b>ANNEXE A</b>		
FICHES DE SONDAGE DES OUTILS ET PRODUITS À CARACTÈRE ANTIVIBRATILE		
<b>ANNEXE B</b>		
DESSINS DES COMPOSANTES DE LA POIGNÉE INSTRUMENTÉE		
<b>ANNEXE C</b>		
RAPPORT D'ESSAI – GANTS ANTIVIBRATILES		
<b>ANNEXE D</b>		
RAPPORTS D'ESSAI – MATÉRIAUX RÉSILIENTS		
<b>ANNEXE E</b>		
DESSINS DES COMPOSANTES DU DISSIPATEUR D'ÉNERGIE		

## **ANNEXE F**

RAPPORTS D'ESSAI – MARTEAUX BURINEURS  
BOSCHHAMMER 11313EVS ET ATLAS COPCO RRF31-01

## **ANNEXE G**

DÉVELOPPEMENT, VALIDATION ET APPLICATION D'UN  
MODÈLE PRÉVISIONNEL DES VIBRATIONS MAIN-BRAS  
ÉMISES PAR UN MARTEAU BURINEUR



# 1. INTRODUCTION

---

Les affections d'ordre vasculaire, neurologique, musculaire et ostéo-articulaire du système main-bras associées aux vibrations produites lors de l'opération d'outils portatifs vibrants sont regroupées sous l'appellation du syndrome vibratoire ("hand-arm vibration syndrome" ou HAVS). L'attention portée à cette problématique a largement été suscitée, il y a une trentaine d'années, par les nombreux cas répertoriés d'atteintes de doigts blancs chez les opérateurs de tronçonneuses. Depuis, des progrès technologiques considérables ont été effectués visant à réduire les niveaux de vibrations engendrées par les tronçonneuses, à tel point que les vibrations ne sont plus considérées comme étant un agresseur physique important pour les opérateurs de ce type d'outil [1].

Bien qu'un tel niveau de succès n'ait pas été rapporté pour d'autres types d'outils portatifs, plusieurs fabricants proposent maintenant des outils dits "antivibratiles" dans leur gamme de produits. Cependant, ces outils sont généralement peu connus du public et leur efficacité réelle d'atténuation des vibrations reste incertaine, en regard de la pondération en fréquences exprimant la sensibilité vibratoire relative du système main-bras [2]. Parmi les exemples pour lesquels des données existent pour démontrer l'efficacité réelle de dispositifs antivibratiles, on retrouve les brise-béton antivibratiles procurant une réduction des niveaux d'exposition vibratoire atteignant 50% par rapport à des outils conventionnels non traités contre les vibrations [3], ou encore des meuleuses comportant un dispositif d'auto-équilibrage de la meule qui permet de maintenir les niveaux d'exposition vibratoire en-deçà de  $2.5 \text{ ms}^{-2}$ . D'autres exemples existent de produits conçus dans le but de contrer les effets néfastes des vibrations : des marteaux-riveteurs dont le gabarit est isolé du piston frappeur par un coussin d'air [4], des fouloirs pneumatiques munies de poignées ou enveloppes suspendues [5], ou encore des marteaux à décalaminer dont la réaction à l'injection d'air comprimé dans le baril est atténuée par l'entremise de billes en caoutchouc [6].

Au cours des dernières années, une norme ISO 8662 comportant 14 parties [7] a été développée pour définir des procédures normalisées d'évaluation en laboratoire des vibrations produites par différentes catégories d'outils dans le but d'identifier les outils les moins vibrants. Depuis 1995, une directive européenne exige d'ailleurs les fabricants d'outils faisant partie de la Communauté économique européenne à identifier tout produit dont la valeur d'émission vibratoire déterminée selon la norme ISO 8662 est susceptible d'excéder  $2.5 \text{ ms}^{-2}$  [8]. Cependant, une telle directive n'existe pas chez nous et il est encore très difficile d'obtenir des données sur les niveaux vibratoires engendrés par les différentes marques et modèles d'outils "antivibratiles" ou conventionnels vendus et utilisés dans nos entreprises. Le *National Institute for Working Life* de la Suède vient de rendre disponible une base de données accessible sur le réseau Internet qui procure des données sur les niveaux vibratoires de certaines machines à moteur portatives, évaluées en appliquant les normes ISO 8662 ainsi que ISO 5349 [9]. Cependant, cette base de données compte à ce jour un nombre limité de machines-outils et des variations importantes ont été rapportées dans les niveaux vibratoires découlant de l'application des méthodes d'essai définies dans les différentes parties de la norme ISO 8662. Des travaux

importants se poursuivent d'ailleurs dans le but d'améliorer la répétabilité et la reproductibilité des résultats des essais et pour simplifier les codes d'essais existants.

En parallèle avec le développement d'outils, certains produits tels que des poignées, des bracelets et des gants antivibratiles ont aussi fait leur apparition sur le marché. Au sujet des gants dits "antivibratiles" fabriqués en utilisant des matériaux tels que le caoutchouc, néoprène, polyuréthane, sorbothane, mousses, etc., il semble que la majorité ne soient pas efficaces pour atténuer les vibrations dont les fréquences sont inférieures à 300 Hz [10]. Or, la plupart des outils manuels vibrants présentent une concentration de leur énergie vibratoire à des fréquences inférieures à 300 Hz. Pendant plusieurs années, il a été difficile d'obtenir des données fiables sur le degré d'atténuation procuré par les gants, leur efficacité étant présumément influencée par les dimensions et la forme de la poignée à maintenir, la force de préhension et la force de poussée exercées à l'interface gant-poignée, les dimensions de la main, la posture du sujet, les caractéristiques de l'excitation vibratoire, la position des points de mesure, etc. La définition d'une norme internationale ISO 10819 (1996) [11] a ouvert la voie à l'obtention de données pour juger de l'efficacité des gants. Cette norme précise les conditions dans lesquelles doivent être effectuées les essais, en définissant les paramètres de mesure, les méthodes d'analyse, les critères d'acceptabilité ainsi que l'instrumentation nécessaire à la réalisation des mesures.

Outre les gants antivibratiles, le recouvrement de poignées avec des matériaux viscoélastiques ou élastomères constitue une pratique couramment utilisée pour atténuer les vibrations transmises à la main lors de l'opération d'outils vibrants. Cependant, les matériaux résilients conventionnels sont généralement trop rigides pour permettre de filtrer adéquatement les vibrations aux fréquences qui apparaissent comme étant dominantes lors de l'opération des outils. Les évolutions technologiques des dernières années dans le développement de matériaux résilients permettent d'entrevoir un avenir plus prometteur en ce qui concerne la réalisation de poignées antivibratiles performantes. C'est d'ailleurs à cet égard qu'une norme internationale ISO 13753 [12] a été développée qui propose une méthode d'évaluation permettant de mesurer l'efficacité de matériaux résilients devant servir à recouvrir les poignées et/ou à fabriquer des gants. La méthode consiste à mesurer la transmissibilité vibratoire du matériau sous l'influence d'une vibration aléatoire à bande large et de transposer aux résultats les valeurs de l'impédance mécanique du système main-bras pour estimer l'efficacité qu'aurait le matériau pour atténuer les vibrations en présence de la main. On établit à 0.6 la limite acceptable de transmissibilité du matériau pour juger de son efficacité.

Enfin, comme les problèmes d'ordre ostéo-articulaire sont souvent associés aux vibrations de plus basses fréquences (i.e. moins de 50 Hz) qui se propagent plus loin dans l'avant-bras et le coude [13], il est apparu qu'un dispositif qui permettrait de dissiper l'énergie vibratoire au niveau du poignet pourrait possiblement être bénéfique. D'ailleurs, l'utilisation de « bracelets absorbants les chocs » est bien connue par les joueurs de tennis pour atténuer les impacts transmis de la raquette au bras du joueur. Cependant, il ne semble pas que l'efficacité d'un tel dispositif pour atténuer l'exposition aux vibrations main-bras ait été démontrée, ni qu'il existe une méthode bien définie qui permettrait de

réaliser une telle évaluation. Il importe donc de définir une procédure expérimentale visant à évaluer l'efficacité de ces bracelets.

Sur le plan de la conception, les méthodes analytiques de simulation du comportement vibratoire des outils n'ont pas été largement utilisées pour concevoir des outils dits antivibratiles. L'approche usuelle consiste plutôt à concentrer les efforts sur l'identification des sources dominantes des vibrations et sur les moyens à utiliser pour limiter leur transmission aux poignées de l'outil. Cependant, une telle approche ne tient pas compte de l'influence de la main sur les caractéristiques des vibrations transmises à la poignée, ni de la pondération en fréquence à appliquer pour déterminer le niveau d'exposition vibratoire du système main-bras. Avec l'avènement de logiciels et de moyens informatiques de plus en plus performants, la modélisation du comportement vibratoire d'un outil constitue une approche attrayante pour prévoir l'impact que des modifications pourraient avoir sur les niveaux d'exposition vibratoire du système main-bras. Une telle approche semble d'autant plus pertinente qu'une norme internationale ISO 10068 (1998) [14] propose des valeurs normalisées d'impédance mécanique applicable au système main-bras, ainsi que des modèles biodynamiques correspondants. En conséquence, la combinaison d'un modèle du système main-bras avec un modèle représentant un outil pourrait dès lors permettre d'estimer le niveau d'exposition vibratoire qui devrait résulter de l'opération de l'outil et prévoir l'effet escompté de certains paramètres de conception de l'outil sans avoir à procéder aux modifications elles-mêmes.

## 2. OBJECTIFS DE L'ÉTUDE

---

Plusieurs catégories d'outils antivibratiles sont apparues sur le marché au cours des dernières années, de même que des gants, bracelets et poignées antivibratiles. Ceux-ci sont souvent méconnus du public et leur degré d'efficacité n'est pas clairement établi dans les plages de fréquences de sensibilité maximale du système main-bras. Cette étude vise à identifier ces produits, à juger de leurs mérites sur la base des informations recueillies et de rapports de mesures, à mettre au point des systèmes de mesure permettant d'évaluer l'efficacité de certains outils et produits antivibratiles, à développer une expertise et un sens critique dans l'application des méthodes proposées dans les codes d'essais relatifs aux outils et produits antivibratiles et à définir des critères de conception d'outils sur la base d'un modèle analytique applicable à une catégorie d'outil, qui pour les besoins de l'étude est choisie comme étant les marteaux burineurs. Ce dernier type d'outil est choisi à titre exploratoire puisque la méthode de mesure à appliquer est similaire à celle étant applicable à d'autres types d'outils percutants tels que les marteaux-riveteurs, les brise-béton et les marteaux piqueurs qui sont largement utilisés au Québec. Les objectifs spécifiques du projet consistaient à :

- répertorier les différents produits: outils, poignées, bracelets et gants antivibratiles disponibles sur le marché;
- obtenir et colliger les caractéristiques spécifiques à chacun de ces produits sur la base des informations fournies par les fabricants ou dans les rapports de mesures;
- mettre au point un montage expérimental conformément aux recommandations de la norme ISO 10819 :1996 [11] pour évaluer la transmissibilité vibratoire des gants et valider la méthode d'essai en l'appliquant à des échantillons de gants ;
- mettre au point un montage expérimental suivant les spécifications de la norme ISO 13753 :1998 [12] pour mesurer le facteur de transmission des vibrations par les matériaux résilients, et appliquer la méthode d'essais à des échantillons de matériaux destinés à la fabrication de gants antivibratiles ;
- mettre au point un banc d'essai d'outil pour déterminer les valeurs d'émission vibratoire liées à l'opération de marteaux-burineurs, conformément à la norme ISO 8662-2 : 1992 [7] et appliquer le banc d'essai pour démontrer les gains réalisables par l'utilisation d'outils « antivibratiles » comparativement à des outils conventionnels;
- développer une méthodologie et un banc d'essai pour évaluer l'efficacité d'atténuation de bracelets dits « antivibratiles » ;
- développer un modèle analytique représentant un marteau-burineur et valider le modèle sur la base des résultats de mesures effectuées avec le banc d'essai réalisé sur la base de la norme ISO 8662-2 pour les marteaux-burineurs ;
- réaliser une étude paramétrique sur la base d'un modèle combinant un marteau-burineur et le système main-bras pour évaluer l'influence de certains paramètres de conception et d'opération du marteau-burineur sur les niveaux d'exposition aux vibrations anticipés à l'interface entre la poignée et la main.

### 3. RÉPERTOIRE DE PRODUITS ANTIVIBRATILES

---

Un répertoire de produits antivibratiles a été créé dans le but d'informer les spécialistes, industriels et intervenants en santé et en sécurité du travail sur les outils et produits disponibles sur le marché qui sont présentés comme étant à caractère antivibratile et qui sont donc susceptibles d'apporter une diminution de l'exposition aux vibrations main-bras pour les travailleurs ayant à opérer des outils. Le répertoire, présenté dans un document distinct [15], comprend une liste d'environ 125 modèles d'outils manuels portatifs et quelques 25 produits incorporant des gants, bracelets et poignées qu'il a été permis d'identifier. Pour chacun, les informations suivantes sont spécifiées : le nom du manufacturier, le modèle, ainsi qu'une description de base du produit et du système antivibratile, le cas échéant, ainsi que le niveau de vibration et/ou les caractéristiques de transmissibilité vibratoire lorsque ces données ont pu être rapportées. Un carnet d'adresses est également inclus pour permettre aux utilisateurs intéressés par un produit d'avoir accès aux coordonnées des fabricants ou des distributeurs. Des sections distinctes apparaissent dans le répertoire regroupant les outils et les produits selon les catégories suivantes :

- outils rotatifs (e.g. scies à chaîne, meuleuses, débrouailleuses, ponceuses) ;
- outils percutants (e.g. marteaux burineurs, fouloirs, marteaux à décalaminer, brise béton, marteaux riveteurs) ;
- outils rotopercutants (e.g. perceuses à percussion, clés à choc, marteaux rotatifs) ;
- outils à mouvement alternatif (e.g. scies sauteuses) ;
- gants de protection contre les vibrations et les chocs ;
- bracelets de protection contre les vibrations et les chocs ;
- poignées antivibratiles.

Toutes les informations apparaissant dans le répertoire ont été obtenues en procédant à des enquêtes téléphoniques et postales auprès des fabricants et des distributeurs d'outils et de produits à caractère antivibratile, en consultant des bases de données informatisées et en effectuant des recherches sur INTERNET. Un mandat avait d'ailleurs été accordé au *Centre de recherche industrielle du Québec (CRIQ)* qui s'est chargé d'effectuer une enquête postale en mettant au point des questionnaires ou fiches de renseignements pour recueillir les informations auprès des fabricants et distributeurs. Des exemples de ces fiches apparaissent dans l'annexe A. Cette recherche a été complétée à l'IRSST en consultant nos propres bases de données, et en consultant d'autres organismes de recherche travaillant dans le domaine des vibrations main-bras. De façon particulière, un site internet de l'*Institute for Working Life* en Suède (« <http://umetech.niwl.se> ») s'est avéré très utile, particulièrement pour identifier les valeurs d'émission vibratoire associées à plusieurs outils rapportés comme étant à caractère antivibratile.

Bien que les outils et produits apparaissant dans le répertoire soient identifiés comme étant à caractère antivibratile, il convient de reconnaître qu'il s'agit là d'un qualificatif

qui dans la majorité des cas est attribué par les fabricants et/ou distributeurs. Sauf exception lorsque des données existent pour démontrer réellement le caractère antivibratile des produits, la prudence est de mise quant aux conclusions à tirer sur le potentiel de réduction des niveaux d'exposition vibratoires à anticiper avec ces produits.

## **4. BANC D'ESSAI DES GANTS ANTIVIBRATILES**

---

### **4.1 Description de la méthode d'essai**

La norme internationale ISO 10819 [11] décrit la méthode à appliquer en laboratoire pour évaluer l'efficacité d'atténuation des vibrations par les gants en mesurant leur facteur de transmission des vibrations au niveau de la paume de la main lorsqu'ils sont portés par des sujets d'essai. Le facteur de transmission des vibrations constitue le rapport entre l'accélération efficace pondérée mesurée à l'interface entre le gant et la paume de la main,  $a_{wsPg}$ , et l'accélération efficace pondérée mesurée à l'interface entre le gant et une poignée,  $a_{wsRg}$ , laquelle doit être spécialement conçue pour permettre la mesure de la force de préhension sur une poignée orientée à l'horizontale. Mathématiquement, le facteur de transmission pondéré obtenu avec la main gantée est représenté par :

$$TR_{sg} = \frac{a_{wsPg}}{a_{wsRg}} \quad (1)$$

où les indices g, P, et R font référence à la main **gantée**, à la **Paume**, et au point de **Référence** sur la poignée, respectivement.

Ce facteur de transmission doit être mesuré en utilisant 3 sujets dont la taille des mains est comprise entre 7 et 9 selon l'EN420 [16]. Pour satisfaire à cette exigence, la circonférence de la main mesurée 20 mm au dessus du point reliant l'index et le pouce doit se situer entre 178 et 229 mm, tandis que la longueur de la main entre l'extrémité du majeur et le point reliant la main et le poignet doit se situer entre 171 et 192 mm. Au cours des essais, les sujets doivent agripper la poignée en maintenant l'avant-bras en direction de l'axe des vibrations, le coude formant un angle d'environ 90° tandis que le poignet peut être fléchi entre 0° et 40° vers l'arrière. La force de préhension appliquée sur la poignée doit être maintenue constante à  $30 \pm 5$  N pendant toute la durée des essais, tandis que la force de poussée doit être fixée à  $50 \pm 8$  N.

Avant d'effectuer les essais avec la main gantée, des mesures doivent être effectuées avec la main à nue en intercalant entre la main et la poignée un adaptateur pour déterminer le facteur de transmission pondéré  $TR_{sb}$ , sans le gant. Dans les faits, ce facteur de transmission représente celui de l'adaptateur spécial dans lequel doit être inséré l'accéléromètre devant servir à mesurer les vibrations à l'intérieur du gant. Les exigences techniques relatives à la fabrication de cet adaptateur apparaissent dans la norme ISO 10819, et idéalement le facteur de transmission de cet adaptateur devrait être unitaire

dans la gamme de fréquences d'intérêt. Mathématiquement, le facteur de transmission pondéré avec la main à nue représente le rapport entre l'accélération efficace pondérée mesurée entre l'adaptateur et la paume de la main,  $a_{wsPb}$ , et l'accélération efficace pondérée mesurée entre l'adaptateur et la poignée,  $a_{wsRb}$ , et représenté par :

$$TR_{sb} = \frac{a_{wsPb}}{a_{wsRb}} \quad (2)$$

Le facteur de transmission corrigé du gant est ainsi obtenu en évaluant le rapport suivant :

$$TR_s = \frac{TR_{sg}}{TR_{sb}} \quad (3)$$

où l'indice  $s$  réfère au spectre représentant les caractéristiques des vibrations d'entrée à appliquer pour effectuer les essais. Deux spectres sont définis; le premier, M, constituant un bruit blanc dont la bande passante est fixée entre 31.5 et 200 Hz avec pentes de 12 dB/octave. Le deuxième spectre, H, est une adaptation du premier avec une amplitude plus grande et un contenu en fréquences dans la bande passante entre 200 et 1000 Hz. Pour les deux spectres, l'accélération efficace pondérée d'entrée est à peu près similaire, soit  $3.4 \text{ ms}^{-2}$  pour M et  $3.3 \text{ ms}^{-2}$  pour H.

Pour qualifier un gant, chaque sujet doit effectuer deux essais avec la main gantée et un essai avec la main à nue sur la poignée pour chacune des deux classes spectrales M et H. Il en résulte donc 6 essais par sujet, procurant ainsi 2 valeurs pour le facteur de transmission corrigé du gant pour chacune des classes spectrales. En répétant ces essais avec deux autres sujets, chacun portant un échantillon de gant différent, le nombre de valeurs mesurées pour le facteur de transmission corrigé est porté à 6 pour chaque classe spectrale. Le facteur de transmission moyen du gant pour chaque classe spectrale est par la suite déterminé selon le calcul suivant :

$$\overline{TR}_s = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 TR_{si} \quad (4)$$

où  $s$  est fixé à M ou à H et  $i$  réfère à chaque valeur entre 1 et 6.

Pour qu'un gant puisse être qualifié comme antivibratile au sens de la norme ISO 10819 :1996, il doit satisfaire aux critères suivants :

$$\begin{aligned} \overline{TR}_M &< 1.0 \\ \overline{TR}_H &< 0.6 \end{aligned} \quad (5)$$

Ces exigences impliquent donc que dans le domaine des moyennes fréquences entre 31.5 et 200 Hz, les gants doivent à tout le moins ne pas amplifier les vibrations, tandis qu'à

plus hautes fréquences entre 200 et 1000 Hz, une atténuation d'au moins 40% est nécessaire sur le niveau d'accélération efficace pondérée.

Outre les exigences relatives au facteur de transmission moyen des gants, ceux-ci ne peuvent être considérés comme antivibratiles que si les doigts sont protégés par un matériau possédant les mêmes caractéristiques que celui couvrant la paume de la main.

## **4.2 Conception du montage expérimental pour les essais de gants**

Sur la base de la norme ISO 10819 :1996, les principales exigences instrumentales nécessaires à la réalisation des essais de gants peuvent se résumer aux composantes suivantes :

- excitateur vibratoire capable de couvrir la gamme de fréquences entre 31.5 et 1000 Hz et procurer des accélérations efficaces variant entre  $2.36 \text{ ms}^{-2}$  à 31.5 Hz et  $33.8 \text{ ms}^{-2}$  à 1000 Hz. De plus, le contrôle de l'excitateur doit assurer que les caractéristiques spectrales requises des vibrations d'entrée telles que définies par les spectres M et H soient maintenues en deçà des tolérances permises à toutes les fréquences pendant toute la durée des essais;
- poignée instrumentée de forme circulaire dont le diamètre est de 40 mm et la longueur est de 110 mm. Cette poignée doit permettre la mesure et le maintien d'une force de préhension statique de  $30 \pm 5 \text{ N}$  durant toute la durée des essais. De plus, la poignée doit comporter un accéléromètre permettant de mesurer et contrôler les vibrations d'entrée. La poignée devrait être conçue de façon à éviter, dans la mesure du possible, de comporter une résonance dans la gamme de fréquences d'intérêt;
- adaptateur comportant un accéléromètre pour mesurer les vibrations transmises à la paume de la main. La masse combinée de l'adaptateur et de l'accéléromètre doit être inférieure à 15 g, et ses dimensions et caractéristiques géométriques doivent rencontrer les exigences apparaissant dans l'article 5.2.2.2 de la norme ISO 10819;
- système de mesure permettant de mesurer et maintenir une force de poussée statique fixée à  $50 \pm 8 \text{ N}$  durant toute la durée des essais.

### **4.2.1 Générateur de vibrations**

Le système utilisé est un excitateur électrodynamique UDC (« Unholtz-Dickie Corp. »), modèle TA250-S032, muni d'un amplificateur de puissance de 2.5 kVA et d'un ventilateur externe de refroidissement. La capacité de force de cet excitateur est de 890 N en régime aléatoire et de 1.34 kN en régime sinusoïdal, tandis que la masse de l'armature est de 1.31 kg et sa fréquence de résonance est 3.2 kHz. Les limites sur les déplacements crête-à-crête disponibles sont de 40.6 mm en continu et 51 mm en mode intermittent, alors que la gamme de fréquences d'opération est fixée entre 0 et 4000 Hz. Ces spécifications assurent ainsi que les classes spectrales M et H peuvent être reproduites adéquatement, en autant bien sûr que la masse de la poignée agissant comme charge soit contrôlée. De plus, l'excitateur comporte une base pivotante qui permet à l'excitateur d'être orienté à l'horizontale comme le requiert la norme.



Pour la réalisation du banc d'essai, l'excitateur électrodynamique dont la masse est de 80 kg est fixé sur une base en béton spécialement conçue pour assurer la stabilité de l'excitateur, particulièrement lorsque son opération doit être effectuée à l'horizontale, et pour minimiser le transfert des vibrations au plancher de l'édifice. La configuration du bloc et ses dimensions sont déterminées sur la base des considérations ci-dessus, mais aussi en tenant compte des postures exigées pour les sujets et de leurs tailles. Le bloc retenu comporte 3 faces verticales tandis que la face arrière est inclinée à un angle de 20° par rapport à la verticale. La hauteur est de 1.2 m, la largeur est 0.521 m, tandis que la profondeur est fixée à 0.495 m pour la face supérieure et 0.932 m pour la face inférieure. La masse de ce bloc est approximativement de 980 kg. La base de l'excitateur est rigidement fixée sur la face supérieure de la base de béton à l'aide d'écrous. La figure 1 illustre le montage expérimental utilisé pour générer les vibrations.

Pour la génération et le contrôle des vibrations transmises à l'excitateur, un système de contrôle UD-VWIN comportant les logiciels appropriés est utilisé. Lorsque l'opération est effectuée en régime aléatoire, la définition des vibrations d'entrée est effectuée en spécifiant les valeurs de la densité spectrale de puissance (DSP) requises en fonction de la fréquence, en utilisant au maximum 100 paires de valeurs. La génération des vibrations correspondant aux spectres est effectuée par l'entremise d'une boucle de rétroaction utilisant l'accéléromètre de la poignée comme référence. Lorsque les caractéristiques spectrales désirées sont obtenues, un processus d'autogénération est enclenché dont la durée d'application peut être variée, celle-ci devant obligatoirement être d'au moins 30 s pour répondre aux exigences de la norme ISO 10819 :1996.

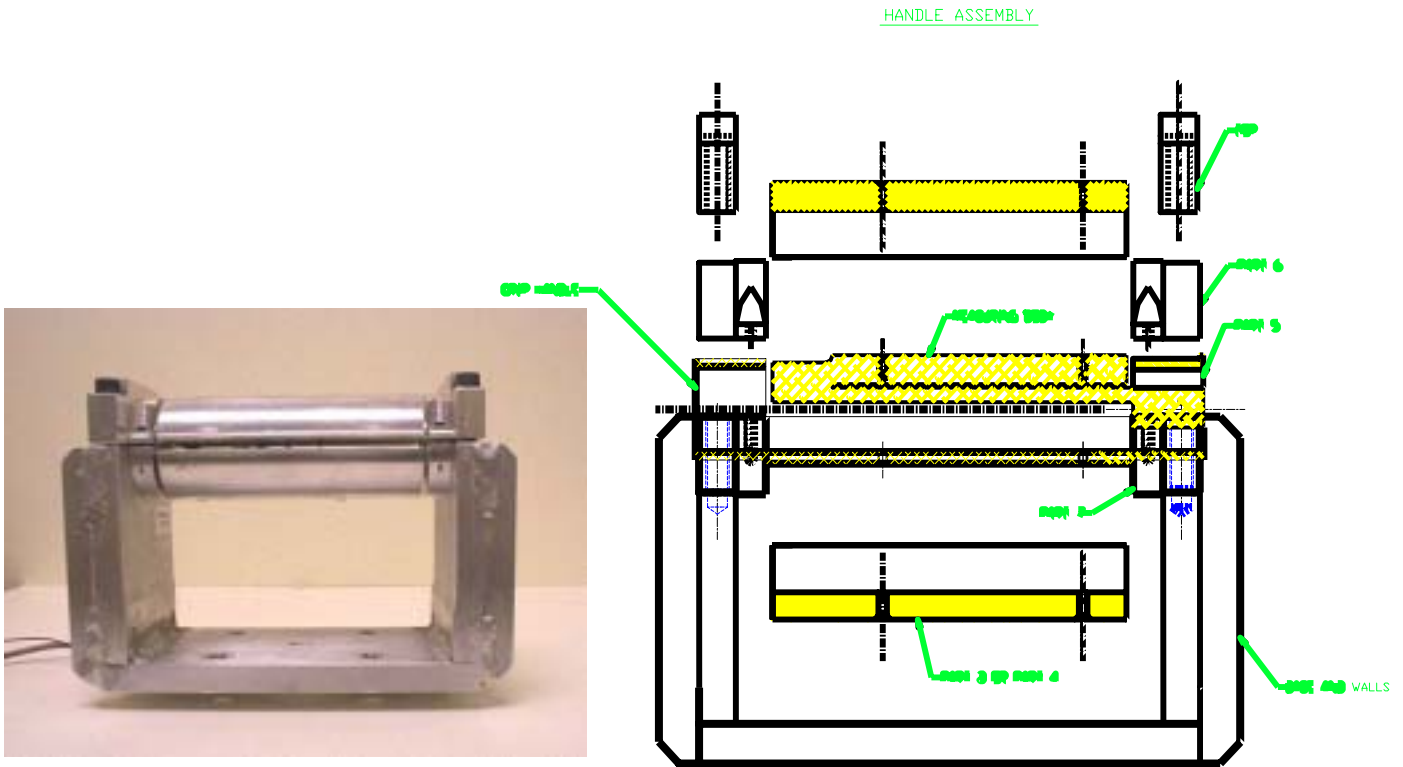
#### 4.2.2 Poignée instrumentée

Une poignée instrumentée capable de mesurer la force de préhension a été développée en s'inspirant d'un modèle proposé en annexe de la norme ISO 10819 :1996. Une représentation de la poignée apparaît dans la figure 2, tandis que des dessins techniques indiquant la configuration et les dimensions des différentes composantes sont intégrés dans l'annexe B. La poignée est construite en aluminium et comporte une base, des montants et un tube cylindrique sectionné en deux parties servant de surface de contact avec la main pour mesurer la force de préhension. La base est constituée d'une plaque dont la longueur est 150 mm, la largeur est 68 mm et l'épaisseur est 11 mm. La hauteur des montants par rapport à la face supérieure de la base est de 85 mm. La partie cylindrique comporte deux anneaux dont le rayon de chacun est de 21 mm, et le diamètre externe total est de 45 mm en l'absence de force de compression exercée par la main. Lorsque la compression est maximale, le diamètre externe est réduit à 41 mm. La longueur de la partie cylindrique utilisée pour mesurer la force de préhension est de 106 mm, tandis que la longueur totale de la poignée entre les deux montants est de 128 mm. La masse totale de la poignée une fois instrumentée est de 1.33 kg.

Dans le but de mesurer la force de préhension exercée par la main, le tube cylindrique comporte deux sections de rayons égaux, dont la partie supérieure est rigidement fixée aux montants tandis que la partie inférieure est mobile sous l'influence des forces de compression exercées par la main. Cette mobilité est rendue possible en



**Figure 1 : Générateur de vibrations : Excitateur et amplificateur**



**Figure 2 : Poignée instrumentée**

appuyant la partie cylindrique inférieure sur une poutrelle de forme rectangulaire insérée à l'intérieur de la cavité cylindrique et dont une extrémité est fixée à un des montants, tandis que l'autre est laissée libre. Ainsi, la résistance au mouvement rencontrée par la partie inférieure permet de mesurer la force de préhension par l'entremise de quatre jauges de contraintes fixés à cette poutrelle et reliés à un pont de Wheatstone. On définit ainsi la force de préhension comme étant la force concentrique opposant le mouvement de la section cylindrique inférieure en direction de l'excitation vibratoire. L'étalonnage est obtenu en appliquant des forces connues à la partie cylindrique inférieure et en mesurant le signal de tension correspondant. Ceci est réalisé par l'entremise d'une tige rétractable insérée entre la base de la poignée et la partie cylindrique inférieure, le tout étant relié à un capteur de force. Ce montage ainsi que la courbe d'étalonnage correspondante apparaissent dans la figure 3, pour des forces variant entre 10 et 50 N, tel que prescrit dans la norme.

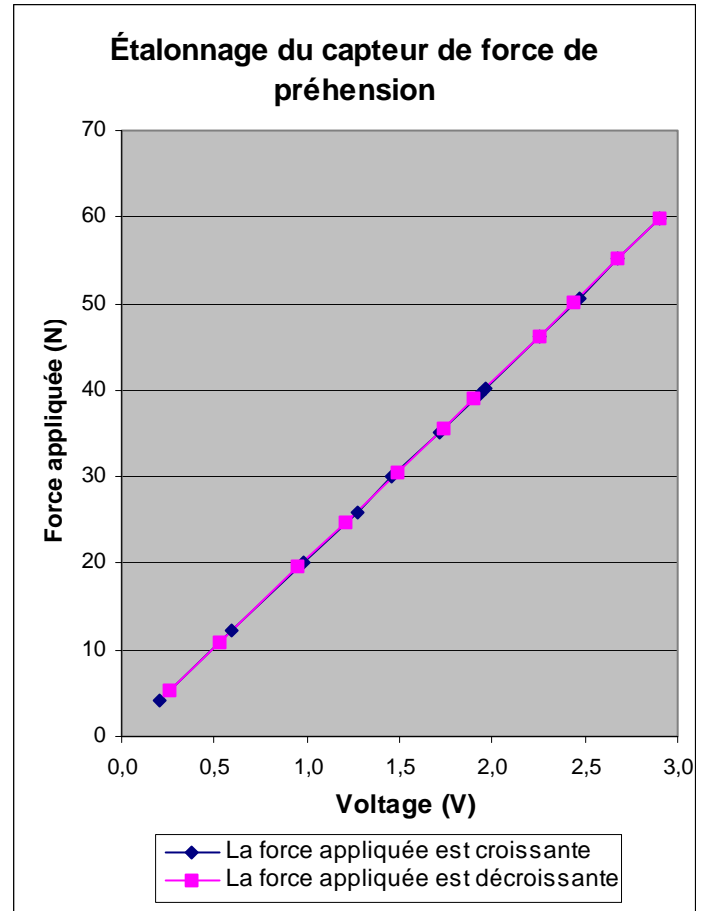
Outre la mesure de la force de préhension, la conception de la poignée prévoit la mesure de l'accélération correspondant aux vibrations d'entrée en procurant une cavité dans la partie cylindrique supérieure pour permettre l'insertion d'un accéléromètre. L'accéléromètre retenu est de modèle B&K 4374, dont la masse est 0.65 g. Le diamètre de l'accéléromètre est de 5 mm, tandis que l'épaisseur est de 6.7 mm et la sensibilité de charge est de  $0.11 \text{ pC/ms}^{-2}$ . L'accéléromètre est positionné au centre géométrique de la partie cylindrique supérieure avec son axe sensible orienté en direction parallèle à l'axe d'excitation. La figure 4 présente une vue d'ensemble de la poignée, une fois installée sur l'excitateur de vibrations.

#### 4.2.3 Adaptateur d'accéléromètre pour mesures dans la paume de la main

En accord avec les recommandations de la norme ISO 10819 :1996, un adaptateur a été conçu pour contenir l'accéléromètre servant à mesurer les vibrations transmises dans la paume de la main. Il s'agit d'une pièce dont la forme et les dimensions sont choisies pour épouser l'intérieur de la paume de la main lorsqu'elle agrippe une poignée de forme circulaire. En conséquence, le rayon de courbure associé à la pièce est directement lié au rayon de courbure de la poignée cylindrique sur laquelle elle doit s'appuyer. Une représentation de l'adaptateur apparaît dans la figure 5. Ce dernier est conçu en utilisant un bloc de chêne (densité =  $0.72 \text{ g/cm}^3$ ) comme matériau de construction pour assurer que la masse totale combinée de l'adaptateur et de l'accéléromètre n'excède pas 15 g. Utilisé conjointement avec un accéléromètre B&K 4374, la masse totale de l'adaptateur a été mesurée comme étant 13 g.

#### 4.2.4 Système de mesure de la force de poussée

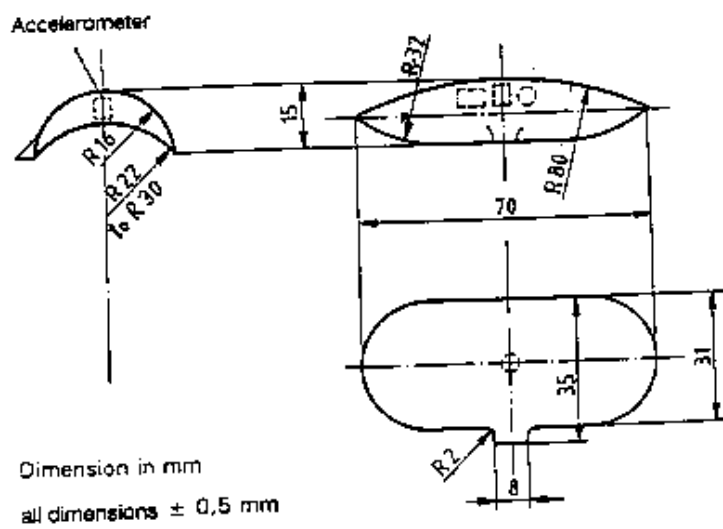
En définissant la force de poussée comme étant la force horizontale exercée en direction de l'excitateur de vibrations, un montage a pu être réalisé pour permettre d'intercaler entre la base de la poignée et l'armature de l'excitateur de vibrations un capteur de force capable de mesurer des forces statiques variant entre 0 et 890 N. Le capteur de force utilisé est de marque Transducer Technique, modèle MLP-200-CO. Celui-ci est fixé d'une part à la base de fixation de la poignée par l'intermédiaire d'une plaque



**Figure 3 : Étalonnage : force de préhension**



**Figure 4 : Vue d'ensemble de la poignée instrumentée sur l'excitateur de vibrations**



**Figure 5 : Conception de l'adaptateur**

rectangulaire en aluminium dont l'épaisseur est de 12 mm, et d'autre part par une plaque circulaire en plexi-glass de 9 mm d'épaisseur, dont le diamètre correspond à celui de l'armature du générateur de vibration. La masse totale du système est de 301 g. L'étalonnage est obtenu en appliquant des poids connus sur le capteur de force et en mesurant le signal de tension correspondant. La courbe d'étalonnage résultante apparaît dans la figure 6, où la gamme dynamique couvre la plage 10 à 80 N avec pouvoir de résolution de 2 N, satisfaisant ainsi aux exigences de la norme.

### 4.3 Contrôle des paramètres de mesure

#### 4.3.1 Génération des spectres d'excitation

Mathématiquement, les densités spectrales de puissance (DSP) des vibrations d'entrée correspondant aux classes spectrales M et H peuvent être représentées par une fonction combinant les fonctions de transfert d'un filtre passe-haut (HP pour « high-pass ») et d'un filtre passe-bas (LP pour « low-pass »), tous deux avec pente de 12 dB/octave, selon l'équation suivante :

$$DSP = c (HP_{12})^2 (LP_{12})^2 \quad (6)$$

où :

$$HP_{12} = \frac{s^2}{1 + 1.414s + s^2} \quad (7)$$

et :

$$LP_{12} = \frac{1}{1 + 1.414s + s^2} \quad (8)$$

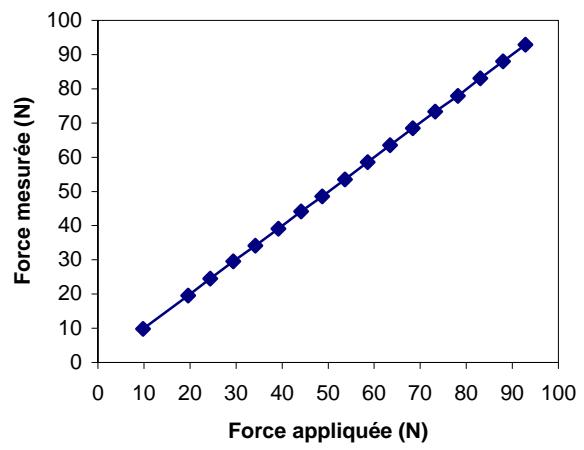
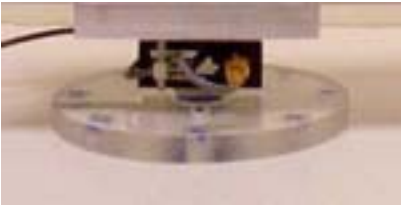
où :  $s = jf/f_c$ ,  $j = \sqrt{-1}$ ,  $f$  est la fréquence,  $f_c$  est la fréquence de coupure des filtres, et  $c$  est une constante. Les valeurs de  $c$  et  $f_c$  apparaissent dans le tableau 1 pour chacun des filtres et chacune des classes spectrales M et H.

**TABLEAU 1 : Valeurs des constantes applicables à la définition des classes spectrales d'entrée M et H.**

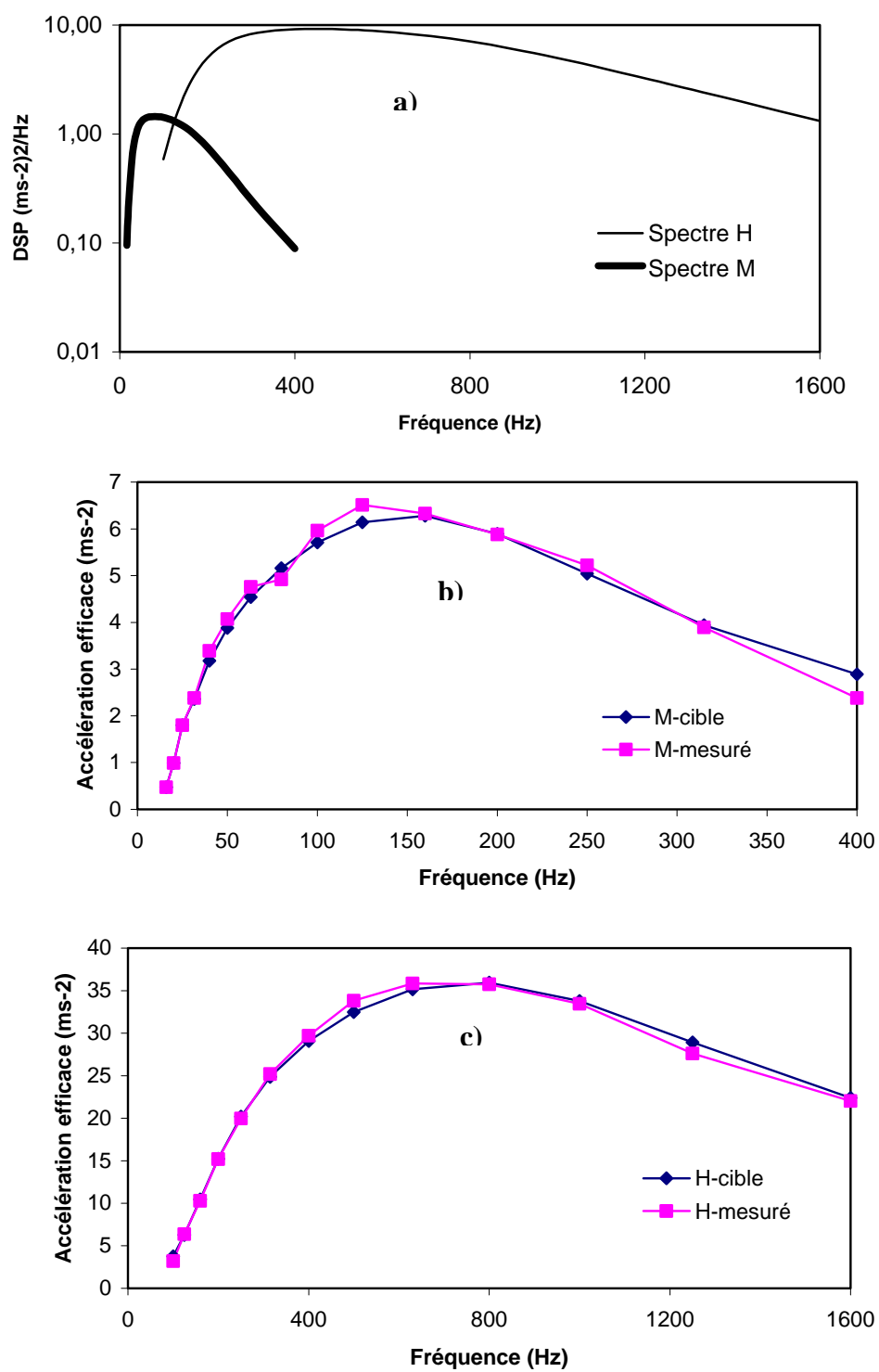
Classe spectrale	$f_c$ (HP <sub>12</sub> ) (Hz)	$f_c$ (LP <sub>12</sub> ) (Hz)	$c$ (ms <sup>-2</sup> ) <sup>2</sup> /Hz
<b>M</b>	31.5	200	1.52
<b>H</b>	200	1000	10.0

Une représentation graphique de la DSP correspondant aux vibrations d'entrée apparaît dans la figure 7a pour les classes spectrales M et H. Les figures 7b et 7c présentent une comparaison entre les valeurs cibles d'accélération efficace définies par les équations ci-dessus pour les spectre M et H et les valeurs mesurées sur la poignée instrumentée en appliquant une force de préhension de 30 N et une force de poussée de 50 N. Les valeurs correspondantes exprimées en termes d'accélération efficace,  $a_{eff}$ , et de densité spectrale de puissance, DSP, apparaissent dans les tableaux 2 et 3 pour chacune des fréquences





**Figure 6 : Étalonnage de la force de poussée (Sensibilité du capteur : 177.9 N/V)**



**Figure 7 : Spectres d'excitation M et H ; a) comparaison des DSP des accélérations ; spectres des accélérations efficaces pour b) l'excitation M et c) l'excitation H.**

centrales de bandes de tiers d'octave définissant les spectres M et H, où les valeurs cibles, incluant les tolérances, sont comparées aux valeurs mesurées.

**TABLEAU 2 : Comparaison des valeurs cibles et des valeurs mesurées pour la génération du spectre M**

Fréquence centrale de 1/3 d'octave (Hz)	Valeurs cibles		Tolérance sur $a_{\text{eff}}$ (dB)	Valeurs mesurées $a_{\text{eff}}$ ( $\text{ms}^{-2}$ )	Différence sur $a_{\text{eff}}$ (dB)	
	DSP ( $\text{ms}^{-2}$ ) <sup>2</sup> /Hz	$a_{\text{eff}}$ ( $\text{ms}^{-2}$ )				
16	0.095	0.60	±2	0.47	-2.1	
20	0.212	1.00	±2	0.99	-0.09	
25	0.432	1.58	±2	1.80	1.13	
31.5	0.76	2.36	±1	2.38	0.07	
40	1.10	3.18	±1	3.39	0.55	
50	1.31	3.88	±1	4.07	0.41	
63	1.42	4.54	±1	4.76	0.42	
80	1.45	5.16	±1	4.92	-0.42	
100	1.42	5.71	±1	5.96	0.38	
125	1.31	6.14	±1	6.51	0.50	
160	1.08	6.28	±1	6.33	0.06	
200	0.76	5.89	±1	5.88	-0.02	
250	0.44	5.04	±2	5.22	0.30	
315	0.21	3.94	±2	3.89	-0.11	
400	0.089	2.89	±2	2.38	-1.69	
$a_{\text{global}}$ :		16.7	-	$a_{\text{global}}$ :	16.78	0.04 (0.5%)
$a_w$ :		3.4	± 10%	$a_w$ :	3.42	0.05 (0.6%)

**TABLEAU 3 : Comparaison des valeurs cibles et des valeurs mesurées pour la génération du spectre H**

Fréquence centrale de 1/3 d'octave (Hz)	Valeurs cibles		Tolérance sur $a_{\text{eff}}$ (dB)	Valeurs mesurées $a_{\text{eff}}$ ( $\text{ms}^{-2}$ )	Différence sur $a_{\text{eff}}$ (dB)	
	DSP ( $\text{ms}^{-2}$ ) <sup>2</sup> /Hz	$a_{\text{eff}}$ ( $\text{ms}^{-2}$ )				
100	0.059	3.77	±2	3.21	-1.39	
125	1.32	6.29	±2	6.38	0.16	
160	2.90	10.47	±2	10.28	-0.16	
200	4.99	15.24	±1	15.19	-0.03	
250	7.07	20.20	±1	19.96	-0.10	
315	8.52	24.86	±1	25.18	0.11	
400	9.18	29.07	±1	29.70	0.19	
500	9.18	32.48	±1	33.83	0.35	
630	8.55	35.15	±1	35.86	0.17	
800	7.07	35.95	±1	35.76	-0.05	
1000	4.99	33.79	±1	33.48	-0.08	
1250	2.90	28.91	±2	27.61	-0.40	
1600	1.32	22.40	±2	22.04	-0.14	
$a_{\text{global}}$ :		92.2	-	$a_{\text{global}}$ :	91.83	-0.03 (0.4%)
$a_w$ :		3.3	±10%	$a_w$ :	3.23	-0.19 (2.1%)

#### 4.3.2 Caractéristiques de transmissibilité vibratoire de la poignée

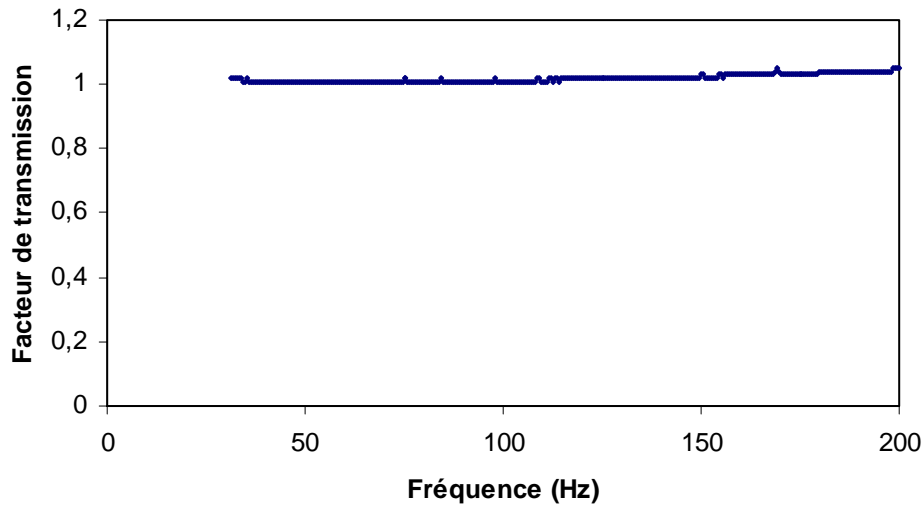
Les caractéristiques de transmissibilité vibratoire de la poignée instrumentée sont déterminées sous chacun des spectres M et H en déterminant le rapport entre les accélérations vibratoires mesurées par l'accéléromètre intégré dans la partie cylindrique de la poignée et celles mesurées par un accéléromètre indépendant fixé à la base. Les essais sont d'abord réalisés avec la poignée seule, en maintenant les deux sections de la partie cylindrique avec du ruban adhésif pour éviter qu'elles ne résonnent. Ces résultats sont présentés dans les figures 8a et 8b, qui représentent les facteurs de transmission mesurés par bandes de fréquences de tiers d'octave sous les spectres d'excitation M et H, respectivement. Ces essais sont répétés, cette fois en positionnant la main sur la poignée et en appliquant les forces de préhension et de poussée selon les recommandations décrites dans la norme ISO 10819 :1996 pour tester les gants. Les figures 9a et 9b présentent les courbes de transmissibilité correspondantes sous les spectres M et H, respectivement.

Les résultats indiquent que sous le spectre d'excitation vibratoire M, la transmissibilité de la poignée est unitaire sur toute la gamme de fréquences comprises dans cette excitation. Par ailleurs, une résonance de la poignée apparaît à proximité de 1250 Hz lorsque les essais sont effectués sous la classe d'excitation vibratoire H. Malgré l'amplification importante des vibrations apparaissant à cette fréquence, l'influence escomptée sur les résultats d'essais des gants est considérée être faible. En effet, la boucle de rétroaction du simulateur assure un ajustement constant des vibrations sur la poignée aux caractéristiques prescrites par la classe H. De plus, l'atténuation apportée par les gants à cette fréquence ainsi que l'application du facteur de pondération main-bras font que la contribution de cette fréquence au facteur de transmission global du gant est négligeable.

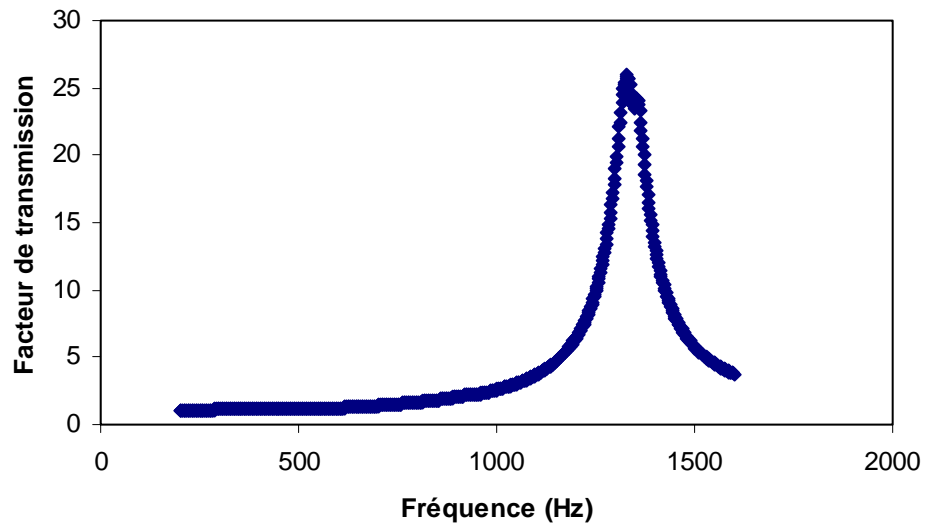
Lorsque l'accéléromètre servant à mesurer la transmissibilité vibratoire est déplacé du centre vers les extrémités de la poignée, certaines variations dans les caractéristiques vibratoires sont observées liées aux modes de déformation, particulièrement sous l'influence du spectre H. La figure 10 présente un exemple des caractéristiques de transmissibilité vibratoire moyenne de la poignée mesurées en utilisant le spectre H alors que l'accéléromètre de référence est déplacé le long de la ligne désignant l'axe de la poignée. L'influence de ces variations est observée comme étant relativement faible à toutes les fréquences, sauf lorsque la fréquence d'excitation se situe à proximité de 800 Hz. Globalement, cependant, la position de l'accéléromètre de référence sur la poignée a peu d'influence sur la transmissibilité, représentant le rapport des accélérations efficaces établies en intégrant toutes les composantes entre 6.3 et 1250 Hz.

#### 4.3.3 Contrôle des forces de préhension et de poussée

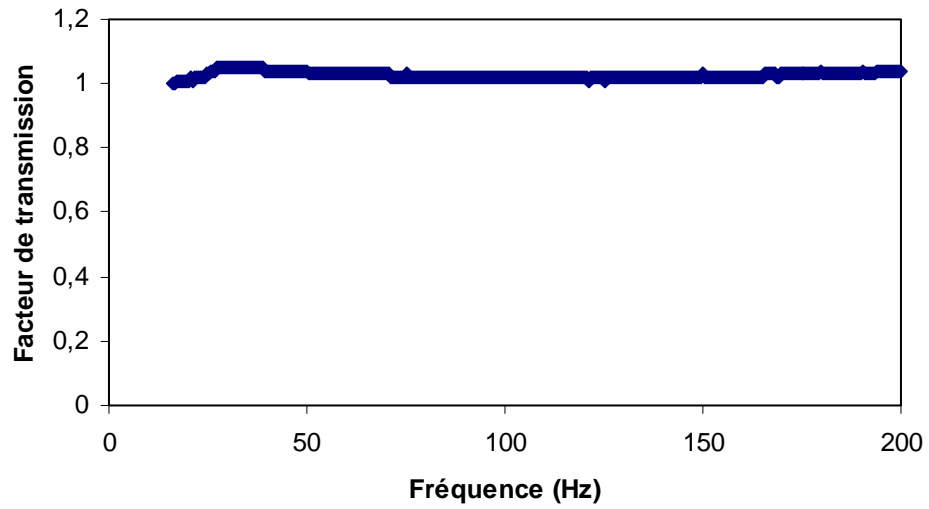
Afin d'assurer que les forces de préhension et de poussée puissent être maintenues à  $30 \pm 5$  N et à  $50 \pm 8$  N, respectivement, la norme ISO 10819 :1996 recommande que soit affichées en continu les valeurs de ces forces pendant toute la durée de l'essai. À cet effet, deux indicateurs à voyant lumineux ont été mis au point sur un moniteur d'ordinateur afin de guider le sujet sur les forces de préhension et de poussée à maintenir lors de la réalisation des essais. Avec ce système, un voyant lumineux de couleur vert indique que les forces correspondent aux valeurs moyennes recommandées, tandis que la



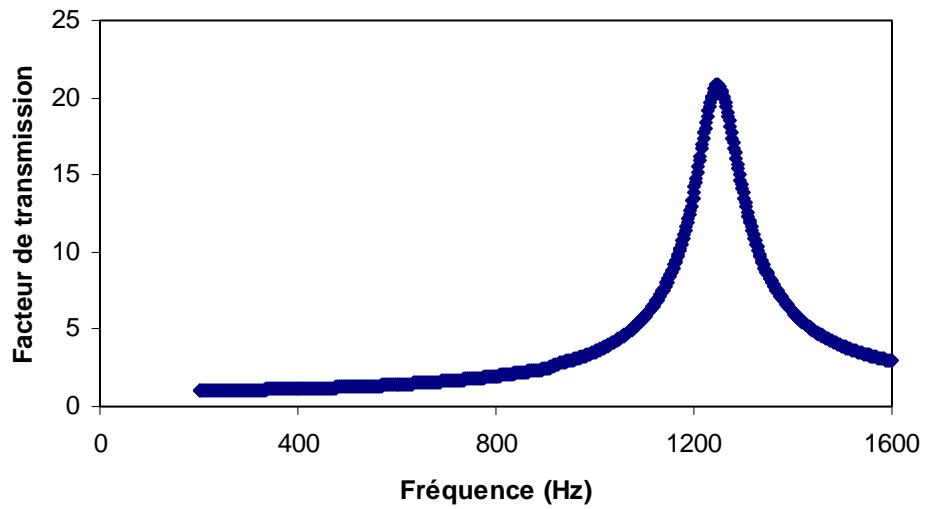
**Figure 8a : Transmissibilité de la poignée, spectre M, sans la main.**



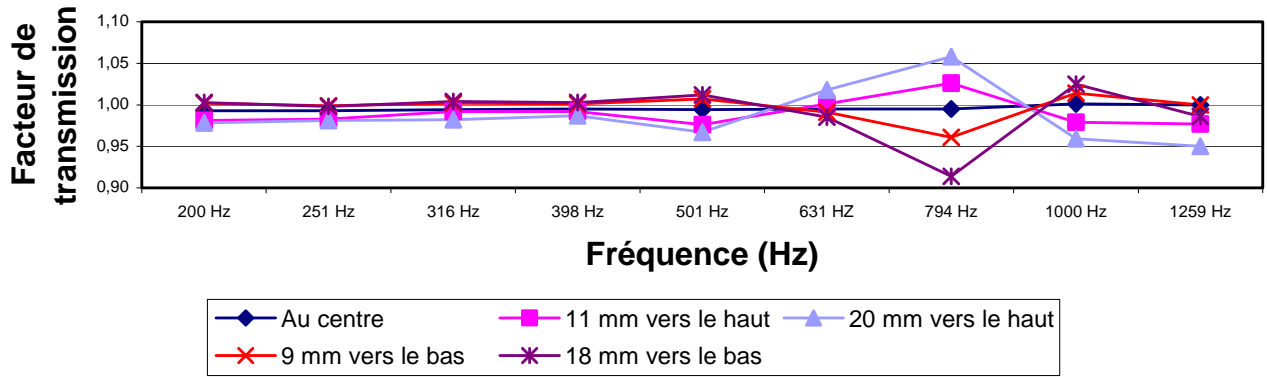
**Figure 8b : Transmissibilité de la poignée, spectre H, sans la main (résonance : 1334 Hz)**



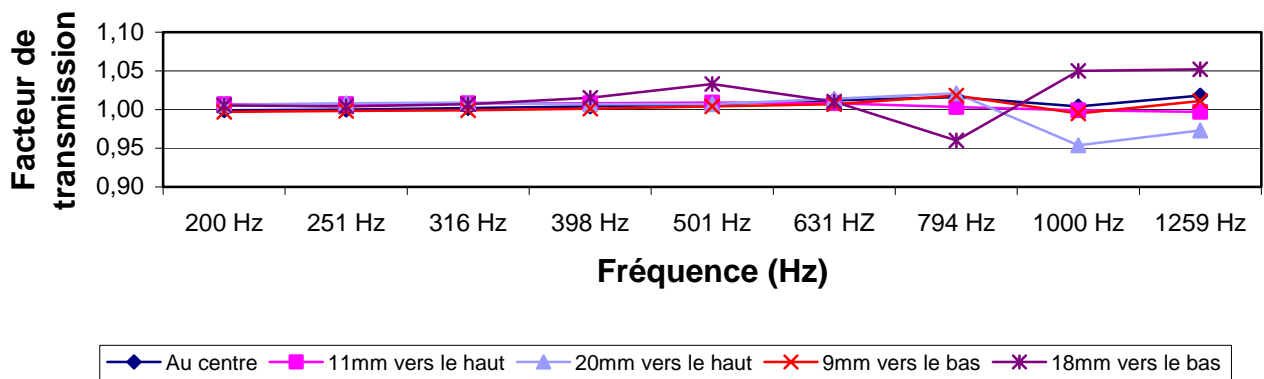
**Figure 9a : Transmissibilité de la poignée, spectre M, avec la main.**



**Figure 9b : Transmissibilité de la poignée, spectre H, avec la main, résonance 1250 Hz.**



**Figure 10a : Transmissibilité moyenne de la poignée lorsque l'accéléromètre est déplacé le long de son axe (spectre H)**



**Figure 10b : Transmissibilité moyenne de la poignée lorsque l'adaptateur est déplacé le long de son axe (spectre H)**

couleur rouge indique que les forces se rapprochent des valeurs minimales et maximales permises. La figure 11a illustre ce système de voyants lumineux où un dégradé de couleurs variant du vert au rouge est utilisé pour délimiter la gamme de valeurs permises pour chacune des forces de préhension et de poussée. Le temps d'intégration pour établir la moyenne de ces forces est fixé à 0.25 s conformément aux recommandations de la norme ISO 10819 :1996. Un exemple de variation de ces forces au cours d'un essai apparaît dans la figure 11b. Un essai serait jugé non valable si les forces moyennes établies avec une résolution de 0.25 s excédaient les limites permises au cours d'un essai.

#### 4.3.4 Contrôle des essais réalisés avec la main à nue

Pour être considérés valables, les essais réalisés en maintenant l'adaptateur avec la main à nue sur la poignée doivent indiquer un facteur de transmission **non pondéré** se situant entre 0.95 et 1.05 à toutes les bandes de fréquences de tiers d'octave couvertes par les spectres M et H. De plus, l'angle de phase de la fonction de transmissibilité doit se situer à  $\pm 5^\circ$ . Ces essais assurent ainsi que l'adaptateur ne modifie pas les caractéristiques vibratoires de façon importante. Les résultats apparaissant dans la figure 12 démontrent que ces exigences sont rencontrées avec l'adaptateur réalisé dans cette étude. Par ailleurs, le déplacement de l'adaptateur le long de la ligne définissant l'axe de la poignée indique des variations du facteur de transmission qui se situent en deçà des tolérances permises comme l'indiquent les résultats obtenus avec le spectre H et apparaissant dans la figure 10b. Cependant, les exigences relatives à l'angle de phase peuvent ne pas être rencontrées lorsque l'adaptateur s'éloigne du centre de la poignée comme l'indiquent ces mêmes résultats.

#### 4.3.5 Contrôle des essais réalisés avec la main gantée

Pour que les essais soient considérés valables, les facteurs de transmission **non pondérés** mesurés avec la main gantée doivent indiquer une valeur de cohérence supérieure à 0.95 entre les accélérations non pondérées déterminées à l'intérieur du gant et celles mesurées sur la poignée. Cette vérification est effectuée en déterminant le facteur de transmission non pondéré à chacune des bandes de fréquence constituant les spectres M et H et en déterminant la fonction de cohérence correspondante à partir d'un logiciel de traitement numérique des signaux. Un exemple d'application de ces fonctions apparaît dans la figure 13, pour le cas d'un gant évalué sous l'influence du spectre H. Dans ce cas, les résultats indiquent que la cohérence minimale est de 0.994, satisfaisant ainsi aux exigences de la norme.

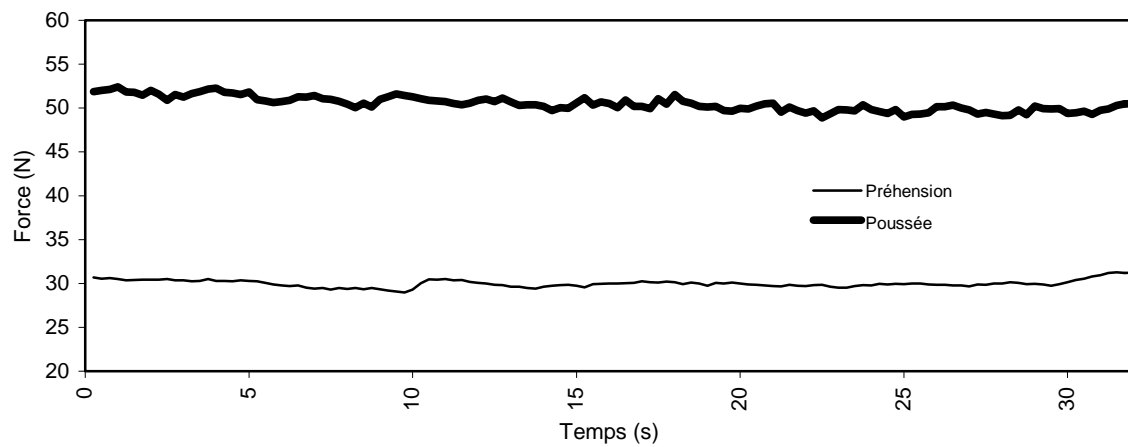
### **4.4 Application du montage à l'évaluation d'un gant**

Le montage expérimental mis au point et la procédure expérimentale décrite dans la norme ISO 10819 :1996 sont appliqués pour mesurer les caractéristiques de transmissibilité vibratoire d'une catégorie de gant pour laquelle existent des données rapportées par certains laboratoires. Il s'agit d'un gant (Impacto Air Glove 650) à membrane pneumatique interne, muni d'une pompe miniature servant à gonfler le gant à



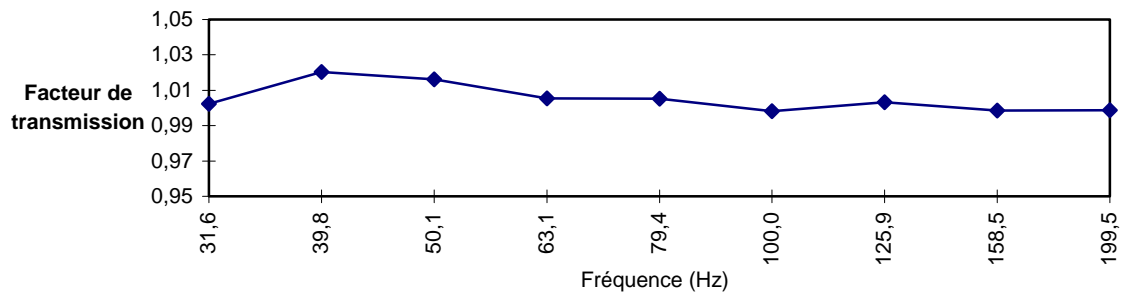


a) Système à voyant lumineux

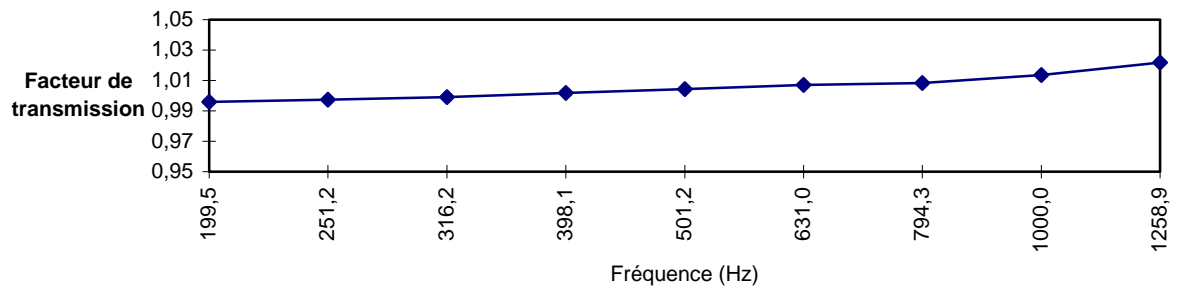


b) Variation des forces de préhension et de poussée avec le temps (résolution 0.25 s)

Figure 11 : Contrôle des forces de préhension et de poussée

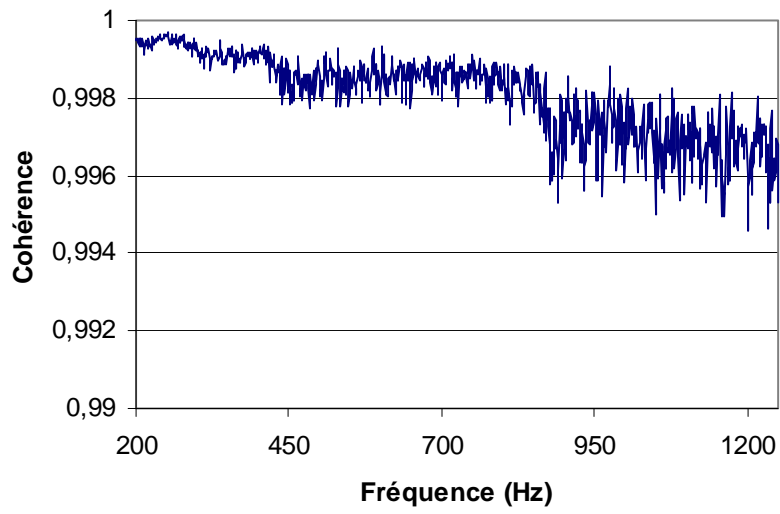


**a) Spectre M**



**b) Spectre H**

**Figure 12 : Contrôle du facteur de transmission de l'adaptateur avec la main à nue**



**Figure 13 : Fonction de cohérence avec la main gantée (spectre H).**

la pression recommandée en comprimant 50 fois. La membrane couvre la majeure partie de la paume de la main ainsi que les doigts. Trois échantillons de taille moyenne sont soumis aux essais pour accommoder la main droite de trois sujets dont les caractéristiques relatives à la taille des mains apparaissent dans le tableau 4.

**TABLEAU 4 : CARACTÉRISTIQUES DES MAINS DES SUJETS D’ESSAI**

SUJET	DIMENSIONS DE LA MAIN (mm)		CATÉGORIE SELON EN 420
	CIRCONFÉRENCE	LONGUEUR	
1	204	183	8
2	215	178	8
3	208	182	8

La figure 14 démontre le montage expérimental global. Dans cette figure, la posture requise pour effectuer les essais est représentée. Préalablement à la réalisation des essais, les sujets sont invités à se familiariser avec la procédure expérimentale et à porter les gants pendant au moins 3 minutes. Un exemple de rapport d’essai apparaît dans l’annexe C qui comporte les détails relatifs à l’ensemble des résultats obtenus pour ce gant.

#### 4.4.1 Essais réalisés avec la main à nue sur la poignée

Les caractéristiques de transmissibilité vibratoire de l’adaptateur telles que déterminées par les trois sujets d’essai sous les classes d’excitation vibratoire M et H apparaissent dans le tableau 5. Ces résultats, extraits du rapport d’essai apparaissant dans l’annexe C, sont obtenus en maintenant l’adaptateur en contact direct avec la poignée tout en appliquant une force de préhension de  $30 \pm 5$  N ainsi qu’une force de poussée de  $50 \pm 8$  N. Les données indiquent clairement que les exigences prescrites dans la norme ISO 10819 :1996 sont satisfaites, notamment que :

- les accélérations efficaces pondérées de référence  $a_{wMRb}$  et  $a_{wHRb}$  sont à  $\pm 10\%$  (i.e  $-3.3\%$  à  $+0.9\%$ ) des valeurs cibles, fixées à  $3.4 \text{ ms}^{-2}$  pour le spectre M et à  $3.3 \text{ ms}^{-2}$  pour le spectre H;
- les facteurs de transmission **non pondérés** de l’adaptateur se situent entre 0.99 et 1.01, donc à l’intérieur de la plage requise entre 0.95 et 1.05;
- l’angle de phase entre l’accélération efficace globale **non pondérée** mesurée par l’adaptateur et celle sur la poignée varie entre  $-1.9^\circ$  et  $+3.9^\circ$ , donc en deçà de  $\pm 5^\circ$  tel que requis.

Sur la base des résultats, les facteurs de transmission pondérés  $TR_{Mb}$  et  $TR_{Hb}$  sous les spectres M et H ont une valeur moyenne de 1.0, indiquant que l’adaptateur n’est pas susceptible de modifier les caractéristiques vibratoires mesurées à l’intérieur du gant lorsqu’il est positionné correctement.

Les accélérations efficaces pondérées  $a_{wMPb}$ ,  $a_{wHPb}$ ,  $a_{wMRb}$  et  $a_{wHRb}$  sont calculées avec une durée d’intégration de 32 s en appliquant le filtre de pondération  $W_h$  auquel est incorporé un filtre passe-bande approprié pour couvrir toute la gamme de fréquences comprises entre 6.3 et 1250 Hz tel que spécifié dans la norme ISO 5349-1 :2001. Par ailleurs les accélérations efficaces **non pondérées** sont établies en appliquant seulement le filtre



**Figure 14 : Représentation du montage pour l'évaluation d'un gant antivibratile.**

passer-bande. Ceci est réalisé numériquement en appliquant la définition des filtres apparaissant dans l'annexe A de la norme ISO 5349-1 :2001. D'autre part, les résultats apparaissant dans l'annexe C présentent les facteurs de transmission **non pondérés** mesurés à la fréquence centrale de chaque bande de tiers d'octave variant entre 31.5 et 200 Hz pour le spectre M (9 bandes) et entre 200 Hz et 1250 Hz pour le spectre H (9 bandes). Ces facteurs sont établis sur la base des spectres en fréquences en bandes de tiers d'octave calculés à partir d'un logiciel basé sur LabWindows. Quant à l'angle de phase maximum entre le signal d'accélération d'entrée et de sortie, ce dernier est établi en présentant la fonction de phase en fonction de la fréquence avec une résolution en fréquence de 1 Hz sous les spectres M et H.

**TABLEAU 5 : Évaluation des caractéristiques de transmissibilité vibratoire de l'adaptateur avec la main à nue sur la poignée**

PARAMÈTRE	SPECTRE M			SPECTRE H		
	Sujet 1	Sujet 2	Sujet 3	Sujet 1	Sujet 2	Sujet 3
Poignée : $a_{wsPb}$ ( $ms^{-2}$ )	3.44	3.43	3.39	3.19	3.21	3.21
Référence : $a_{wsRb}$ ( $ms^{-2}$ )	3.43	3.42	3.43	3.19	3.20	3.22
Référence $a_{wsRb}$ : Écart vs cible (%)	0.9	0.6	0.9	-3.3	-3.0	-2.4
Facteur transmission pondéré $TR_{sb}$	1.00	1.00	0.99	1.00	1.00	1.00
Validation : Facteur transmission <b>non pondéré</b>	1.00	1.00	0.99	1.01	1.01	1.01
Validation : Phase max ( $^{\circ}$ )	2.7	-1.0	0.9	-1.9	3.9	2.0

#### 4.4.2 Essais réalisés avec la main gantée

Un sommaire des résultats des essais réalisés avec le gant Air Glove 650 sous les spectres des vibrations M et H apparaît dans les tableaux 6 et 7, respectivement. Ces tableaux présentent pour chacun des essais réalisés avec chaque sujet, l'accélération efficace pondérée d'entrée,  $a_{wsRg}$ , mesurée sur la poignée, l'écart entre l'accélération efficace pondérée mesurée sur la poignée et la valeur cible, le facteur de transmission pondéré,  $TR_{sg}$ , la cohérence minimale entre le signal d'accélération non pondérée mesurée dans le gant et sur la poignée, et le facteur de transmission corrigé,  $TR_s$ , où s peut représenter les spectres d'excitation M ou H. Les accélérations efficaces pondérées sont déterminées de la même façon que décrite en 4.4.1, tandis que le calcul des facteurs de transmission pondérés et corrigés est effectué selon les équations 1 et 3, respectivement. La fonction de cohérence entre le signal d'accélération sur la poignée et dans le gant est déterminée en fonction de la fréquence et la valeur minimale est identifiée pour une résolution fréquentielle de 1 Hz sous les spectres M et H.

De façon générale, les résultats indiquent que :

- les spectres de référence M et H reproduits sur la poignée satisfont aux exigences de tolérance fixées par la norme ISO 10819 :1996 sur les accélérations efficaces pondérées d'entrée;
- les variations inter-individuelles sur le facteur de transmission pondéré sont plus importantes que les variations intra-individuelles;
- des difficultés peuvent être rencontrées face à l'exigence de maintenir la cohérence entre les signaux d'entrée et ceux transmis dans le gant. La résolution temporelle à utiliser pour appliquer cette exigence peut causer des différences sur la cohérence minimale à rapporter;
- les variations inter-individuelles sur le facteur de transmission pondéré corrigé sont plus importantes sous le spectre d'excitation H que sous celui de M;
- le gant satisfait aux exigences de qualification de gants antivibratiles exprimées par l'équation 5.

**TABLEAU 6 : Évaluation des caractéristiques de transmissibilité vibratoire du gant Air Glove 650 sous le spectre d'excitation M**

SUJET	ESSAI #	$a_{wMRg}$ ( $ms^{-2}$ )	Référence Écart (%)	$TR_{Mg}$	Cohérence min.	$TR_M$
1	1	3.45	1.5	0.71	0.98	0.71
	2	3.46	1.8	0.76	0.97	0.76
2	1	3.42	0.6	0.86	0.99	0.86
	2	3.47	2.0	0.82	0.99	0.81
3	1	3.47	2.0	0.71	0.96	0.72
	2	3.46	1.8	0.79	0.87	0.79
$\overline{TR}_M :$						0.78 ± 0.06

**TABLEAU 7 : Évaluation des caractéristiques de transmissibilité vibratoire du gant Air Glove 650 sous le spectre d'excitation H**

SUJET	ESSAI #	$a_{wHRg}$ ( $ms^{-2}$ )	Référence Écart (%)	$TR_{Hg}$	Cohérence min.	$TR_H$
1	1	3.19	-3.3	0.55	0.92	0.55
	2	3.20	-3.0	0.55	0.93	0.55
2	1	3.23	-2.1	0.59	0.98	0.59
	2	3.20	-3.0	0.62	0.99	0.62
3	1	3.20	-3.0	0.44	0.99	0.44
	2	3.20	-3.0	0.47	0.98	0.47
$\overline{TR}_H :$						0.54 ± 0.07

D'autre part, les résultats apparaissant dans l'annexe C présentent les facteurs de transmission **non pondérés** mesurés à la fréquence centrale de chaque bande de tiers d'octave entre 31.5 et 200 Hz pour le spectre M (9 bandes) et entre 200 Hz et 1250 Hz

pour le spectre H (9 bandes). Ces facteurs sont établis sur la base des spectres en fréquences en bandes de tiers d'octave tels que déterminés en utilisant LabWindows.

Sur le plan méthodologique, la réalisation des essais a permis d'identifier certaines difficultés, dont notamment :

- difficulté à orienter et contrôler la position de l'adaptateur lors des essais avec la main gantée. À cet égard, une incision réalisée dans le gant à proximité du pouce peut s'avérer utile pour aligner l'adaptateur;
- difficulté à identifier la position exacte de la paume de la main sur laquelle doit s'appuyer l'adaptateur. À cet égard, il a semblé que la position la plus propice pour limiter les variations intra- et inter-individuelles était la partie transversale de la main à la base du pouce;
- difficulté à maintenir simultanément les forces de préhension et de poussée aux valeurs requises. À cet égard, il semble qu'une période de familiarisation soit nécessaire préalablement à la réalisation des essais;
- durée d'ajustement plus longue pour produire le spectre M avec le générateur de vibrations, ce qui exige un effort plus important de la part des sujets pour maintenir les forces requises sur une période plus longue;
- nécessité d'avoir une plate-forme à hauteur ajustable sur laquelle les sujets peuvent monter afin de permettre à des sujets de tailles différentes d'adopter les postures requises pour la réalisation des essais.

#### 4.4.3 Comparaison des résultats avec ceux d'autres laboratoires

À des fins de comparaison, les caractéristiques de transmissibilité vibratoire rapportées dans les tableaux 6 et 7 pour le gant *Air Glove 650* sont comparées avec les résultats d'essais réalisés dans deux autres laboratoires pour le même type de gant, en utilisant la procédure telle que décrite dans la norme ISO 10819 :1996. Les facteurs de transmission corrigés ainsi que leurs moyennes apparaissent dans le tableau 8 pour chacun des spectres d'excitation vibratoire M et H, où il importe de souligner que les sujets participants aux essais, ainsi que les échantillons de gants utilisés sont différents pour chacun des laboratoires.

**TABLEAU 8 : Caractéristiques de transmissibilité vibratoire du gant Air Glove 650 telles que déterminées par différents laboratoires.**

SUJET	ESSAI #	TR <sub>M</sub>			TR <sub>H</sub>		
		Labo.1	Labo.2	IRSST	Labo.1	Labo.2	IRSST
1	1	0.70	0.87	0.71	0.45	0.61	0.55
	2	0.62	0.85	0.76	0.52	0.62	0.55
2	1	0.75	0.95	0.86	0.56	0.58	0.59
	2	0.82	0.93	0.81	0.62	0.57	0.62
3	1	0.68	0.83	0.72	0.44	0.58	0.44
	2	0.73	0.80	0.79	0.48	0.54	0.47
TR <sub>s</sub> :		0.72 ± 0.07	0.87 ± 0.06	0.78 ± 0.06	0.51 ± 0.07	0.58 ± 0.03	0.54 ± 0.07



Ces résultats indiquent que :

- les différences inter-individuelles peuvent être considérablement importantes, et en général, l'écart apparaît comme étant le plus important lorsque le spectre M est utilisé. Ainsi, les facteurs de transmission corrigés peuvent varier entre 0.62 (labo 1, sujet 1, #2) et 0.95 (labo 2, sujet 2, #1) sous le spectre M, un écart de plus de 50 %. Par ailleurs, sous le spectre H, les facteurs de transmission corrigés varient entre 0.44 (labo 1, sujet 3, #1) et 0.62 (obtenu par les 3 laboratoires), soit un écart d'environ 40%;
- les différences intra-individuelles sont généralement faibles (moins de 15%) pour les essais répétés avec le même sujet dans les mêmes conditions;
- les différences entre laboratoires sont plus marquées avec le spectre M, où l'écart maximal entre les trois laboratoires est de l'ordre de 20%, tandis qu'il est d'environ 13% avec le spectre H;
- l'écart type sur les valeurs moyennes déterminées par les différents laboratoires est inférieur à 10% sous le spectre M, et 14% sous le spectre H;
- le laboratoire 2 a tendance à rapporter des facteurs de transmission corrigés plus élevés que ceux des deux autres laboratoires pour l'ensemble des essais;
- les valeurs déterminées par l'IRSST apparaissent comme étant intermédiaires entre celles rapportées par les laboratoires 1 et 2;
- les facteurs de transmission moyens rapportés par les trois laboratoires sont tels que tous qualifieraient le gant comme étant antivibratile.

Sur la base des résultats rapportés, il apparaît que le montage expérimental mis au point à l'IRSST pour évaluer les caractéristiques d'atténuation vibratoire des gants permet d'obtenir des données qui sont comparables à celles rapportées par d'autres laboratoires utilisant une méthodologie similaire.

## **5. BANC D'ESSAI DES MATÉRIAUX RÉSILIENTS**

---

### **5.1 Description de la méthode d'essai**

La norme internationale ISO 13753 [12] décrit le montage expérimental et la méthode à appliquer en laboratoire pour estimer le facteur de transmission des vibrations par un matériau résilient une fois chargé par le système main-bras. La norme propose de déterminer le facteur de transmission à la fréquence centrale de bandes de tiers d'octave entre 50 et 500 Hz, mais recommande de mesurer, si possible, à des fréquences inférieures allant jusqu'à 10 Hz. Le but visé par la norme est d'identifier les matériaux qui sont susceptibles d'apporter une atténuation des vibrations main-bras lorsqu'ils sont utilisés pour recouvrir des poignées ou pour fabriquer des gants. Pour satisfaire à cette norme, les facteurs de transmission doivent être inférieurs à 0.6 à toutes les bandes de tiers d'octave dont la fréquence centrale est inférieure ou égale à 500 Hz.

La méthode d'évaluation, représentée schématiquement dans la figure 15, consiste à mesurer le rapport entre l'accélération vibratoire,  $a_2$ , transmise à une masse rigide,  $m$ , de

2.5 kg (simulant la masse du système main-bras) et l'accélération d'entrée,  $a_1$ , à la surface d'un pot vibrant entre lesquels est inséré à plat un échantillon de matériau résilient dont la surface est circulaire. La fonction de transfert ainsi mesurée,  $T_M$ , constitue une fonction complexe, comportant des parties réelle et imaginaire, représentée par :

$$T_M = \frac{a_2}{a_1} = \frac{A_2(j\theta)}{A_1(j\theta)} = \left| \frac{A_2}{A_1} \right| (\cos \theta + j \sin \theta) = \left( \frac{A_2}{A_1} \right)_{réel} + j \left( \frac{A_2}{A_1} \right)_{imag} = |T_M| e^{j\theta} \quad (9)$$

où  $\theta$  représente l'angle de phase entre  $A_2$  et  $A_1$ , et  $\left| \frac{A_2}{A_1} \right|$  représente l'amplitude de cette fonction de transfert, aussi représentée par  $|T_M|$ . Ces valeurs sont calculées à partir des parties réelles et imaginaires de la fonction de transfert selon les relations suivantes :

$$|T_M| = \sqrt{\left( \frac{A_2}{A_1} \right)_{réel}^2 + \left( \frac{A_2}{A_1} \right)_{imag}^2} \quad (10)$$

et :

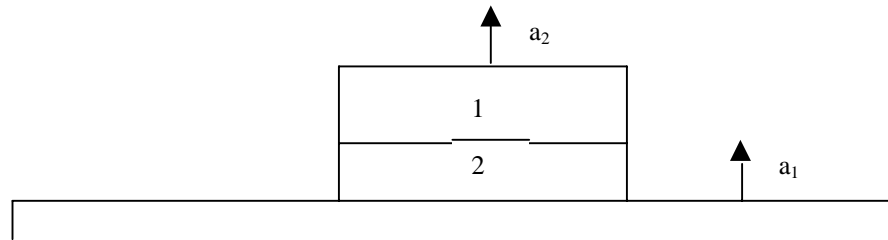
$$\theta = \tan^{-1} \left[ \frac{\left( \frac{A_2}{A_1} \right)_{imag}}{\left( \frac{A_2}{A_1} \right)_{réel}} \right] \quad (11)$$

En assumant que le matériau ait un comportement linéaire et que sa masse soit négligeable, l'impédance mécanique du matériau,  $Z_M$ , chargé par la masse rigide,  $m$ , peut être représenté par :

$$Z_M = \frac{j\omega m}{\left[ \frac{A_1(j\theta)}{A_2(j\theta)} \right] - 1} = \frac{j\omega m}{\left[ \frac{A_1}{A_2} \right]_{réel} - 1 + j \left[ \frac{A_1}{A_2} \right]_{imag}} \quad (12)$$

où  $\omega$  représente la fréquence angulaire  $\omega = 2\pi f$ ,  $f$  est la fréquence et où les parties réelles et imaginaires sont issues de l'inverse des rapports apparaissant dans les équations 9 à 11.

Tout en reconnaissant que le système main-bras peut difficilement être représenté par une masse rigide, la norme propose d'estimer quel serait le facteur de transmission des vibrations du matériau résilient si celui-ci était chargé par la main au lieu d'une masse rigide. Ce facteur de transmission,  $T$ , peut être calculé sur la base de l'impédance mécanique  $Z_M$  du matériau tel que déterminé selon l'équation 12 et de valeurs normalisées de l'impédance mécanique  $Z_H$  associées au système main-bras, telles que proposées dans la norme ISO 10068 [14], en appliquant l'équation suivante :



**Figure 15 : Matériau résilient : représentation de la méthode de mesure**

$$T = \left| \frac{Z_M}{Z_H + Z_M} \right| = \sqrt{\frac{|Z_M|^2}{|Z_H|^2 + |Z_M|^2 + 2[(Z_H)_{réel}(Z_M)_{réel} + (Z_H)_{imag}(Z_M)_{imag}]}} \quad (13)$$

Dans cette équation, les valeurs absolues  $|Z_M|$  et  $|Z_H|$  représentent les amplitudes de l'impédance mécanique du matériau et du système main-bras, respectivement, telles que déterminées sur la base des parties réelles et imaginaires de ces deux fonctions. L'annexe A de la norme ISO 13753 identifie les valeurs des fonctions à appliquer pour  $|Z_H|$ ,  $(Z_H)_{réel}$  et  $(Z_H)_{imag}$  aux fréquences centrales de bandes de tiers d'octave entre 10 et 500 Hz. Celles-ci découlent des valeurs d'impédance mécanique libre du système main-bras telles que définies dans la norme ISO 10068 pour l'axe des vibrations  $z_h$ .

Expérimentalement, la détermination de la fonction de transmissibilité du matériau  $T_M$  doit être faite en utilisant comme excitation vibratoire un signal aléatoire à bande large dont l'amplitude de la densité spectrale de puissance (DSP) est maintenue constante à au moins  $0.025 \text{ (ms}^{-2}\text{)}^2/\text{Hz}$  à  $\pm 10\%$  entre 10 et 500 Hz. Le matériau est jugé susceptible d'apporter une atténuation des vibrations main-bras lorsqu'utilisé dans la pratique si le facteur de transmission,  $T$ , tel que déterminé selon l'équation 13 est maintenu à une valeur inférieure à 0.6 à toutes les bandes de fréquences de tiers d'octave comprises entre 10 et 500 Hz.

## 5.2 Conception du montage expérimental pour les essais de transmissibilité des matériaux résilients

Sur la base de la norme ISO 13753:1998, les principales exigences instrumentales nécessaires à la réalisation des essais de transmissibilité des matériaux résilients peuvent se résumer aux composantes suivantes :

- excitateur vibratoire capable de couvrir la gamme de fréquences entre 50 et 500 Hz, mais allant préférablement à des fréquences aussi basses que 10 Hz. L'excitateur doit procurer une amplitude de la DSP d'au moins  $0.025 \text{ (ms}^{-2}\text{)}^2/\text{Hz}$  sur toute la gamme de fréquences d'intérêt et maintenir ces niveaux constants à  $\pm 10\%$  des valeurs requises;
- plateforme de fixation pour servir de support à l'échantillon de matériau résilient sur la surface du pot vibrant et pour accommoder un accéléromètre permettant de mesurer les vibrations d'entrée,  $a_1$ . La surface de la plateforme doit permettre d'accueillir un échantillon de forme circulaire dont le rayon est fixé à 45 mm;
- masse cylindrique de 2.5 kg pour charger le matériau résilient et accommoder un accéléromètre permettant de mesurer les vibrations transmises de part et d'autre du matériau. La masse cylindrique doit être circulaire et avoir un rayon de 45 mm correspondant à celui de l'échantillon de matériau;
- accéléromètres et préamplificateurs permettant de mesurer les vibrations d'entrée et celles transmises au travers du matériau. Les accéléromètres doivent avoir une réponse en fréquence linéaire sur la gamme de fréquences couvrant au minimum la plage entre 5 et 1000 Hz;

- système d'acquisition et d'analyse des signaux vibratoires à deux voies permettant de déterminer la fonction de transfert (amplitude et phase), ainsi que la fonction de cohérence entre les signaux d'entrée à la base du matériau et de sortie sur la masse chargeant le matériau.

### 5.2.1 Générateur de vibrations

Le générateur de vibrations utilisé est le même que décrit en 4.2.1, bien que pour son application aux essais des matériaux il soit opéré à la verticale. Le spectre des vibrations requis à la base du matériau est défini par l'intermédiaire du système de contrôle UD-VWIN opérant en mode aléatoire et utilisant comme signal de référence, dans la boucle de rétroaction, le signal de sortie de l'accéléromètre intégré à la plateforme de fixation de l'échantillon résilient. Dans le logiciel de génération des signaux, une valeur constante de la DSP fixée à  $0.025 \text{ (ms}^{-2}\text{)}^2/\text{Hz}$  est spécifiée à toutes les fréquences comprises entre 10 et 500 Hz avec résolution en fréquence de 1 Hz.

### 5.2.2 Plateforme de fixation

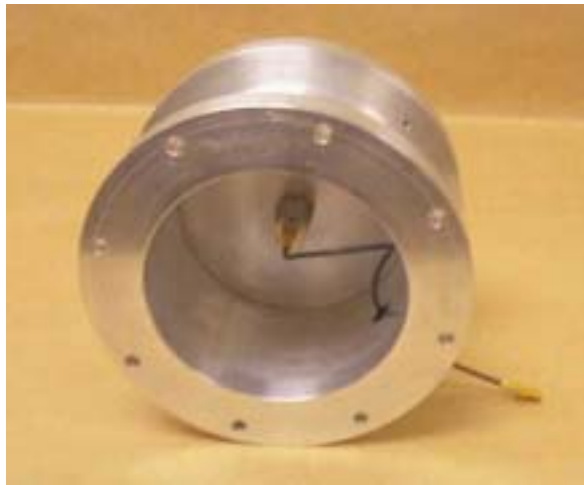
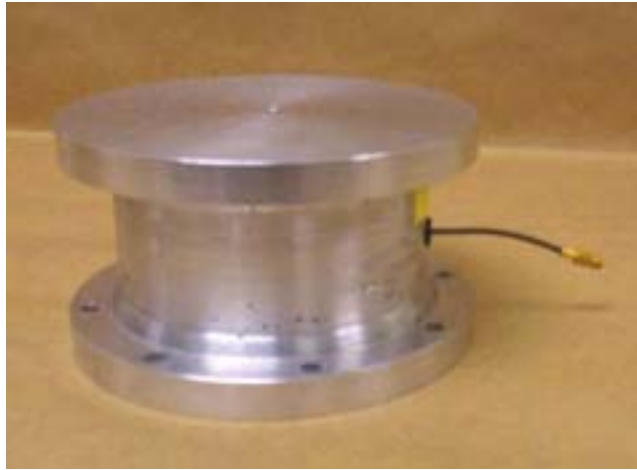
Une plateforme de fixation est conçue dont la base est fixée à l'armature du pot vibrant à l'aide de 8 écrous. Cette plateforme, représentée dans la figure 16, a une hauteur de 75 mm et une surface circulaire dont le rayon est de 61 mm. La structure est faite d'aluminium et l'intérieur est dégagé pour permettre de fixer un accéléromètre sur la face interne de la surface devant accommoder l'échantillon d'essai. Cette surface a une épaisseur de 12 mm. Un accéléromètre piézoélectrique B&K 4384 est fixé au centre de cette surface à l'aide d'une tige fileté, et une ouverture est réalisée sur le côté de la plateforme pour laisser sortir le câble. La masse totale de la plateforme comportant l'accéléromètre est de 0.93 kg.

### 5.2.3 Masse cylindrique

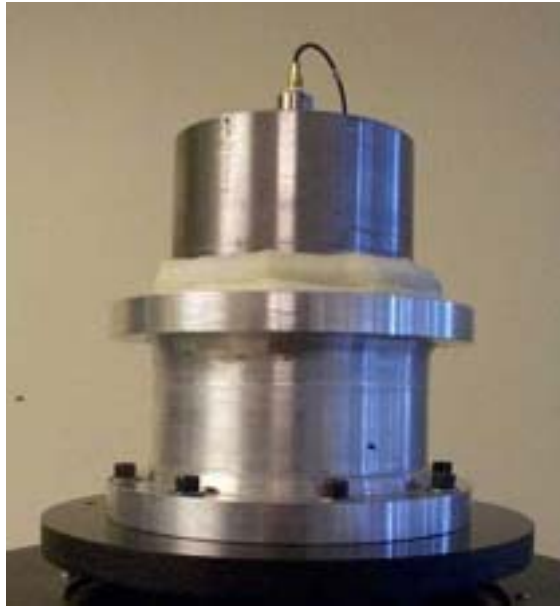
Une masse cylindrique est réalisée pour charger l'échantillon d'essai. Selon les recommandations de la norme ISO 13753, le rayon est fixé à 45 mm et la hauteur de la masse cylindrique est ajustée pour que la masse totale corresponde à 2.5 kg. En utilisant de l'acier (densité =  $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ) comme matériau de construction, la hauteur du cylindre est fixée à 50 mm, résultant en une masse de 2.48 kg. La masse cylindrique est représentée dans la figure 17, sur laquelle a été créé un goujon fileté pour accommoder un accéléromètre B&K 4384 servant à mesurer les vibrations transmises au travers du matériau.

### 5.2.4 Capteurs et conditionneurs

Il s'agit d'accéléromètres piézoélectriques B&K 4384 possédant une sensibilité de charge de  $1 \text{ pC/ms}^{-2}$  et une réponse en fréquence linéaire entre 0.2 et 9100 Hz, ce qui permet donc de couvrir aisément la gamme de fréquences requise. La masse des accéléromètres



**Figure 16 : Matériau résilient : plateforme de fixation**



**Figure 17 : Matériau résilient : masse cylindrique**

est de 11 g. Les accéléromètres sont utilisés conjointement avec des amplificateurs de charge B&K 2635 dont la bande passante est ajustée entre 2 et 3000 Hz, permettant ainsi d'ajuster le signal de tension pour procurer un maximum de 8 V crête à la sortie. Un indicateur de surcharge est intégré aux amplificateurs de charge, tel que recommandé dans la norme ISO 13753.

### 5.2.5 Système d'acquisition et d'analyse des signaux vibratoires

L'acquisition des signaux vibratoires issus des accéléromètres intégrés à la plateforme de support et sur la masse cylindrique est effectuée par l'entremise d'un système de numérisation Iotech WaveBook 516 comportant 8 canaux et offrant une vitesse d'échantillonnage maximale de 1 MHz. Ce module est interfacé à un ordinateur utilisant LabWindows pour procéder à l'analyse des signaux. Ce logiciel permet de créer la fonction de transfert représentant le rapport des signaux accélérométriques entre la masse cylindrique et la plateforme de support de l'échantillon, et de présenter l'amplitude et l'angle de phase en fonction de la fréquence. En utilisant ces informations, les parties réelle et imaginaire du rapport ( $A_1/A_2$ ) apparaissant dans l'équation 12 sont calculées aux fréquences centrales de bandes de tiers d'octave entre 10 et 500 Hz, permettant ainsi de déterminer l'impédance mécanique du matériau. De même, la fonction de cohérence entre les signaux accélérométriques relevés sur la masse cylindrique et la plateforme de support est déterminée afin de vérifier si la cohérence est supérieure à 0.95 aux fréquences d'intérêt, tel que le recommande la norme.

## **5.3 Contrôle des paramètres de mesure**

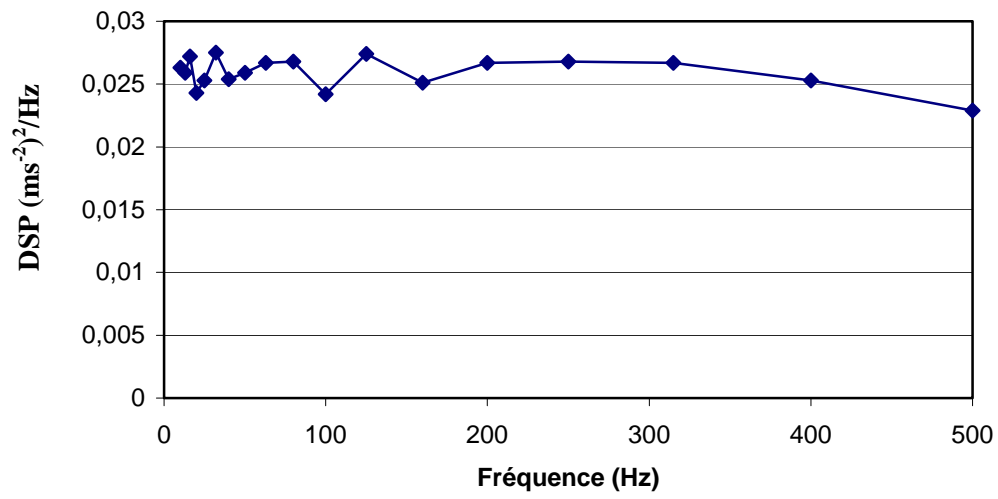
### 5.3.1 Génération du spectre d'excitation

Le spectre d'excitation vibratoire à utiliser comme entrée à la base de l'échantillon de matériau résilient est défini par une densité spectrale de puissance (DSP) constante fixée dans cette étude à  $0.025 \text{ (ms}^{-2}\text{)}^2/\text{Hz}$  entre 10 et 500 Hz. Il s'agit de l'intensité vibratoire la plus faible permise par la norme ISO 13753. Des excitations vibratoires plus intenses pourraient être utilisées tout en limitant les intensités à celles qui permettent de réaliser les essais sans déstabiliser la masse chargeant l'échantillon. La figure 18 présente le spectre de la DSP de l'excitation vibratoire telle que reproduite sur la plateforme de support de l'échantillon alors que la valeur cible est fixée à  $0.025 \text{ (ms}^{-2}\text{)}^2/\text{Hz}$ . Ces valeurs sont en deçà de la tolérance de  $\pm 10\%$  fixée par la norme pour l'ensemble des bandes de fréquences de tiers d'octave.

### 5.3.2 Transmissibilité vibratoire sans le matériau

La figure 19 présente l'amplitude,  $|T_0|$ , et l'angle de phase,  $\theta_0$ , de la fonction de transfert  $a_2/a_1$  entre la masse cylindrique et la plateforme de support sans échantillon. Dans ce cas, la masse cylindrique est maintenue sur la plateforme à l'aide de ruban adhésif pour éviter qu'elle ne se déplace. Les résultats démontrent une valeur unitaire de la transmissibilité





**Figure 18 : Matériau résilient : spectre d'excitation**

jusqu'à au moins 1000 Hz; ce qui répond à l'exigence fixée dans la norme ISO 13753, indiquant ainsi la conformité du montage expérimental. L'angle de phase apparaît comme étant 180° du fait de l'orientation opposée des deux accéléromètres.

#### 5.4 Application du montage à l'évaluation des matériaux résilients

Le montage expérimental tel que décrit précédemment est appliqué pour déterminer les caractéristiques de transmissibilité vibratoire de quelques matériaux utilisés dans la confection des gants antivibratiles. L'un de ces matériaux consiste en la membrane utilisée dans la confection du gant Impacto Air Glove 650 pour lequel les caractéristiques de transmissibilité vibratoire ont déjà été présentées dans la section 4.4. Pour les besoins des essais, la membrane est retirée d'un gant et gonflée à la pression recommandée en comprimant 50 fois. Seule la partie de la membrane située à la base du pouce est insérée entre la plateforme de fixation et la masse cylindrique pour la réalisation des essais, ce qui contrevient à la norme qui exige que l'échantillon soit de forme circulaire avec un rayon de 45 mm. La figure 17 présente une illustration de la partie du montage sur le pot vibrant, indiquant le positionnement de la membrane. Un exemple de rapport d'essai apparaît dans l'annexe D qui comporte les détails relatifs aux résultats de 5 essais consécutifs réalisés avec cette membrane. Dans un premier temps, l'amplitude,  $|T_e|$ , et l'angle de phase,  $\theta$ , de la fonction de transfert  $a_2/a_1$  entre la masse cylindrique et la plateforme de support sont rapportés en fonction de la fréquence pour chaque échantillon, ou comme dans le présent cas, pour chaque essai réalisé avec le même échantillon. Les courbes de transmissibilité correspondantes sont d'abord présentées individuellement pour chaque essai, comme illustrées dans la figure 20. Ces résultats indiquent que la répétabilité du facteur de transmission mesuré est bien en deçà de 10% tel que recommandé dans la norme.

Les courbes moyennes du facteur de transmission sont obtenues par la suite en combinant les résultats des différents échantillons. Ces moyennes établissent ainsi l'amplitude,  $|T_M|$ , et l'angle de phase,  $\theta$ , de la fonction de transfert du matériau qui sont utilisés pour calculer l'impédance mécanique du matériau selon les équations 9 à 12. Un tableau de ces valeurs apparaît dans la dernière page du rapport d'essai où apparaissent également les valeurs de l'impédance mécanique de la main, extraites de la norme ISO 10068. Ces valeurs sont utilisées pour calculer, à l'aide de l'équation 13, le facteur de transmission du matériau,  $T$ , chargé par le système main-bras. La figure 21 présente la courbe de transmissibilité correspondante. Ces résultats indiquent que la membrane utilisée dans la confection du gant Air Glove offre un potentiel de réduction des vibrations supérieure à 40% (facteur de transmission inférieur à 0.6) seulement aux bandes de fréquences supérieures ou égales à 40 Hz. Aux fréquences inférieures à 40 Hz, le potentiel d'atténuation des vibrations main-bras par cette membrane est donc considéré faible.

Par ailleurs, le tableau 9 présente un sommaire des facteurs de transmission mesurés pour le gant Air Glove (moyennes des données apparaissant dans l'annexe C) et pour la membrane constituant ce gant, en appliquant les deux méthodes définies dans les normes

ISO 10819 et ISO 13753. Tel que prévu, des divergences importantes apparaissent entre les deux approches, principalement lorsque la fréquence excède 100 Hz. De façon générale, le test des matériaux laisse entrevoir une atténuation beaucoup plus importante des vibrations que celle obtenue en appliquant la méthode d'essai du gant. Par ailleurs, les résultats démontrent qu'un facteur de transmission supérieur à 0.6 n'indique pas nécessairement que le matériau n'apportera pas d'atténuation lorsqu'utilisé dans la pratique.

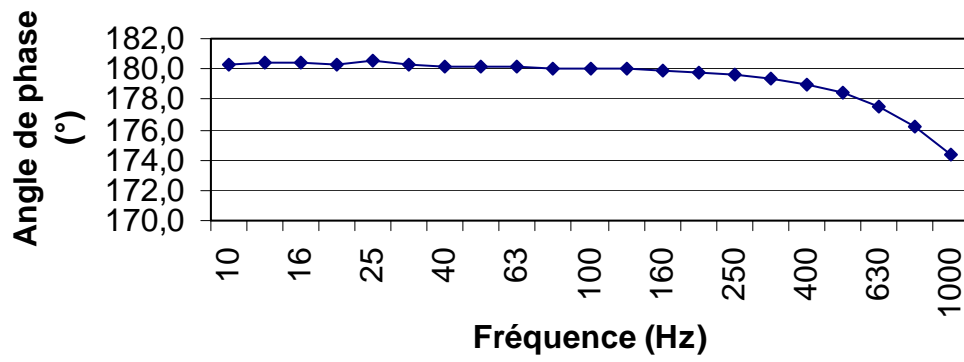
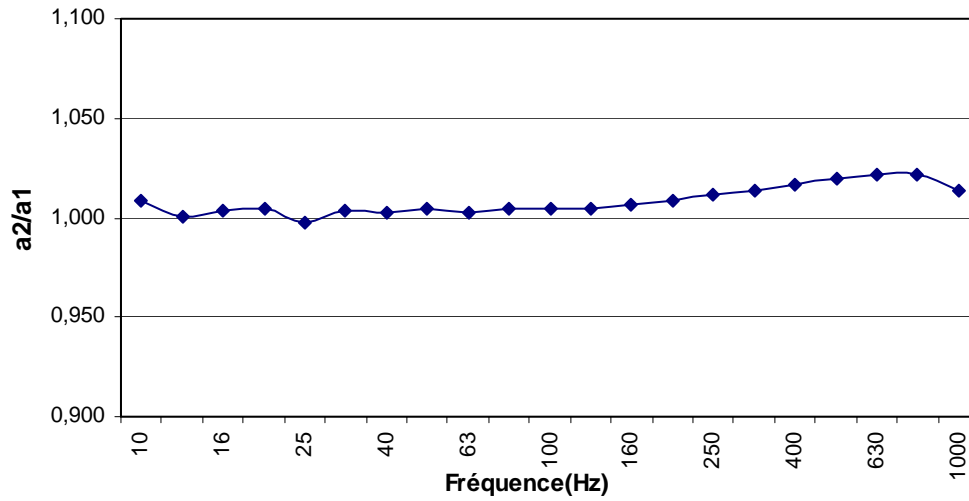
**TABLEAU 9 : Comparaison des facteurs de transmission mesurés pour le gant Air Glove et la membrane Air Glove selon les normes ISO 10819 et ISO 13753.**

Fréquence (Hz)	Gant (ISO 10819) $\overline{TR}$	Matériau (ISO 13753) T
31.5	0.88 ± 0.07	0.69
40	0.83 ± 0.06	0.57
50	0.69 ± 0.13	0.46
63	0.54 ± 0.14	0.45
80	0.59 ± 0.14	0.44
100	0.56 ± 0.19	0.36
125	0.41 ± 0.18	0.29
160	0.46 ± 0.13	0.23
200	0.58 ± 0.09	0.16
250	0.65 ± 0.07	0.12
315	0.60 ± 0.10	0.09
400	0.48 ± 0.09	0.07
500	0.36 ± 0.07	0.05

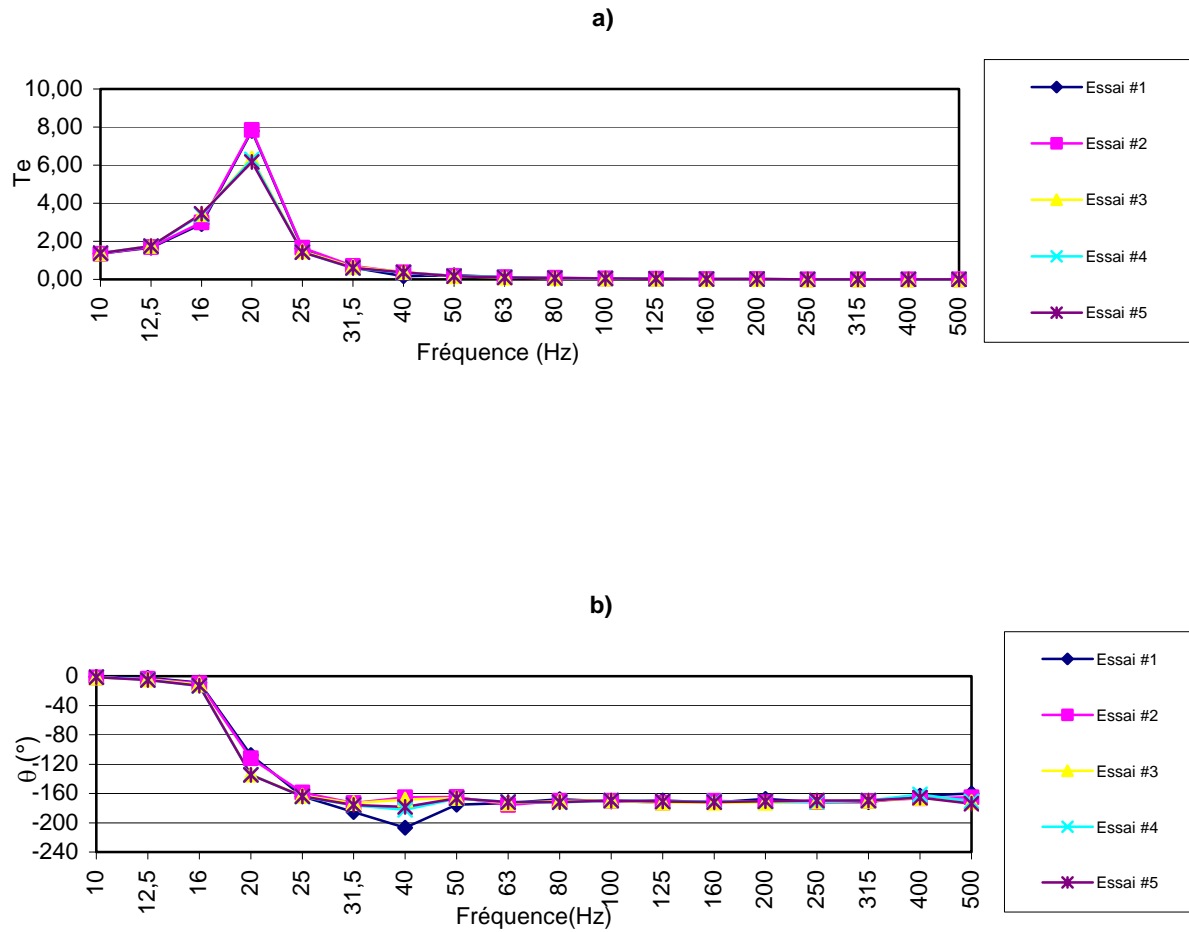
La méthode de mesure définie dans la norme ISO 13753 a aussi été appliquée pour évaluer 3 matériaux additionnels utilisés dans la fabrication de gants antivibratiles. Il s'agit des matériaux suivants :

1. combinaison mousse et gelfôm : il s'agit d'une couche de matériau poreux (mousse) d'environ 5 mm d'épaisseur adossé à une couche de gelfôm;
2. matériau « *double bubble* » constitué d'une pellicule plastique dans laquelle sont incorporées des bulles d'air;
3. matériau gelfôm intercalé entre deux couches de matériau poreux (mousse) d'environ 5 mm d'épaisseur. Épaisseur totale : environ 15 mm.

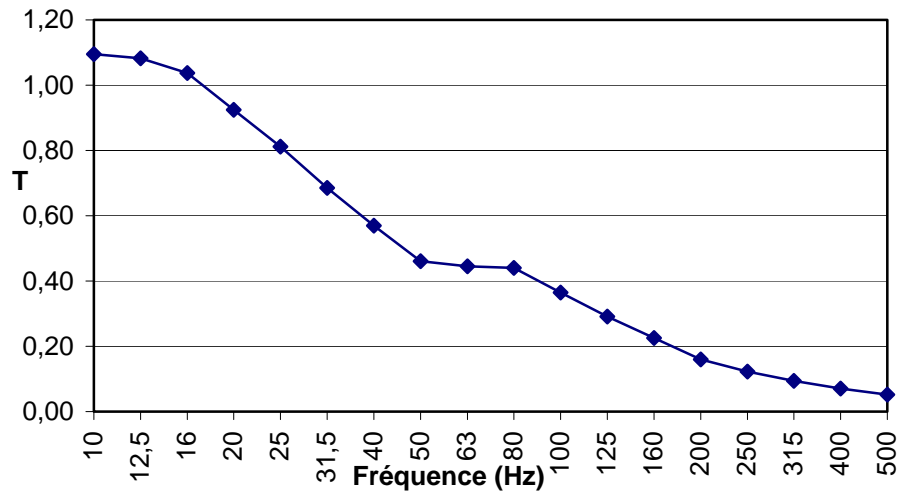
Les facteurs de transmission des vibrations mesurés pour ces trois matériaux apparaissent dans le tableau 10, où sont également inclus les résultats obtenus avec la membrane Air Glove. Dans tous les cas, les caractéristiques de transmissibilité vibratoire sont déterminées à partir de 5 essais consécutifs réalisés avec les mêmes échantillons. Sur la base des résultats, l'efficacité relative des matériaux est établie en considérant le facteur de transmission et l'étendue de la plage de fréquences dans laquelle la condition de transmissibilité des matériaux satisfaisant à la norme ISO 13753, i.e  $T < 0.6$ , est rencontrée. Pour les matériaux étudiés, le classement en ordre décroissant d'efficacité s'établi comme suit :



**Figure 19 : Fonction de transfert sans le matériau**



**Figure 20 : Caractéristiques de transmissibilité vibratoire des échantillons de matériau utilisé dans la confection du Air Glove. a) Amplitude de la transmissibilité; b) phase de la transmissibilité.**



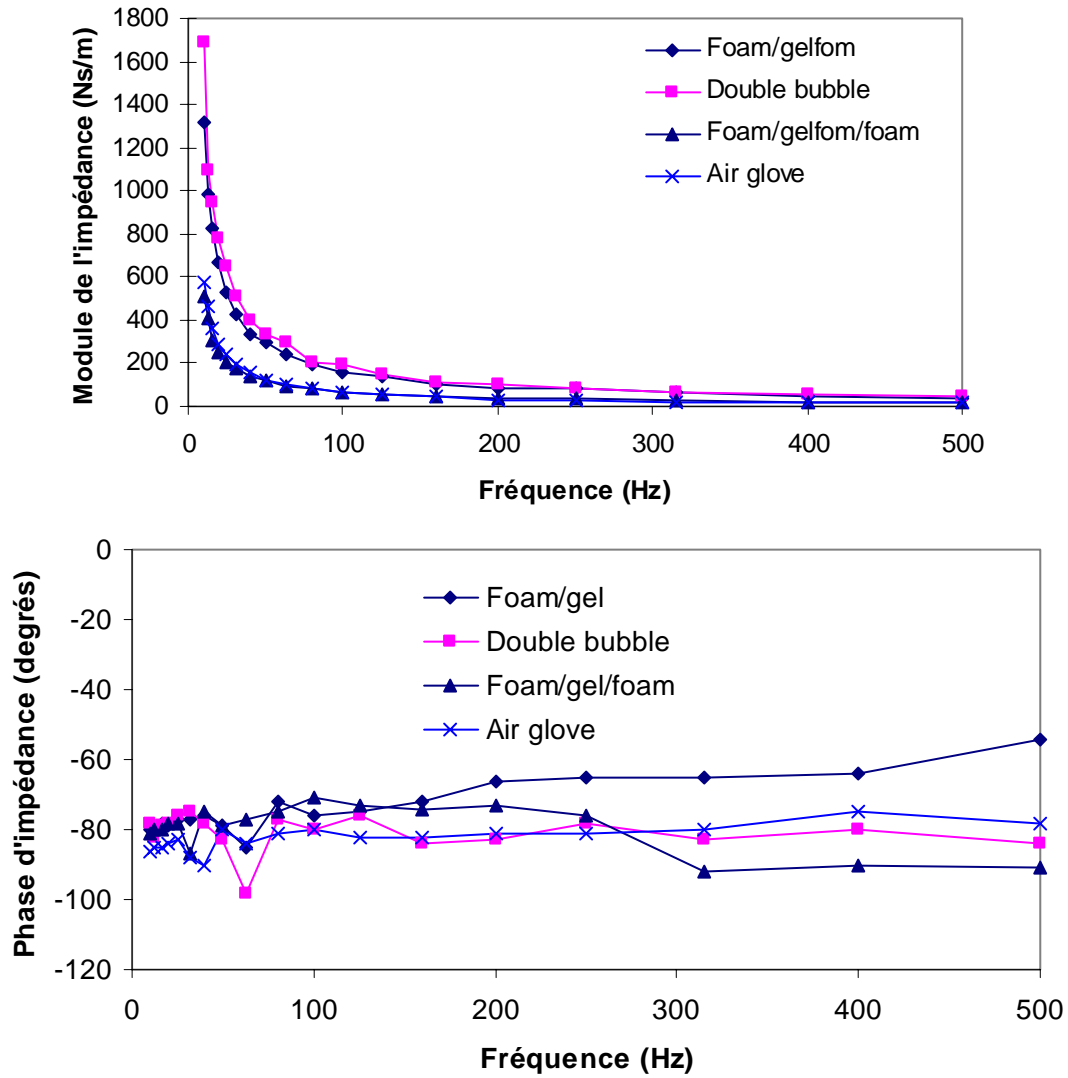
**Figure 21 : Facteur de transmission du matériau Air Glove estimé en appliquant la norme ISO 13753 :1998.**

1. gel/mousse/gel : atténuation à partir de 16 Hz, c'est le matériau qui procure la meilleure atténuation aux basses fréquences;
2. Air Glove : suit de près le matériau précédent bien que son atténuation ne se fasse ressentir qu'à partir de 20 Hz;
3. Mousse/gelfôm : atténuation à partir de 25 Hz mais de façon beaucoup moins marquée que les matériaux précédents;
4. « *double bubble* » : à partir de 25 Hz, présente les facteurs de transmission les plus élevés sur l'ensemble des bandes de fréquence.

Les deux premiers matériaux rencontrent les exigences de la norme ISO 13753 (i.e facteur de transmission inférieur à 0.6) seulement aux fréquences excédant 40 Hz, tandis que les deux derniers rencontrent cette exigence seulement à partir de 125 Hz. À titre informatif, la figure 22 présente les caractéristiques d'impédance mécanique des matériaux tels que mesurés et calculés en appliquant les équations 9 à 12. Les matériaux présentant les caractéristiques d'atténuation vibratoire les plus importantes présentent aussi les modules d'impédance mécanique les plus faibles, tandis que la phase se maintient généralement constante autour de  $-80^\circ$  pour l'ensemble des matériaux sans variation importante en fonction de la fréquence.

**TABLEAU 10 : Facteurs de transmission de différents matériaux déterminés selon la norme ISO 13753.**

Fréquence (Hz)	Facteur de transmission, T			
	Mousse/gelfôm	« <i>double bubble</i> »	mousse/gel/mousse	Air Glove
10	1.03	1.03	1.07	1.10
12.5	1.04	1.05	1.04	1.08
16	1.02	1.03	0.96	1.04
20	1.00	1.00	0.83	0.92
25	0.94	0.96	0.71	0.81
31.5	0.85	0.88	0.64	0.69
40	0.75	0.81	0.47	0.57
50	0.74	0.78	0.44	0.46
63	0.73	0.86	0.42	0.45
80	0.66	0.70	0.41	0.44
100	0.62	0.71	0.33	0.36
125	0.56	0.61	0.28	0.29
160	0.46	0.56	0.24	0.23
200	0.38	0.47	0.19	0.16
250	0.33	0.37	0.18	0.12
315	0.26	0.27	0.14	0.09
400	0.19	0.21	0.08	0.07
500	0.14	0.16	0.06	0.05



**Figure 22 : Caractéristiques de l'impédance de différents matériaux résilients évalués selon ISO 13753 :1998.**



## **6. BANC D'ESSAI POUR DÉFINIR LES VALEURS D'ÉMISSION VIBRATOIRE DES MARTEAUX-BURINEURS**

---

### **6.1 Description de la méthode d'essai**

Les différentes parties de la norme internationale ISO 8662 [7] décrivent les montages et les méthodes à appliquer en laboratoire pour déterminer les valeurs d'émission vibratoire associées à l'opération de différentes catégories d'outils. Dans la présente étude, il a été convenu de mettre au point le montage expérimental devant permettre de déterminer les valeurs d'émission vibratoire des marteaux burineurs conformément à la méthode décrite dans la norme ISO 8662-2. Selon cette méthode, une machine neuve convenablement entretenue et graissée doit être soumise aux essais tout en étant munie d'un burin artificiel équipé d'un embout plat. La longueur du burin doit correspondre à celle de l'outil le plus court fourni pour la machine et l'épaisseur de l'embout doit correspondre au diamètre du burin.

Pour les besoins des essais, la machine est opérée alors que le burin est inséré à l'intérieur d'un dissipateur d'énergie constitué d'un cylindre en acier rigidement fixé à un socle en béton et dans lequel des billes en acier trempé sont intégrées. Un opérateur debout sur un dispositif de pesée actionne la machine à sa puissance nominale tout en maintenant une force de poussée constante qui doit se situer entre 80 et 200 N et représenter environ 40 fois la masse de la machine en kilogrammes. Trois opérateurs entraînés doivent chacun accomplir une série de cinq essais sur la machine jusqu'à l'obtention d'une série d'essais pour laquelle le coefficient de variation de cinq valeurs de l'accélération efficace pondérée  $a_{h,w}$  mesurée sur la poignée en direction de l'axe de percussion soit inférieure à 0.15. La durée de chaque essai ne doit pas être inférieure à 8 s. Durant les essais, la tension d'alimentation ou la pression d'air comprimé ou la pression hydraulique doit être mesurée et maintenue à la valeur prescrite par le fabricant.

La valeur d'émission vibratoire associée à l'opération de la machine considérée constitue ainsi la moyenne des accélérations efficaces pondérées moyennes  $a_{h,w}$  rapportées pour chacun des trois opérateurs.

### **6.2 Conception du montage expérimental pour déterminer les valeurs d'émission vibratoire des marteaux burineurs**

Les principales exigences instrumentales nécessaires à la réalisation des essais sur les marteaux-burineurs peuvent se résumer aux composantes suivantes :

- dissipateur d'énergie dont les dimensions et le volume des billes d'acier à utiliser sont guidés par le diamètre de l'emmanchement des burins à considérer. La norme ISO 8662-2 précise les critères de conception de l'absorbeur d'énergie pour deux

conditions : diamètre de l'emmanchement inférieur ou égal à 13 mm, diamètre de l'emmanchement supérieur à 13 mm. Dans cette étude, la conception du dissipateur d'énergie est réalisée pour ce dernier cas;

- socle en béton d'une masse minimale de 300 kg pour supporter l'absorbeur d'énergie;
- burin artificiel muni d'un embout plat dont l'épaisseur correspond à celui de l'emmanchement;
- billes d'acier de 4 mm de diamètre et dont la dureté est supérieure à 63 HRC;
- système de mesure et de contrôle de la force de poussée sur la machine;
- système de contrôle de la tension d'alimentation électrique des machines et de la pression du fluide moteur;
- accéléromètre uniaxial et système d'acquisition et de traitement des signaux vibratoires.

### 6.2.1 Dissipateur d'énergie

Le dissipateur d'énergie est fabriqué selon les spécifications énoncées dans la norme ISO 8662-2 lorsque le diamètre de l'emmanchement du burin est supérieur à 13 mm. Le diamètre du tube d'acier D est ainsi fixé à 40 mm avec une dureté de 62 HRC et la hauteur de la colonne de billes H à 100 mm. La figure 23 reproduit le schéma apparaissant dans la norme ISO 8662-2 pour décrire les exigences de conception du dissipateur d'énergie. Des dessins techniques décrivant les différentes composantes du dissipateur d'énergie apparaissent dans l'annexe E, notamment pour le cylindre, la plaque supérieure, le guide interne et la plaque inférieure de fixation au socle. Les dimensions ainsi que les matériaux utilisés sont identifiés dans ces dessins.

### 6.2.2 Socle en béton

Un socle en béton de type podium a été conçu comportant une partie centrale ayant une hauteur de 0.61 m et une surface de 0.38x0.38 m, et deux parties inférieures ayant une hauteur de 0.23 m et une surface de 0.30x0.38 m. La masse totale du bloc dont le volume est de 0.14 m<sup>3</sup> est évaluée à 308 kg. Une plaque d'acier de 17 mm d'épaisseur est boulonnée sur chacune des 3 faces supérieures du podium pour permettre la fixation de l'absorbeur d'énergie. En situation normale, l'absorbeur d'énergie est boulonné sur une des deux faces inférieures du podium. Des fer angles installés le long des deux côtés du podium sont utilisés pour y fixer des roulettes pouvant servir à déplacer le bloc à l'endroit désiré.

### 6.2.3 Burin artificiel

Des burins artificiels ont été conçus pour s'adapter à deux types de marteaux-burineurs sélectionnés pour faire partie des essais. Le premier, un BoschHammer, modèle 11313EVS utilise un burin qui comporte un emmanchement rond avec des rainures pour le retenir dans la machine. Le diamètre du burin utilisé est de 17 mm et la longueur est 46.7 cm. Un burin artificiel a donc été conçu en reliant une section de 23 cm comportant l'emmanchement du burin fourni avec la machine avec une pièce usinée constituée d'une tige circulaire de 17 mm de diamètre et d'un embout plat de diamètre 39.5 mm et

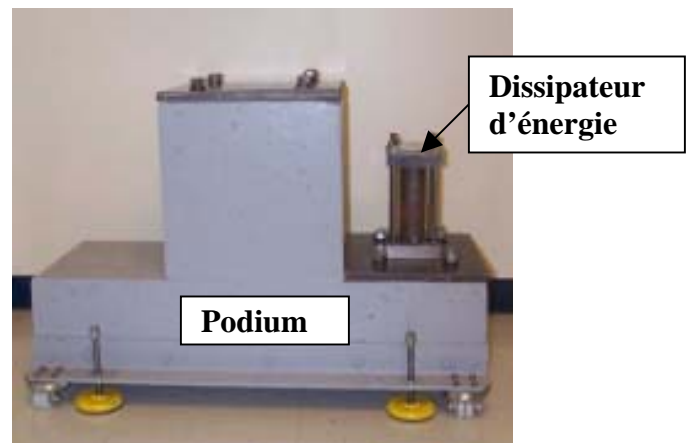
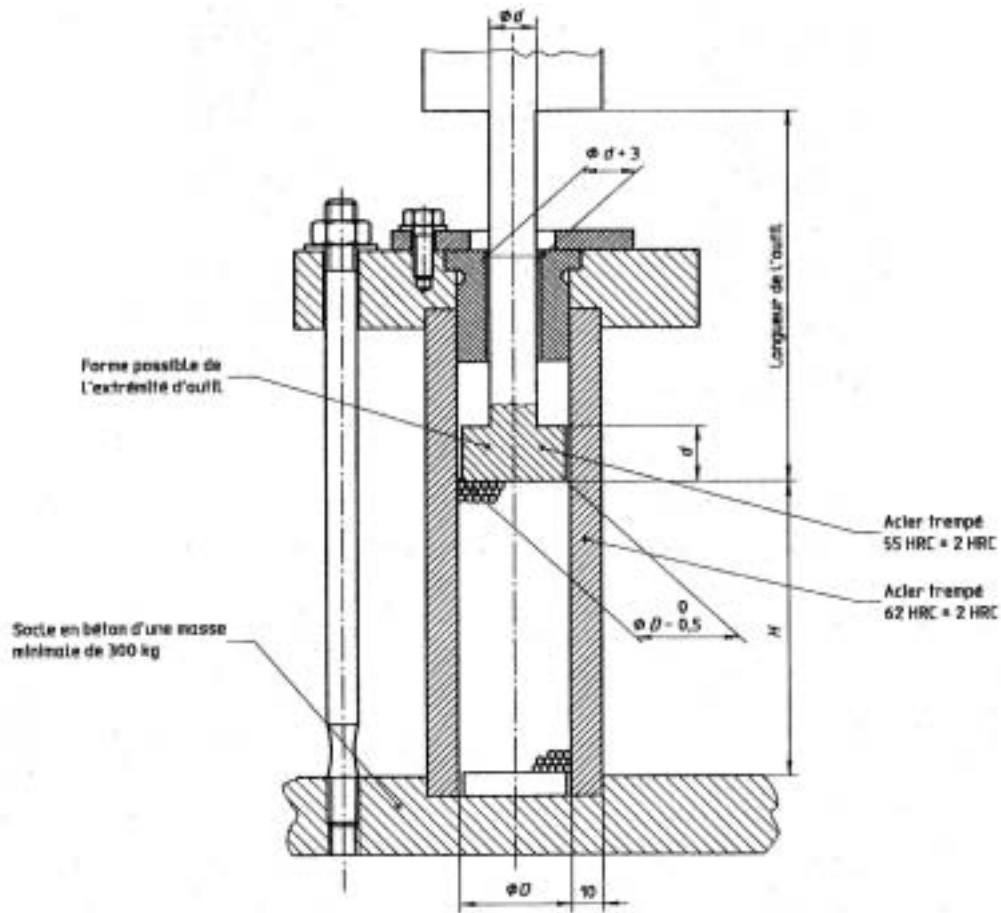


Figure 23 : Conception technique du dissipateur d'énergie selon ISO 8662-2

d'épaisseur 17 mm. Le lien entre les parties inférieure et supérieure du burin artificiel a été réalisé avec des soudures et des boulons à locquet. La longueur totale du burin artificiel résultant a été établie à 48.6 cm. Selon les spécifications de la norme ISO 8662-2, l'embout et la tige du burin ont été soumis à un traitement thermique pour que la dureté soit de  $55 \pm 2$  HRC et ont été machinés d'une seule pièce. La figure 24a illustre ce burin avec lequel des difficultés ont été rencontrées liées à des problèmes de surchauffement causés par des déplacements et des frottements à la jonction entre les parties inférieure et supérieure du burin artificiel ainsi fabriqué. Ce concept avait été retenu pour permettre l'adaptation de burins possédant différents types d'emmanchement sans nécessairement avoir à concevoir différents types de burins artificiels pour différentes machines. Compte tenu des accélérations importantes générées lors de la réalisation des essais, il s'est avéré impossible de concevoir une jonction qui résiste aux impacts répétés.

En contrepartie, un deuxième burin a été réalisé pour s'adapter au modèle RRF 31-01 de Atlas Copco pour lequel le burin recommandé a un diamètre de 13 mm et un emmanchement hexagonal avec collerette. Dans ce cas, le burin artificiel a été machiné d'une seule pièce avec un embout de diamètre 39.5 mm et une épaisseur de 13 mm. La longueur totale du burin comportant l'embout a été fixée à 48.3 cm. Ce burin, représenté dans la figure 24b a aussi été soumis à un traitement thermique pour satisfaire aux exigences de dureté définies dans la norme ISO 8662-2.

#### 6.2.4 Billes d'acier

Des billes d'acier dont le diamètre est 4 mm et la dureté supérieure à 63 HRC ont été utilisées conformément aux spécifications émises dans la norme ISO 8662-2. Pour la réalisation des essais, la hauteur des billes dans le cylindre du dissipateur d'énergie a été fixée à 100 mm.

#### 6.2.5 Contrôle de la force de poussée

La force de poussée exercée sur les marteaux-riveteurs lors de la réalisation des essais est mesurée en utilisant une balance électronique sur laquelle l'opérateur prend place pour opérer les machines. La balance utilisée a une capacité de charge de 180 kg avec résolution de 0.02 kg. La surface du dispositif de pesée est 0.76x0.61 m et la hauteur de la plate-forme par rapport au sol est ajustable, avec une valeur nominale de 15 cm. La mise à zéro du système de mesure est effectuée alors que l'opérateur est debout sur la balance en adoptant la posture requise sans exercer de force sur la machine à l'essai. Un afficheur numérique placé à proximité permet alors à l'opérateur d'ajuster la force de poussée à la valeur requise. Alternativement, un système à voyant lumineux à code de couleurs, similaire à celui décrit dans la section 4.3.3, est relié à la balance électronique afin de suivre sur moniteur d'un ordinateur portable la variation de la force de poussée exercée par rapport à la valeur cible. Le temps d'intégration pour l'affichage de cette force est fixée à 0.25 s.

Selon les exigences de la norme ISO 8662-2, la force de poussée doit être fixée à 40 fois la valeur de la masse de la machine en kg, et se situer entre 80 et 200 N. Pour des outils



**Figure 24 : Représentation des burins artificiels**

antivibratiles, la force de poussée doit se situer au milieu de la plage des forces d'avance optimales telles que spécifiées par le fabricant.

### 6.2.6 Contrôle du fluide moteur

Pour les machines électriques, la tension d'alimentation est contrôlée en temps réel avec un voltmètre au cours des essais et la valeur efficace  $V_a$  est établie en unités de  $V_{\text{rms}}$  sur toute la durée des essais. De même, la pression d'alimentation en air comprimé à l'entrée de la machine est contrôlée en temps réel avec un manomètre électronique, lesquelles données sont transmises à un système d'acquisition et d'analyse qui calcule la pression d'alimentation efficace  $P_a$  en unités de kPa sur toute la durée des essais. Ces données servent à assurer qu'il n'y ait pas de fluctuations importantes du fluide moteur au cours des essais et assurent des conditions d'opération comparables entre les différents opérateurs.

### 6.2.7 Mesures des vibrations

Les mesures de vibrations sont réalisées sur la poignée des machines en fixant un accéléromètre orienté en direction parallèle à l'axe de percussion de la machine à l'aide d'un collier de serrage. La figure 25 illustre le montage accélérométrique utilisé comportant un accéléromètre piézoélectrique B&K 4393 fixé sur un filtre mécanique B&K UA 0553, lesquels sont montés sur un adaptateur en aluminium en forme de T et reliés à la poignée à l'aide de colliers de serrage. L'accéléromètre est relié à un amplificateur de charge B&K 2635 d'où les signaux sont transmis au système d'acquisition et de traitement des données. La durée des essais est fixée à plus de 8 s, et les spectres en fréquence en bandes de fréquences de tiers d'octave sont évalués, ainsi que l'accélération efficace pondérée main-bras  $a_{h,w}$  dans la gamme de fréquences 6.3 à 1250 Hz. La fréquence de frappe,  $f_p$ , est quant à elle identifiée en procédant à une analyse en bandes fines du spectre en fréquence et en identifiant la fréquence à laquelle l'amplitude est maximale.

## **6.3 Application du montage à l'évaluation des marteaux-burineurs**

Le montage expérimental tel que décrit dans la section 6.2 est utilisé pour déterminer les valeurs d'émission vibratoire de deux types de marteaux-burineurs, l'un étant une machine conventionnelle fonctionnant à l'électricité (Boschhammer 11313EVS), l'autre étant un modèle antivibratile (Atlas Copco RRF31-01) fonctionnant à l'air comprimé. La figure 26a illustre le montage expérimental comportant le dissipateur d'énergie, le burin artificiel et les systèmes de contrôle du fluide moteur, tandis qu'une représentation globale du banc d'essai au cours des mesures est présenté dans la figure 26b, illustrant aussi la posture adoptée par le sujet d'essai.

### 6.3.1 Caractéristiques des machines à l'essai

Les caractéristiques physiques des deux modèles de marteaux burineurs soumis aux essais sont indiquées dans le tableau 11. Ces deux modèles ont été sélectionnés afin de faire ressortir les différences de niveau d'exposition vibratoire pouvant être anticipées



**Figure 25 : Mode de fixation des accéléromètres sur la poignée des machines.**



a) Montage expérimental



b) Montage en cours d'essai

**Figure 26 : Représentation du banc d'essai pour déterminer les valeurs d'émission vibratoire des marteaux-burineurs**



entre des machines conventionnelles et dites « antivibratiles » même lorsque la fréquence de percussion est comparable. De plus, comme le fabricant de la machine antivibratile déclarait une valeur d'émission vibratoire de  $2.5 \text{ ms}^{-2}$ , l'utilisation de cette dernière permettait d'effectuer une comparaison avec la valeur découlant de l'utilisation du banc d'essai développé dans cette étude.

Le marteau burineur BoschHammer est à vitesse variable, ce qui permet de modifier la fréquence de percussion. Par ailleurs, le marteau burineur Atlas Copco est muni d'un ressort au niveau de l'emmanchement, ce qui permet d'éviter au cylindre de frapper la partie inférieure de la poignée lorsque la force de poussée n'est pas excessive. Deux ressorts sont fournis avec la machine, dont un est de raideur plus faible. Pour la plupart des applications, le ressort plus rigide est recommandé. C'est d'ailleurs celui qui a été utilisé pour les besoins de cette étude.

**TABLEAU 11 : Caractéristiques physiques des marteaux burineurs à l'essai**

<b>MODÈLE</b>	<b>FLUIDE MOTEUR</b>	<b>MASSE DE LA MACHINE (kg)</b>	<b>DIAMÈTRE EMMANCHEMENT (mm)</b>	<b>FRÉQUENCE PERCUSSION (Hz)</b>
BoschHammer 11313EVS	Électricité 115-120 V AC	5.3	17	21.7-43.3
Atlas Copco RRF31-01	Air comprimé 600-700 kPa	2.5	13	38

### 6.3.2 Caractéristiques des sujets d'essai

Les mêmes trois sujets dont les caractéristiques apparaissent dans le tableau 4 ont participé à la réalisation des essais. Chacun des sujets était au préalable familiarisé avec le mode d'opération des outils, la posture à adopter, la force de poussée à exercer et l'orientation à donner au burin pour s'assurer qu'il soit bien à la verticale pour éviter de brouter sur les parois du dissipateur d'énergie.

### 6.3.3 Conditions retenues pour les essais

Puisque le marteau burineur BoschHammer était à vitesse variable, celle-ci a été réglée de sorte à donner une fréquence de percussion comparable à celle du marteau de modèle Atlas Copco (i.e 38 Hz). Ainsi, le cadran de réglage a été fixée à la position 5 d'une plage d'ajustement pouvant varier entre 0 et 6. La force de poussée pour le modèle BoschHammer a été établie à 150 N, tandis que celle pour le modèle Atlas Copco a été fixée à 120 N afin de régler la position du mécanisme antivibratile à mi-course du déplacement permis à la jonction entre la machine et le burin, conformément aux recommandations du fabricant. De plus, la pression d'air comprimé à l'entrée de la machine Atlas Copco a été fixée à 630 kPa, se situant ainsi dans la plage recommandée par le fabricant. Enfin, la durée des essais a été fixée à 32 s pour le marteau BoschHammer, puis réduite à 16 s avec le modèle Atlas Copco à cause des difficultés

reliées au maintien d'une force de poussée constante au cours des essais. Ces durées se situent au delà de la durée minimale établie pour les essais dans la norme ISO 8662-2

### 6.3.4 Résultats des essais

Les rapports de mesure découlant de l'application de la méthode d'essai définie dans la norme ISO 8662-2 et du banc d'essai développé dans cette étude apparaissent dans l'annexe F pour les deux modèles de marteaux burineurs considérés. Ces rapports présentent pour chaque sujet les résultats détaillés de chaque essai, notamment l'accélération efficace non pondérée à chacune des bandes de fréquence de tiers d'octave entre 6.3 et 1250 Hz, les accélérations efficaces globales non pondérées,  $a$ , et pondérées,  $a_{h,w}$ , entre 6.3 et 1250 Hz, la fréquence de percussion,  $f_p$ , déterminée au cours de l'essai, et la valeur efficace de la pression d'air comprimée,  $P_a$ , ou de la tension électrique,  $V_a$ . Les moyennes de chacune de ces valeurs obtenues pour chaque sujet sont également indiquées, de même que l'écart-type sur l'accélération efficace pondérée moyenne,  $S_{ahw}$ , et le coefficient de variation correspondant,  $C_v$ . L'avant dernière page des rapports présente le spectre moyen en bandes de tiers d'octave obtenu pour chaque sujet, ainsi que le spectre moyen global combinant l'ensemble des mesures réalisées avec les 3 sujets. C'est ce spectre moyen de tous les essais qui apparaît sur la première page du rapport (spectres pondérés et non pondérés), de même que la valeur d'émission vibratoire,  $a_{h,w}$ , et l'écart-type correspondant. La valeur globale non pondérée  $y$  est aussi indiquée avec l'écart-type.

Un sommaire des accélérations efficaces pondérées,  $a_{h,w}$ , obtenues par chaque sujet lors de chacun des essais apparaît dans le tableau 12, qui indique aussi la valeur moyenne, l'écart-type et le coefficient de variation mesurés lors des 5 essais réalisés avec chacun des sujets.

**TABLEAU 12 : Valeurs d'émission vibratoire déterminées par chaque sujet lors des essais sur deux modèles de marteaux burineurs**

SUJET	$a_{h,w}$ ( $ms^{-2}$ )					Écart-type ( $ms^{-2}$ )	$C_v$	
	Essai#1	Essai#2	Essai#3	Essai#4	Essai#5			Moyenne
<b>BOSCHHAMMER 11313 EVS</b>								
1	4.55	5.26	4.82	4.74	5.02	4.88	0.27	0.06
2	4.16	3.82	3.79	4.37	3.61	3.95	0.31	0.08
3	4.98	5.73	4.68	4.94	4.99	5.06	0.39	0.08
					<b>Moyenne :</b>	<b>4.63</b>	<b>0.6</b>	<b>0.13</b>
<b>ATLAS COPCO RRF31-01</b>								
1	2.14	1.89	2.02	2.34	2.28	2.13	0.18	0.09
2	3.07	3.57	3.53	2.84	2.53	3.11	0.45	0.14
3	1.78	1.99	2.27	1.94	2.50	2.09	0.29	0.09
					<b>Moyenne :</b>	<b>2.44</b>	<b>0.6</b>	<b>0.24</b>

Ces résultats démontrent que l'exigence liée au besoin de maintenir le coefficient de variation à une valeur inférieure à 0.15 est respectée pour chaque sujet pour chacun des deux outils. Ainsi, la répétabilité est jugée comme étant relativement bonne, même si certains sujets mènent à des valeurs constamment plus hautes ou plus basses que pour les autres sujets. Par ailleurs, la reproductibilité pour les essais réalisés avec différents sujets est considérablement plus faible comme l'indiquent les valeurs plus importantes du coefficient de variation rapportées sur la valeur d'émission vibratoire de chaque outil. Les variations inter-individuelles sont donc importantes et ne sauraient s'expliquer par des variations dans les conditions d'opération, puisque les résultats détaillés dans l'annexe F indiquent des valeurs très comparables de la pression/tension du fluide moteur et de la fréquence de percussion lors des essais réalisés avec les différents sujets.

### 6.3.5 Comparaison entre les marteaux burineurs

Sur la base des valeurs d'émission vibratoire rapportées dans la section précédente, il est permis de conclure que le marteau burineur antivibratile Atlas Copco mène à des niveaux vibratoires de l'ordre de 50% plus faibles que ceux émis par le modèle BoschHammer. De plus, les mesures effectuées dans cette étude confirment les résultats rapportés par Atlas Copco qui établissaient une valeur d'émission vibratoire de  $2.5 \text{ ms}^{-2}$  pour le modèle RRF31-01. La figure 27 présente une comparaison des spectres d'émission vibratoire moyens en bandes de tiers d'octave pour les deux modèles de marteaux burineurs. Ces résultats indiquent clairement que même si la fréquence de percussion se situe dans la bande de fréquence de tiers d'octave de 40 Hz pour les deux modèles de machines, une atténuation importante de l'énergie vibratoire est apportée par le modèle antivibratile, particulièrement aux bandes de fréquences entre 80 et 400 Hz. C'est cette atténuation significative des vibrations à ces fréquences qui permet de réduire considérablement l'accélération efficace pondérée globale représentant la valeur d'émission vibratoire.

## **7. EFFICACITÉ DES BRACELETS ANTIVIBRATILES**

---

### **7.1 Description de la méthode d'essai**

Comme il n'existait pas de méthodes normalisées clairement établies pour évaluer l'efficacité d'atténuation des vibrations par les bracelets, un protocole d'essai a dû être défini. Celui-ci consiste essentiellement à déterminer le facteur de transmission global des vibrations entre la main et le coude lorsque la main agrippe une poignée qui vibre et à comparer la mesure au facteur de transmission obtenu lorsqu'un bracelet est fixé sur l'avant-bras au niveau du poignet. Puisque très peu d'énergie vibratoire est transmise au-delà du poignet à des fréquences de vibrations excédant 100 Hz, l'excitation vibratoire utilisée à l'interface entre la main et la poignée est maintenue à des fréquences inférieures à 100 Hz. Ceci provient aussi du fait que l'utilisation d'un bracelet serait destiné à diminuer la transmission des vibrations dans l'avant-bras, ce qui ne saurait se produire que pour les vibrations de basses fréquences.

Marteaux burineurs: Spectres vibratoires moyens pondérés

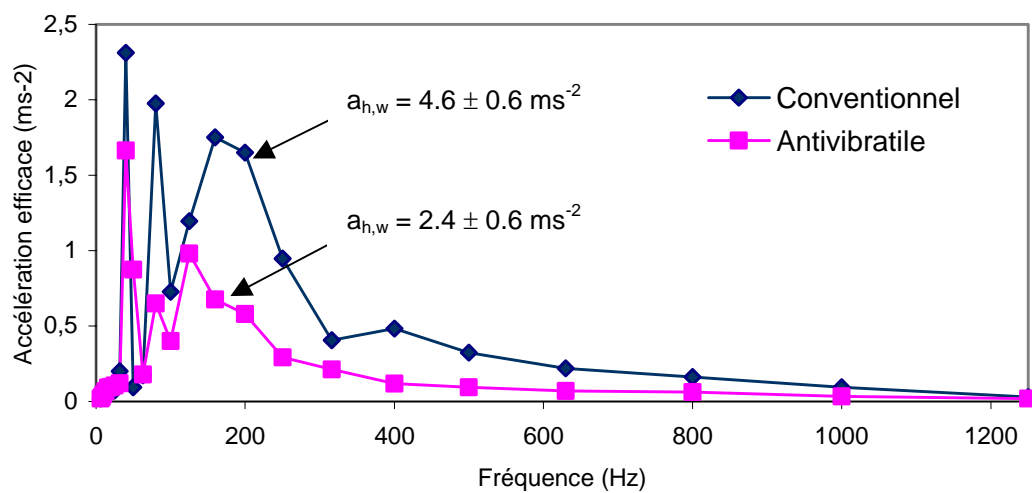


Figure 27 : Comparaison des spectres d'émission vibratoire de deux modèles de marteaux burineurs.

Les mesures de la transmissibilité vibratoire sont effectuées en utilisant un sujet qui maintient une poignée avec une force de préhension de  $30 \pm 5$  N, tout en exerçant une force de poussée de  $50 \pm 8$  N. À cette fin, la poignée instrumentée telle que décrite dans la section 4.2 est utilisée de même que l'excitateur de vibrations décrit dans la même section. Au cours des essais, l'avant bras est orienté en direction de l'axe des vibrations, le coude formant un angle de  $90^\circ$ . L'accéléromètre intégré dans la poignée mesure les vibrations à l'entrée du système main-bras tandis qu'un capteur laser de vibrations (B&K 3544) mesure les vibrations transmises au coude. Ceci est effectué en plaçant un morceau de ruban réfléchissant sur le coude, lequel doit être orienté perpendiculaire à la direction de propagation du rayon laser. Le capteur laser est placé à une distance de 40 cm de la cible pour maximiser le signal de réflexion et un guide métallique est incorporé face à la poignée dans lequel le bras est inséré pour guider et stabiliser l'orientation de l'avant-bras. Les essais sont répétés avec et sans bracelet antivibratile et les facteurs de transmission global résultants sont comparés afin d'évaluer l'influence du bracelet sur la transmission des vibrations au coude.

Les essais sont réalisés sous deux types d'excitation vibratoire. Le premier consiste en un spectre vibratoire représentant la classe spectrale M telle que définie dans la section 4.3.1 et pour laquelle l'amplitude non pondérée de base initialement fixée à  $16.7 \text{ ms}^{-2}$  est aussi modifiée pour donner des amplitudes fixées à 33 et à  $55 \text{ ms}^{-2}$ . Compte tenu du peu d'énergie vibratoire transmis au coude au-delà de 100 Hz, l'établissement du facteur de transmission main-coude n'est considéré que pour la gamme de fréquences entre 16 et 100 Hz sous le spectre d'excitation M. Le deuxième type d'excitation est représenté par un signal provenant de l'opération d'un outil percutant, en l'occurrence un marteau burineur actionné dans le cadre de la détermination de sa valeur d'émission vibratoire selon les spécifications décrites dans la section 6. Le signal en temps réel enregistré sur la poignée selon l'axe de percussion est reproduit sur le simulateur de vibrations d'où la fréquence de percussion peut être modifiée en ajustant les paramètres d'échantillonnage. Dans cette étude, la fréquence de percussion nominale de 38 Hz est modifiée afin de répéter les essais à 31, puis à 25 Hz. Dans tous les cas, le facteur de transmission global T entre la main et le coude est évalué entre 16 et 100 Hz pour les conditions avec et sans bracelet. Un bracelet serait jugé efficace s'il parvenait à procurer une diminution significative du facteur de transmission global entre la main et le coude.

## **7.2 Description du montage expérimental**

Le banc d'essai utilisé pour évaluer les caractéristiques de transmissibilité vibratoire des bracelets est essentiellement le même que celui décrit dans la section 4 pour les essais de gants. Cependant des différences sont introduites comme démontrées dans la figure 28, principalement par l'incorporation d'un guide pour aligner l'avant-bras selon l'axe du pot vibrant et par l'utilisation d'un système laser pour mesurer les vibrations transmises au coude. Les systèmes de contrôle des forces de poussée et de préhension sont telles que décrites dans la section 4.3.3 pour évaluer les gants. Cependant, l'utilisation d'un adaptateur entre la main et la poignée n'est pas nécessaire pour évaluer les bracelets



**Figure 28 : Représentation du montage expérimental pour évaluer les bracelets.**

puisque l'accélération d'entrée des vibrations à l'interface main-poignée peut être mesurée directement à l'aide de l'accéléromètre incorporé dans la poignée.

### 7.3 Application du montage à l'évaluation d'un bracelet

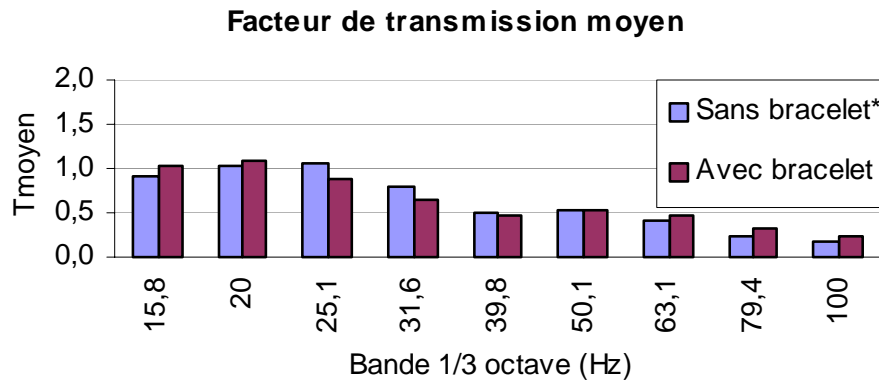
Le montage tel que décrit précédemment est utilisé pour évaluer un modèle de bracelet vendu dans certaines boutiques de sport pour atténuer les chocs transmis à l'avant bras des joueurs de tennis. Il s'agit d'un bracelet formé d'une bande de velcro sur laquelle sont fixées trois contenants hermétiquement scellés, de forme hémisphérique, contenant du mercure. Chacune de ces « bulles » a une masse d'environ 36 g, portant la masse totale du bracelet à plus de 100 g. Le bracelet est connu sous la marque commerciale « *Tenex – Elbow Shock Absorber* ».

La réalisation des essais est effectuée au moins deux fois avec un sujet portant le bracelet au poignet tout en assurant qu'il soit le plus serré possible sur le poignet. Sous chacune des excitations vibratoires, les essais sont répétés avec et sans bracelet et le facteur de transmission global moyen entre 16 et 100 Hz est établi pour chacune des conditions. Les résultats obtenus sous le spectre d'excitation M à des niveaux de 16.5, 33 et 55 ms<sup>-2</sup> sont présentés dans la figure 29, tandis que ceux découlant de l'utilisation d'un spectre d'excitation d'outil percutant à des fréquences de frappe de 25, 31 et 38 Hz apparaissent dans la figure 30.

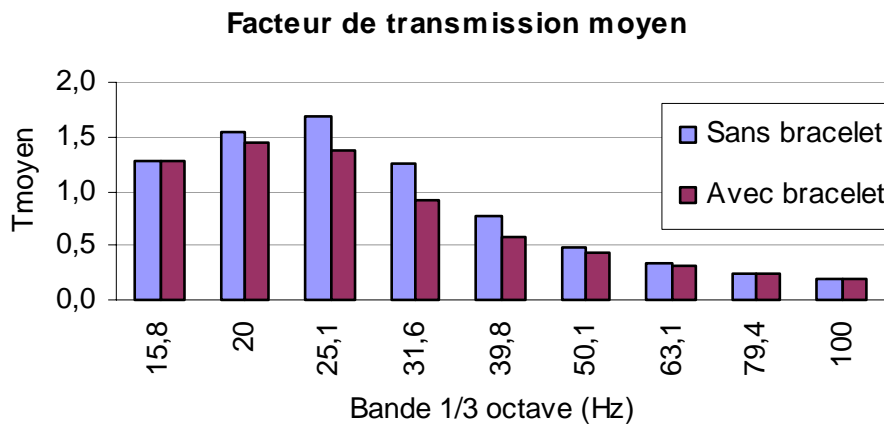
Les facteurs de transmission mesurés par bandes de fréquence de tiers d'octave tels que présentés dans la figure 29 suggèrent que le bracelet pourrait mener à une atténuation sensible des vibrations transmises au coude principalement aux bandes de fréquence centrées à 25, 31.6 et 40 Hz lorsque le niveau est fixé à 16.5 et 33 ms<sup>-2</sup>, bien que la tendance ne soit pas statistiquement significative. Sous le niveau de vibration fixé à 33 ms<sup>-2</sup>, le facteur de transmission mesuré avec le bracelet est inférieur à celui obtenu sans bracelet à la plupart des bandes de fréquence. Il s'agit de la seule condition sous laquelle une telle tendance est observée. Dans les autres bandes de fréquence, et pour les autres niveaux d'excitation, les facteurs de transmission avec bracelet sont généralement supérieurs à ceux obtenus sans bracelet.

La concentration de l'énergie vibratoire d'excitation à une fréquence associée à la fréquence de percussion d'outils percutants ne procure pas de tendances différentes dans les résultats. Ceux-ci sont rapportés dans la figure 30 et démontrent que le facteur de transmission lorsque le bracelet est porté est légèrement supérieur à celui mesuré sans bracelet, sauf possiblement lorsque la fréquence de percussion est fixée à 31 Hz. Le tableau 13 présente les facteurs de transmission globaux déterminés sur la plage de fréquence entre 16 et 100 Hz pour les 6 conditions d'excitations considérées avec et sans bracelet. Sauf pour le cas impliquant une excitation avec le spectre M à 33 ms<sup>-2</sup>, il n'appert pas que le bracelet soit efficace pour atténuer l'énergie vibratoire globale transmise au coude. Même pour le cas démontrant une quelconque atténuation, une certaine prudence doit être exercée sur l'interprétation à donner à ce résultat compte tenu des difficultés rencontrées pour limiter la variabilité des mesures effectuées au coude. Sur la base des résultats obtenus, il semble peu probable que le bracelet évalué puisse être

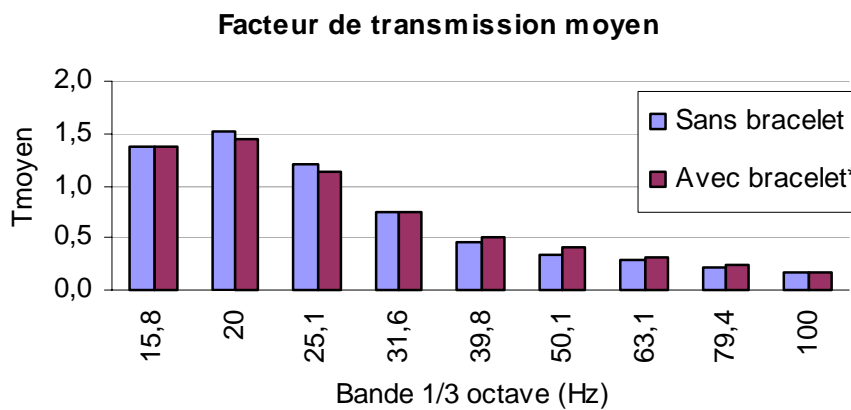
Niveau d'excitation fixé à  $16.5 \text{ ms}^{-2}$  :



Niveau d'excitation fixé à  $33 \text{ ms}^{-2}$  :



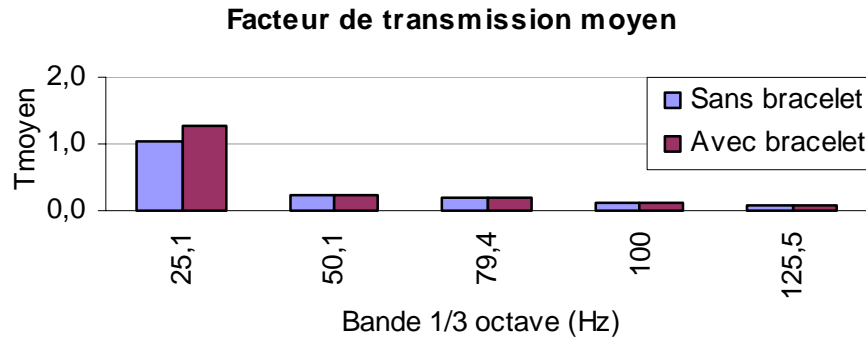
Niveau d'excitation fixé à  $55 \text{ ms}^{-2}$  :



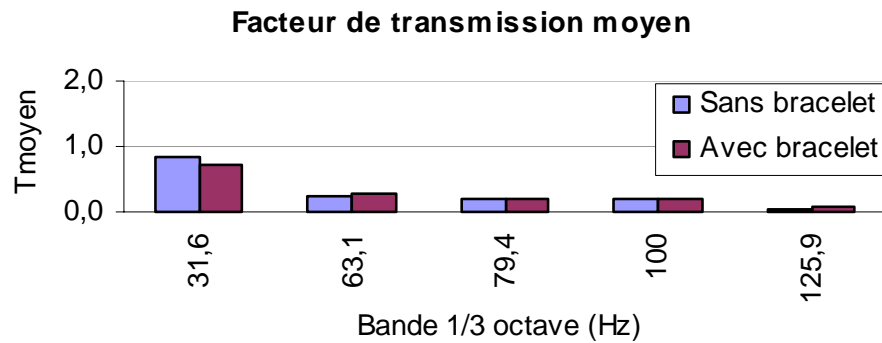
**Figure 29 : Évaluation d'un bracelet sous le spectre d'excitation M.**



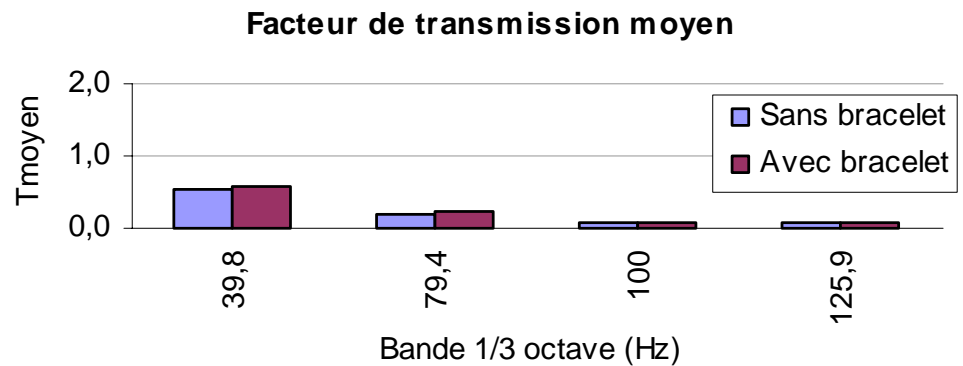
Fréquence de percussion 25 Hz :



Fréquence de percussion 31 Hz :



Fréquence de percussion 38 Hz :



**Figure 30 : Évaluation d'un bracelet sous le spectre d'excitation causé par l'opération d'un outil percuteur.**

jugé efficace pour permettre une atténuation notable des vibrations et des chocs transmis au coude. D'ailleurs une étude subséquente réalisée sur la détermination des caractéristiques dynamiques des bulles de mercure constituant le bracelet ont démontré que le système ne serait efficace que pour atténuer les vibrations à des fréquences variant entre 500 et 800 Hz, donc bien au-delà des fréquences contribuant le plus aux niveaux d'exposition vibratoire du système main-bras.

**TABLEAU 13 : Facteur de transmission global (16-100 Hz) avec et sans bracelet sous différentes excitations vibratoires.**

<b>EXCITATION VIBRATOIRE</b>	<b>T (16-100 Hz) SANS BRACELET</b>	<b>T (16-100 Hz) AVEC BRACELET</b>
Spectre M, 16.5 ms <sup>-2</sup>	0.42	0.44
Spectre M, 33 ms <sup>-2</sup>	0.55	0.44
Spectre M, 55 ms <sup>-2</sup>	0.39	0.45
Percussion 25 Hz	0.28	0.30
Percussion 31 Hz	0.32	0.30
Percussion 38 Hz	0.25	0.26

## **8. MODÈLE ANALYTIQUE REPRÉSENTANT UN MARTEAU BURINEUR**

Les détails relatifs à cette partie de l'étude apparaissent dans un article scientifique publié dans le *European J. Mechanical and Environmental Engineering* et dont copie est intégrée dans l'annexe G. Seul un bref sommaire de cet article est présenté ci-dessous.

Cette partie de l'étude visait à développer et à valider un modèle analytique pour simuler le comportement vibratoire d'un marteau burineur et à combiner ce modèle à celui représentant le système main-bras agrippant la poignée de la machine. Ce dernier modèle, extrait de la norme ISO 10068, représente le système main-bras par un système masse-ressort-amortisseur, dont la configuration choisie dans cette étude comporte trois degrés de liberté. Sur la base du modèle combinant la machine et le système main-bras, les équations différentielles du mouvement sont établies pour calculer la réponse vibratoire d'un marteau burineur opérant dans un dissipateur d'énergie tel que décrit dans la section 6 de ce rapport. La validation du modèle est effectuée en comparant les caractéristiques des vibrations calculées sur le corps de la machine avec celles mesurées lorsque le marteau burineur est opéré dans un dissipateur d'énergie dans des conditions précises. L'identification de tendances similaires permet de valider le modèle et de l'exploiter pour investiguer dans quelle mesure des modifications apportées à la conception de l'outil permettraient de réduire l'exposition aux vibrations main-bras. L'étude paramétrique a permis de démontrer qu'une augmentation de la masse de la machine, du burin et du piston d'impact permettrait de réduire les niveaux d'exposition aux vibrations main-bras sur la poignée. De même, en modifiant les propriétés élastiques de la poignée et de l'anneau de rétention dans l'emmanchement, il est possible de réduire les niveaux d'exposition aux vibrations. Les résultats suggèrent que des réductions de niveaux

vibratoires de l'ordre de 50% sont possibles en modifiant certaines des caractéristiques de conception d'outils actuels. De tels résultats devraient encourager les fabricants à intégrer des outils prédictifs semblables à ceux développés dans cette étude dès l'étape de conception des outils pour assurer le développement de machine-outils qui génèrent le moins de vibrations possibles.

## **9. CONCLUSIONS**

Les résultats obtenus dans le cadre de cette étude ont permis d'identifier de nombreux produits (outils, gants, bracelets, matériaux de recouvrement de poignées) présentés comme étant à caractère antivibratile par les fabricants. Pour un certain nombre de ces produits, des données sont fournies dans les fascicules techniques sur les valeurs d'émission vibratoire des outils ou encore sur l'efficacité d'atténuation vibratoire escomptée des gants lors de leur utilisation. De telles données devraient éventuellement permettre aux usagers de sélectionner les outils les moins vibrants et les produits susceptibles de minimiser les niveaux d'exposition aux vibrations main-bras. Cependant, force est de reconnaître que l'accessibilité à de telles données reste encore aujourd'hui très limitée.

Techniquement, les méthodes et les bancs d'essai de laboratoire nécessaires à la détermination des caractéristiques vibratoires de plusieurs produits sont définies dans des normes expérimentales dont le degré de complexité varie d'une à l'autre. Dans cette étude, des bancs d'essai ont été mis au point en laboratoire pour évaluer l'efficacité d'atténuation vibratoire des gants, les caractéristiques de transmissibilité vibratoire des matériaux résilients destinés à la fabrication des gants et des recouvrements de poignées, les valeurs d'émission vibratoire des marteaux burineurs et l'efficacité d'atténuation vibratoire des bracelets. Les détails relatifs à la construction de ces bancs d'essai et les besoins considérables en instrumentation et en savoir-faire que nécessite leur élaboration ont pu être rapportés dans cette étude, mettant aussi en évidence la complexité de la mise en application des méthodes préconisées. Nul doute que plusieurs de ces essais ne sauraient être réalisés que dans des laboratoires spécialisés, limitant ainsi le nombre d'essais pouvant être réalisés et rendant plus difficile l'accessibilité des données pour les usagers.

La mise en application des bancs d'essai réalisés dans cette étude ont permis de mettre en évidence les différences des caractéristiques vibratoires entre produits d'une même catégorie, démontrant ainsi l'efficacité des méthodes d'essai pour identifier les produits les plus aptes à minimiser l'exposition aux vibrations main-bras. Par ailleurs, certaines des difficultés inhérentes à l'application de ces méthodes d'essai ont aussi pu être mises en évidence, identifiant ainsi des pistes à considérer dans une révision éventuelle des méthodes actuelles. La mise en application des quelques bancs d'essai réalisés dans le cadre de cette étude constitue une première étape vers la création de nouvelles recherches destinées à contribuer au développement de méthodes d'essai améliorées et à la révision des normes actuelles, tout en permettant d'assister les partenaires dans leur recherche des produits les moins vibrants en rendant accessibles les données et en développant

éventuellement d'autres bancs d'essais pour les outils/produits non couverts dans cette étude.

Enfin, cette étude a permis de mettre en application une méthode basée sur la modélisation afin d'identifier les caractéristiques de conception optimale d'un outil qui permettraient de minimiser les niveaux d'exposition aux vibrations main-bras. Dans cette étude, le développement d'un modèle applicable à un marteau burineur a permis d'identifier les paramètres de conception les plus influents sur le niveau d'exposition aux vibrations main-bras, d'établir les valeurs optimales pour ces paramètres et d'estimer de combien les niveaux d'exposition aux vibrations main-bras peuvent être réduits en modifiant les paramètres de conception. Ces résultats ont démontré qu'il était possible de réduire jusqu'à 50% les niveaux actuels des vibrations main-bras en modifiant certains paramètres de conception d'un outil, soulevant ainsi toute l'importance à accorder à la réduction à la source comme moyen de prévention technique des vibrations.

## 10. BIBLIOGRAPHIE

---

- [1] Starck, J., Koskimies, K., et coll. Chain Saw Vibration and Changes in the Prevalence of Vibration Syndrome during 1972 to 1990. Proceedings 6th International Conference on Hand-Arm Vibration, Bonn, 19-22 mai 1992, p. 339-345.
- [2] Norme internationale ISO 5349-1. Vibrations mécaniques – Mesurage et évaluation de l'exposition des individus aux vibrations transmises par la main. Partie 1 : Principes directeurs généraux. Première édition, 2001. 24 p.
- [3] Donati, P. et Bitsch, J. Promotion des brise-béton antivibratiles. Institut national de recherche et de sécurité, Vandoeuvre-Les-Nancy, Rapport MAV-DT-142/PDi, mai 1991, 8 p.
- [4] Atlas Copco. Vibration-damped Riveting Guns, Fiche technique, 1988.
- [5] Jayat, R., Guélin, J.-Ch. et Bitsch, J. Réduction des vibrations engendrées par des fouloirs pneumatiques, INRS Cahiers de notes documentaire, no 89, 4e trimestre, 1977, p. 471-479.
- [6] Note technique "Triple balls beat vibration", Eureka Transfers Technology, janvier 1993, p.9.
- [7] Norme internationale ISO 8662. Machines à moteur portatives - Mesurage des vibrations au niveau des poignées - Partie 1: Généralités, 1988, 4 p.; Partie 2: Marteaux burineurs et marteaux riveurs, 1992, 12 p.; Partie 3: Marteaux perforateurs et marteaux rotatifs, 1992, 12 p.; Partie 4: Meuleuses, 1994, 12 p.; Partie 5: Brise-béton, marteaux de démolition et marteaux piqueurs, 1992, 13 p.; Partie 6: Perçuses à percussion, 1994, 8 p., Partie 7 : Clés, tournevis et serreuses à percussion, à impulsion ou à cliquet, 1997, 23p. ; Partie 8 : Polisseuses-lustreuses et ponceuses rotatives et orbitales spéciales ; Partie 9 : Marteaux fouloirs, 1996, 9p. ; Partie 10 : Grignoteuses et cisailles, Partie 11 : Machines à enfoncer les fixations, 1999, 11p., Partie 12 : Scies et limes alternatives et scies oscillantes ou circulaires ; Partie 13 : Meuleuses d'outillage, 1997, 9p. : Partie 14 : Machines portatives pour le travail de la pierre et marteaux à aiguilles, 1996, 10p.
- [8] Donati, P. CEN activities relative to hand-arm vibration: strategy, insufficiencies and consequences for the design of tools. Proceedings Stockholm Workshop 94 - Hand-Arm Vibration Syndrome: Diagnostics and Quantitative Relationships to Exposure, National Institute of Occupational Health, Solna, Suède, 1995, p. 27-32.
- [9] Vibration database on the Internet, Research News, National Institute for Working Life, Solna, Sweden, No. 2, 1996.
- [10] Gurrarn, R., Rakheja, S., Gouw, G.J. Vibration transmission characteristics of the human hand-arm and gloves. Int. J. Industrial Ergonomics, 13 (1994), p. 217-234.
- [11] Norme internationale ISO 10819. Vibrations et chocs mécaniques – Vibrations main-bras – Méthode pour mesurer et évaluer le facteur de transmission des vibrations par les gants à la paume de la main. Première édition, 1996. 17p.

- [12] Norme internationale ISO 13753. Vibrations et chocs mécaniques – Vibrations main-bras – Méthode pour mesurer le facteur de transmission des vibrations par les matériaux résilients chargés par le système main-bras. Première édition, 1998. 11p.
- [13] Rocher, O., Ley, F.X., Mereau, P., Donati, P. Pathologie ostéo-articulaire du coude liée à l'exposition aux vibrations engendrées par les machines portatives - Étude bibliographique, INRS Documents pour le médecin du travail, no 56, 4e trimestre, 1993, p. 375-386.
- [14] Norme internationale ISO 10068. Vibrations et chocs mécaniques – Impédance mécanique libre du système main-bras au point d'entrée. Première édition, 1998. 33p.
- [15] Boileau, P.-É., Rakheja, S. Répertoire de produits antivibratiles pour le système main-bras, Rapport Études et Recherches R-227, IRSST, 1999. 49p.
- [16] British Standard BS EN420. General requirements for gloves. 1994.

## **ANNEXE A**

---

### **FICHES DE SONDAGE DES OUTILS ET PRODUITS À CARACTÈRE ANTIVIBRATILE**



Le 26 juin 1997

Monsieur Paul-Emile Boileau, Ph.D.  
**INSTITUT DE RECHERCHE EN SANTÉ ET SÉCURITÉ  
AU TRAVAIL (IRSST)**  
Direction des opérations  
Programme sécurité-ingénierie  
505, boul. Maisonneuve Ouest  
Montréal (Québec) H3A 3C2

**Objet : *Inventaire des technologies et/ou équipements pouvant réduire les vibrations  
générées par les outils portatifs***

---

Bonjour,

Voici les derniers correctifs apportés aux fiches «outils» et «gants/poignées» selon vos instructions du fax envoyé aujourd'hui.

Soyez assuré que nous ferons tous les efforts nécessaires pour vous donner entière satisfaction.

Nous vous prions de croire à notre entière collaboration et à l'expression de nos meilleurs sentiments.

A handwritten signature in black ink, appearing to read "J. Charette", is written over a white background.

JEAN CHARETTE  
Responsable de projet  
Direction de l'information  
industrielle et technologique

JC/jad

c. c. : M. Brunet  
Fichier central (n° PE19754]



# GANTS/POIGNÉES ANTIVIBRATILES

F

0

2

MODÈLE : \_\_\_\_\_

## MANUFACTURIER

Atlas Copco, Suède

## CARACTÉRISTIQUES PHYSIQUES

- ▶ Type de matériau : \_\_\_\_\_
- ▶ Configuration :      paume       poignet       doigt
- ▶ Épaisseur : \_\_\_\_\_
- ▶ Surface couverte : \_\_\_\_\_
- ▶ Influence sur la capacité de préhension. : \_\_\_\_\_
- ▶ Autres : \_\_\_\_\_

## CARACTÉRISTIQUES ANTIVIBRATILES

- ▶ % d'atténuation      spécifié       non spécifié

Si spécifié :

- ↳ efficacité ou degré d'atténuation : \_\_\_\_\_
- ↳ dans la gamme de fréquences : \_\_\_\_\_ Hz
- ↳ évalué selon, procédure normalisée? spécifiez \_\_\_\_\_
- ↳ le produit est-il indiqué pour un type d'outil particulier? lequel? \_\_\_\_\_

## AUTRE

- ▶ Ordre de grandeur des prix : \_\_\_\_\_ SCA

## POINTS DE VENTE

Liste (voir annexe B)

# CLÉ À CHOC

F
0
2

MODÈLE: \_\_\_\_\_

## MANUFACTURIER

Atlas Copco. Suède

## CARACTÉRISTIQUES PHYSIQUES ET MÉCANIQUES

- ▶ **Fluide moteur :** électrique  pneumatique  hydraulique
- ▶ **Masse de l'outil :** \_\_\_\_\_
- ▶ **Puissance nominale :** \_\_\_\_\_
- ▶ **Vitesse de rotation / fréquence de frappe :** \_\_\_\_\_
- ▶ **Configuration de l'outil :** verticale  angle  autre

## CARACTÉRISTIQUES ANTIVIBRATILES

- ▶ Description du mécanisme antivibratile et de son mode de fonctionnement : \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_
- Niveau d'exposition aux vibrations escompté : \_\_\_\_\_
- ▶ Efficacité d'atténuation et/ou des vibrations par rapport à un outil conventionnel équivalent : \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_
- ▶ % d'atténuation et/ou, des vibrations prévu \_\_\_\_\_ dans la gamme de fréquences  
\_\_\_\_\_ Hz

## COMPARAISON : TECHNOLOGIE ANTIVIBRATILE VS CONVENTIONNELLE

- ▶ Identification d'un modèle conventionnel équivalent ;
- ▶ Principales différences : outil conventionnel VS antivibratile (autre le mécanisme antivibratile, e.g. poids, maniabilité, performance) \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_
- ▶ Rapport de prix outil : antivibratile VS conventionnel : \_\_\_\_\_

## POINTS DE VENTE

Liste (voir annexe A)

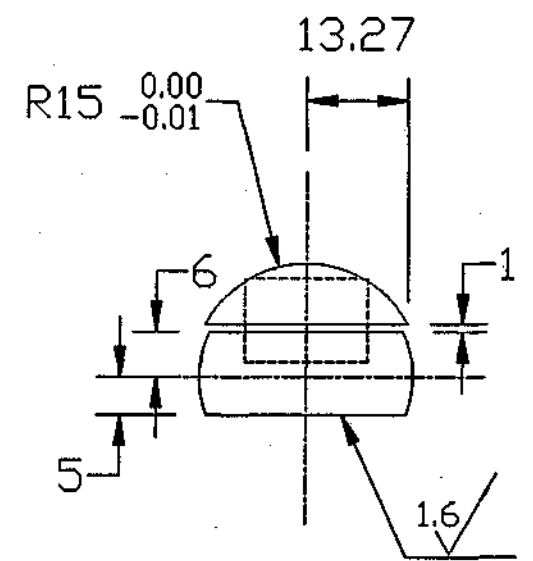
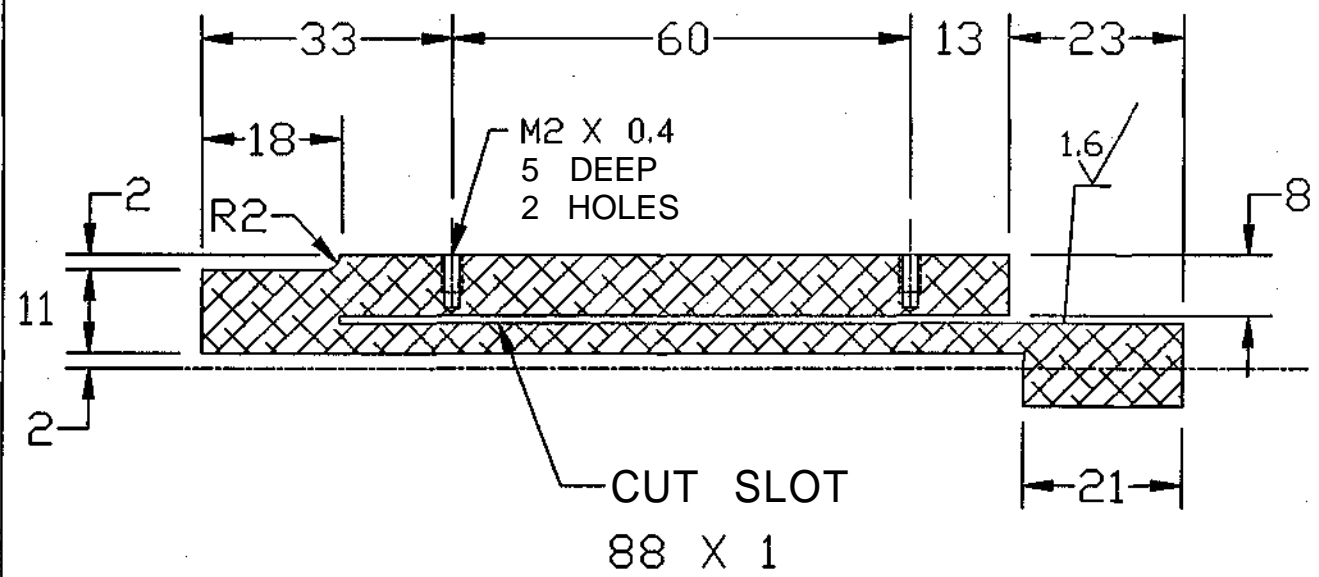
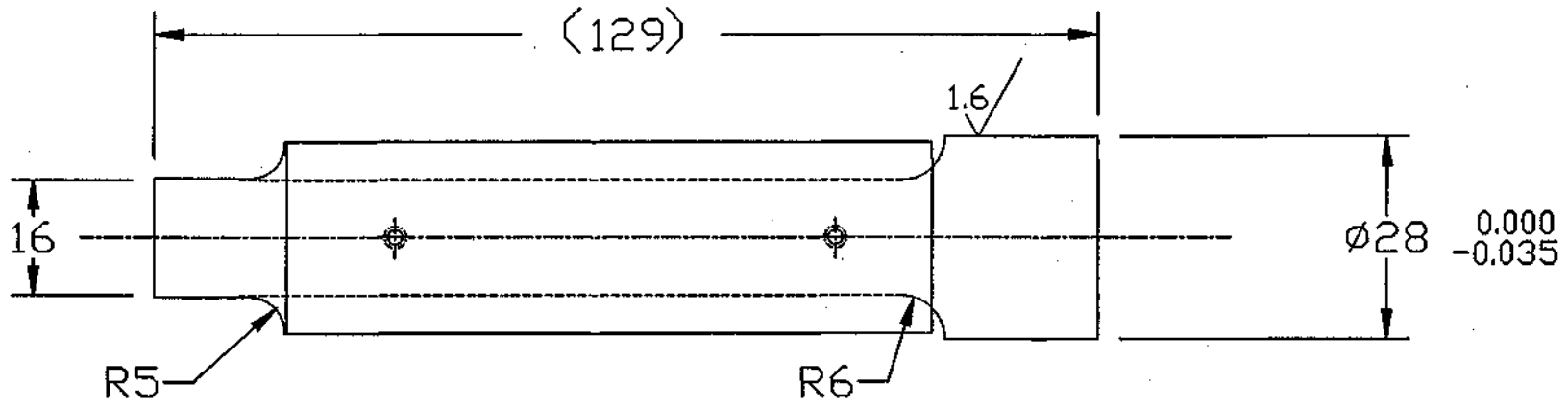
--

## **ANNEXE B**

---

### **DESSINS DES COMPOSANTES DE LA POIGNÉE INSTRUMENTÉE**

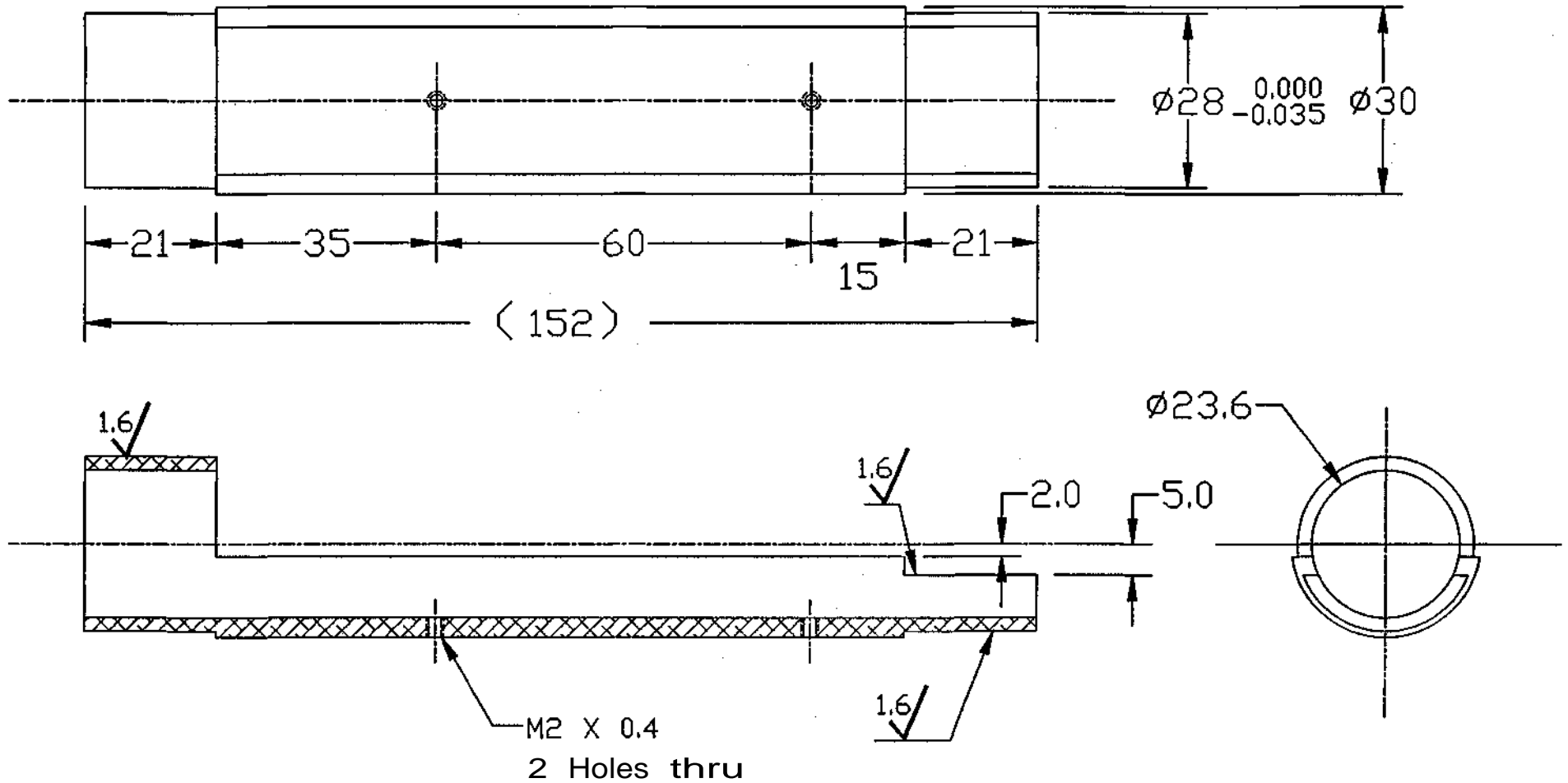
# MEASURING BODY



## NOTES

Dimensions in mm.  
 Scale 1:1  
 Material : Alum. 6061-T6  
 Qty. 2

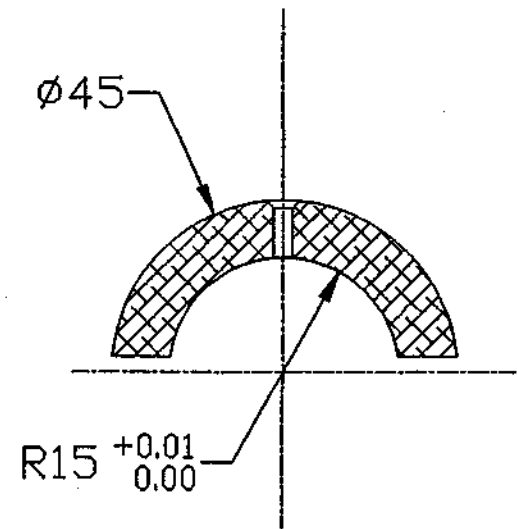
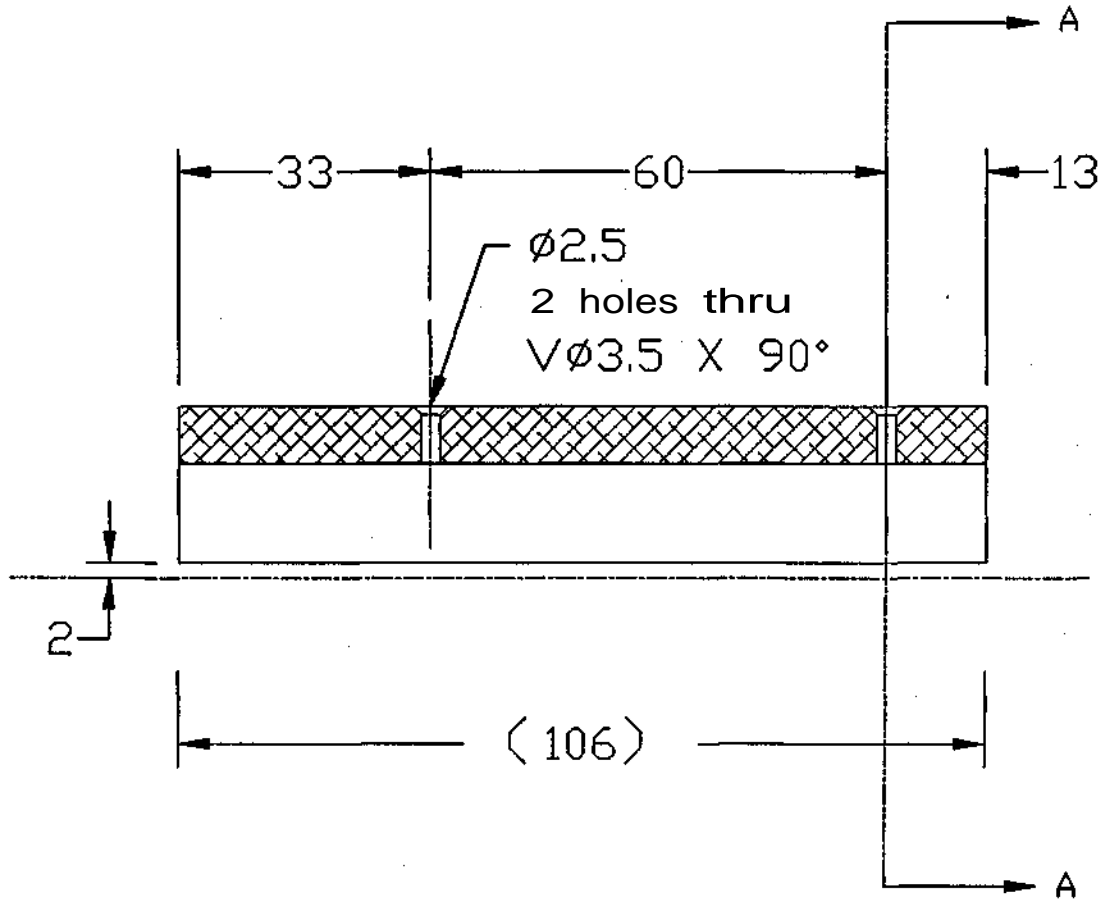
# GRIP HANDLE



## NOTES

Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Material : Alum. 6061-T6  
Qty. 2

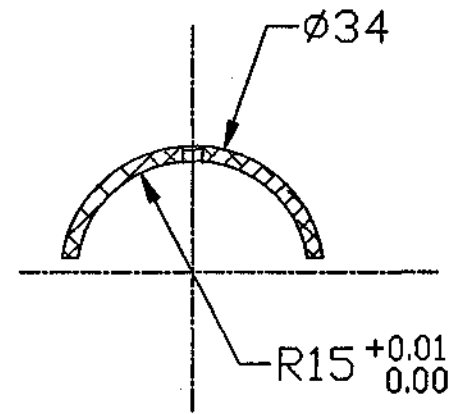
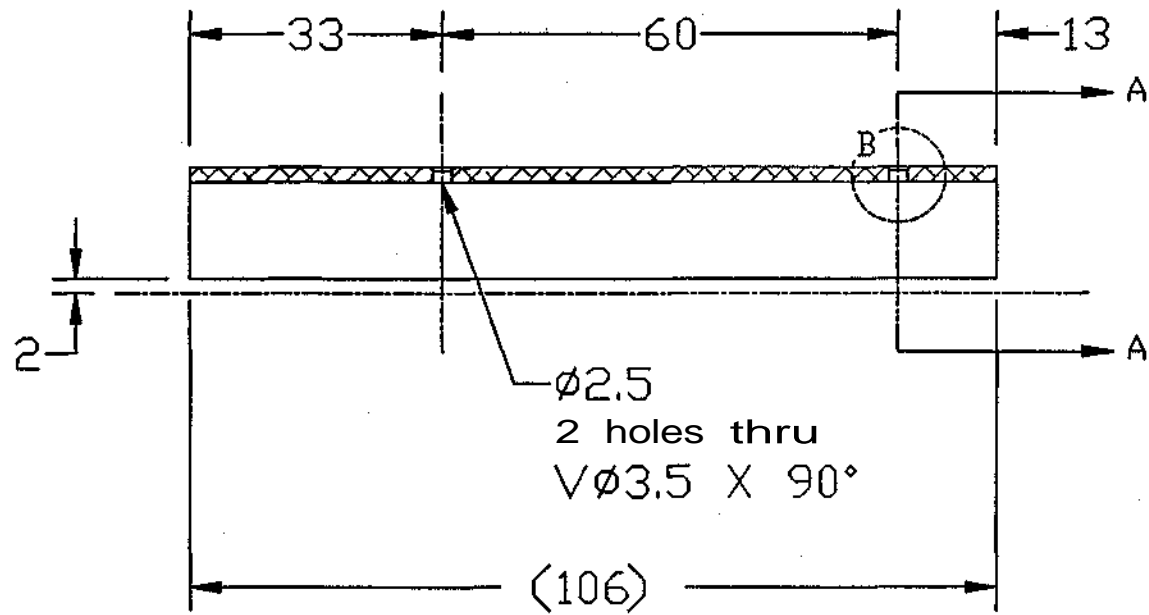
PART 3



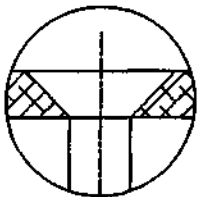
NOTES

Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Material : Alum. 6061-T6  
Qty. 4

PART 4



SECTION A-A

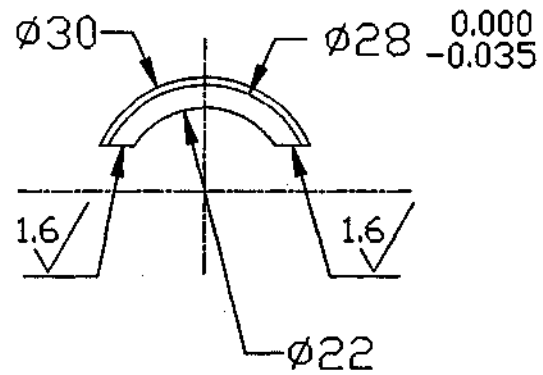
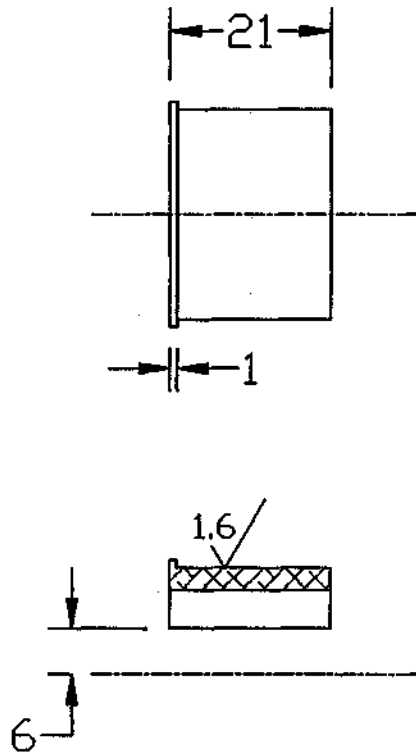


Detail B

NOTES

Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Material : Alum. 6061-T6  
Qty, 4

PART 5

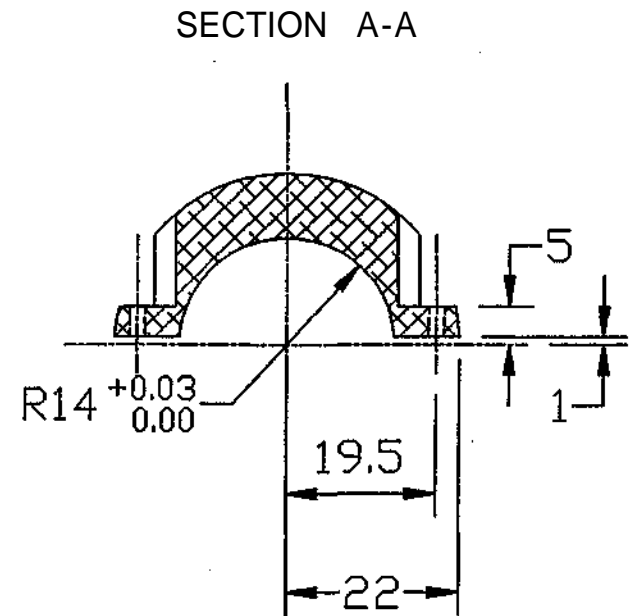
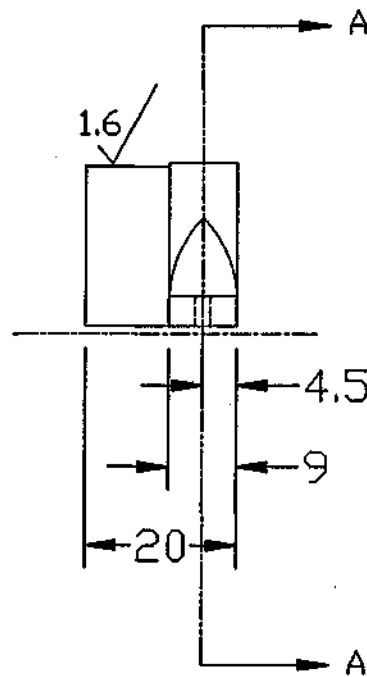
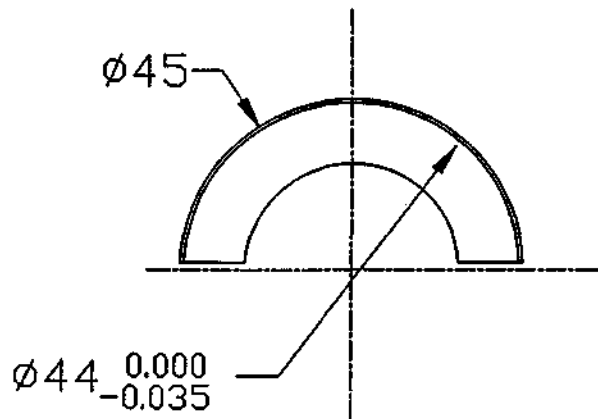
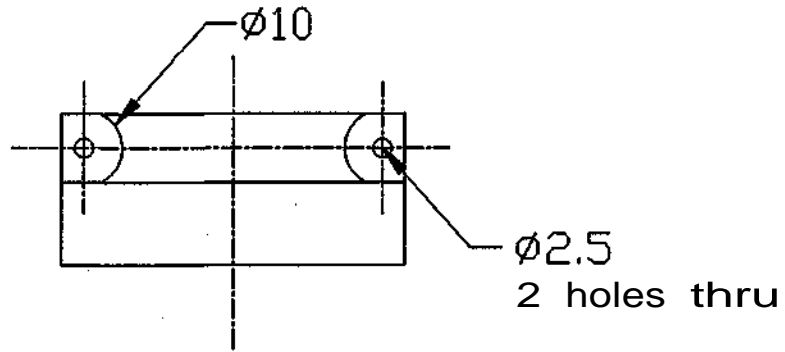


NOTES

Dimensions In mm.  
Scale 1:1  
Material : Alum. 6061-T6  
Qty. 2



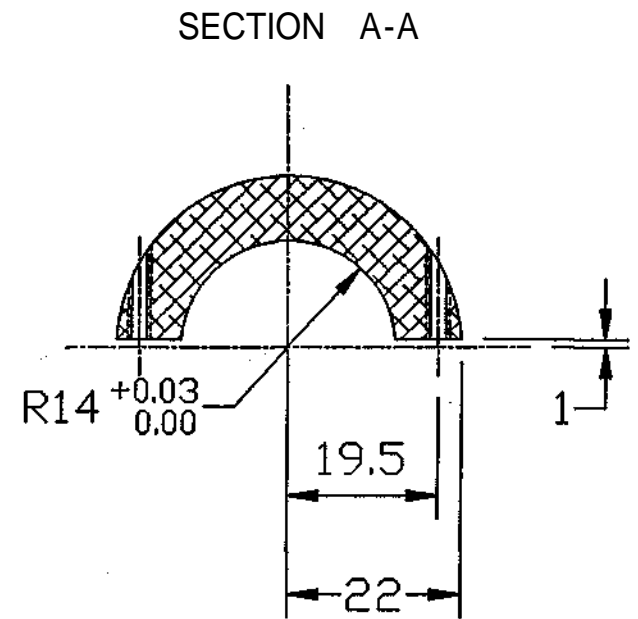
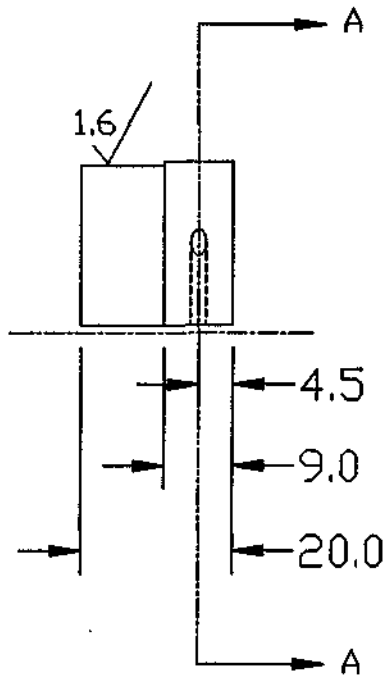
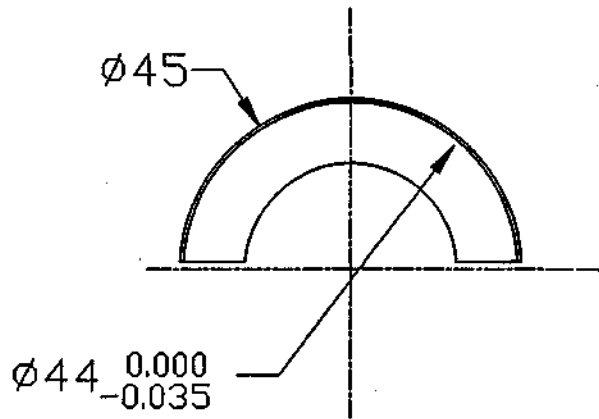
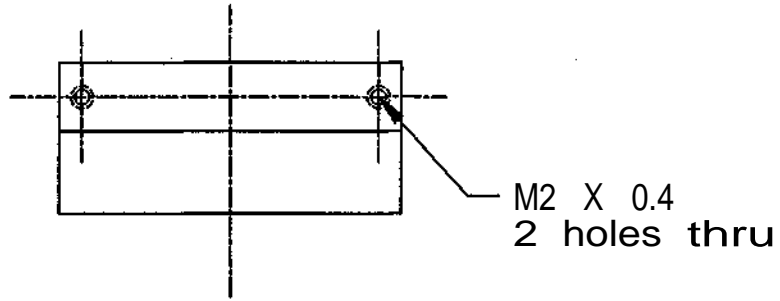
PART 6



NOTES

Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Material : Alum. 6061-T6  
Qty. 4

PART 7



NOTES

Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Material : Alum. 6061-T6  
Qty. 4

TOP

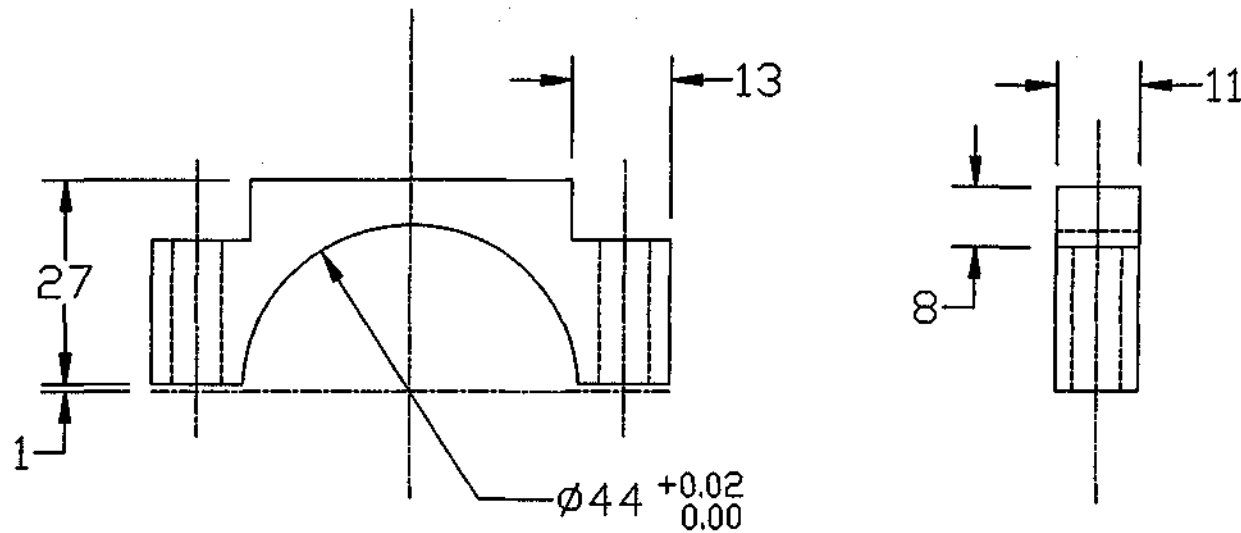
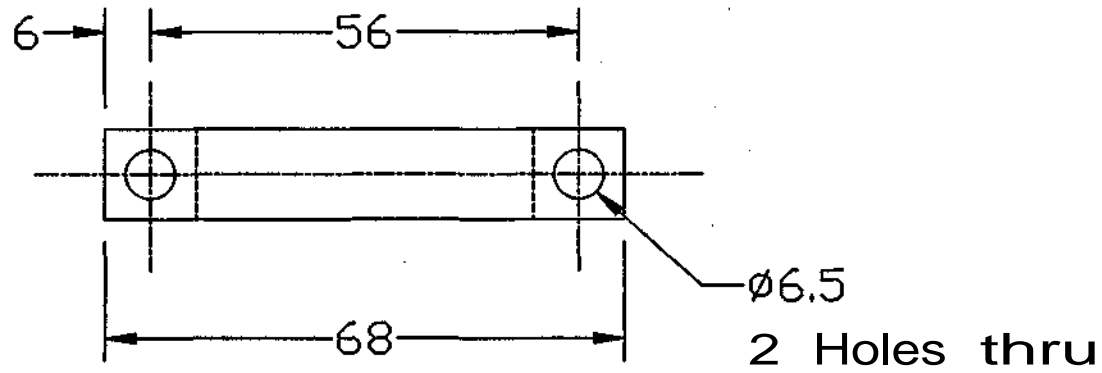
NOTES

Dimensions in mm.

Scale 1:1

Material : Alum. 6061-T6

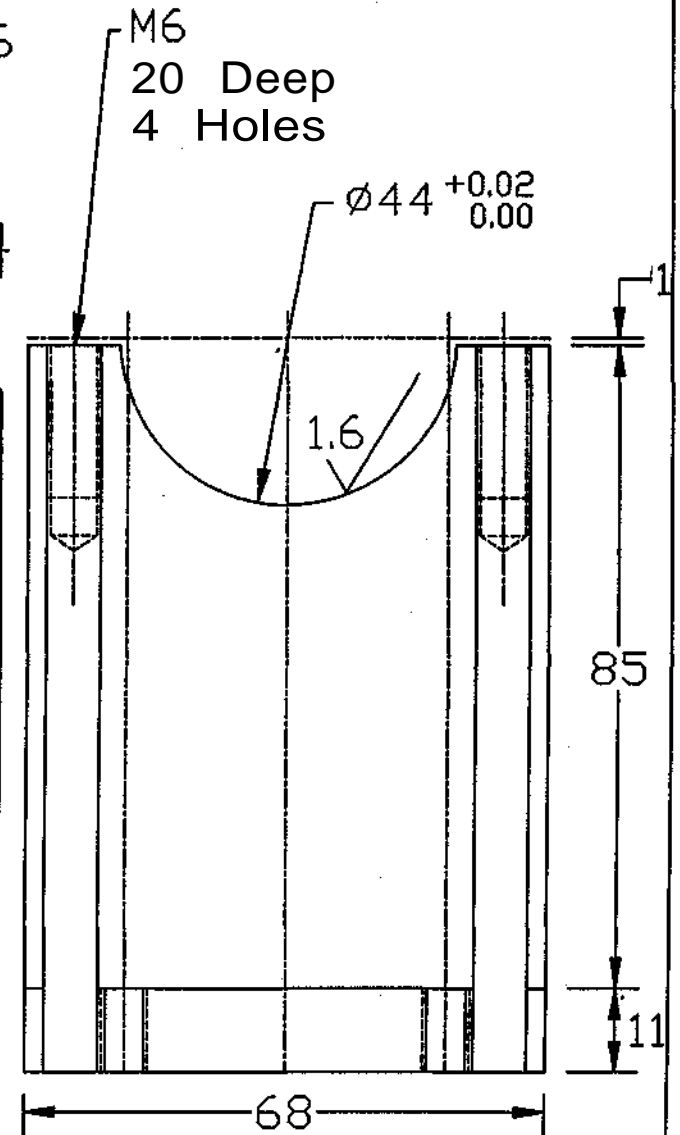
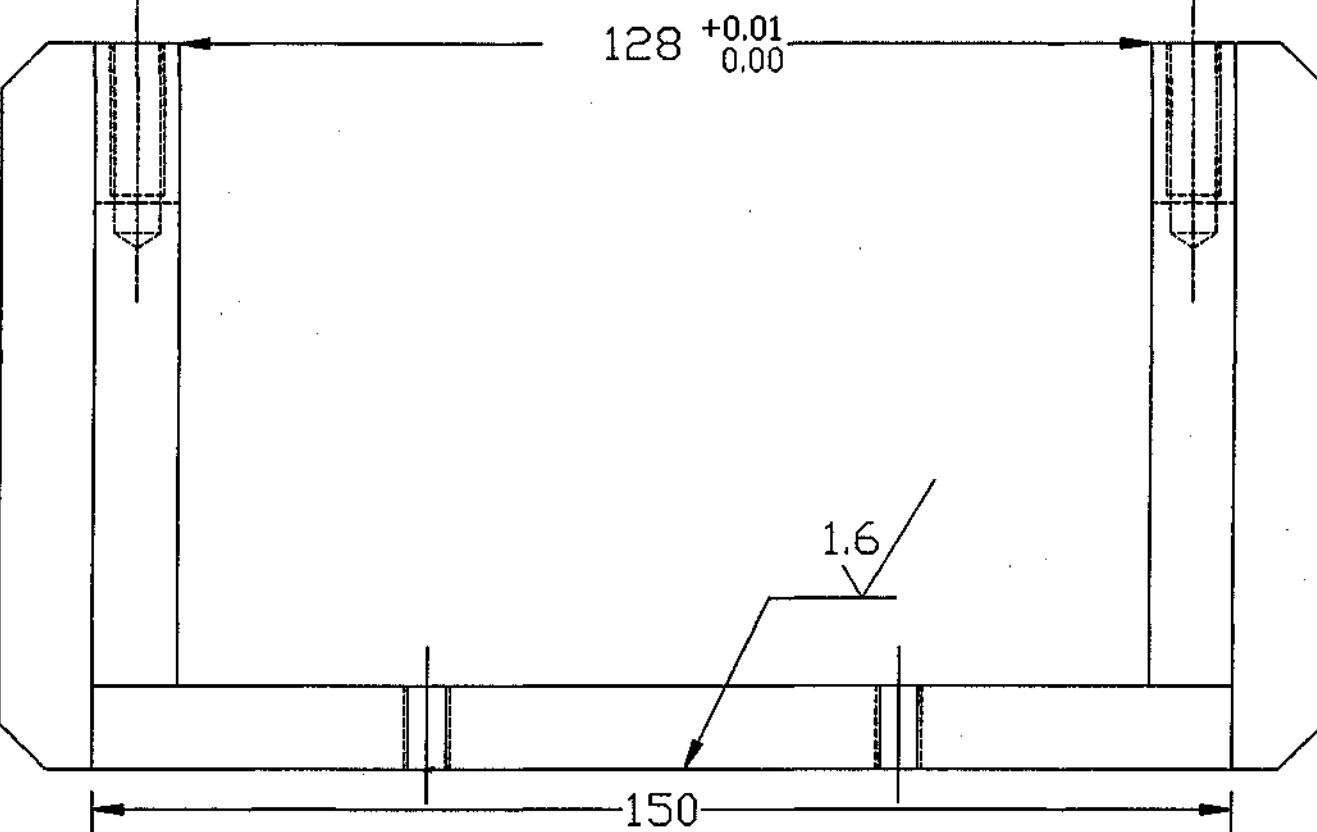
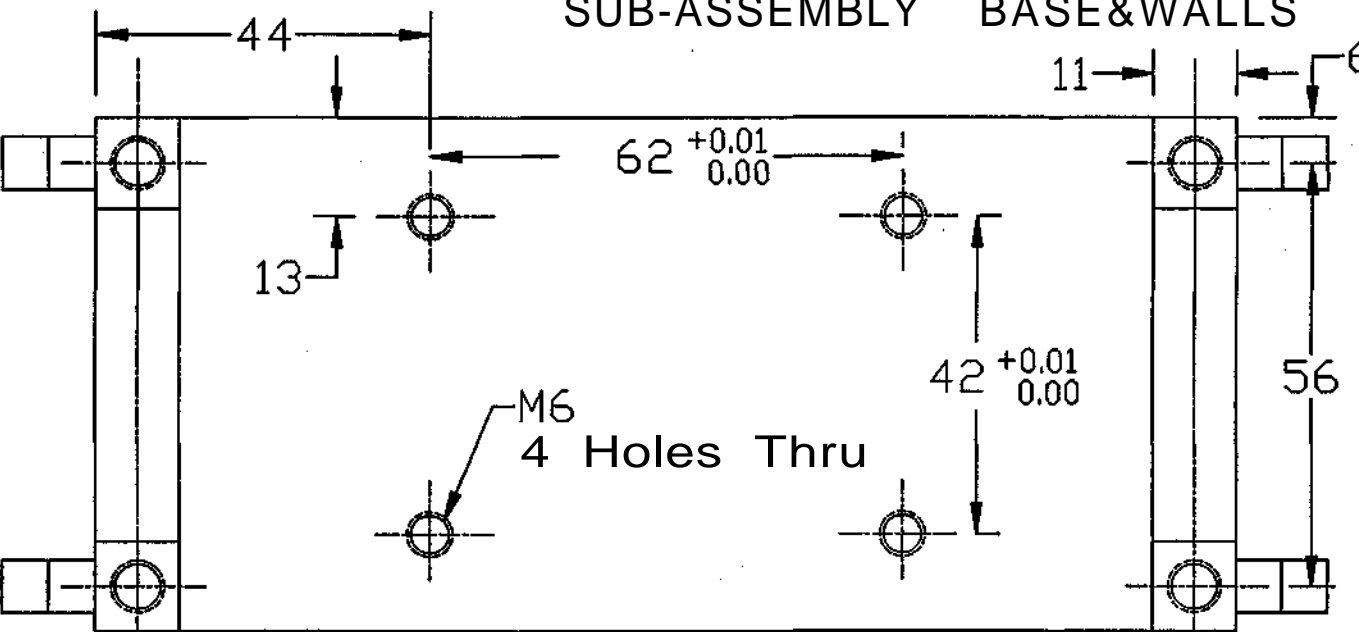
Qty. 4



# SUB-ASSEMBLY BASE&WALLS

## NOTES

Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Material : Alum. 6061-T6  
Qty. 2  
WELD WALLS TO  
BASE



RIBS

12

6

NOTES

Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Material : Alum. 6061-T6  
Qty. 8 Ribs  
WELD RIBS TO  
BASES

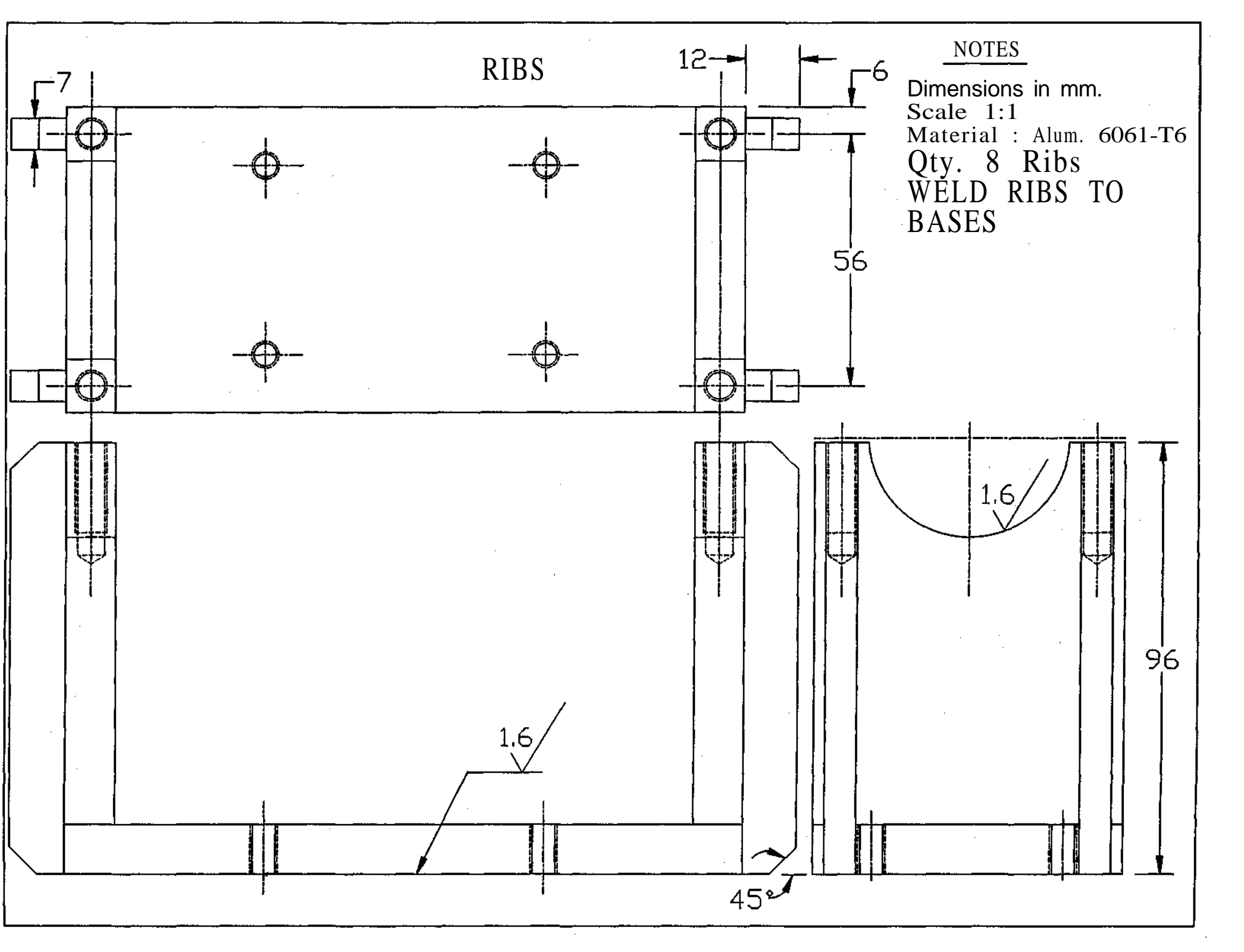
56

96

1.6

1.6

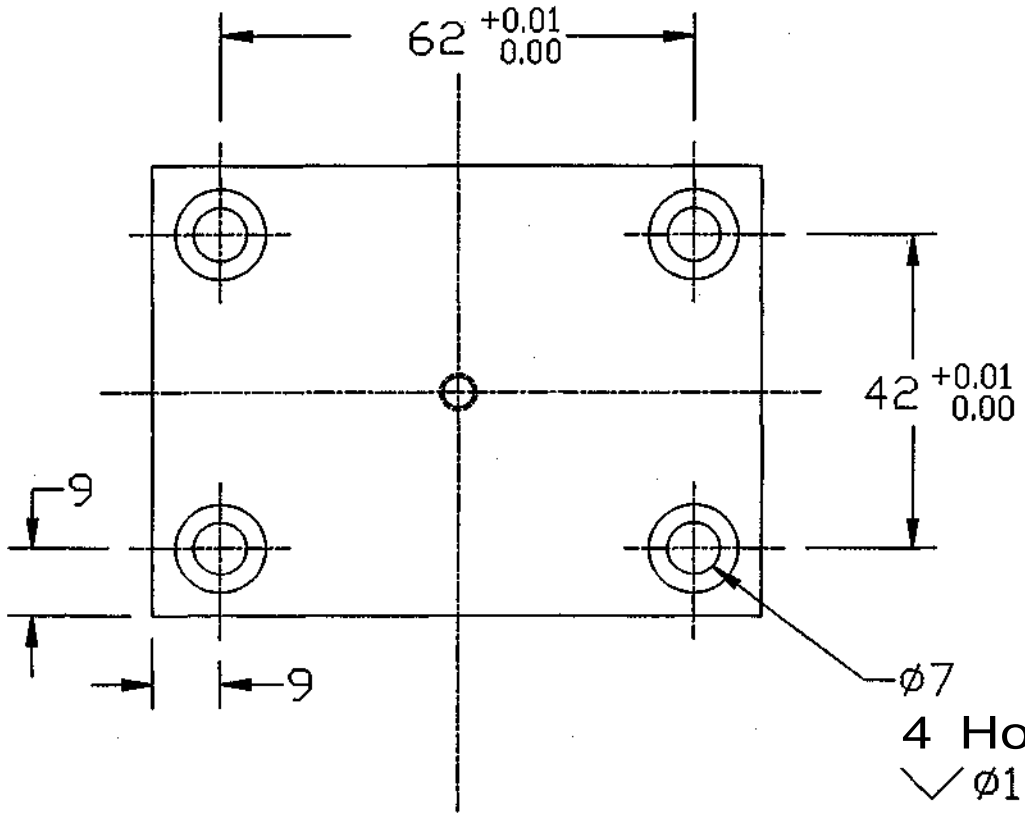
45°



# PLATE ADAPTER

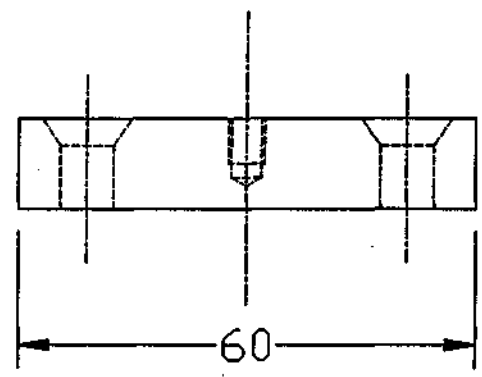
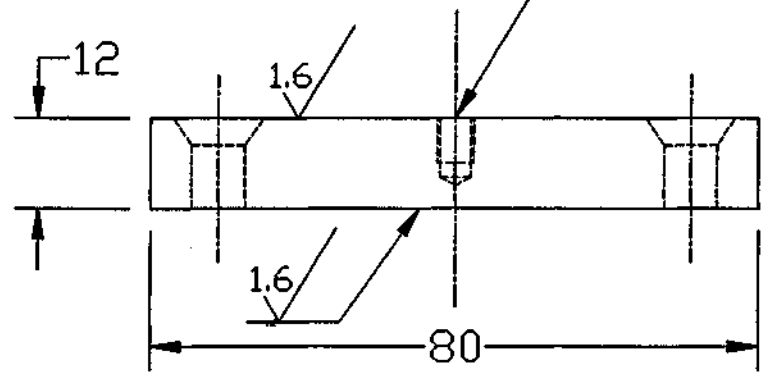
## NOTES

Thread in inches  
Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Material : Alum. 6061-T6  
Qty. 1

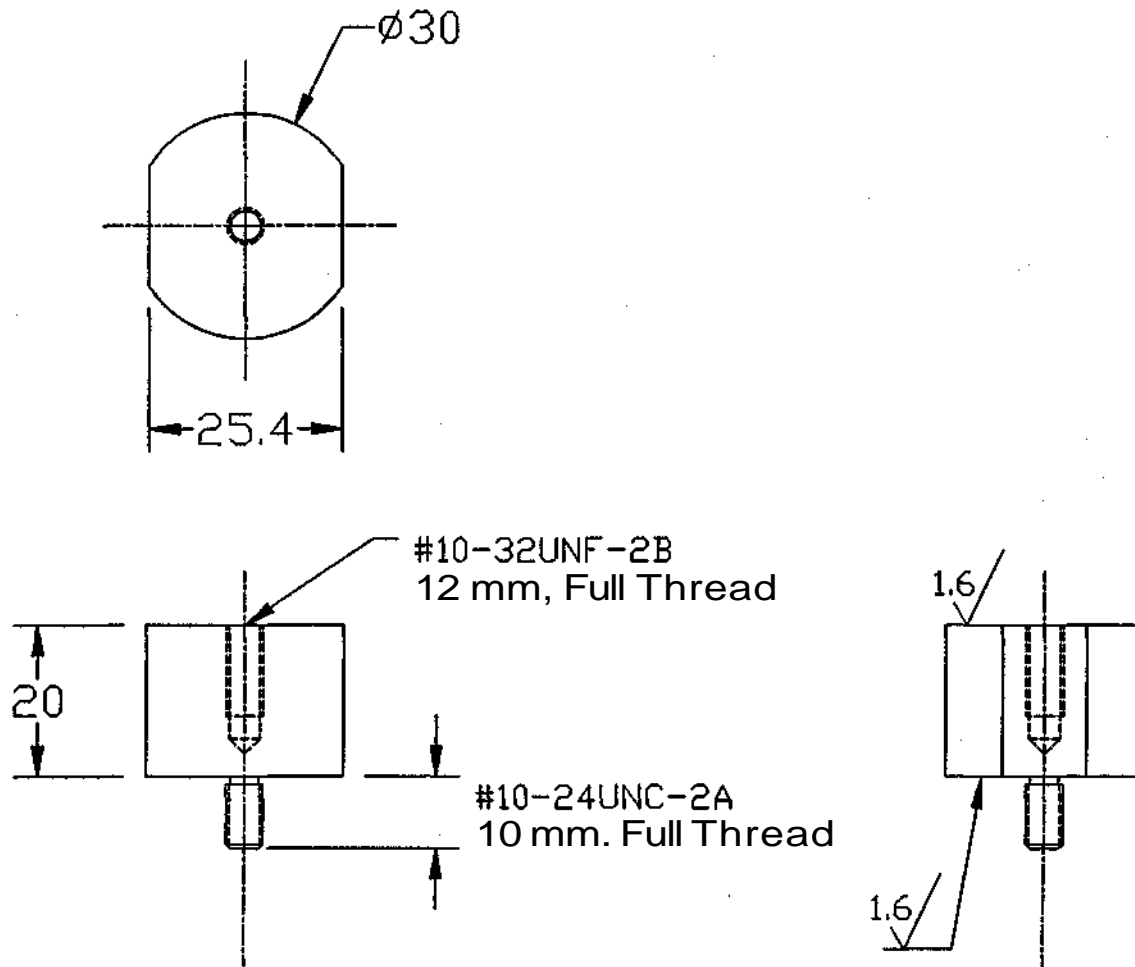


4 Holes Thru  
 $\surd \phi 12 \times 90$

#10-32UNF-2B  
6 mm. Full Thread



# SHAKER ADAPTER



## NOTES

Thread in inches

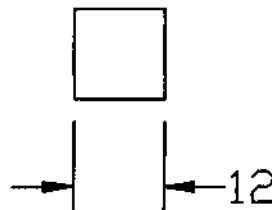
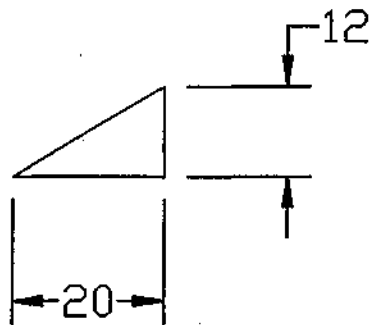
Dimensions in mm.

Scale 1:1

Material : Alum 6061-T6

Qty. 1

# CORNERS



## NOTES

Dimensions in mm.

Scale 1:1

Material : Alum. 6061-T6

Qty. 4

WELD 4 CORNERS  
TO 1 UNIT ONLY



## **ANNEXE C**

---

### **RAPPORT D'ESSAI – GANTS ANTIVIBRATILES**



# Rapport d'évaluation

Laboratoire de vibrations

## Gant antivibratile

Référence : c:\AirGlove(New)\AirGlove(New).xls

Modèle : Air Glove (AIR 650 MED)

Type : À coussin pneumatique

Fabricant : IMPACTO

État : Neuf

Description : No. d'identification des gants: #1(New), #2(New) et #3(New)

Date : 1999-11-11

### Résultats

Essai	Facteur de transmission corrigé (TR)
SpectreM-Test1-Sujet1 (M11)	0,71
SpectreM-Test2-Sujet1 (M21)	0,76
SpectreH-Test1-Sujet1 (H11)	0,55
SpectreH-Test2-Sujet1 (H21)	0,55
SpectreM-Test1-Sujet2 (M12)	0,86
SpectreM-Test2-Sujet2 (M22)	0,81
SpectreH-Test1-Sujet2 (H12)	0,59
SpectreH-Test2-Sujet2 (H22)	0,62
SpectreM-Test1-Sujet3 (M13)	0,72
SpectreM-Test2-Sujet3 (M23)	0,79
SpectreH-Test1-Sujet3 (H13)	0,44
SpectreH-Test2-Sujet3 (H23)	0,47

$\overline{TR}_M$ : 0,78	$\overline{TR}_M < 1.0$
$S_M$ : 0,0570	<input checked="" type="checkbox"/> Oui <input type="checkbox"/> Non
CVM : 7,34 %	
$\overline{TR}_H$ : 0,54	$\overline{TR}_H < 0.6$
$S_H$ : 0,0690	<input checked="" type="checkbox"/> Oui <input type="checkbox"/> Non
CVH : 12,89 %	

### Classement du gant

<b>Gant antivibratile :</b>	<input checked="" type="checkbox"/> Oui <input type="checkbox"/> Non
Ce modèle de gant a été évalué conformément à la norme ISO/DIS 10819.	
Les résultats obtenus démontrent que ce modèle de gant peut porter la mention de gant antivibratile.	

## **Définitions:**

$\overline{TRM}$  : Facteur de transmission corrigé moyen du spectre M

$S_M$  : Écart type des facteurs de transmission corrigés du spectre M

$\overline{CVM}$  : Coefficient de variation des facteurs de transmission corrigés du spectre M

$\overline{TRH}$  : Facteur de transmission corrigé moyen du spectre H

$S_H$  : Écart type des facteurs de transmission corrigés du spectre H

$\overline{CVH}$  : Coefficient de variation des facteurs de transmission corrigés du spectre H

Déphasage  $_{max}$  : Déphasage maximal entre l'accélération non-pondérée de la paume et de la poignée avec la main nue

Cohérence  $_{min}$  : Cohérence minimale entre l'accélération non-pondérée de la paume et de la poignée avec la main gantée

$a_{MRbj}$  : Valeur efficace de l'accélération non-pondérée du spectre M sur la poignée, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

$a_{MPbj}$  : Valeur efficace de l'accélération non-pondérée du spectre M sur la paume, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

$a_{WMRbj}$  : Valeur efficace de l'accélération pondérée du spectre M sur la poignée, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

$a_{WMPbj}$  : Valeur efficace de l'accélération pondérée du spectre M sur la paume, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

$a_{WMRgij}$  : Valeur efficace de l'accélération pondérée du spectre M sur la poignée, main gantée, du  $i^{ième}$  test et du  $j^{ième}$  sujet

$a_{WMPgij}$  : Valeur efficace de l'accélération pondérée du spectre M sur la paume, main gantée, du  $i^{ième}$  test et du  $j^{ième}$  sujet

$a_{HRbj}$  : Valeur efficace de l'accélération non-pondérée du spectre H sur la poignée, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

$a_{HPbj}$  : Valeur efficace de l'accélération non-pondérée du spectre H sur la paume, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

$a_{WHRbj}$  : Valeur efficace de l'accélération pondérée du spectre H sur la poignée, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

$a_{WHPbj}$  : Valeur efficace de l'accélération pondérée du spectre H sur la paume, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

$a_{WHRgij}$  : Valeur efficace de l'accélération pondérée du spectre H sur la poignée, main gantée, du  $i^{ième}$  test et du  $j^{ième}$  sujet

$a_{WHPgij}$  : Valeur efficace de l'accélération pondérée du spectre H sur la paume, main gantée, du  $i^{ième}$  test et du  $j^{ième}$  sujet

$TRM_{ij}$  : Facteur de transmission corrigé du spectre M du  $i^{ième}$  test et du  $j^{ième}$  sujet

$TRH_{ij}$  : Facteur de transmission corrigé du spectre H du  $i^{ième}$  test et du  $j^{ième}$  sujet

$TRM_{gij}$  : Facteur de transmission du spectre M, main gantée, du  $i^{ième}$  test et du  $j^{ième}$  sujet

$TRH_{gij}$  : Facteur de transmission du spectre H, main gantée, du  $i^{ième}$  test et du  $j^{ième}$  sujet

$TRM_{bj}$  : Facteur de transmission du spectre M, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

$TRH_{bj}$  : Facteur de transmission du spectre H, main nue, du  $j^{ième}$  sujet

(  $i = 1,2$  et  $j = 1,2,3$  )

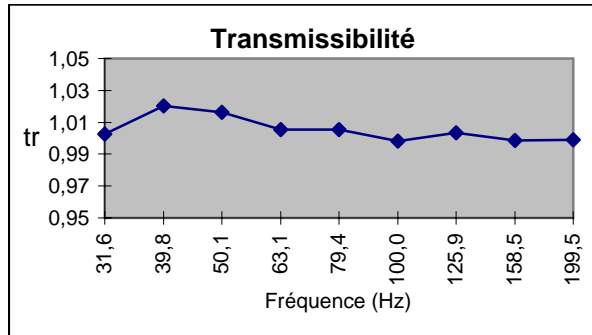
## **Exigences particulières lors de l'exécution des essais**

- Force de préhension maintenue à  $30 \pm 5$  N
- Force de poussée maintenue à  $50 \pm 8$  N

## Spectre M - Sujet 1

### Main à nue

Fréq.(Hz)	tr
31,6	1,00
39,8	1,02
50,1	1,02
63,1	1,01
79,4	1,01
100,0	1,00
125,9	1,00
158,5	1,00
199,5	1,00



#### Critère de validation

$a_{MPb1}/a_{MRb1}$  : 1,00 (1.00 ± 0.05)

#### Niveaux d'accélération

$a_{WMPb1}$  : 3,438 m/s<sup>2</sup>

$a_{WMRb1}$  : 3,431 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Mb1}$  : 1,00

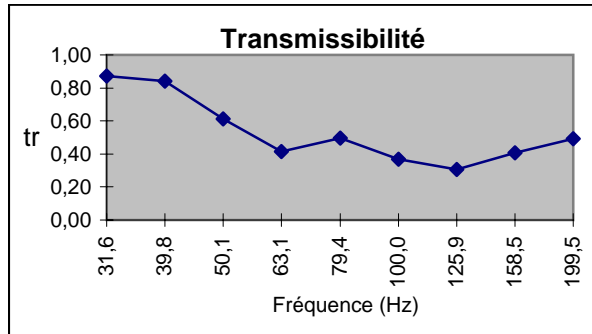
( $TR_{Mb1} = a_{WMPb1}/a_{WMRb1}$ )

Déphasage max. : 2,7 ° (± 5°)

### Main gantée

#### Test 1

Fréq.(Hz)	tr
31,6	0,87
39,8	0,84
50,1	0,61
63,1	0,41
79,4	0,50
100,0	0,37
125,9	0,31
158,5	0,41
199,5	0,49



#### Niveaux d'accélération

$a_{WMPg11}$  : 2,461 m/s<sup>2</sup>

$a_{WMRg11}$  : 3,451 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Mg11}$  : 0,71

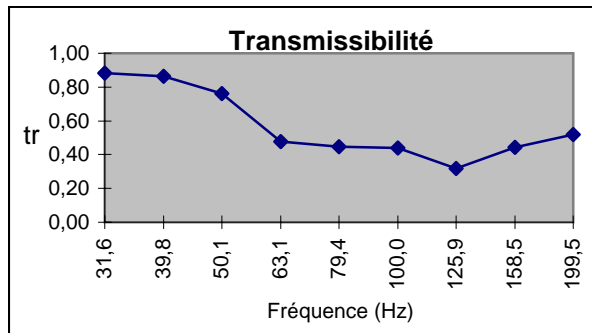
( $TR_{Mg11} = a_{WMPg11}/a_{WMRg11}$ )

Cohérence min : 0,98 (>0.95)

### Main gantée

#### Test 2

Fréq.(Hz)	tr
31,6	0,88
39,8	0,86
50,1	0,76
63,1	0,48
79,4	0,45
100,0	0,44
125,9	0,32
158,5	0,44
199,5	0,52



#### Niveaux d'accélération

$a_{WMPg21}$  : 2,645 m/s<sup>2</sup>

$a_{WMRg21}$  : 3,465 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Mg21}$  : 0,76

( $TR_{Mg21} = a_{WMPg21}/a_{WMRg21}$ )

Cohérence min : 0,97 (>0.95)

#### Facteurs de transmission corrigés

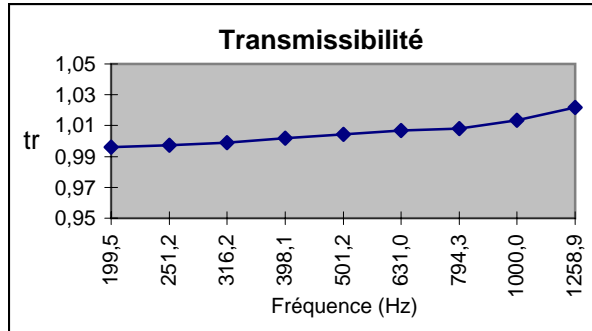
$TR_{M11}$  : 0,71 ( $TR_{M11} = TR_{Mg11}/TR_{Mb1}$ )

$TR_{M21}$  : 0,76 ( $TR_{M21} = TR_{Mg21}/TR_{Mb1}$ )

# Spectre H - Sujet 1

## Main à nue

Fréq.(Hz)	tr
199,5	1,00
251,2	1,00
316,2	1,00
398,1	1,00
501,2	1,00
631,0	1,01
794,3	1,01
1000,0	1,01
1258,9	1,02



### Critères de validation

$$a_{HPb1}/a_{HRb1} : 1,01 \quad (1.00 \pm 0.05)$$

### Niveaux d'accélération

$$a_{WHPb1} : 3,193 \text{ m/s}^2$$

$$a_{WHRb1} : 3,194 \text{ m/s}^2$$

### Facteur de transmission

$$TR_{Hb1} : 1,00$$

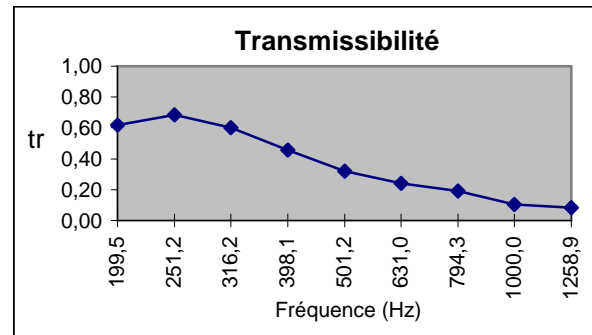
$$(TR_{Hb1} = a_{WHPb1}/a_{WHRb1})$$

$$\text{Déphasage max.} : -1,9 \text{ } ^\circ (\pm 5^\circ)$$

## Main gantée

### Test 1

Fréq.(Hz)	tr
199,5	0,62
251,2	0,69
316,2	0,60
398,1	0,45
501,2	0,32
631,0	0,24
794,3	0,19
1000,0	0,11
1258,9	0,08



### Niveaux d'accélération

$$a_{WHPg11} : 1,750 \text{ m/s}^2$$

$$a_{WHRg11} : 3,191 \text{ m/s}^2$$

### Facteur de transmission

$$TR_{Hg11} : 0,55$$

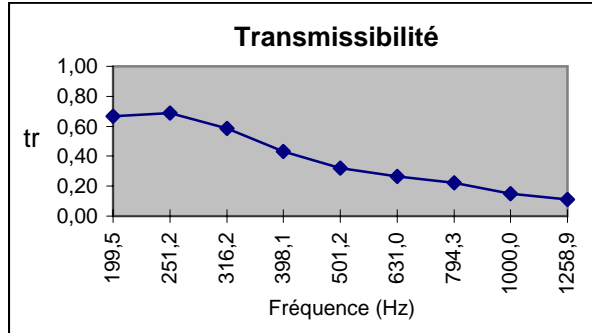
$$(TR_{Hg11} = a_{WHPg11}/a_{WHRg11})$$

$$\text{Cohérence min} : 0,92 \quad (>0.95)$$

## Main gantée

### Test 2

Fréq.(Hz)	tr
199,5	0,67
251,2	0,69
316,2	0,58
398,1	0,43
501,2	0,32
631,0	0,26
794,3	0,22
1000,0	0,15
1258,9	0,11



### Niveaux d'accélération

$$a_{WHPg21} : 1,753 \text{ m/s}^2$$

$$a_{WHRg21} : 3,197 \text{ m/s}^2$$

### Facteur de transmission

$$TR_{Hg21} : 0,55$$

$$(TR_{Hg21} = a_{WHPg21}/a_{WHRg21})$$

$$\text{Cohérence min} : 0,93 \quad (>0.95)$$

### Facteurs de transmission corrigés

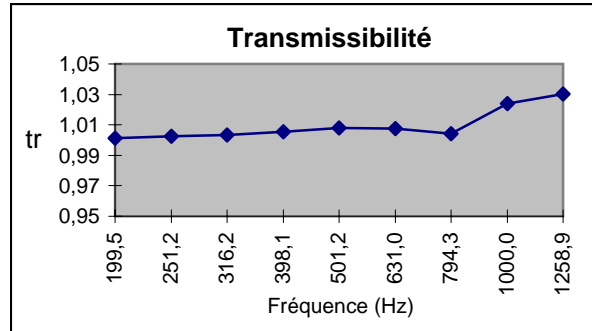
$$TR_{H11} : 0,55 \quad (TR_{H11} = TR_{Hg11}/TR_{Hb1})$$

$$TR_{H21} : 0,55 \quad (TR_{H21} = TR_{Hg21}/TR_{Hb1})$$

## Spectre H - Sujet 2

### Main à nue

Fréq.(Hz)	tr
199,5	1,00
251,2	1,00
316,2	1,00
398,1	1,01
501,2	1,01
631,0	1,01
794,3	1,00
1000,0	1,02
1258,9	1,03



#### Critères de validation

$$\mathbf{a_{HPb2}/a_{HRb2} : 1,01 \quad (1.00 \pm 0.05)}$$

#### Niveaux d'accélération

$$\mathbf{a_{WHPb2} : 3,208 \quad m/s^2}$$

$$\mathbf{a_{WHRb2} : 3,195 \quad m/s^2}$$

#### Facteur de transmission

$$\mathbf{TR_{Hb2} : 1,00}$$

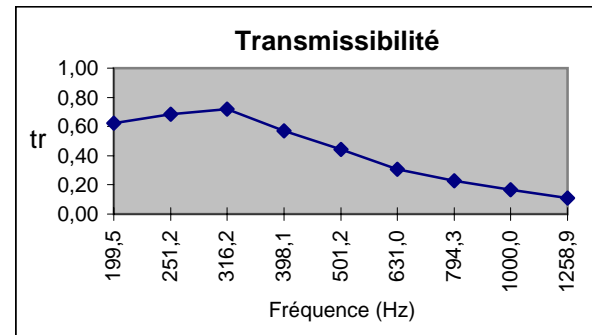
$$\mathbf{(TR_{Hb2} = a_{WHPb2}/a_{WHRb2})}$$

$$\mathbf{Déphasage \text{ max.} : 3,9 \quad ^\circ (\pm 5^\circ)}$$

### Main gantée

#### Test 1

Fréq.(Hz)	tr
199,5	0,62
251,2	0,69
316,2	0,72
398,1	0,57
501,2	0,44
631,0	0,31
794,3	0,23
1000,0	0,17
1258,9	0,11



#### Niveaux d'accélération

$$\mathbf{a_{WHPg12} : 1,910 \quad m/s^2}$$

$$\mathbf{a_{WHRg12} : 3,226 \quad m/s^2}$$

#### Facteur de transmission

$$\mathbf{TR_{Hg12} : 0,59}$$

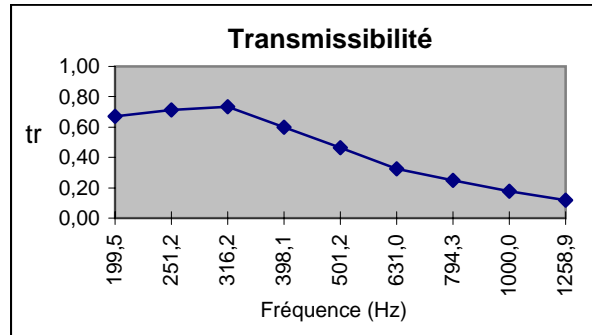
$$\mathbf{(TR_{Hg12} = a_{WHPg12}/a_{WHRg12})}$$

$$\mathbf{Cohérence \text{ min} : 0,98 \quad (>0.95)}$$

### Main gantée

#### Test 2

Fréq.(Hz)	tr
199,5	0,67
251,2	0,71
316,2	0,73
398,1	0,60
501,2	0,46
631,0	0,33
794,3	0,25
1000,0	0,18
1258,9	0,12



#### Niveaux d'accélération

$$\mathbf{a_{WHPg22} : 1,984 \quad m/s^2}$$

$$\mathbf{a_{WHRg22} : 3,199 \quad m/s^2}$$

#### Facteur de transmission

$$\mathbf{TR_{Hg22} : 0,62}$$

$$\mathbf{(TR_{Hg22} = a_{WHPg22}/a_{WHRg22})}$$

$$\mathbf{Cohérence \text{ min} : 0,99 \quad (>0.95)}$$

#### Facteurs de transmission corrigés

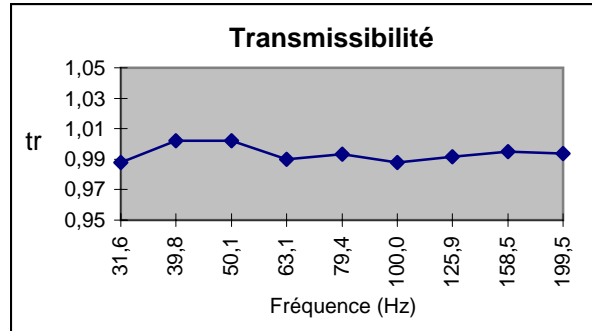
$$\mathbf{TR_{H12} : 0,59 \quad (TR_{H12} = TR_{Hg12}/TR_{Hb2})}$$

$$\mathbf{TR_{H22} : 0,62 \quad (TR_{H22} = TR_{Hg22}/TR_{Hb2})}$$

## Spectre M - Sujet 3

### Main à nue

Fréq.(Hz)	tr
31,6	0,99
39,8	1,00
50,1	1,00
63,1	0,99
79,4	0,99
100,0	0,99
125,9	0,99
158,5	0,99
199,5	0,99



#### Critères de validation

$a_{MPb3}/a_{MRb3}$  : 0,99 (1.00 ± 0.05)

#### Niveaux d'accélération

$a_{WMPb3}$  : 3,387 m/s<sup>2</sup>

$a_{WMRb3}$  : 3,426 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Mb3}$  : 0,99

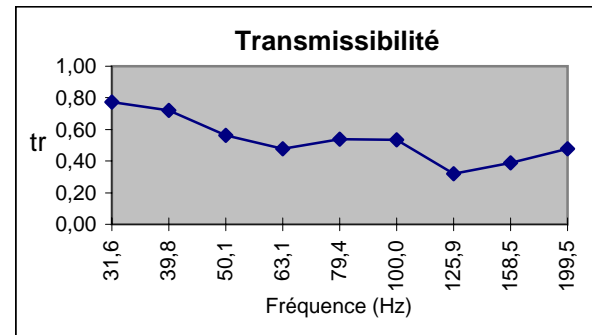
( $TR_{Mb3} = a_{WMPb3}/a_{WMRb3}$ )

Déphasage max. : 0,9 ° (± 5°)

### Main gantée

#### Test 1

Fréq.(Hz)	tr
31,6	0,77
39,8	0,72
50,1	0,56
63,1	0,48
79,4	0,54
100,0	0,54
125,9	0,32
158,5	0,39
199,5	0,48



#### Niveaux d'accélération

$a_{WMPg13}$  : 2,466 m/s<sup>2</sup>

$a_{WMRg13}$  : 3,468 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Mg13}$  : 0,71

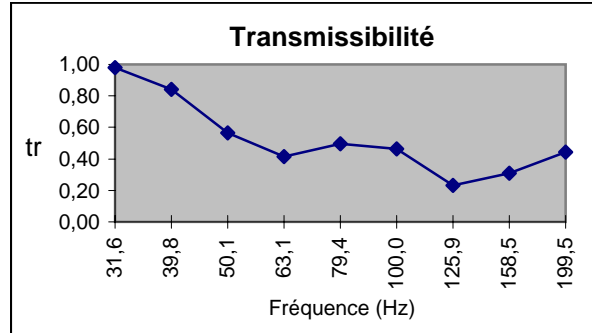
( $TR_{Mg13} = a_{WMPg13}/a_{WMRg13}$ )

Cohérence min : 0,96 (>0.95)

### Main gantée

#### Test 2

Fréq.(Hz)	tr
31,6	0,98
39,8	0,84
50,1	0,57
63,1	0,41
79,4	0,50
100,0	0,46
125,9	0,23
158,5	0,31
199,5	0,44



#### Niveaux d'accélération

$a_{WMPg23}$  : 2,719 m/s<sup>2</sup>

$a_{WMRg23}$  : 3,463 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Mg23}$  : 0,79

( $TR_{Mg23} = a_{WMPg23}/a_{WMRg23}$ )

Cohérence min : 0,87 (>0.95)

#### Facteurs de transmission corrigés

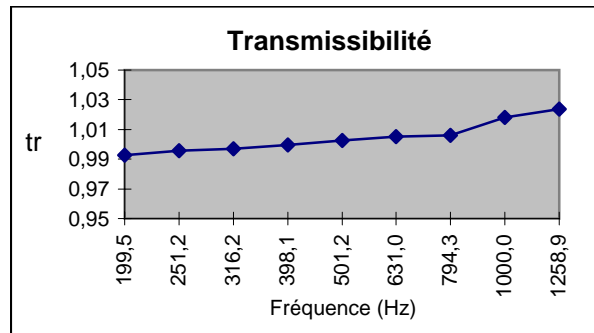
$TR_{M13}$  : 0,72 ( $TR_{M13} = TR_{Mg13}/TR_{Mb3}$ )

$TR_{M23}$  : 0,79 ( $TR_{M23} = TR_{Mg23}/TR_{Mb3}$ )

## Spectre H - Sujet 3

### Main à nue

Fréq.(Hz)	tr
199,5	0,99
251,2	1,00
316,2	1,00
398,1	1,00
501,2	1,00
631,0	1,01
794,3	1,01
1000,0	1,02
1258,9	1,02



#### Critères de validation

$a_{HPb3}/a_{HRb3}$  : 1,01 (1.00 ± 0.05)

#### Niveaux d'accélération

$a_{WHPb3}$  : 3,213 m/s<sup>2</sup>

$a_{WHRb3}$  : 3,221 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Hb3}$  : 1,00

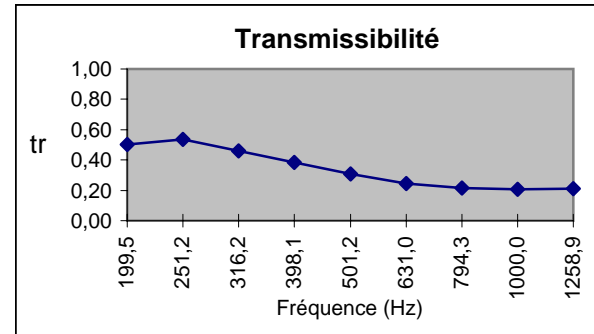
( $TR_{Hb3} = a_{WHPb3}/a_{WHRb3}$ )

Déphasage max. : 2,0 ° (± 5°)

### Main gantée

#### Test 1

Fréq.(Hz)	tr
199,5	0,50
251,2	0,54
316,2	0,46
398,1	0,38
501,2	0,31
631,0	0,24
794,3	0,22
1000,0	0,21
1258,9	0,21



#### Niveaux d'accélération

$a_{WHPg13}$  : 1,401 m/s<sup>2</sup>

$a_{WHRg13}$  : 3,205 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Hg13}$  : 0,44

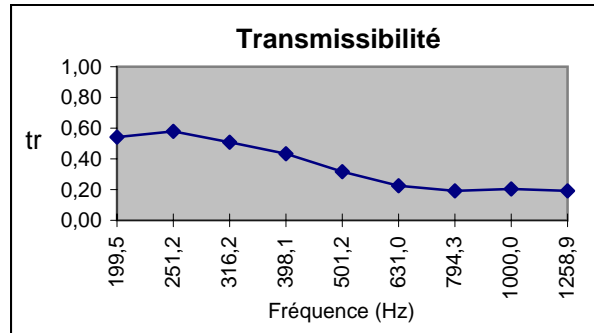
( $TR_{Hg13} = a_{WHPg13}/a_{WHRg13}$ )

Cohérence min : 0,99 (>0.95)

### Main gantée

#### Test 2

Fréq.(Hz)	tr
199,5	0,54
251,2	0,58
316,2	0,51
398,1	0,43
501,2	0,32
631,0	0,22
794,3	0,19
1000,0	0,21
1258,9	0,19



#### Niveaux d'accélération

$a_{WHPg23}$  : 1,501 m/s<sup>2</sup>

$a_{WHRg23}$  : 3,204 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Hg23}$  : 0,47

( $TR_{Hg23} = a_{WHPg23}/a_{WHRg23}$ )

Cohérence min : 0,98 (>0.95)

#### Facteurs de transmission corrigés

$TR_{H13}$  : 0,44 ( $TR_{H13} = TR_{Hg13}/TR_{Hb3}$ )

$TR_{H23}$  : 0,47 ( $TR_{H23} = TR_{Hg23}/TR_{Hb3}$ )



## Liste des fichiers utilisés pour l'évaluation du gain

### Spectre M - Sujet 1

aMPb1 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectrem\dadisp\main\_nue.dat CH02  
aMRb1 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectrem\dadisp\main\_nue.dat CH06  
aMPg11 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee1.dat CH02  
aMRg11 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee1.dat CH06  
aMPg21 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee2.dat CH02  
aMRg21 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee2.dat CH06

### Spectre H - Sujet 1

aHPb1 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectreh\dadisp\main\_nue.dat CH02  
aHRb1 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectreh\dadisp\main\_nue.dat CH06  
aHPg11 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee1.dat CH02  
aHRg11 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee1.dat CH06  
aHPg21 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee2.dat CH02  
aHRg21 : c:\airglove(new)\paulboileau\#1new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee2.dat CH06

### Spectre M - Sujet 2

aMPb2 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectrem\dadisp\main\_nue.dat CH02  
aMRb2 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectrem\dadisp\main\_nue.dat CH06  
aMPg12 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee1.dat CH02  
aMRg12 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee1.dat CH06  
aMPg22 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee2.dat CH02  
aMRg22 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee2.dat CH06

### Spectre H - Sujet 2

aHPb2 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectreh\dadisp\main\_nue.dat CH02  
aHRPb2 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectreh\dadisp\main\_nue.dat CH06  
aHPg12 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee1.dat CH02  
aHRPg12 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee1.dat CH06  
aHPg22 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee2.dat CH02  
aHRg22 : c:\airglove(new)\jeromeboutin\#2new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee2.dat CH06

### Spectre M - Sujet 3

aMPb3 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectrem\dadisp\main\_nue.dat CH02  
aMRb3 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectrem\dadisp\main\_nue.dat CH06  
aMPg13 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee1.dat CH02  
aMRg13 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee1.dat CH06  
aMPg23 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee2.dat CH02  
aMRPg23 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectrem\dadisp\main\_gantee2.dat CH06

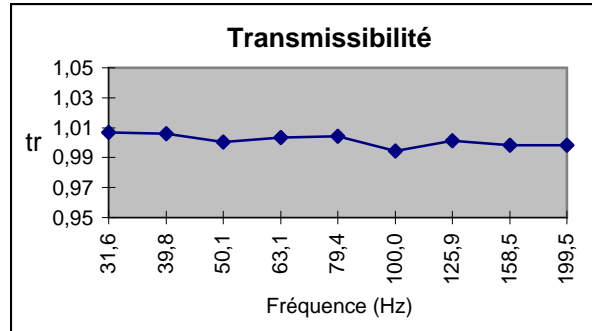
### Spectre H - Sujet 3

aHPRb3 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectreh\dadisp\main\_nue.dat CH02  
aHRb3 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectreh\dadisp\main\_nue.dat CH06  
aHPg13 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee1.dat CH02  
aHPRg13 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee1.dat CH06  
aHPRg23 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee2.dat CH02  
aHRg23 : c:\airglove(new)\yvesbeaudet\#3new\_droit\spectreh\dadisp\main\_gantee2.dat CH06

## Spectre M - Sujet 2

### Main à nue

Fréq.(Hz)	tr
31,6	1,01
39,8	1,01
50,1	1,00
63,1	1,00
79,4	1,00
100,0	0,99
125,9	1,00
158,5	1,00
199,5	1,00



#### Critères de validation

$a_{MPb2}/a_{MRb2}$  : 1,00 (1.00 ± 0.05)

#### Niveaux d'accélération

$a_{WMPb2}$  : 3,431 m/s<sup>2</sup>

$a_{WMRb2}$  : 3,425 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Mb2}$  : 1,00

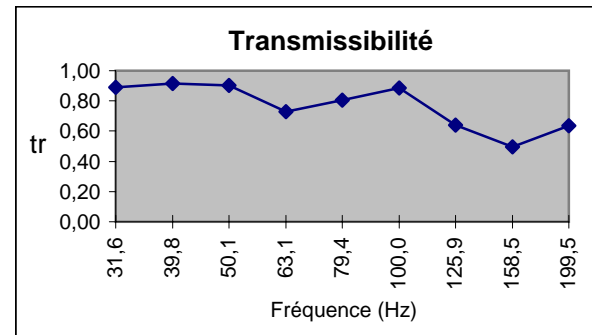
( $TR_{Mb2} = a_{WMPb2}/a_{WMRb2}$ )

Déphasage max. : -1,0 ° (± 5°)

### Main gantée

#### Test 1

Fréq.(Hz)	tr
31,6	0,89
39,8	0,92
50,1	0,90
63,1	0,73
79,4	0,80
100,0	0,88
125,9	0,64
158,5	0,50
199,5	0,64



#### Niveaux d'accélération

$a_{WMPg12}$  : 2,944 m/s<sup>2</sup>

$a_{WMRg12}$  : 3,423 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Mg12}$  : 0,86

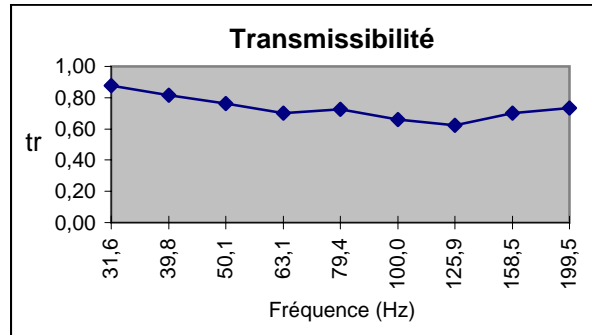
( $TR_{Mg12} = a_{WMPg12}/a_{WMRg12}$ )

Cohérence min : 0,99 (>0.95)

### Main gantée

#### Test 2

Fréq.(Hz)	tr
31,6	0,88
39,8	0,82
50,1	0,76
63,1	0,70
79,4	0,73
100,0	0,66
125,9	0,62
158,5	0,70
199,5	0,73



#### Niveaux d'accélération

$a_{WMPg22}$  : 2,826 m/s<sup>2</sup>

$a_{WMRg22}$  : 3,466 m/s<sup>2</sup>

#### Facteur de transmission

$TR_{Mg22}$  : 0,82

( $TR_{Mg22} = a_{WMPg22}/a_{WMRg22}$ )

Cohérence min : 0,99 (>0.95)

#### Facteurs de transmission corrigés

$TR_{M12}$  : 0,86 ( $TR_{M12} = TR_{Mg12}/TR_{Mb2}$ )

$TR_{M22}$  : 0,81 ( $TR_{M22} = TR_{Mg22}/TR_{Mb2}$ )

## **ANNEXE D**

---

### **RAPPORTS D'ESSAI – MATÉRIAUX RÉSILIENTS**



Laboratoire de vibrations

# Rapport d'évaluation

Conformément à la norme ISO/FDIS 13753:1998(E)

## Matériau résilient

Référence : c:\Materiau\AirGlove\AirGlove.xls

Fabricant :

Modèle :

Type :

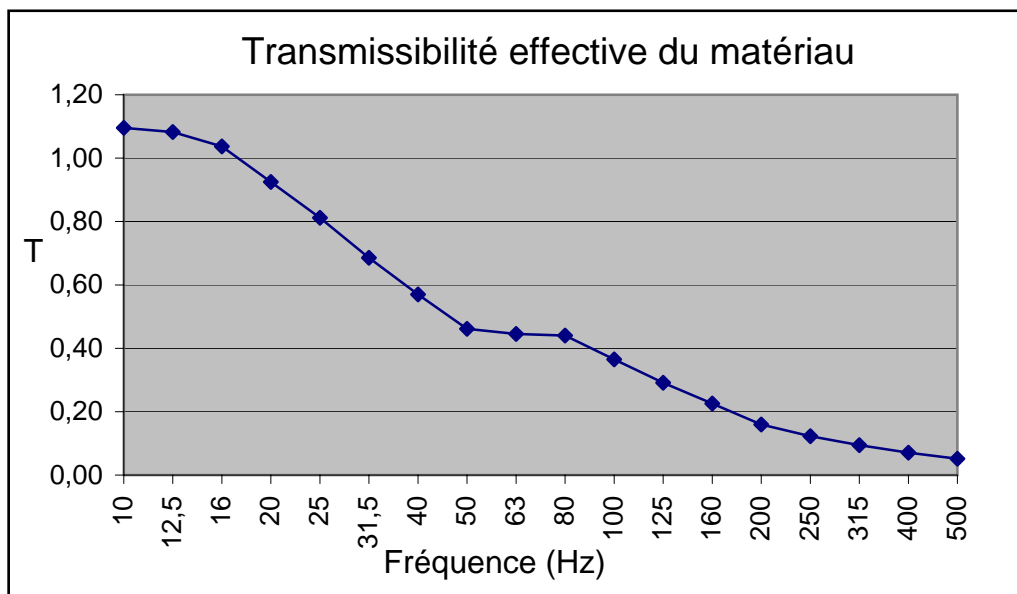
État :

Description :

Date :

## Résultats

Fréq. (Hz)	T
10	1,10
12,5	1,08
16	1,04
20	0,92
25	0,81
31,5	0,69
40	0,57
50	0,46
63	0,45
80	0,44
100	0,36
125	0,29
160	0,23
200	0,16
250	0,12
315	0,09
400	0,07
500	0,05



## **Définitions:**

$T_e$  : Transmissibilité des essais ( $T_e = |a_{\text{masse}}| / |a_{\text{référence}}|$ )

$T_M$  : Transmissibilité du matériau ( $T_M = T_{e_{\text{moyen}}}$ )

$\theta$  : Phase de la transmissibilité (déphasage entre les accélérations)

$Z_H$  : Impédance de la main

$Z_M$  : Impédance du matériau

$||$  : Module

$\varphi$  : Angle entre la partie réelle et imaginaire de l'impédance

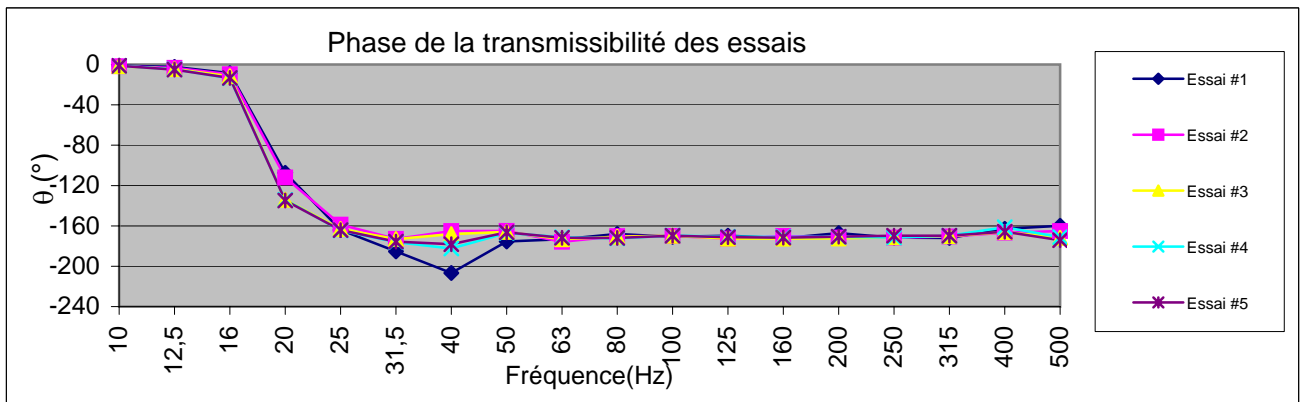
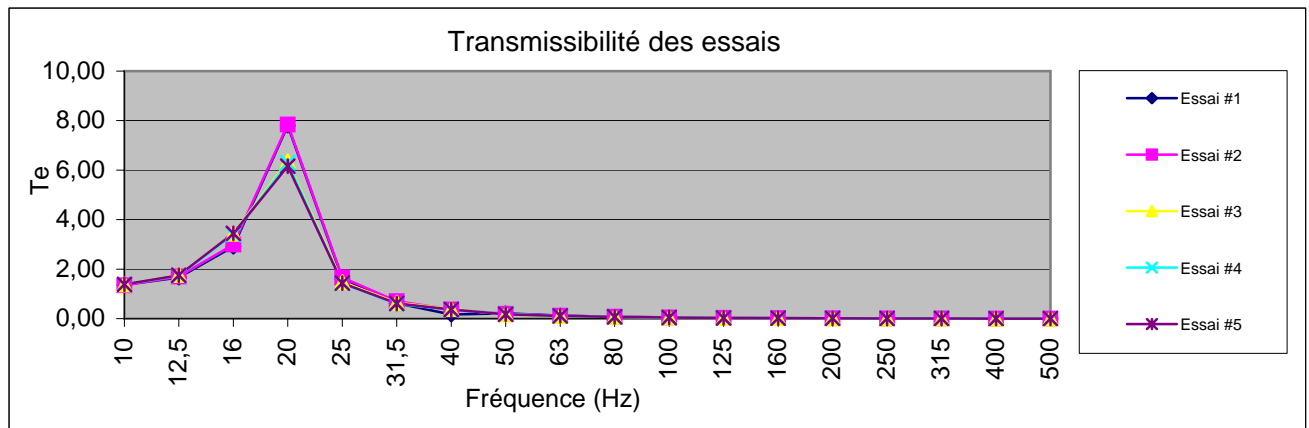
$T$  : Transmissibilité effective du matériau (transfert des vibrations à la main)

## **Conditions lors de l'évaluation**

- Bruit aléatoire d'une densité spectrale de  $(0.025 \text{ m/s}^2)^2/\text{Hz}$
- Dépôt d'une masse de 2.5 kg sur l'échantillon
- Nombre d'essais : 5
- Température : 22 °C
- Humidité relative : 30%

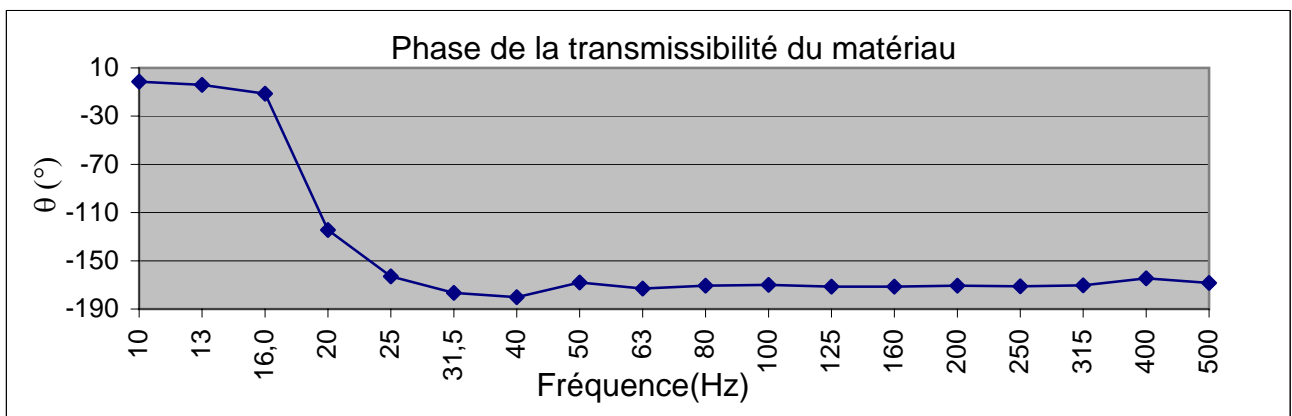
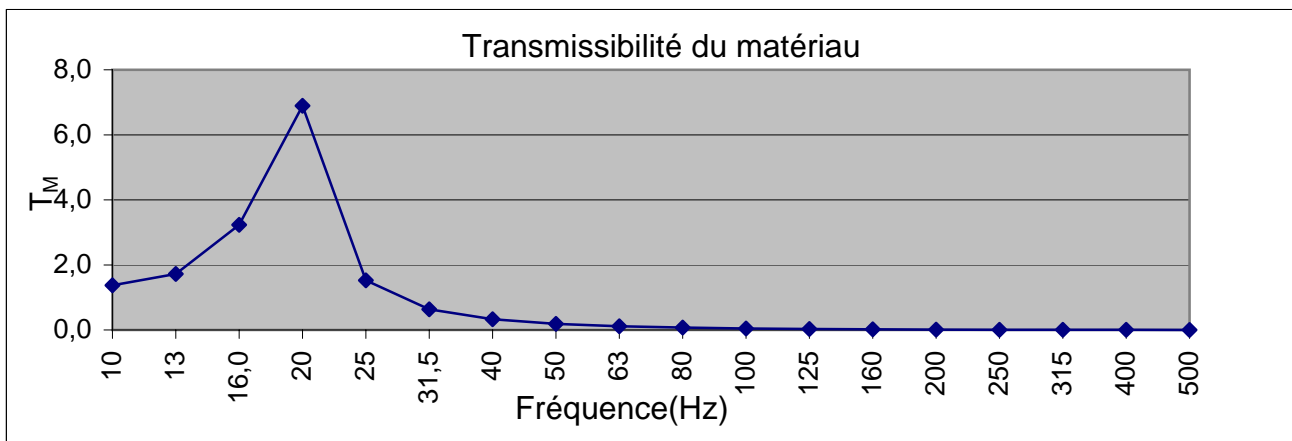
## Transmissibilité des essais Te

Fréq. (Hz)	Essai #1		Essai #2		Essai #3		Essai #4		Essai #5	
	Te	$\theta$ (°)	Te	$\theta$ (°)	Te	$\theta$ (°)	Te	$\theta$ (°)	Te	$\theta$ (°)
10	1,363	-1,1	1,344	-1,7	1,381	-1,6	1,382	-1,2	1,384	-1,3
12,5	1,661	-2,4	1,701	-3,3	1,764	-4,4	1,742	-4,8	1,751	-5,1
16	2,906	-8,6	2,990	-9,6	3,431	-11,6	3,397	-13,6	3,442	-13,3
20	7,801	-107,4	7,842	-112,1	6,358	-134,0	6,305	-134,1	6,161	-134,8
25	1,623	-164,0	1,660	-158,7	1,482	-163,1	1,421	-164,4	1,434	-164,1
31,5	0,618	-185,3	0,707	-173,0	0,648	-173,1	0,592	-176,0	0,612	-175,7
40	0,169	-206,8	0,369	-165,1	0,385	-168,2	0,361	-182,4	0,369	-178,2
50	0,213	-175,5	0,192	-165,0	0,173	-166,0	0,179	-167,1	0,176	-166,4
63	0,122	-173,2	0,115	-175,8	0,107	-173,2	0,110	-171,2	0,108	-171,8
80	0,073	-168,0	0,079	-170,2	0,074	-170,6	0,073	-172,4	0,073	-171,9
100	0,050	-170,8	0,045	-170,0	0,044	-169,7	0,044	-169,5	0,044	-169,8
125	0,028	-169,8	0,030	-172,5	0,029	-172,6	0,028	-170,7	0,028	-171,1
160	0,018	-172,1	0,018	-170,1	0,017	-172,6	0,017	-171,0	0,017	-171,6
200	0,011	-167,3	0,011	-171,7	0,010	-172,5	0,010	-170,8	0,010	-170,6
250	0,007	-171,7	0,007	-171,7	0,007	-171,1	0,007	-171,5	0,007	-169,7
315	0,005	-172,0	0,005	-170,5	0,004	-170,1	0,004	-169,7	0,004	-169,7
400	0,003	-162,9	0,003	-166,7	0,003	-166,2	0,003	-161,3	0,003	-165,8
500	0,002	-159,9	0,002	-165,2	0,002	-171,8	0,002	-171,1	0,001	-174,2



## Transmissibilité du matériau $T_M$

Fréq. (Hz)	Valeur moyenne					
	$ T_M $	$\theta$ (°)	$ 1/T_M $	$(-\theta)$ (°)	$1/T_M$ réel.	$1/T_M$ imag.
10	1,371	-1,4	0,73	1,4	0,73	0,02
13	1,724	-4,0	0,58	4,0	0,58	0,04
16,0	3,233	-11,3	0,31	11,3	0,30	0,06
20	6,893	-124,5	0,15	124,5	-0,08	0,12
25	1,524	-162,9	0,66	162,9	-0,63	0,19
31,5	0,635	-176,6	1,57	176,6	-1,57	0,09
40	0,331	-180,1	3,02	180,1	-3,02	-0,01
50	0,187	-168,0	5,36	168,0	-5,24	1,11
63	0,112	-173,0	8,91	173,0	-8,84	1,08
80	0,074	-170,6	13,43	170,6	-13,25	2,18
100	0,045	-170,0	22,08	170,0	-21,74	3,85
125	0,029	-171,4	34,75	171,4	-34,36	5,22
160	0,017	-171,5	57,41	171,5	-56,77	8,51
200	0,010	-170,6	96,25	170,6	-94,95	15,77
250	0,007	-171,1	146,01	171,1	-144,27	22,48
315	0,004	-170,4	224,47	170,4	-221,32	37,45
400	0,003	-164,6	354,18	164,6	-341,40	94,29
500	0,002	-168,4	568,57	168,4	-557,01	114,05



### Transmissibilité effective du matériau (transfert des vibrations à la main)

Fréq. (Hz)	Impédance de la main				Impédance du matériau				T Trans. effective
	$ Z_H $ (N s/m)	$\varphi$ (°)	$Z_H$ réel. (N s/m)	$Z_H$ imag. (N s/m)	$ Z_M $ (N s/m)	$\varphi$ (°)	$Z_M$ réel. (N s/m)	$Z_M$ imag. (N s/m)	
10	156	30	135,1	78,0	579	-86	37	-578	1,095
12,5	170	28	150,1	79,8	464	-85	44	-462	1,082
16	185	24	169,0	75,2	359	-85	31	-358	1,037
20	198	19	187,2	64,5	289	-84	32	-287	0,925
25	210	15	202,8	54,4	240	-83	28	-238	0,812
31,5	225	8	222,8	31,3	192	-88	7	-192	0,686
40	228	1	228,0	4,0	156	-90	0	-156	0,570
50	210	-4	209,5	-14,6	124	-80	22	-122	0,461
63	181	-6	180,0	-18,9	100	-84	11	-99	0,445
80	161	-3	160,8	-8,4	87	-81	13	-86	0,440
100	165	2	164,9	5,8	68	-80	11	-67	0,365
125	180	8	178,2	25,1	55	-82	8	-54	0,291
160	190	14	184,4	46,0	43	-82	6	-43	0,226
200	205	18	195,0	63,3	32	-81	5	-32	0,159
250	221	19	209,0	72,0	27	-81	4	-26	0,123
315	236	20	221,8	80,7	22	-80	4	-22	0,094
400	251	20	235,9	85,8	18	-75	5	-17	0,071
500	270	23	248,5	105,5	14	-78	3	-14	0,052

Masse: 2,5 kg



## **ANNEXE E**

---

### **DESSINS DES COMPOSANTES DU DISSIPATEUR D'ÉNERGIE**

CYLINDER

①

NOTES

Section A - A

Dimensions in mm.

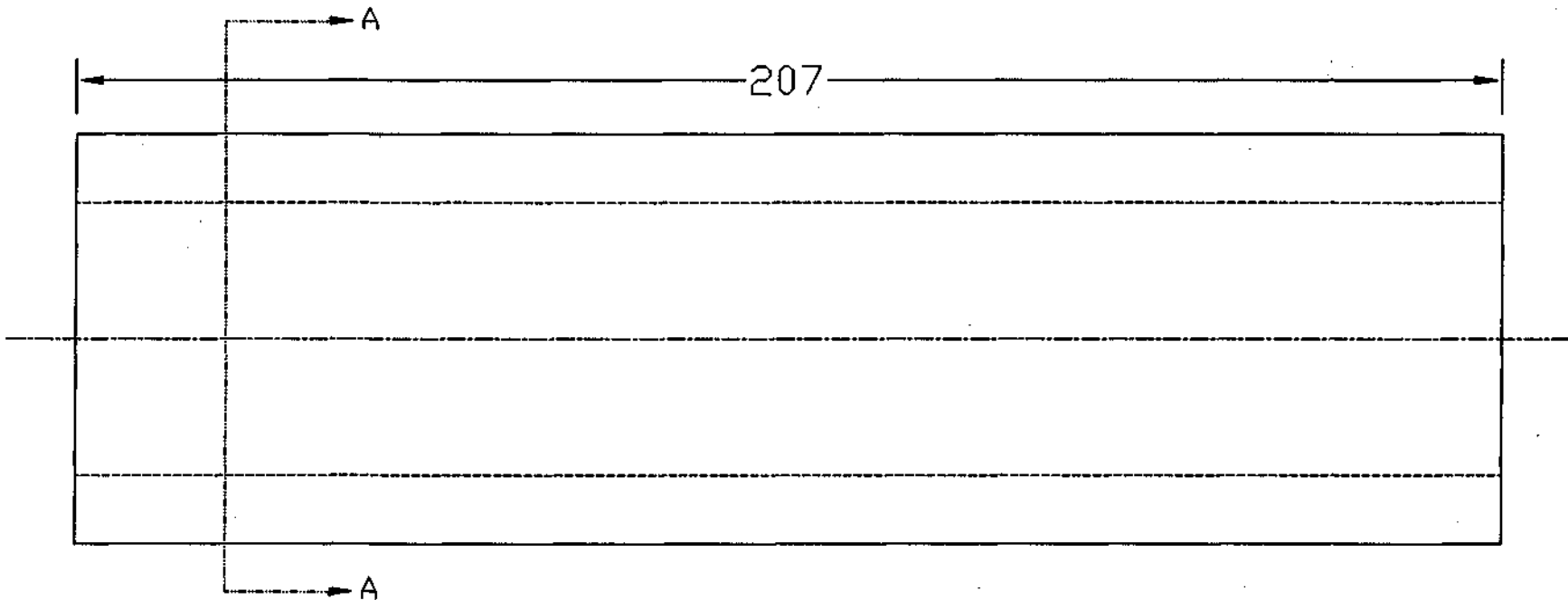
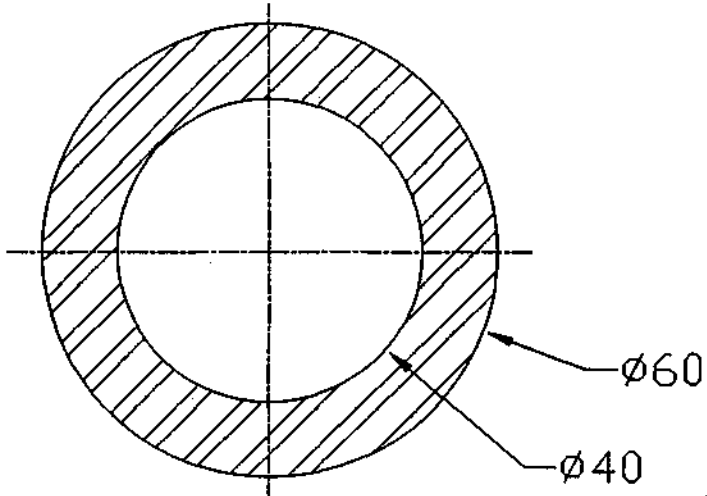
Scale 1:1

Qty. 1

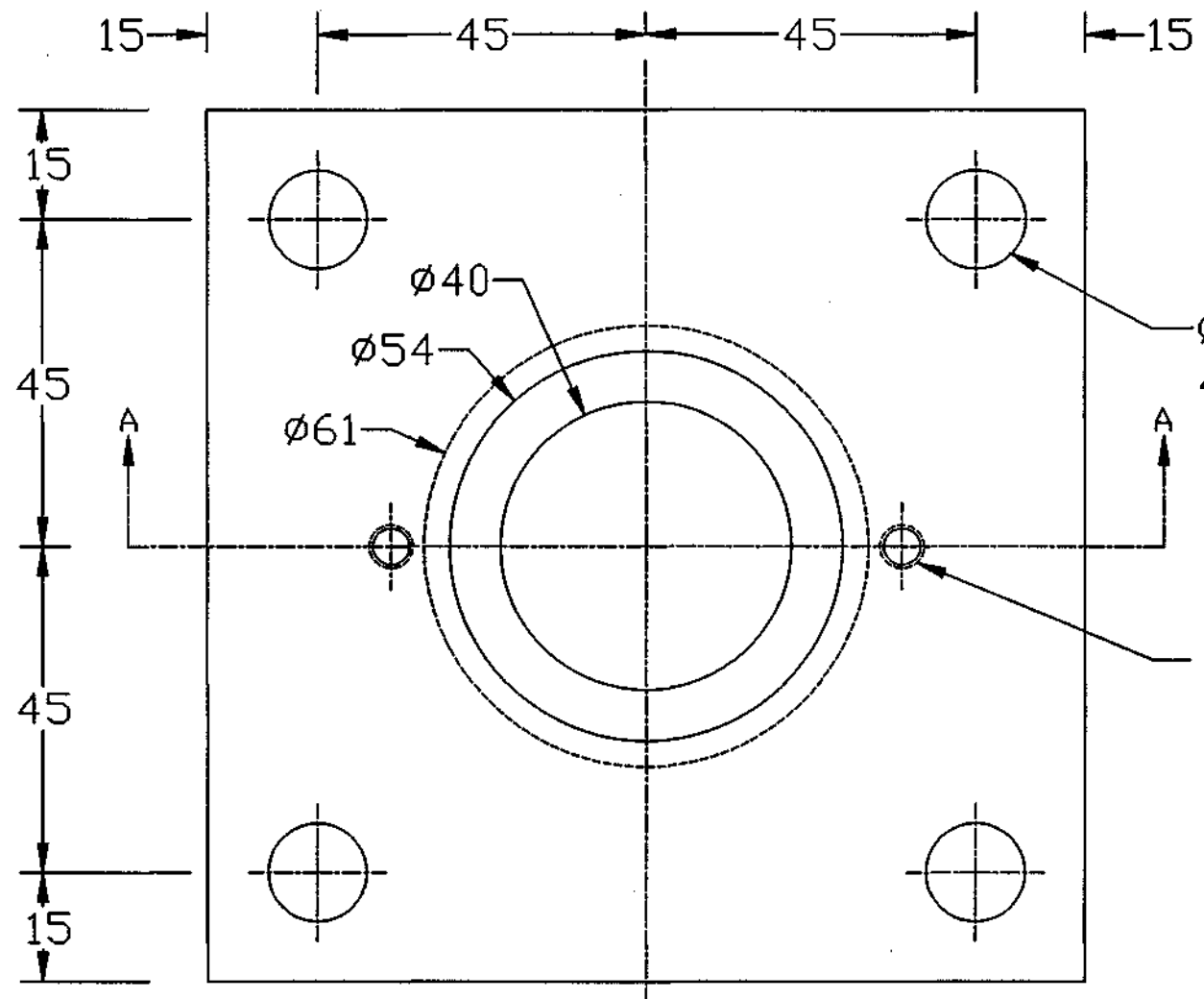
All tolerances +/- 0.1

Material : Tempered Steel

62 HRC +/- 2 HRC

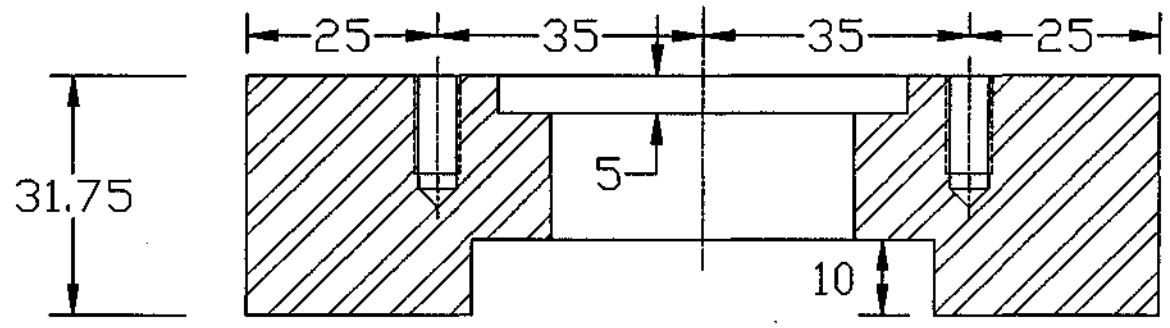


TOP PLATE ②



Ø13.5  
4 Holes Thru

M6X1  
13 mm. Deep  
2 Holes

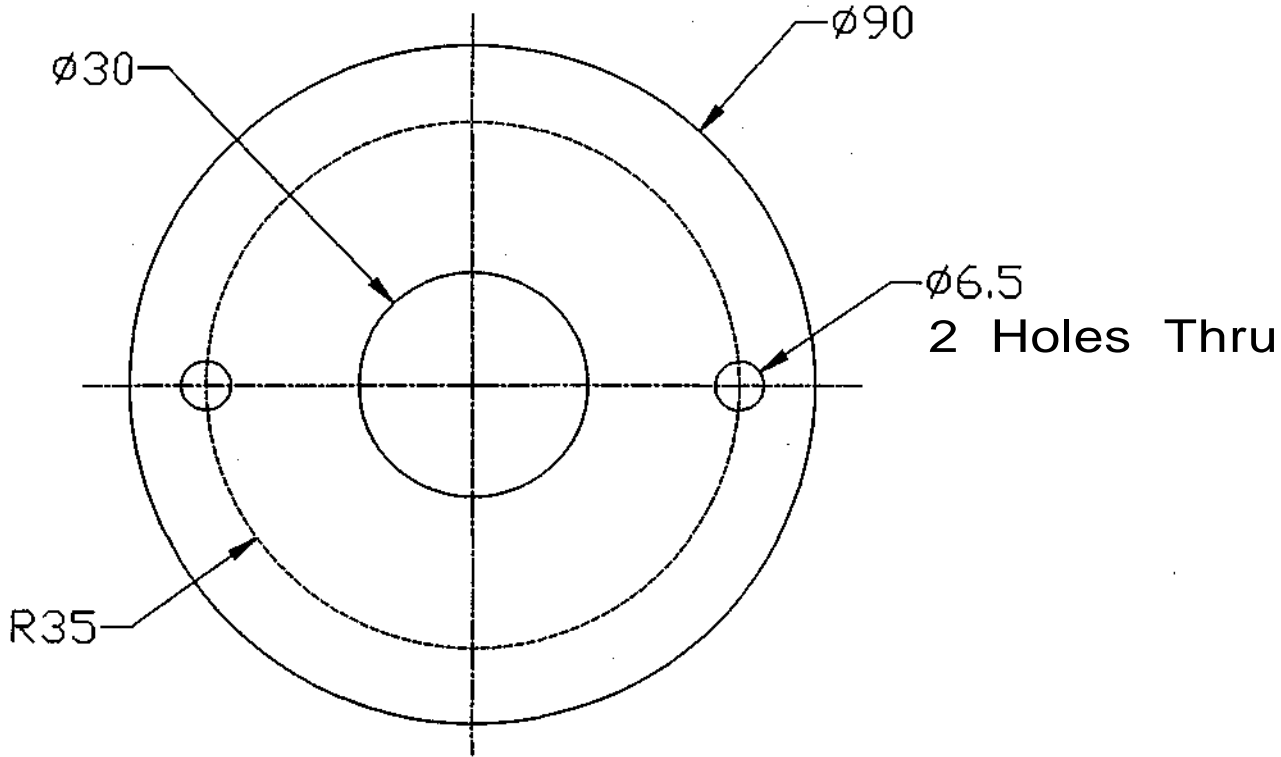


SECTION A-A

NOTES

Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Qty. 1  
Material : Steel  
All tolerances +/- 0,1

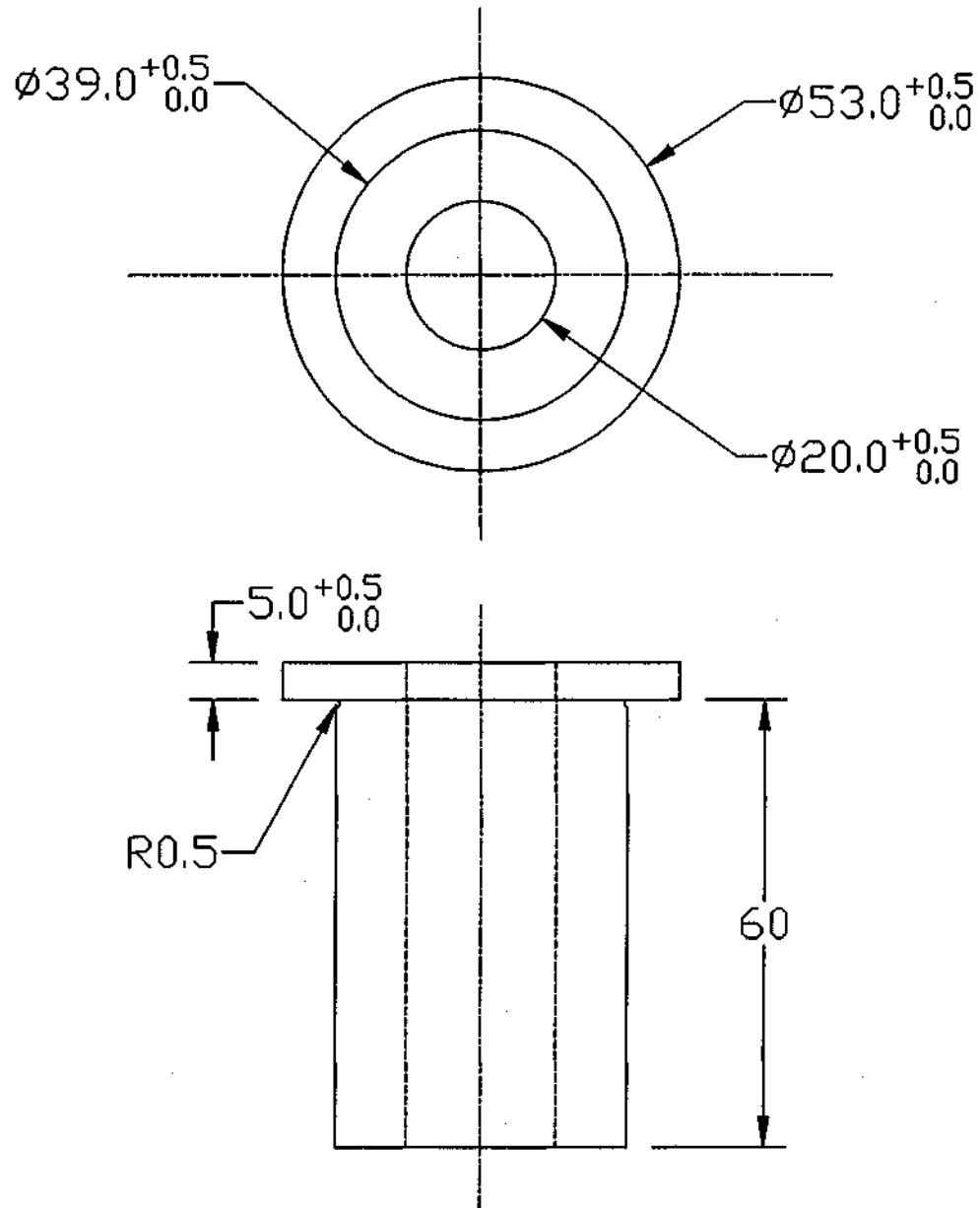
PLATE (4)



NOTES

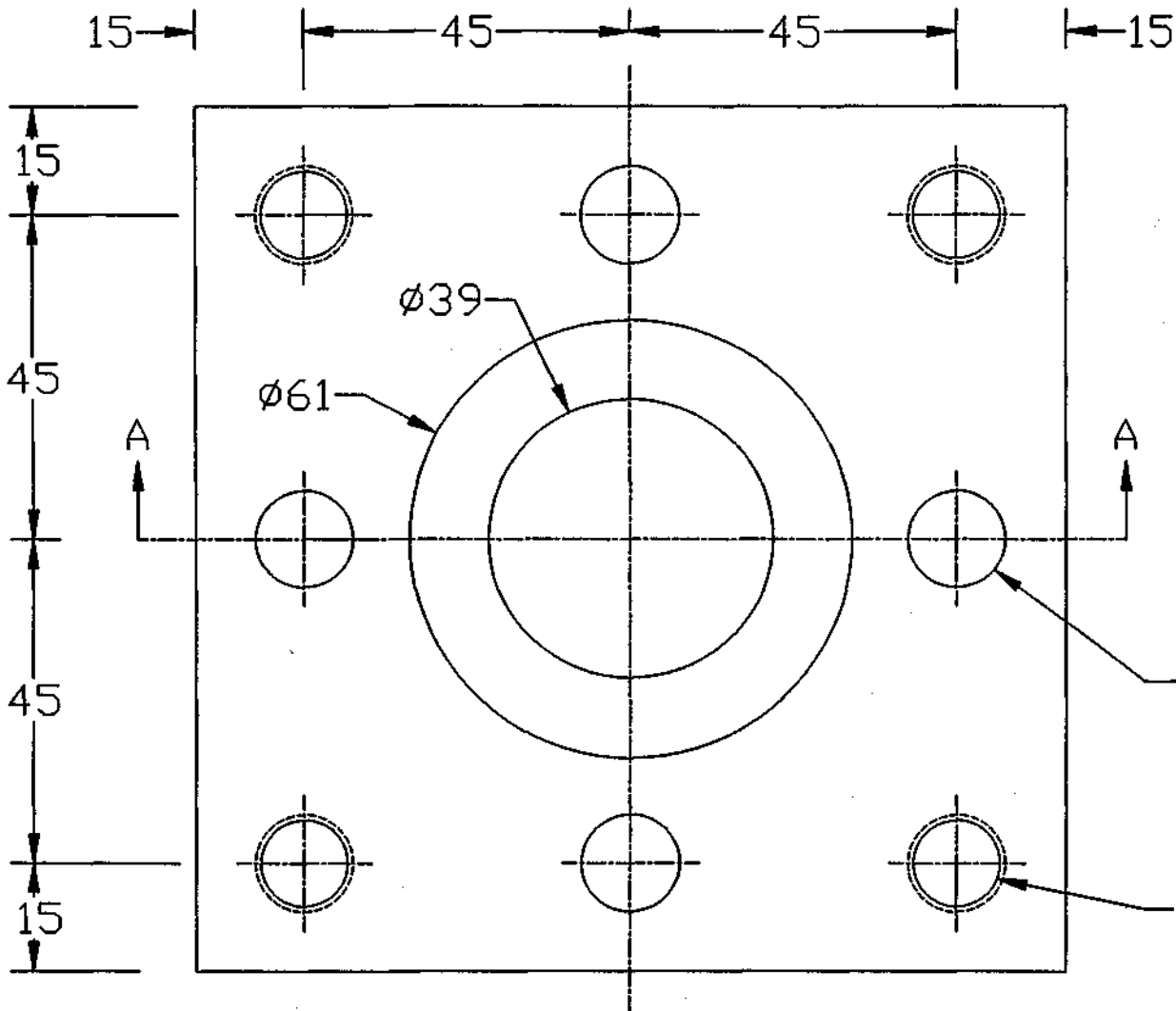
Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Qty. 1  
All tolerances +/- 0.1  
Material : Nylon/  
Delrin/  
HDP

GUIDE ③



NOTES

Dimensions in mm,  
Scale 1:1  
Qty.1  
Material : Nylon/  
Delrin/  
HDP



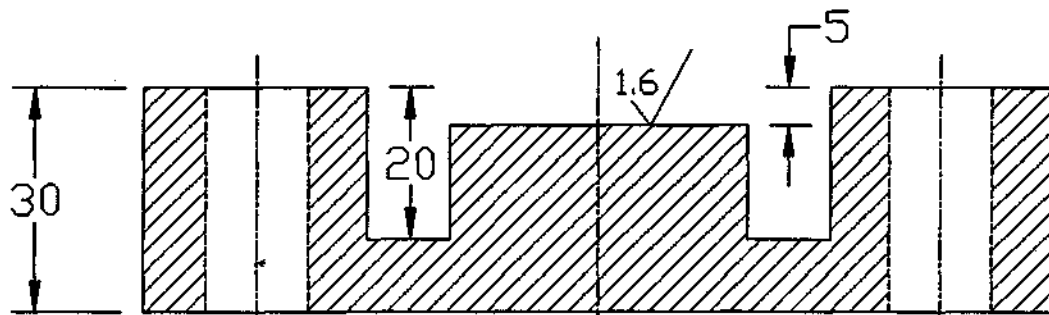
BASE PLATE ⑥

$\phi 14$   
4 Holes Thru

1/2-13UNC-2A  
4 Holes Thru

NOTES

Dimensions in mm.  
Scale 1:1  
Qty, 1  
All tolerances +/- 0.1  
Material : Steel



## **ANNEXE F**

---

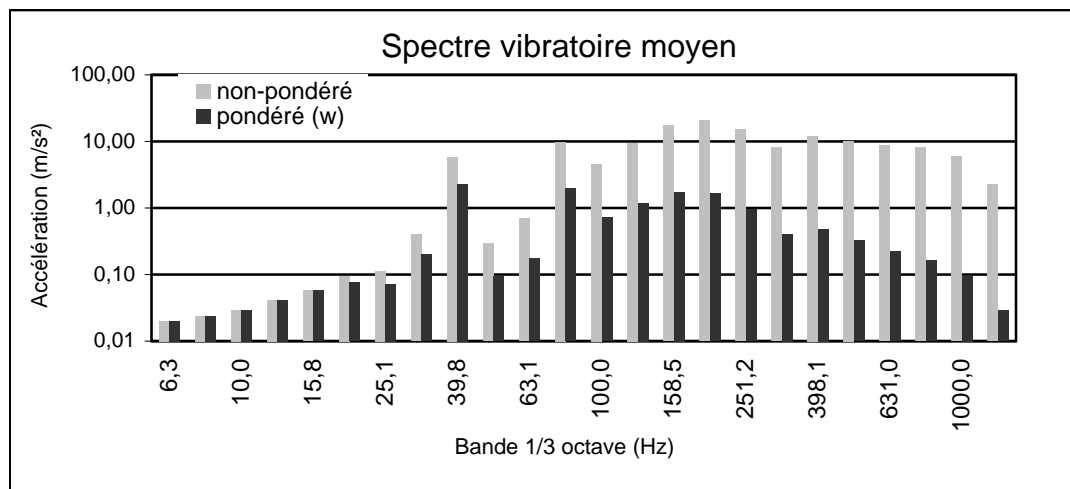
RAPPORTS D'ESSAI – MARTEAUX BURINEURS  
BOSCHHAMMER 11313EVS ET ATLAS COPCO RRF31-01

**Marteaux burineurs ou riveurs**

Référence : c:\BOSCHHAMMER\Boschhammer.xls

**Fabricant : BoschHammer****Modèle : 11313EVS****Type : Marteau burineur****État : Neuf****Commentaires : Fréquence de percussion ajustée à environ 5 (38 coups/s)****Date : 2000-05-17****Conditions lors de l'exécution des essais**

- Force d'avance maintenue à 150 N
- Durée des essais : 32 s
- Utilisation de l'absorbeur d'énergie AB-1

**Résultats****Accélération globale moyenne** $a_w$  : 4,630 ± 0,6 m/s<sup>2</sup> $a$  : 41,489 ± 2,6 m/s<sup>2</sup>



### Définitions:

$a_i$  : Niveau de l'accélération par bande de tiers d'octave

$a$  : Niveau global non-pondéré (6.3-1250Hz) de l'accélération

$a_w$  : Niveau global pondéré ( $w_h$ ) de l'accélération

$\omega_p$  : Fréquence de percussion

$S_{aw}$  : Ecart type(échantillons) du niveau global pondéré de l'accélération par sujet

$CV_{aw}$  : Coefficient de variation du niveau global pondéré de l'accélération par sujet

$V_a$  : Valeur efficace de la tension d'alimentation lorsque l'outil est en marche

### Montage et accessoires:

- Absorbeur d'énergie et socle de béton (1)
- Dispositif de pesée pour la mesure de la force d'avance (2)
- Alimentation pneumatique ou électrique (3)
- Manomètre électronique ou voltmètre (4)
- Outil d'essai (5)
- Accéléromètre, filtre mécanique et monture



## Sujet 1

Bande 1/3 d'octave (Hz)	Accélération ( $a_i$ )					Accélération moyenne ( $m/s^2$ )
	Test 1 ( $m/s^2$ )	Test 2 ( $m/s^2$ )	Test 3 ( $m/s^2$ )	Test 4 ( $m/s^2$ )	Test 5 ( $m/s^2$ )	
6,3	0,017	0,021	0,030	0,028	0,007	0,021
7,9	0,018	0,025	0,038	0,030	0,009	0,024
10,0	0,026	0,030	0,049	0,038	0,017	0,032
12,6	0,032	0,043	0,066	0,052	0,036	0,046
15,8	0,042	0,069	0,084	0,074	0,093	0,072
20,0	0,073	0,127	0,119	0,115	0,223	0,131
25,1	0,107	0,118	0,170	0,158	0,176	0,146
31,6	0,388	0,471	0,407	0,401	0,445	0,422
39,8	5,980	7,368	6,025	5,862	6,722	6,392
50,1	0,279	0,220	0,288	0,240	0,272	0,260
63,1	0,581	0,658	0,662	0,638	0,695	0,647
79,4	8,422	10,690	9,966	10,096	10,644	9,964
100,0	3,201	4,585	4,232	3,923	3,986	3,985
125,9	7,405	9,905	9,035	8,424	8,429	8,640
158,5	19,932	20,412	19,538	19,170	20,432	19,897
199,5	22,795	23,874	24,322	23,868	23,289	23,630
251,2	14,298	12,641	14,594	13,553	13,365	13,690
316,2	8,211	6,887	6,908	8,498	7,587	7,618
398,1	11,890	13,205	13,374	15,767	12,627	13,373
501,2	9,746	10,639	10,047	11,539	10,148	10,424
631,0	8,967	9,804	8,964	9,247	9,319	9,260
794,3	7,737	8,252	8,635	9,196	8,163	8,397
1000,0	4,340	5,702	5,894	5,521	6,278	5,547
1258,9	1,641	1,945	2,221	2,095	1,890	1,958
$a$ ( $m/s^2$ )	41,699	44,136	43,838	44,494	43,355	43,505
$a_w$ ( $m/s^2$ )	4,549	5,256	4,815	4,737	5,017	4,875
$\omega_p$ (Hz)	38,0	38,0	38,0	38,0	38,0	38,0
$V_a$ ( $V_{rms}$ )	120,1	120,1	120,1	120,5	120,3	120,2
$S_{aw}$	0,271					
$CV_{aw}$	0,06					

## Sujet 2

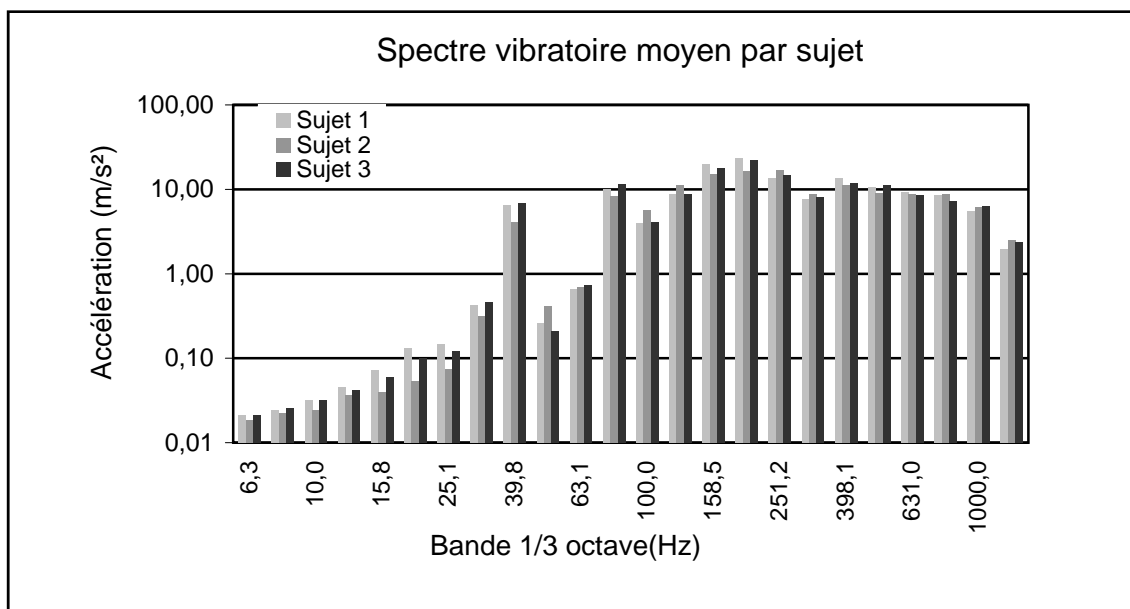
Bande 1/3 d'octave (Hz)	Accélération ( $a_i$ )					Accélération moyenne (m/s <sup>2</sup> )
	Test 1 (m/s <sup>2</sup> )	Test 2 (m/s <sup>2</sup> )	Test 3 (m/s <sup>2</sup> )	Test 4 (m/s <sup>2</sup> )	Test 5 (m/s <sup>2</sup> )	
6,3	0,022	0,016	0,019	0,022	0,012	0,018
7,9	0,025	0,021	0,016	0,034	0,016	0,022
10,0	0,027	0,024	0,019	0,033	0,019	0,024
12,6	0,043	0,030	0,028	0,048	0,031	0,036
15,8	0,048	0,036	0,036	0,049	0,029	0,039
20,0	0,067	0,045	0,047	0,067	0,043	0,054
25,1	0,088	0,064	0,073	0,090	0,055	0,074
31,6	0,349	0,303	0,296	0,365	0,239	0,310
39,8	4,569	4,171	3,694	4,935	3,171	4,108
50,1	0,400	0,488	0,411	0,398	0,377	0,415
63,1	0,682	0,771	0,652	0,728	0,620	0,690
79,4	8,464	7,839	7,313	9,712	8,180	8,301
100,0	5,508	5,208	6,170	5,500	6,170	5,711
125,9	10,323	9,971	12,088	10,940	12,417	11,148
158,5	15,723	15,522	14,605	16,812	12,029	14,938
199,5	19,889	14,677	14,863	18,729	13,802	16,392
251,2	17,459	17,631	17,213	16,999	14,079	16,676
316,2	6,438	9,228	10,351	8,176	9,258	8,690
398,1	11,681	10,997	11,276	10,147	11,614	11,143
501,2	12,139	7,527	7,826	8,445	8,771	8,942
631,0	8,693	9,014	8,440	9,016	8,371	8,707
794,3	7,876	9,898	9,340	9,412	7,528	8,811
1000,0	5,594	6,990	6,083	7,136	4,982	6,157
1258,9	2,317	2,820	2,421	2,556	2,248	2,472
$a$ (m/s <sup>2</sup> )	40,624	38,071	38,137	40,430	35,153	38,483
$a_w$ (m/s <sup>2</sup> )	4,157	3,821	3,789	4,374	3,608	3,950
$\omega_p$ (Hz)	38,0	38,0	38,0	38,0	38,0	38,0
$V_a$ (V <sub>rms</sub> )	119,8	119,7	120,0	120,0	120,0	119,9
$S_{aw}$	0,309					
$CV_{aw}$	0,08					

### Sujet 3

Bande 1/3 d'octave (Hz)	Accélération ( $a_i$ )					Accélération moyenne (m/s <sup>2</sup> )
	Test 1 (m/s <sup>2</sup> )	Test 2 (m/s <sup>2</sup> )	Test 3 (m/s <sup>2</sup> )	Test 4 (m/s <sup>2</sup> )	Test 5 (m/s <sup>2</sup> )	
6,3	0,020	0,025	0,018	0,023	0,020	0,021
7,9	0,023	0,032	0,023	0,026	0,024	0,025
10,0	0,032	0,043	0,025	0,030	0,027	0,031
12,6	0,034	0,054	0,042	0,039	0,041	0,042
15,8	0,046	0,082	0,062	0,054	0,055	0,060
20,0	0,072	0,131	0,102	0,098	0,098	0,100
25,1	0,101	0,173	0,115	0,098	0,115	0,121
31,6	0,469	0,519	0,402	0,445	0,487	0,464
39,8	7,485	8,167	5,460	6,384	7,084	6,916
50,1	0,169	0,193	0,252	0,206	0,229	0,210
63,1	0,616	0,700	0,783	0,789	0,770	0,732
79,4	10,318	11,410	11,639	12,206	11,668	11,448
100,0	4,963	5,808	3,081	2,991	3,484	4,065
125,9	11,428	13,637	5,832	5,866	6,767	8,706
158,5	17,496	21,908	16,310	15,687	17,022	17,685
199,5	16,529	21,741	24,618	25,972	22,566	22,285
251,2	13,301	14,482	16,955	15,545	13,236	14,704
316,2	8,097	8,770	8,989	7,642	6,787	8,057
398,1	9,235	12,092	14,828	11,787	11,304	11,849
501,2	9,870	11,842	12,531	10,476	11,684	11,281
631,0	6,707	7,633	9,307	9,184	9,036	8,373
794,3	7,344	6,281	7,059	7,522	7,882	7,218
1000,0	6,820	7,101	5,050	6,290	6,055	6,263
1258,9	2,603	2,560	2,316	2,045	2,435	2,392
$a$ (m/s <sup>2</sup> )	38,153	45,509	44,375	43,193	41,172	42,480
$a_w$ (m/s <sup>2</sup> )	4,981	5,727	4,682	4,943	4,993	5,065
$\omega_p$ (Hz)	38,0	38,0	38,0	38,0	38,0	38,0
$V_a$ (V <sub>rms</sub> )	119,4	119,2	119,2	119,8	119,6	119,5
$S_{aw}$	0,391					
$CV_{aw}$	0,05					

## Valeurs moyennes des niveaux d'accélération

Bande 1/3 d'octave (Hz)	Accélération moyenne par sujet			Valeur moyenne (m/s <sup>2</sup> )	Pondération W <sub>h</sub> (dB)	Valeur moy. pondérée (m/s <sup>2</sup> )
	Sujet 1 (m/s <sup>2</sup> )	Sujet 2 (m/s <sup>2</sup> )	Sujet 3 (m/s <sup>2</sup> )			
6,3	0,021	0,018	0,021	0,020	0	0,020
7,9	0,024	0,022	0,025	0,024	0	0,024
10,0	0,032	0,024	0,031	0,029	0	0,029
12,6	0,046	0,036	0,042	0,041	0	0,041
15,8	0,072	0,039	0,060	0,057	0	0,057
20,0	0,131	0,054	0,100	0,095	-2	0,076
25,1	0,146	0,074	0,121	0,113	-4	0,072
31,6	0,422	0,310	0,464	0,399	-6	0,200
39,8	6,392	4,108	6,916	5,805	-8	2,311
50,1	0,260	0,415	0,210	0,295	-10	0,093
63,1	0,647	0,690	0,732	0,690	-12	0,173
79,4	9,964	8,301	11,448	9,904	-14	1,976
100,0	3,985	5,711	4,065	4,587	-16	0,727
125,9	8,640	11,148	8,706	9,498	-18	1,196
158,5	19,897	14,938	17,685	17,507	-20	1,751
199,5	23,630	16,392	22,285	20,769	-22	1,650
251,2	13,690	16,676	14,704	15,023	-24	0,948
316,2	7,618	8,690	8,057	8,122	-26	0,407
398,1	13,373	11,143	11,849	12,122	-28	0,483
501,2	10,424	8,942	11,281	10,215	-30	0,323
631,0	9,260	8,707	8,373	8,780	-32	0,221
794,3	8,397	8,811	7,218	8,142	-34	0,162
1000,0	5,547	6,157	6,263	5,989	-36	0,095
1258,9	1,958	2,472	2,392	2,274	-38	0,029



## Liste des fichiers utilisés pour établir le rapport de mesure

Sujet1-Test1: c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure1.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure1.dat C6-Alime

Sujet1-Test2: c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure2.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure2.dat C6-Alime

Sujet1-Test3: c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure3.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure3.dat C6-Alime

Sujet1-Test4: c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure4.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure4.dat C6-Alime

Sujet1-Test5: c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure5.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\jeromeboutin\dadisp\mesure5.dat C6-Alime

Sujet2-Test1: c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure1.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure1.dat C6-Alime

Sujet2-Test2: c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure2.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure2.dat C6-Alime

Sujet2-Test3: c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure3.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure3.dat C6-Alime

Sujet2-Test4: c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure4.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure4.dat C6-Alime

Sujet2-Test5: c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure5.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\paulboileau\dadisp\mesure5.dat C6-Alime

Sujet3-Test1: c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure1.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure1.dat C6-Alime

Sujet3-Test2: c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure2.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure2.dat C6-Alime

Sujet3-Test3: c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure3.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure3.dat C6-Alime

Sujet3-Test4: c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure4.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure4.dat C6-Alime

Sujet3-Test5: c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure5.dat C2-Outil  
c:\boschhammer\pierredrouin\dadisp\mesure5.dat C6-Alime

# C

Laboratoire de vibrations

# Rapport de mesure

(Conformément à la norme ISO 8662-2:1992)

## Marteaux burineurs ou riveurs

Référence : c:\AtlasCopco(RRF31-01)\AtlasCopco.xls

Fabricant : Atlas Copco

Modèle : RRF 30-01 (no. Série: A149)

Type : Marteau burineur

État : Neuf

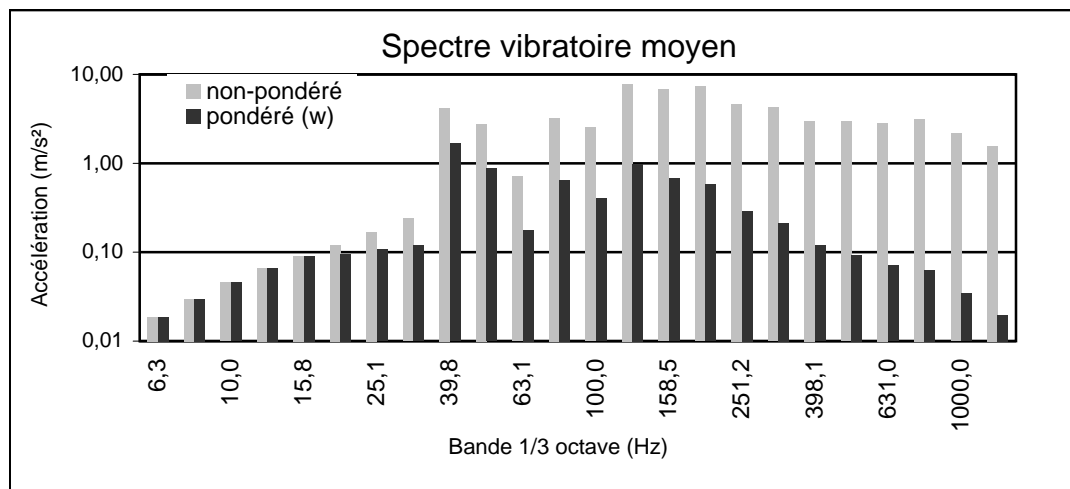
Commentaires : Outil pneumatique

Date : 2000-05-18

### Conditions lors de l'exécution des essais

- Force d'avance maintenue à 120 N
- Durée des essais : 16 s
- Utilisation de l'absorbeur d'énergie AB-1

### Résultats



### **Accélération globale moyenne**

$a_w$  : 2,445 ± 0,58 m/s<sup>2</sup>

$a$  : 17,082 ± 3,5 m/s<sup>2</sup>

### Définitions:

$a_i$  : Niveau de l'accélération par bande de tiers d'octave

$a$  : Niveau global non-pondéré (6.3-1250Hz) de l'accélération

$a_w$  : Niveau global pondéré ( $w_h$ ) de l'accélération

$\omega_p$  : Fréquence de percussion

$S_{aw}$  : Ecart type(échantillons) du niveau global pondéré de l'accélération par sujet

$CV_{aw}$  : Coefficient de variation du niveau global pondéré de l'accélération par sujet

$P_a$  : Pression moyenne de l'air comprimé lorsque l'outil est en marche

### Montage et accessoires:

- Absorbeur d'énergie et socle de béton (1)
- Dispositif de pesée pour la mesure de la force d'avance (2)
- Alimentation pneumatique ou électrique (3)
- Manomètre électronique ou voltmètre (4)
- Outil d'essai (5)
- Accéléromètre, filtre mécanique et monture





## Sujet 1

Bande 1/3 d'octave (Hz)	Accélération ( $a_i$ )					Accélération moyenne ( $m/s^2$ )
	Test 1 ( $m/s^2$ )	Test 2 ( $m/s^2$ )	Test 3 ( $m/s^2$ )	Test 4 ( $m/s^2$ )	Test 5 ( $m/s^2$ )	
6,3	0,050	0,025	0,024	0,023	0,035	0,031
7,9	0,070	0,039	0,029	0,039	0,046	0,045
10,0	0,082	0,047	0,041	0,054	0,078	0,060
12,6	0,107	0,062	0,055	0,064	0,079	0,073
15,8	0,122	0,074	0,081	0,080	0,094	0,090
20,0	0,139	0,096	0,094	0,097	0,113	0,108
25,1	0,165	0,140	0,120	0,150	0,145	0,144
31,6	0,219	0,184	0,165	0,223	0,237	0,206
39,8	3,684	3,138	3,513	3,266	4,183	3,557
50,1	2,933	1,986	1,946	4,038	2,449	2,670
63,1	0,767	0,803	0,637	0,841	0,802	0,770
79,4	2,940	3,285	3,407	3,100	3,456	3,238
100,0	2,507	2,258	2,173	3,464	2,318	2,544
125,9	5,512	5,029	6,045	5,335	5,824	5,549
158,5	4,697	5,774	6,253	5,624	6,400	5,750
199,5	6,256	6,993	6,881	7,176	7,311	6,923
251,2	4,398	4,601	4,095	5,209	4,520	4,565
316,2	3,550	3,910	3,776	3,998	3,993	3,846
398,1	2,121	2,540	2,416	2,465	2,513	2,411
501,2	2,281	2,190	2,781	2,714	2,625	2,518
631,0	1,909	1,854	2,459	2,691	2,438	2,270
794,3	3,492	3,392	3,828	3,869	3,886	3,694
1000,0	2,170	2,340	2,511	2,348	2,459	2,366
1258,9	1,759	1,748	2,039	1,916	1,934	1,879
$a$ ( $m/s^2$ )	14,150	14,623	15,341	15,905	15,958	15,195
$a_w$ ( $m/s^2$ )	2,137	1,889	2,018	2,337	2,278	2,132
$\omega_p$ (Hz)	44,0	44,0	44,0	45,0	44,0	44,2
Pa (kPa)	629,9	629,4	628,9	631,7	629,2	629,9
$S_{aw}$	0,184					
$CV_{aw}$	0,09					

## Sujet 2

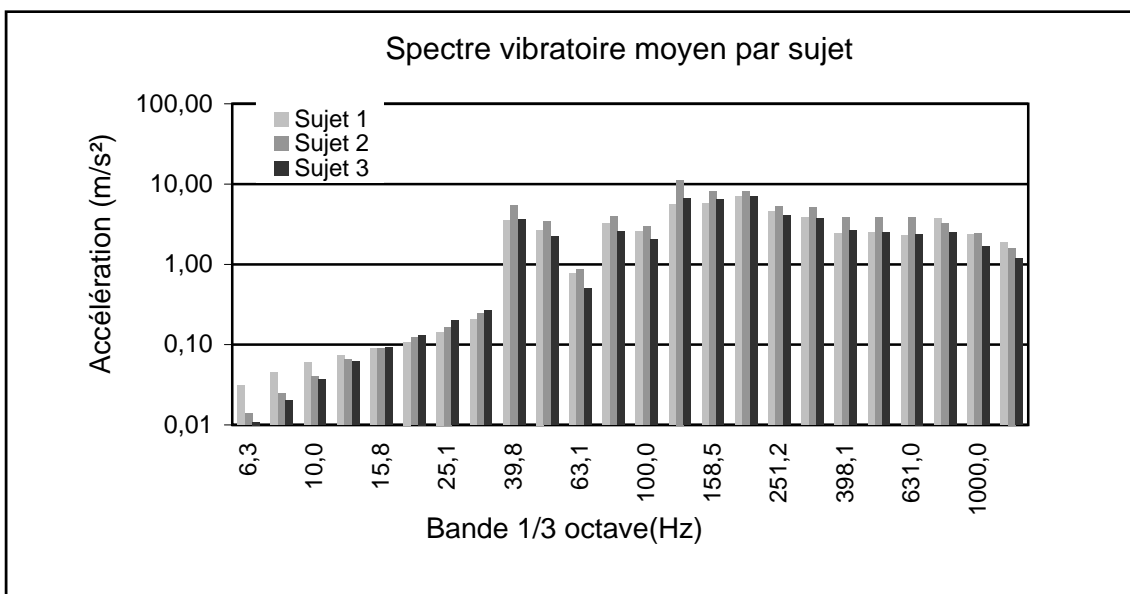
Bande 1/3 d'octave (Hz)	Accélération ( $a_i$ )					Accélération moyenne (m/s <sup>2</sup> )
	Test 1 (m/s <sup>2</sup> )	Test 2 (m/s <sup>2</sup> )	Test 3 (m/s <sup>2</sup> )	Test 4 (m/s <sup>2</sup> )	Test 5 (m/s <sup>2</sup> )	
6,3	0,015	0,015	0,015	0,013	0,012	0,014
7,9	0,022	0,025	0,026	0,022	0,027	0,024
10,0	0,034	0,037	0,044	0,037	0,050	0,040
12,6	0,059	0,055	0,077	0,059	0,075	0,065
15,8	0,087	0,090	0,107	0,080	0,086	0,090
20,0	0,104	0,129	0,135	0,116	0,130	0,123
25,1	0,141	0,168	0,172	0,159	0,188	0,166
31,6	0,179	0,258	0,285	0,233	0,261	0,243
39,8	5,055	6,207	6,630	5,047	3,984	5,384
50,1	2,045	4,526	3,495	2,898	3,994	3,392
63,1	0,707	1,081	0,982	0,728	0,809	0,861
79,4	3,999	4,160	4,781	3,871	2,846	3,931
100,0	2,361	3,656	3,024	2,657	3,250	2,990
125,9	12,783	13,204	12,783	10,542	6,970	11,256
158,5	11,580	7,541	8,300	7,581	5,432	8,087
199,5	10,849	7,843	6,964	7,505	7,209	8,074
251,2	7,179	4,828	5,873	4,138	4,409	5,285
316,2	5,409	5,382	6,703	4,875	3,181	5,110
398,1	4,971	4,093	3,514	3,891	2,967	3,887
501,2	4,798	3,975	4,197	3,563	2,601	3,827
631,0	5,287	3,602	4,209	3,450	2,559	3,821
794,3	4,608	2,501	3,891	2,708	2,485	3,238
1000,0	3,702	2,103	2,444	2,107	1,838	2,439
1258,9	2,148	1,444	1,748	1,405	1,273	1,604
$a$ (m/s <sup>2</sup> )	25,579	22,138	22,753	19,336	15,591	21,079
$a_w$ (m/s <sup>2</sup> )	3,072	3,570	3,529	2,844	2,529	3,109
$\omega_p$ (Hz)	44,0	44,0	44,0	44,0	45,0	44,2
Pa (kPa)	632,9	632,5	632,8	633,5	630,4	632,4
$S_{aw}$	0,446					
$CV_{aw}$	0,14					

### Sujet 3

Bande 1/3 d'octave (Hz)	Accélération ( $a_i$ )					Accélération moyenne (m/s <sup>2</sup> )
	Test 1 (m/s <sup>2</sup> )	Test 2 (m/s <sup>2</sup> )	Test 3 (m/s <sup>2</sup> )	Test 4 (m/s <sup>2</sup> )	Test 5 (m/s <sup>2</sup> )	
6,3	0,008	0,010	0,012	0,014	0,010	0,011
7,9	0,017	0,021	0,022	0,025	0,016	0,020
10,0	0,032	0,040	0,040	0,039	0,031	0,037
12,6	0,051	0,076	0,075	0,059	0,052	0,062
15,8	0,067	0,095	0,112	0,111	0,076	0,092
20,0	0,080	0,153	0,169	0,158	0,099	0,132
25,1	0,131	0,218	0,256	0,221	0,167	0,198
31,6	0,184	0,326	0,331	0,279	0,224	0,269
39,8	3,011	3,387	3,417	3,353	4,810	3,596
50,1	2,001	1,908	3,381	2,198	1,687	2,235
63,1	0,316	0,609	0,527	0,462	0,563	0,495
79,4	1,902	3,194	2,850	2,129	2,899	2,595
100,0	1,513	2,275	3,064	1,638	1,694	2,037
125,9	6,218	5,844	5,586	5,962	9,190	6,560
158,5	5,340	6,571	5,928	6,229	8,173	6,448
199,5	6,250	6,914	8,090	6,623	6,734	6,922
251,2	4,046	3,736	5,187	3,527	3,664	4,032
316,2	2,331	4,153	4,658	3,556	4,024	3,744
398,1	2,667	2,172	2,635	2,435	3,428	2,667
501,2	2,676	2,080	2,042	2,382	3,257	2,487
631,0	2,270	2,047	2,001	2,460	3,177	2,391
794,3	2,167	2,708	2,802	1,926	2,774	2,476
1000,0	1,745	1,516	1,368	1,613	2,181	1,685
1258,9	1,230	1,013	1,092	1,132	1,476	1,188
$a$ (m/s <sup>2</sup> )	13,261	14,497	15,685	13,846	17,567	14,971
$a_w$ (m/s <sup>2</sup> )	1,781	1,987	2,267	1,935	2,501	2,094
$\omega_p$ (Hz)	44,0	44,0	45,0	44,0	44,0	44,2
Pa (kPa)	629,2	629,3	630,7	629,5	628,9	629,5
$S_{aw}$	0,287					
$CV_{aw}$	0,09					

## Valeurs moyennes des niveaux d'accélération

Bande 1/3 d'octave (Hz)	Accélération moyenne par sujet			Valeur moyenne (m/s <sup>2</sup> )	Pondération W <sub>h</sub> (dB)	Valeur moy. pondérée (m/s <sup>2</sup> )
	Sujet 1 (m/s <sup>2</sup> )	Sujet 2 (m/s <sup>2</sup> )	Sujet 3 (m/s <sup>2</sup> )			
6,3	0,031	0,014	0,011	0,019	0	0,019
7,9	0,045	0,024	0,020	0,030	0	0,030
10,0	0,060	0,040	0,037	0,046	0	0,046
12,6	0,073	0,065	0,062	0,067	0	0,067
15,8	0,090	0,090	0,092	0,091	0	0,091
20,0	0,108	0,123	0,132	0,121	-2	0,096
25,1	0,144	0,166	0,198	0,169	-4	0,107
31,6	0,206	0,243	0,269	0,239	-6	0,120
39,8	3,557	5,384	3,596	4,179	-8	1,664
50,1	2,670	3,392	2,235	2,766	-10	0,875
63,1	0,770	0,861	0,495	0,709	-12	0,178
79,4	3,238	3,931	2,595	3,255	-14	0,649
100,0	2,544	2,990	2,037	2,523	-16	0,400
125,9	5,549	11,256	6,560	7,788	-18	0,981
158,5	5,750	8,087	6,448	6,761	-20	0,676
199,5	6,923	8,074	6,922	7,306	-22	0,580
251,2	4,565	5,285	4,032	4,628	-24	0,292
316,2	3,846	5,110	3,744	4,233	-26	0,212
398,1	2,411	3,887	2,667	2,989	-28	0,119
501,2	2,518	3,827	2,487	2,944	-30	0,093
631,0	2,270	3,821	2,391	2,827	-32	0,071
794,3	3,694	3,238	2,476	3,136	-34	0,063
1000,0	2,366	2,439	1,685	2,163	-36	0,034
1258,9	1,879	1,604	1,188	1,557	-38	0,020



## Liste des fichiers utilisés pour établir le rapport de mesure

Sujet1-Test1: c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure1.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure1.dat C6-Alime

Sujet1-Test2: c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure2.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure2.dat C6-Alime

Sujet1-Test3: c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure3.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure3.dat C6-Alime

Sujet1-Test4: c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure4.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure4.dat C6-Alime

Sujet1-Test5: c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure5.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\pierredrouin(120n)\dadisp\mesure5.dat C6-Alime

Sujet2-Test1: c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure1.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure1.dat C6-Alime

Sujet2-Test2: c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure2.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure2.dat C6-Alime

Sujet2-Test3: c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure3.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure3.dat C6-Alime

Sujet2-Test4: c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure4.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure4.dat C6-Alime

Sujet2-Test5: c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure5.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\paulboileau(120n)\dadisp\mesure5.dat C6-Alime

Sujet3-Test1: c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure1.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure1.dat C6-Alime

Sujet3-Test2: c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure2.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure2.dat C6-Alime

Sujet3-Test3: c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure3.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure3.dat C6-Alime

Sujet3-Test4: c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure4.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure4.dat C6-Alime

Sujet3-Test5: c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure5.dat C2-Outil  
c:\atlascope(rrf31-01)\jeromeboutin(120n)\dadisp\mesure5.dat C6-Alime

## **ANNEXE G**

---

DÉVELOPPEMENT, VALIDATION ET APPLICATION D'UN  
MODÈLE PRÉVISIONNEL DES VIBRATIONS MAIN-BRAS  
ÉMISES PAR UN MARTEAU BURINEUR

# Analysis of Hand-Transmitted Vibration of a Hand-Held Percussive Tool

S. Rakheja<sup>†</sup>, C. Rajalingham<sup>†</sup> and P.-É. Boileau<sup>‡</sup>

<sup>†</sup>CONCAVE Research Centre, Concordia University,  
1455 de Maisonneuve West, Montréal (Québec) H3G 1M8

<sup>‡</sup> IRSST, 505 De Maisonneuve West, Montréal (Québec) H3A 3C2

Contact Author: S. Rakheja; email : [rakheia@vax2.concordia.ca](mailto:rakheia@vax2.concordia.ca);

telephone : (514)848-3162; fax ; (514)848-8635

## Abstract

The dynamic interactions among various components of a percussive chipping hammer are investigated to identify the internal and external impact processes, and to formulate a nonlinear analytical model of the tool. A three-degrees-of-freedom model of the human hand-arm, recommended in ISO-10068, is integrated with the tool model to derive the coupled hand-tool system model. The dynamic interactions between the tool-bit and the specimen, considered as a energy dissipator, are represented by a contact model with appropriate consideration of the possible loss of contact. The model also incorporates internal impacts occurring between the striker and the impact-bolt, impact-bolt and tool bit, and impact-bolt and the body. The nonlinear analytical model is solved under inputs arising from a constant push force and the angular speed of the drive. The analytical results are compared with the laboratory-measured response characteristics to examine the validity of the model. A parametric study is performed to determine the influence of selected design and operating parameters on the true and frequency-weighted rms and the rmq values of the tool body acceleration. The results suggest that the masses of the components and tool body, and elastic characteristics of the O-ring affect the magnitude of hand-transmitted vibration considerably. The potential performance benefits of possible design modifications on the basis of the results of the parametric study are further evaluated and discussed.

## 1. INTRODUCTION

The operators of hand-held power tools are exposed to high levels of hand-transmitted vibration arising from dynamic interactions between the tool and the work piece. Prolonged exposure to such vibration has been related to the occurrence of many occupational disorders, such as neural, muscular and vascular disorders of the hand-arm system, often [1]. The complex of vascular, neurologic and osteoarticular disorders occurring in the upper limbs of vibration-exposed workers is referred to as the hand-arm vibration (HAV) syndrome. Many studies conducted during the past 70 years have provided considerable epidemiological evidences for an increased occurrence of peripheral sensorineural disorders in population working with hand-held vibrating tools [2,3]. The dose-response relations developed to study the health risks associated with hand-arm vibration exposure have further established that the risk of occurrence of HAV syndrome and/or vibration induced white finger (VWF) is directly related to the dose or magnitude of hand-transmitted vibration and number of years of exposure [4].

The magnitude and frequency range, and direction of hand-transmitted vibration are strongly related to many tool design and operating factors in a highly complex manner. The results of numerous field measurements on hand-transmitted vibration reveal that the magnitudes of acceleration levels of different tools vary in the 10-2014  $m/s^2$  range [5], while the dominant frequencies of vibration vary in the 25 to 320 Hz frequency range. The large magnitudes of hand-

transmitted vibration, high rates of prevalence of VWF symptoms among the exposed workers and severe health effects have prompted many studies on the development of methods to assess the severity of vibration, measurement techniques and a strong desire to reduce the magnitudes of hand-transmitted vibration. Such studies have evolved into dose-response relationship to assess the potential health effects of hand-transmitted vibration [4], standards on measurement and reporting of tool vibration [4,6], biodynamic models of the human hand-arm [7], measurement techniques, and an array of anti-vibration tools and protective devices. Attenuation of hand-transmitted vibration is primarily attained using two methods: (i) isolation of the tool handle from the vibrating source; and (ii) isolation of the hand from the vibrating handle. Tool handle isolators, successfully integrated within chainsaws, have proven to be effective in attenuating the handle vibration [8,9]. The general implementation of such isolators, however, has been limited due to design complexities of many tools and associated cost. Alternatively, a wide range of anti-vibration gloves and handle grips has been developed to isolate the hand from the vibrating handle. Vibration gloves comprising natural rubber, neoprene, sorbothane, plastic foam, air-filled alveolar, etc. have been commercially developed to achieve attenuation of hand-transmitted vibration [10,11]. The majority of the studies performed on gloves have reported that most gloves either amplify or do not attenuate the hand vibration at frequencies below 250 Hz [12,13]. It has been further concluded that the vibration performance of gloves can perhaps be enhanced at the expense of

high dexterity loss.

The reduction in vibration at the source can be realized by operating the tool at a suitable speed, maintenance of the tool, and the use of vibration isolators within the tool. Automatic balancing devices have been developed to minimize the unbalance-induced vibration due to rotary tools [14,15]. The vibration reduction at the source of various tools, however, has been addressed in a very limited number of studies. This is partly attributed to the complexities associated with the compact design of hand-held power tools. Although some designs of antivibration tools have been realized, no efforts have been made thus far to determine favorable design parameters on the basis of analytical models of hand-held power tools.

The control of vibration caused by operation of a hand-held power tool necessitates knowledge of its dynamic behavior and dynamic interactions of the components within the tool. The study of such dynamic interactions, specifically in the percussion type tools is quite complex due to variations in the cutting process, internal impacts, operating conditions, etc. In this study, the dynamic interactions among various components of a percussive tool are identified to formulate an analytical model of the tool. The tool-work piece contact mechanics is used to model the dependence of the tool tip force on the tool kinematics. The nonlinear analytical model, coupled with the human hand-arm model reported in [7], is analyzed to determine the nature of vibration transmitted to the handle. A parametric study is performed to study the effects of various design parameters on the magnitudes of hand-transmitted vibration in order to identify favorable design parameters.

## 2. ANALYTICAL MODEL DEVELOPMENT

A percussion chipping hammer, schematically shown in Fig. 1, is considered, which comprises a variable electric drive capable of delivering 1300-2600 blows per minute (bpm) under no load condition, and a speed controller that maintains the pre-selected impact rate almost constant, irrespective of the load. For modeling purposes, the main components of this tool are identified as: (i) the body, (ii) the piston, (iii) the striker, (iv) the impact-bolt, and (v) the tool bit. The body houses the motor with the speed control drive unit, the handle, the guide tube and the tool holder. The speed controlled motor drives a piston inside a guide tube via a slider crank mechanism. The piston motion pressurizes the air inside the guide tube between the piston and the striker. The pressure fluctuation in this upper chamber imparts a sliding motion to the striker causing a pressure variation in the lower chamber, bounded by the guide tube and the upper control disk. This upper control disk is fixed to the guide tube at its lower end, as shown.

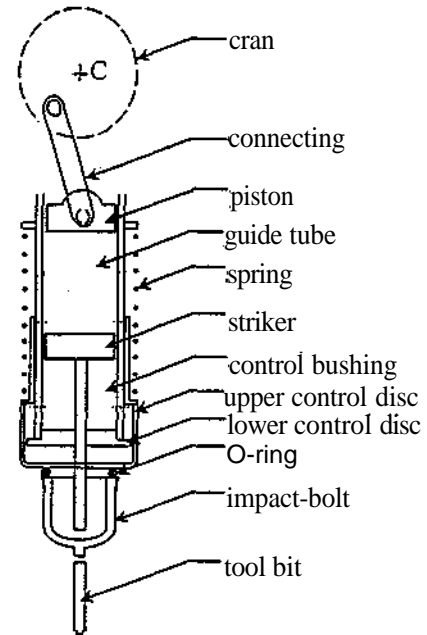


Fig. 1: A schematic representation of a hand-held chipping hammer assembly.

The tool operation consists of a series of impacts, which includes the impacts between the striker and the impact-bolt, impact-bolt and tool bit, and impact-bolt and the body. Owing to the complex nature of the contact between the tool bit and the work piece, the interaction between this pair is not treated as an ordinary impact. Further impacts may occur between the chuck and the tool bit, specifically during rebound. The striker transmits motion to the impact-bolt, which is ultimately transferred, to the tool bit. The motion transmission between the striker, the impact-bolt and the tool bit are via periodic impacts. In the assembly, the rebounding impact-bolt from the tool bit is allowed to hit the guide tube. The impact force between the bolt and the body is ultimately transmitted to the operator's hand. The purpose of the special O-ring, between the lower control disk and the impact-bolt, could possibly be to cushion such impact force transmission. For the analysis, the impact-bolt, the O-ring and the lower control disk are considered to move together. Two sets of air holes are provided to control the air pressure inside the upper and the lower chambers of the guide tube. The openings of these holes are influenced by positions of the striker and the spring-controlled bushing. The inertia effects of the control bushing and the lower control disk are neglected in the model formulation due to their very light masses.

In view of the geometric constraints of the assembly, the relative displacements  $x_{P|C}$ ,  $x_{S|C}$ ,  $x_{B|C}$  and  $x_{T|C}$

of the piston, striker, bolt and the tool bit, respectively, are measured downward from the crank center, as shown in Fig. 2(a). In this notation, the displacement

$x_{P|Q}$  represents the displacement of P from Q in the

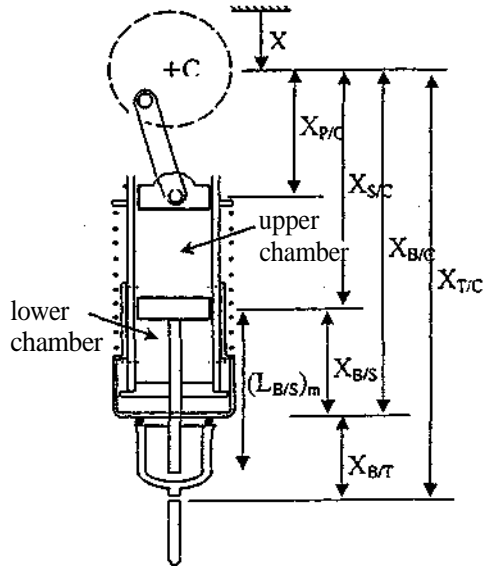
downward direction. During motion, there can be contact or loss of contact between the four component pairs, namely (i) striker and impact-bolt, (ii) impact-bolt and tool-bit, (iii) tool-body and impact-bolt, and (iv) tool-bit and tool-body cover. A loss of contact for pair (i) occurs when relative displacement  $x_{B|S}$  exceeds its



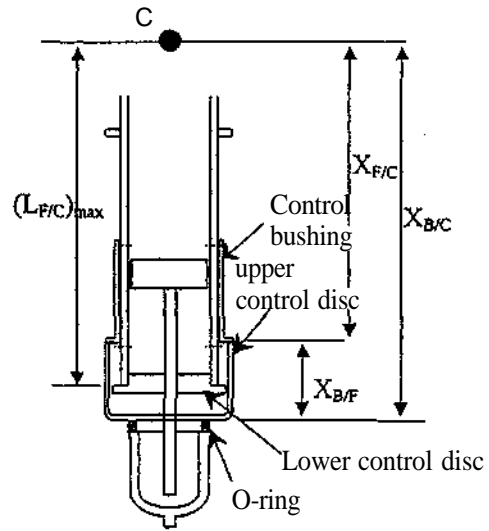
minimum value,  $(L_{B|S})_{\min}$ . Similarly, the conditions for loss of contact between the four component pairs can be expressed as the following geometric constraints

$$\begin{aligned} x_{B|C} - x_{S|C} &\geq (L_{B|S})_{\min}; \\ x_{T|C} - x_{B|C} &\geq (L_{T|B})_{\min}; \\ x_{B|C} &\geq (L_{B|C})_{\min}; \\ \text{and } x_{T|C} &\leq (L_{T|C})_{\max} \end{aligned} \quad (1)$$

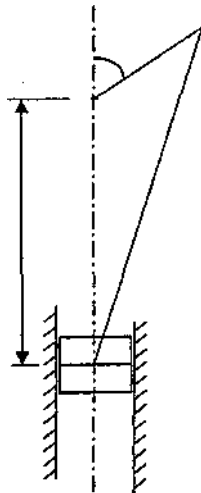
where  $(L_{B|S})_{\min}$ ,  $(L_{T|B})_{\min}$  and  $(L_{B|C})_{\min}$  are the lower limits of displacements between the impact-bolt and striker, tool-bit and impact-bolt, and impact-bolt and tool-body, respectively, and  $(L_{T|C})_{\max}$  denotes the upper limit of the tool-bit displacement relative to the tool-body. The violation of any one of these constraints during continuous motion indicates the possibility of an impact between the corresponding pair.



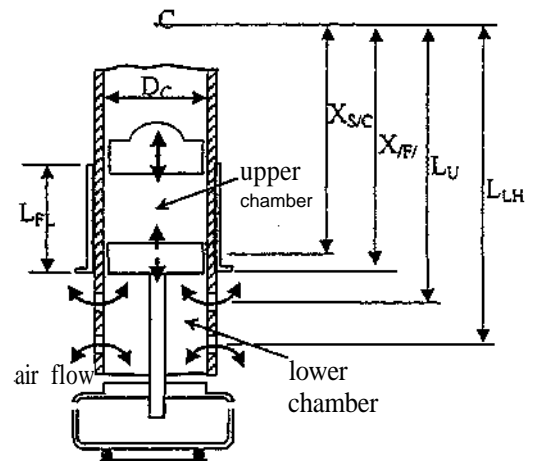
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 2: (a) Displacement coordinates selected to describe the components motions; (b) Position of the control bushing; (c) Displacement coordinates of the crank-slider mechanism; and (d) Air flows through the control orifices.

The displacement of the impact-bolt relative to the body determines the position of the control bushing, as shown in Fig. 2(b). The control bushing either sits on the upper control disk and consequently its relative displacement

$(x_{F|C})$  becomes:

$$x_{F|C} = \begin{cases} x_{B|C} - (L_{B|F})_{\min} & x_{B|C} \leq (L_{B|F})_{\min} + (L_{F|C})_{\max} \\ (L_{F|C})_{\max} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (2)$$

In the present convention,  $(L_{B|F})_{\min}$  denotes the particular value of  $x_{B|C} - x_{F|C}$ , when the control bushing is in contact with the impact-bolt. Further,  $x_{F|C}$  cannot exceed its maximum value corresponding to the contact between the control bushing and the upper control disk.

Assuming the crank speed  $\omega_{cr}$  as a constant, the crank angle  $\theta$  measured from the top dead center position, as shown in Fig. 2(c), is  $\omega_{cr}t$ . The displacement and velocity of the piston relative to the crank can be expressed as:

$$x_{P|C} = (l_{con}^2 - r_{cr}^2 \sin^2 \theta)^{1/2} - r_{cr} \cos \theta;$$

and

$$v_{P|C} = \omega_{cr} r_{cr} \sin \theta \left( 1 - \frac{r_{cr} \cos \theta}{(l_{con}^2 - r_{cr}^2 \sin^2 \theta)^{1/2}} \right) \quad (3)$$

where  $r_{cr}$  is crank radius,  $l_{con}$  is connecting rod length and  $v_{P|C}$  is piston velocity relative to the body. The inertia force effect of this mechanism due to its small mass is assumed to be negligible and consequently, the mechanism is represented as a lumped mass with the body.

## 2.1 Entrapped air in upper and lower chambers

The position of the striker separates the guide tube into two chambers, as illustrated in Fig. 2(d). The air is entrapped inside the upper (between the piston and the striker) and the lower (between the striker and the upper control disk) chambers. The two sets of orifices in the guide tube permit the flow of air between these chambers and the surrounding atmosphere, as shown in the figure.

Owing to the design length  $L_{FL}$  of the control bushing and the positioning of the upper and lower orifices in the guide tube, the inward and outward air flows in the lower chamber can occur through either the upper or the lower sets of orifices. However, the airflow between the upper chamber and the surrounding can occur through the upper orifices only. The relative positions of the striker and the control bushing determine the effective cross-sectional area of the airflow passage through the upper and lower orifices.  $L_{UH}$  and  $L_{LH}$  in Fig. 2(d) define the distances of upper and lower holes, respectively, from the crank center. The airflow area from the upper chamber through the upper holes can be

expressed as  $C_{AU} A_{UH}$ , where  $A_{UH}$  is the total cross-section area of the upper orifices and  $C_{AU}$  is the fraction of the exposed upper orifice area. Let  $D_{UH}$  be the diameter of the upper holes, and let  $L_{SU}$  and  $L_{SL}$  denote the extensions of the striker on either side of its reference position, as shown in Fig. 3. The relative displacements  $(x_{S|C} - L_{SU})$  and  $(x_{F|C} - L_{FL})$  of the upper ends of the striker and the control bushing in comparison to the hole position range  $(L_{HU} \pm 0.5 D_{UH})$  determine the fraction  $C_{AU}$  of the exposed area of the upper orifices.

The upper orifices can be closed completely by the upper ends of the striker or the control bushing. Thus, the condition for the complete closure ( $C_{AU} = 0$ ) of the upper holes can be expressed as

$$\begin{aligned} x_{S|C} &\leq L_{UH} - 0.5 D_{UH} + L_{SU} \quad \text{or} \\ x_{F|C} &\leq L_{UH} - 0.5 D_{UH} + L_{FL} \end{aligned}$$

Similarly, the complete opening ( $C_{AU} = 1$ ) of the passage can be ensured when both the conditions

$$\begin{aligned} x_{S|C} &\geq L_{UH} + 0.5 D_{UH} + L_{SU} \quad \text{and} \\ x_{F|C} &\geq L_{UH} + 0.5 D_{UH} + L_{FL} \end{aligned}$$

are satisfied. In the case of partial opening of the upper holes, the fraction  $C_{AU}$  of exposed area can be determined from  $C_{AU} = (2\psi - \sin 2\psi) / 2\pi$ , where  $\psi$  is the smaller of

$$\begin{aligned} \arcsin \left\{ \frac{x_{F|C} - L_{FL} - L_{UH}}{D_{UH}} \right\} + \pi / 2 \quad \text{and} \\ \arcsin \left\{ \frac{x_{S|C} - L_{SU} - L_{UH}}{D_{UH}} \right\} + \pi / 2 \end{aligned}$$

The flow of air through the upper holes and the relative motion of the piston and striker in the guide tube cause pressure variation in the upper chamber  $p_{UC}$ . Considering the upper chamber as a control volume, and assuming no heat transfer through the non-flow boundary, and that the mass transfer to and from the surrounding occurs under quasi-static conditions similar to that of the reversible adiabatic flow in a nozzle, the pressure and density variations of air in the upper chamber can be expressed as [16]:

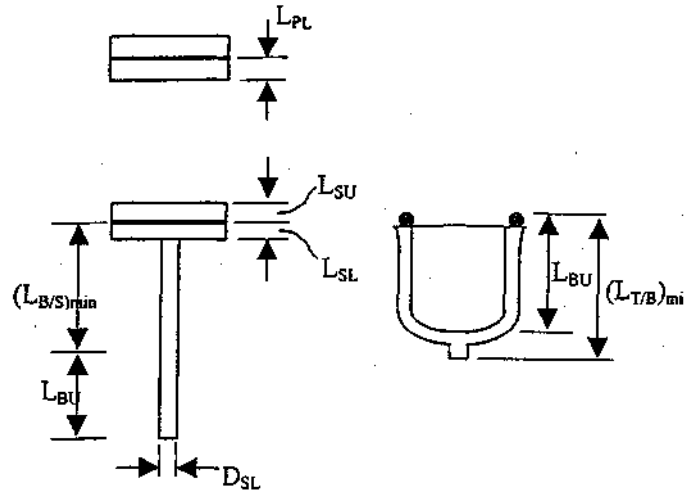


Figure 3: Geometry of the piston, striker and the bolt.

$$\frac{dp_{UC}}{dt} = \begin{cases} \left( \frac{\gamma P_{UC}}{x_{S|C} - x_{P|C} - (L_{S|P})_{\min}} \right) \left( v_{P|C} - v_{S|C} + C_{AU} \left( \frac{P_A}{P_{UC}} \right)^{1-1/\gamma} v_{U,IN} \right) & P_{UC} < P_A \\ \left( \frac{\gamma P_{UC}}{x_{S|C} - x_{P|C} - (L_{S|P})_{\min}} \right) \left( v_{P|C} - v_{S|C} - C_{AU} \left( \frac{P_A}{P_{UC}} \right)^{1/\gamma} v_{U,EX} \right) & P_{UC} \geq P_A \end{cases} \quad (4)$$

$$\frac{d\rho_{UC}}{dt} = \begin{cases} \left( \frac{\rho_{UC}}{x_{S|C} - x_{P|C} - (L_{S|P})_{\min}} \right) \left( v_{P|C} - v_{S|C} + C_{AU} \left( \frac{P_A}{\rho_{UC}} \right) \left( \frac{P_{UC}}{P_A} \right)^{1/\gamma} v_{U,IN} \right) & P_{UC} < P_A \\ \left( \frac{\rho_{UC}}{x_{S|C} - x_{P|C} - (L_{S|P})_{\min}} \right) \left( v_{P|C} - v_{S|C} - C_{AU} \left( \frac{P_A}{\rho_{UC}} \right)^{1/\gamma} v_{U,EX} \right) & P_{UC} \geq P_A \end{cases} \quad (5)$$

where  $P_A$  is the atmospheric pressure,  $\rho_A$  is density of the atmospheric air and  $\gamma$  is the adiabatic constant. The pressure difference of the air in the upper chamber with respect to  $P_A$  causes the air to flow either outward with an average velocity  $v_{U,EX}$  or inward at  $v_{U,IN}$ . The expressions for these velocities are obtained as:

$$v_{U,IN} = \frac{A_{UH}}{A_{UC}} \left\{ \left( \frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_A}{\rho_A} \right) \left( 1 - \left( \frac{P_{UC}}{P_A} \right)^{1-1/\gamma} \right) \right\}^{1/2}$$

$$v_{U,EX} = \frac{A_{UH}}{A_{UC}} \left\{ \left( \frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{UC}}{\rho_{UC}} \right) \left( 1 - \left( \frac{P_A}{P_{UC}} \right)^{1-1/\gamma} \right) \right\}^{1/2} \quad (6)$$

When  $P_{UC} \geq P_A$ , the air flows out of the chamber, and equations (4) and (5) for this case, indicate that the pressure-density variation reduces to the reversible adiabatic process,  $P_{UC} / \rho_{UC}^\gamma = \text{constant}$ . However, for the inward airflow ( $P_{UC} < P_A$ ) the air velocity has

to be dissipated irreversibly as heat inside the chamber and consequently,  $P_{UC} / \rho_{UC}^\gamma$  cannot remain constant.

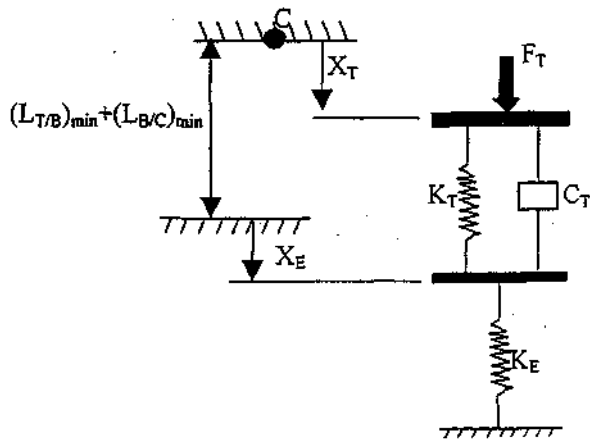
In a similar manner the air flow between the lower chamber and the surrounding can occur through the lower and the upper sets of orifices. The opening of the upper holes depends on the relative positions  $x_{S|C}$  and  $x_{F|C}$  of the striker and the control bushing along the guide tube, whereas that of the lower holes depends on the control bushing position alone. Denoting the total areas of the upper and lower holes by  $A_{UH}$  and  $A_{LH}$ , the exposed flow area of the lower chamber to the surrounding can be expressed as  $C_{AUL} A_{UH} + C_{ALL} A_{LH}$ . Here  $C_{AUL}$  and  $C_{ALL}$  are the fractions of the areas of the upper and lower holes available for airflow between the lower chamber and the surrounding. In this study, the exposed area of the lower chamber is expressed in terms of a single equivalent fraction ( $C_{AL}$ ) as  $C_{AL} A_{LH}$ , where  $C_{AL} = C_{ALL} + C_{AUL} (A_{UH} / A_{LH})$ . The equations relating the pressure ( $P_{LC}$ ) and density ( $\rho_{LC}$ ) variations of air in the lower chamber, and velocities of

the outward and inward flows ( $v_{L,IN}$  and  $v_{L,EX}$ ) are derived in manner similar to that described in Equations (4) to (6).

The nonlinearity in the differential equations (4) and (5) can pose numerical difficulties during their solutions when  $p_{UC} \approx p_A$  or  $p_{LC} \approx p_A$ , and a smaller integration step size is thus used. Preliminary computations indicated that  $p_{LC}$  remains nearly atmospheric, and consequently, a great saving in computational resources can be achieved by simplifying the model with the assumption that  $p_{LC} \approx p_A$ .

## 2.2 Force-displacement relationship at the tool tip

When the tool is in contact with the work specimen, it experiences a vertically upward force at the tool-work



piece interface. This tool tip force depends strongly upon many factors, including the tool tip condition, properties of the work piece materials, displacement and velocity of the interface, etc. and the dependence could possibly be highly nonlinear. A generalized analytical formulation of such force is thus extremely complex. Since this study concerns with a blunt conical tool tip engaging a hard work piece, the tool action can be considered as that with a energy dissipater, as described in ISO 8662-2 [17].

The extremely high contact stress at the tool tip produces a rigid core in the specimen at the vicinity of the contact area [18]. The rigid core transmits vibration to a plastic zone, which absorbs energy transferred to the specimen and is followed by an elastic substratum. The mass of rigid core can be neglected in comparison with that of the tool bit. For the present analysis, the influence of the plastic zone is represented by a parallel combination of an elastic spring and a viscous damper. The second spring in the contact model shown in Fig. 4(a) represents the effect of the elastic substratum.

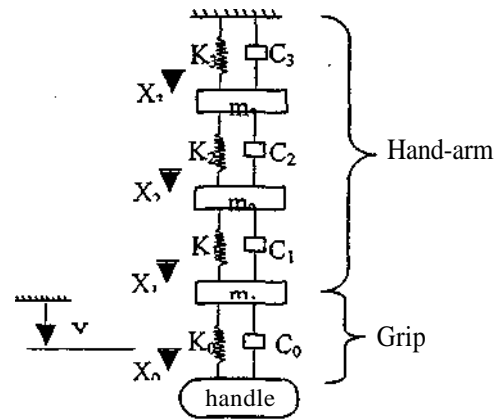


Figure 4: (a) An idealized model of the tool-tip force; and (b) Human hand-arm model.

The loss of contact between the tool bit and the work specimen is accommodated in this model as the separation of the interfaces between the spring damper combination and the second spring. The case  $x_E < 0$  simulates the loss of contact between the tool bit and the specimen, where  $x_E$  defines the displacement of the lower face of the spring-damper combination. The

force  $F_T$  transmitted to the specimen can be expressed in terms of the displacement  $x_E$  as,

$$F_T = \begin{cases} k_E x_E & x_E \geq 0 \\ 0 & x_E < 0 \end{cases} \quad (7)$$

By equating the forces on either sides of this interface, the expression for  $\dot{x}_E$  can be obtained as:

$$\dot{x}_E = \begin{cases} \dot{x}_T + (k_T/c_T) \{x_C + x_{T/C} - (L_{B/C})_{\min} - (L_{T/B})_{\min}\} - \{(k_T + k_E)/c_T\} x_E & x_E \geq 0 \\ \dot{x}_T + (k_T/c_T) \{x_C + x_{T/C} - (L_{B/C})_{\min} - (L_{T/B})_{\min}\} - (k_T/c_T) x_E & x_E < 0 \end{cases} \quad (8)$$

## 2.3 Contact model for the impact forces

The forces at the contacting surfaces of the impacting components can be expected to be high. Preliminary measurements performed on the tool, however, suggest that the magnitude of the force acting at the tool tip to be of the same order as that of these impact forces. Under such conditions, the impact must not be considered as an abrupt change in velocities within a

negligibly small time interval. The simplest realistic representation of the contact between the impacting pairs can be considered as a parallel combination of a spring and a damper. The analysis of the impact motion on the basis of the contact spring-damper, reported in [19], suggests that the impact duration is also an important contact characteristic like the coefficient of restitution. This impact duration is experimentally measurable, and this data can be used to study the

force variation during the impact. The spring stiffness and the damping coefficients are estimated from the masses of the impacting bodies using the methodology described in [19], while the coefficient of restitution and impact duration are selected to conform to the measured acceleration levels.

$$\begin{aligned}
 F_{SB} &= k_{SB} \left( x_{S|C} - x_{B|C} + \left( L_{B|S} \right)_{\min} \right) + c_{SB} \left( v_{S|C} - v_{B|C} \right) \\
 F_{CB} &= k_{CB} \left( \left( L_{B|C} \right)_{\min} - x_{B|C} \right) - c_{CB} v_{B|C} \\
 F_{BT} &= k_{BT} \left( x_{B|C} - x_{T|C} + \left( L_{T|B} \right)_{\min} \right) + c_{BT} \left( v_{B|C} - v_{T|C} \right) \\
 F_{TC} &= k_{TC} \left( x_{T|C} - \left( L_{T|C} \right)_{\max} \right) + c_{TC} v_{T|C}
 \end{aligned} \tag{9}$$

In the above equation,  $F_{SB}$ ,  $F_{CB}$ ,  $F_{BT}$  and  $F_{TC}$  denote the contact forces developed between the striker and bolt, body and bolt, bolt and tool bit, and tool bit and body, respectively.  $k_{SB}$ ,  $k_{CB}$ ,  $k_{BT}$  and  $k_{TC}$  represent the stiffness of the respective contact pairs, and  $c_{SB}$ ,  $c_{CB}$ ,  $c_{BT}$  and  $c_{TC}$  denote the respective damping coefficients. Due to the physical nature of the contact, the expression for the contact force can be considered to be valid only when it is positive. This force, which is positive during contact, approaches zero as the component pair loses contact. The spring is considered to have a positive residual compression at the time of contact loss, which decreases exponentially when the contact is lost. The time constant of this decay is given by the ratio of the damping coefficient to the stiffness [18,19]. For the reestablishment of the contact, the actual compression must exceed its residual value.

Thus, the expression for the force developed at the contact pair is considered valid only when the following two conditions are satisfied:

- (i) the compression of contact spring must be larger than or equal to its residual value; and
- (ii) : the contact force developed must be positive.

During contact, the actual and residual compressions in the spring are equal, and consequently the contact is maintained until condition (ii) is satisfied. At the instant of contact loss, the actual value of compression becomes its residual value. During the contact loss, the actual compression is less than its residual value and condition (i) remains unsatisfied. Subsequently, when the actual compression becomes equal to its residual value, condition (ii) must also be verified to ensure contact reestablishment.

## 2.4 Modeling of the human hand and arm

The vibration transmission characteristics of a hand-held power tool are strongly influenced by the biodynamic behavior of the human hand and arm. On the basis of the measured biodynamic responses under hand-transmitted vibration, it has been reported that the biodynamic behavior of a human hand-arm can be characterized by a linear three-degrees-of-freedom model [7]- Figure 4(b) illustrates the hand-arm system model together with the visco-elastic properties of the

The violation of the constraints stated in equation (1) indicates the occurrence of impacts between the respective component pairs, namely: (i) the striker and the impact-bolt, (ii) the body and the impact-bolt, (iii) the impact-bolt and the tool bit, and (iv) the tool bit and the body. The contact force between these pairs during impact can be expressed in terms of their respective contact stiffness and damping coefficients as:

handle-grip material, represented by stiffness  $k_0$  and damping coefficient  $c_0$ . In order to derive a coupled hand-tool model, it is desirable to define the displacements of the hand-arm masses from a suitable datum position in a reference frame attached to the hand-arm. For the present analysis, the force transmitted through the handle grip at the hand-tool interface is considered as a superposition of a variable force component  $F_{HAND}$  on its mean value  $F_{PUSH}$  which represents the hand push force and remains constant during the tool operation. The equilibrium positions of model masses in the hand-arm reference frame corresponding to the constant push force are used as datum to measure the displacements  $x_1$ ,  $x_2$  and  $x_3$  of the model masses, while the shoulder displacement  $x_4$  is assumed to be zero.

Let  $x_0$  be the displacement of the hand-tool interface from its equilibrium position corresponding to the constant  $F_{PUSH}$ , and  $x_H$  be the displacement of the hand-body interface reference position with respect to the fixed frame. The body displacement  $x_C$  in the fixed frame is then expressed as  $x_H + x_0$ , as shown in Fig. 4(b). This variable component of the force transmitted to the handle can be expressed as,

$$F_{HAND} = c_0 (\dot{x}_1 - \dot{x}_C) + k_0 (x_1 + x_H - x_C) \tag{10}$$

During computation, the parameter  $x_H$  is assigned to be the mean value of the variable  $x_C$ , which in turn keeps the mean value of  $F_{HAND}$  at zero. The values of the hand-arm model parameters [7] are tabulated in Table 1. The stiffness and damping coefficients of the handle-grip are taken as  $k_0 = 0.54 * 10^6 \text{ N/m}$  and  $c_0 = 50 \text{ Ns/m}$ , respectively.

Table 1 : Parameters of the human hand-arm model [7]

Mass, kg	Damping coefficient, Ns/m	Stiffness, kN/m
$m_1 = 0.0299$	$c_1 = 227.5$	$k_1 = 5.335$
$m_2 = 0.6623$	$c_2 = 380.6$	$k_2 = 299.4$
$m_3 = 2.9023$	$c_3 = 30.3$	$k_3 = 2.495$
	$c_0 = 50$	$k_0 = 540$

## 2.5 Equations of motion

In addition to Equations (4) to (8), a set of differential equations of motion is required to describe the motion of

the tool body, striker, impact-bolt, tool bit and the three hand-arm mass elements, and thus the entire coupled hand-tool system.

$$M_C \dot{v}_C = F_{PUSH} + F_{HAND} + M_C g - (p_{UC} - p_A)A_{UC} + (p_{LC} - p_A)A_{LC} - F_{SPCF} + F_{DCS} + F_{DCT} + F_{TC} - F_{CB} \quad (11)$$

where  $M_C$  is the mass of the tool body and  $v_C$  is its velocity.  $F_{PUSH}$  and  $F_{HAND}$  are the constant push force and the dynamic force exerted by the hand on the tool, derived from Equation (10). The contact forces  $F_{CB}$  and  $F_{TC}$  due to impacts between the tool

$$F_{SPCF} = \begin{cases} (F_{SPCF})_{\min} + k_{SPCF} \left( (L_{F|C})_{\max} - x_{F,C} \right) & x_{F|C} < (L_{F|C})_{\max} \\ 0 & x_{F|C} > (L_{F|C})_{\max} \end{cases} \quad (12)$$

$F_{DCS} = c_{DCS} v_{S|C}$  and  $F_{DCT} = c_{DCT} v_{T|C}$  are the force components due to viscous friction between the guide tube and the striker, and the tool body and the tool bit, respectively. Where  $c_{DCS}$  and  $c_{DCT}$  are the respective effective damping coefficients. The numerical values of the damping coefficients for

### Tool Body

The forces acting on the tool body include its weight, the forces due to air pressure in the upper and lower chambers, the force exerted by the operator's hand, the force in the spring that controls the control bushing and the impact forces with the bolt and the tool. Two additional viscous friction forces, due to the relative motions of the striker and the tool through lubricated clearances in the tool body, are also included in the analysis. The equation of motion of the tool body is thus expressed as:

bit and the body, and the body and the impact-bolt, respectively, are derived from Equations (9).  $F_{SPCF}$  is restoring force due to the spring, which restrains the control bushing position with respect to the guide tube, given by:

simulation are estimated from the clearances as  $c_{DCS} = 6.5 \text{ Ns/m}$  and  $c_{DCT} = 0.5 \text{ Ns/m}$

### Striker

The striker moves under the action of its weight, the pressure forces in the chambers, impact force with the bolt and the damping force due to its relative motion in the body. Its equation of motion can be expressed as

$$M_S (\dot{v}_{S|C} + \dot{v}_C) = M_S g + (p_{UC} - p_A)A_{UC} - (p_{LC} - p_A)A_{LC} - F_{DCS} - F_{SB} \quad (13)$$

where  $v_{S|C} + v_C$  is absolute velocity the striker mass  $M_S$ , and  $F_{SB}$  is contact force due to impact between the striker and the bolt, as described in Equation (9).

### Impact-Bolt

The control bushing either sits on the upper control disc fixed to the guide tube or moves up with the lower control disc. The lower control disc is supported by the impact-bolt via an O-ring. Assuming negligible masses of the lower control disc and the control bushing, the equation of motion of the impact-bolt is derived as:

$$M_B (\dot{v}_{B|C} + \dot{v}_C) = M_B g + F_{SPCF} + F_{SB} + F_{CB} - F_{BT} \quad (14)$$

where  $M_B$  is the mass of the impact-bolt, and  $F_{BT}$  is the contact force due to impact between the bolt and the tool bit, as described in Equation (9).

### Tool-Bit

The tool bit receives impact from the bolt and performs the cutting action on the work specimen. Considering the viscous friction to its motion relative to the body, the equation of motion is written as:

$$M_T(\dot{v}_{T|C} + \dot{v}_C) = M_T g - F_{DCT} - F_T + F_{BT} - F_{TC} \quad (15)$$

where  $M_T$  is the mass of the tool bit and  $F_T$  is force exerted on the specimen derived from Equation (9).

#### Hand-Arm Model Masses

The equations of motion of the hand-arm model masses are expressed as:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1(x_2 - x_1) - F_{HAND} \\ m_2 \ddot{x}_2 &= c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + k_2(x_3 - x_2) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) \\ m_3 \ddot{x}_3 &= c_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + k_3(x_4 - x_3) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + k_2(x_2 - x_3) \end{aligned} \quad (16)$$

## 2.6 Computational method and simulation parameters

These equations of motion along with Equations (4) to (6) and (8) describe the dynamics of the coupled hand-tool system. The governing equations of the hand-tool system are derived under the assumption that the motor speed and the push force remain constant during the tool operation. The motor speed and the push force are considered as inputs for the solution of the governing equations.

The governing equations (11), (13) to (16), (4), (5), and (8) can be expressed as a system of 19 first order differential equations in the output variables:  $x_C$   $x_{S|C}$

$x_{B|C}$   $x_{T|C}$   $v_C$   $v_{S|C}$   $v_{B|C}$   $v_{T|C}$   $p_{UC}$   $p_{UC}$ .

$p_{LC}$   $p_{LC}$   $x_1$   $x_2$   $x_3$   $\dot{x}_1$   $\dot{x}_2$   $\dot{x}_3$  and  $x_E$ . The Cash-Karp Runge-Kutta algorithm is found to be suitable for the numerical solution of a system of first order differential equations [20]. Numerical solutions indicated that the lower chamber pressure remains almost atmospheric during the operation of the power-tool. Consequently, the variables  $p_{LC}$  and  $p_{LC}$  are left out of the state variable list. Further, the numerical simulations also reveal that the impact between the tool-bit and the body never occurs, and consequently, an additional saving in computer time could be realized by ignoring the possibility of the impact between this pair. The system of equations is solved numerically with time step  $\omega \Delta t = (\pi/180)/N_{SUB}$ , where  $N_{SUB}$  is the number of subdivisions per degree of the crank angle. Considering abrupt changes in impact forces and the system nonlinearity,  $N_{SUB} = 10$  was considered to be a reasonable choice to determine the step size.

It is found that the Equation (4), which governs the airflow through the orifices, introduces numerical inaccuracies in the solution, especially when the pressure is nearly atmospheric. In fact the partial derivative of the right hand side of this equation can become infinity under a near atmospheric pressure condition. Since the system is predominantly nonlinear, the use of implicit method of solution of a system of stiff differential equation is not found to be helpful [21]. In order to sustain the numerical accuracy, whenever the magnitude of  $(p_{UC} - p_A)$  is of order  $(\Delta t)^2$ , a time step of the same order is used for the computation. The preliminary solutions under certain inputs also revealed the possibility of convergence difficulties due to extreme flexibility of the standardized hand-arm model [7]. In

such cases, the convergence of the algorithm is improved by suppressing the slowly fluctuating mean value of velocity  $\dot{x}_E$  at the tool bit-specimen interface.

Alternatively, an additional variable  $\dot{x}_E$  is included in the variable list to realize this improvement.

The geometric and mass data used in the simulation were measured directly from the tool and summarized in Table 1. A limited number of preliminary experiments were initially conducted by operating the tool on a steel-reinforced concrete block and a energy dissipator recommended in ISO 8662-2 [17], and the measured data was used to estimate the model parameters and to examine the validity of the proposed model in a qualitative sense. The energy dissipator consists of a cylinder partly filled with hardened steel balls with a guiding bushing for the tool shaft. The tool-bit is replaced by a flat anvil. The tool is guided within the cylindrical dissipator and operated on the steel balls to dissipate the energy. The tool was instrumented to measure the acceleration response of the body and the tool-bit along its axial direction using accelerometers, and strain gages were applied to the tool bit to measure the tool bit force, when the tool was operated on the concrete block. The push force was measured using a force plate and the signal was displayed to the operator in order to maintain the force near 150 N. No attempt was made to control or measure the grip force imparted by the operator on the tool handle.

The stiffness and damping parameters of the contact models for the analysis of impacts between the pairs are initially estimated for the chosen pairs, and adjusted within their reasonably expected limits to conform to the results of the preliminary experiments. The data used for the numerical simulations are tabulated in Table 2. A lower coefficient of restitution and a longer duration of the contact between the tool-body and the impact-bolt are chosen to reflect the material characteristics of the non-metallic O-ring. The contact model is used for the simulation with  $k_E = 0.1 * 10^7 N/m$ ,  $k_T = 0.1 * 10^6 N/m$  and  $c_T = 0.15 * 10^3 Ns/m$ .

Table 1: Data used in the simulation.

Parameter	Values, m	Parameter	Values, m
$D_{CU}$ (m)	0.03195	$L_{PL}$ (m)	0.01380
$D_{LH}$ (m)	0.00396	$L_{SL}$ (m)	0.00889
$D_{SL}$ (m)	0.0160	$L_{SU}$ (m)	0.00501
$D_{UH}$ (m)	0.00396	$(L_{\tau B})_{min}$ (m)	0.05885
$(L_{BIC})_{min}$ (m)	0.16257	$(L_{\tau C})_{max}$ (m)	0.24753
$(L_{BIF})_{min}$ (m)	0.02832	$L_{UL}$ (m)	0.13717
$(L_{BIS})_{min}$ (m)	0.04539	$L_{UH}$ (m)	0.10913
$L_{BU}$ (m)	0.04265	$t_{on}$ (m)	0.06198
$(L_{FIC})_{max}$ (m)	0.14642	$r_{cr}$ (m)	0.01608
$L_{FL}$ (m)	0.03136		
$M_B$ (kg)	0.19408	$M_C$ (kg)	4.35
$M_S$ (kg)	0.20262	$M_T$ (kg)	0.5455

Table 2: Contact model parameters

Contact	Coefficient of restitution	Duration, ms
Striker and impact-bolt	0.9	0.3
Impact-bolt and tool-bit	0.9	0.45
Tool-body and impact-bolt	0.5	1.5

### 3. RESULTS AND DISCUSSIONS

The variations in the acceleration response of the first mass of the hand-arm model, evaluated from Equations (16), is the most appropriate variable to represent severity of vibration transmitted to the hand. The force exerted by the hand can be evaluated by adding the push force to  $F_{HAND}$  given in equation (10). The measurement of both variables,  $\ddot{x}_1$  and  $F_{HAND}$ , is quite difficult. The acceleration of the body is the next available parameter to assess the vibration transmitted to the hand. Moreover, the nature of hand-transmitted vibration is invariably assessed on the basis of the acceleration measured at the handle near the operator's hand [4]. The variations in the tool tip force, evaluated from equation (9), is also difficult. The

acceleration of the tool bit could thus be considered as the most suitable variable for examining the model validity.

Figure 5 shows the time history of measured tool body acceleration, while the tool is operating on the dissipater. The acceleration response is observed to be periodic with time duration between the major peaks being 0.0263 s (frequency = 38 Hz), which corresponds to approximately 2280 RPM of the motor speed, close to the operating speed of 2250 RPM used for the measurements. The measured data reveals peak accelerations in the orders of  $-267 \text{ m/s}^2$  during compression stroke and  $150 \text{ m/s}^2$  during the rebound stroke.

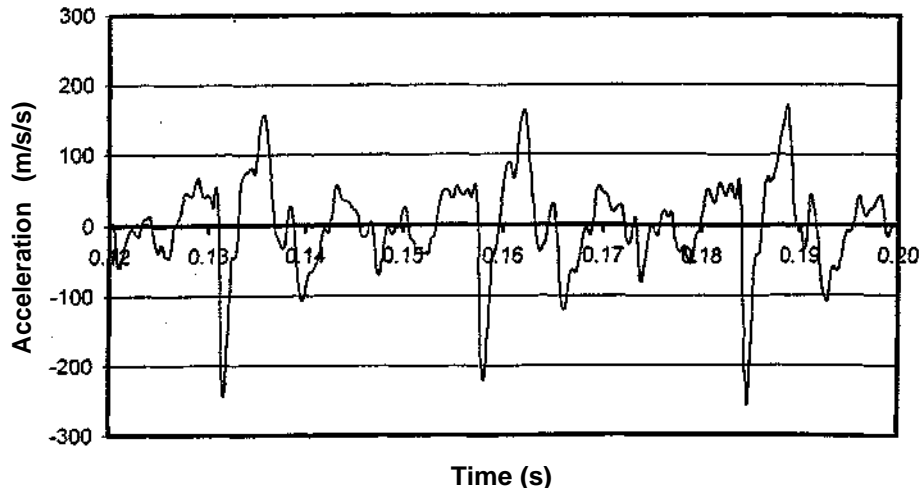


Figure 5: Time history of body acceleration of the tool operating at 2250 RPM.



The numerical solution for the coupled system provides crucial information on the operation of the tool. The results revealed that variations in the "upper chamber pressure approaches - nearly 11 atmospheres (not shown), which imparts motion to the striker. The striker transmits a portion of its energy to the impact-bolt through an impact. The impact-bolt hits the tool-bit and rebounds back, and this specific design of the system enables the transfer of kinetic energy of the rebounding impact-bolt back to the tool body and relative position

of the striker. When the striker is at its lowest level the upper chamber pressure is almost atmospheric and the piston of the drive mechanism is slightly lagging behind its lowest position. The impact of the striker with the bolt transfers an upward velocity to the striker, which causes a secondary pressure peak in the chamber, while the primary pressure peak occurs during downward motions of the piston and the striker. The striker accelerates downward during this phase to transfer a part of its momentum to the impact-bolt.

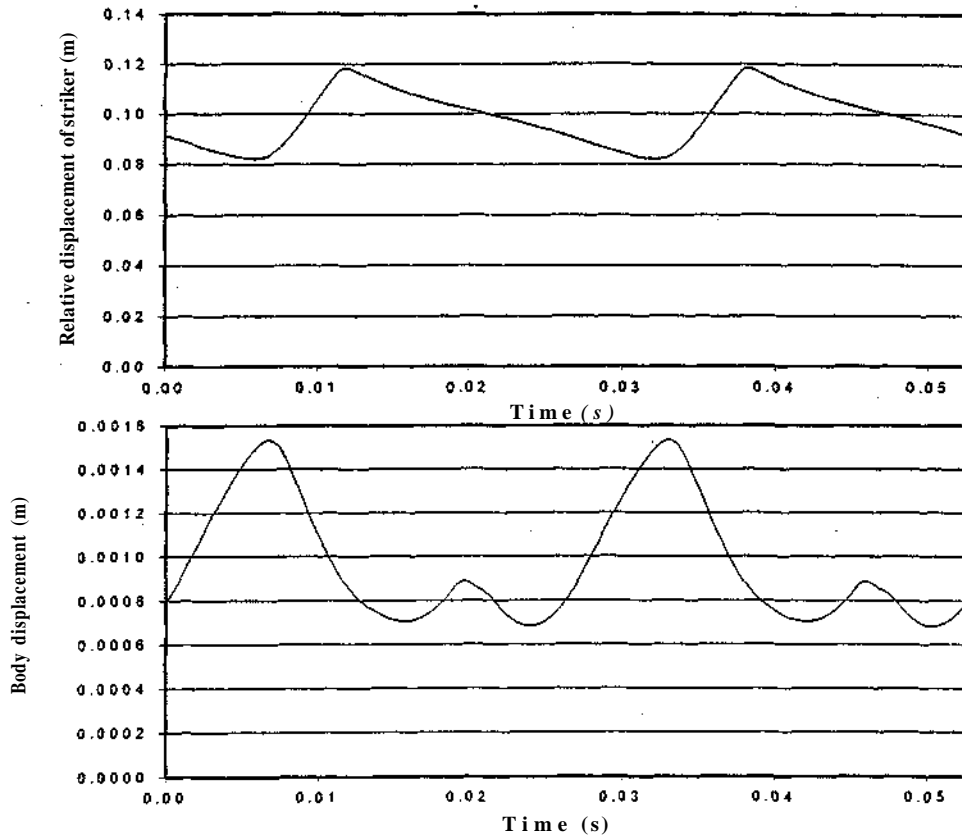


Figure 6: Displacement response of tool body and relative displacement response of the striker.

The transmission of large impact force to the body during the impact between the impact-bolt and the tool-body has an undesirable consequence in terms of body vibration, as evident from the acceleration responses of the striker and the tool body corresponding to two successive blows (Fig. 7). The acceleration responses are periodic but highly asymmetric. The downward velocity gained by the bolt due to its impact with the striker causes a subsequent impact between the impact-bolt and the tool-body. The rebounding impact-bolt impacts the tool-body, which results in an upward acceleration of the tool-body. The flexibility of the O-ring

at the interface between the impact-bolt and tool-body reduces the impact force transmitted to the tool body. The bolt then separates from the body and causes a series of impacts between the impact-bolt and tool-bit, and the impact-bolt and tool-body. The first negative peak in body acceleration is attributed to pressure build-up in the upper chamber, which can be reduced by increasing the body mass and by providing a suitable cushioning ring at this contact. An increase in the body mass, however, may not be considered as a feasible design option for hand-held tools.

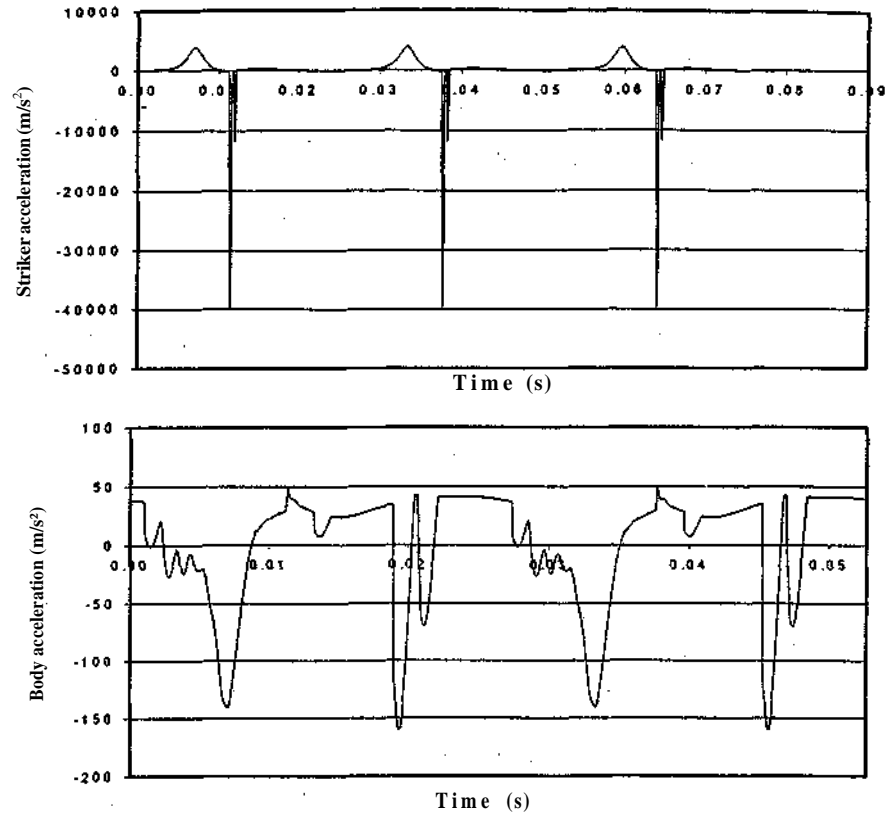


Figure 7: Acceleration responses of the striker mass and the tool body.

A comparison of the computed body acceleration with the laboratory-measured data (Fig. 5) reveals considerable disagreement between them. Although the fundamental frequency of the computed response agrees reasonably well with that of the measured data, the computed body acceleration response does not match well with the experimental results. In particular, the computed result for the body acceleration does not display the high frequency fluctuation in the positive direction. This discrepancy could be due to the extreme softness of the standardized hand-arm model used in the coupled system model.

The standardized model is based upon the impedance data that is measured under idealized conditions, such as sinusoidal vibration and controlled posture, while the influence of push force is entirely ignored. The stiffness parameters defined for this standardized model yield a static deflection of 89 mm under a push force of 150N, which is considered to be unacceptably large. The differences between the measured and computed accelerations are also attributed to difficulties associated with estimation of parameters, specifically the  $k_E$ ,  $k_T$  and  $c_T$ . A better estimation of model parameters and identification of a reliable hand-arm model could enhance the validity of the proposed hand-tool model.

### 3.1 Influence of Design Parameters

The magnitude of hand-transmitted vibration is strongly influenced by many design and operating parameters of a power tool. The proposed model is used to study the influence of selected parameters on the nature of hand vibration transmitted by the tool. These include the stiffness and damping properties of the O-ring and

handle-grips; body, impact-bolt and striker masses; and the push force. The body acceleration response is computed in terms of true and frequency-weighted root-mean-square (rms) values. The frequency-weighting, recommended in ISO-5349 [4], is applied to determine the weighted body acceleration. The true and frequency-weighted rms values of body acceleration are computed from:

$$a_C = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \dot{v}_C^2 dt} \quad a_{CW} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \dot{v}_{CW}^2 dt} \quad (17)$$

where  $\dot{v}_{CW}$  is the frequency-weighted tool-body acceleration,  $T$  is the sampling interval, and  $a_C$  and  $a_{CW}$  are the true or unweighted and frequency-weighted rms accelerations, respectively. Considering the abrupt changes in the body acceleration due to impacts, the influence of design parameters on the body acceleration is also assessed in terms of the root-mean-quad (rmq) value, which tends to emphasize the contributions due to impulsive high magnitude acceleration responses. The unweighted and frequency-weighted rmq values of the body acceleration ( $a_{C,rmq}$  and  $a_{CW,rmq}$ ) are computed as:

$$a_{C,rmq} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T \dot{v}_C^4 dt \right]^{1/4} \quad a_{CW,rmq} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T \dot{v}_{CW}^4 dt \right]^{1/4} \quad (13)$$

### 3.1.1 INFLUENCE OF O-RING PROPERTIES

During the operation of the tool, the body receives a series of impacts from the bolt. Providing a suitable cushion between the body and the impact-bolt can reduce the effect of such impact at the operator's hand. As a first step, the model is used to study the influence

of the variations in the stiffness and damping coefficients of the O-ring on the vibration transmitted to the hand. These O-ring coefficients are varied in the range from 0.5 to 3.0 times their nominal values (indicated in boldface), and the corresponding rms and rmq values of the tool body acceleration are presented in Tables 3 and 4.

Table 3: Influence of O-ring stiffness on the rms and rmq values of body acceleration.

O-ring stiffness, N/m	0.305E6	0.457E6	0.609E6	0.914E6	1.828E6
$a_C$	49.4	49.4	50.4	53.3	65.2
$a_{CW}$	10.2	9.7	9.4	9.0	9.7
$a_{C,rmq}$	73.2	71.7	73.8	82.4	111.0
$a_{CW,rmq}$	13.3	12.6	12.0	11.5	12.3

Table 4: Influence of O-ring damping on the rms and rmq values of body acceleration

	0.0859E3	0.129E3	0.172E3	0.258E3	0.515E3
$a_C$	55.7	47.7	50.4	52.6	54.6
$a_{CW}$	10.1	8.5	9.4	10.0	10.3
$a_{C,rmq}$	77.9	68.7	73.8	80.2	95.7
$a_{CW,rmq}$	13.0	10.6	12.0	12.8	13.2

Results presented in Table 4 show that the weighted as well as the unweighted tool body accelerations attain their minimum when the O-ring damping is about 0.75 times its nominal value. On the other hand, Table 3 shows that an increase in O-ring stiffness increases the unweighted tool body acceleration. However, the presence of the weighting filter introduces a minimum for the weighted tool-body acceleration, when the O-ring stiffness is about 1.5 times its nominal value. It must be noted that the ISO-5349 [4] recommends the use of frequency-weighted rms acceleration for assessment of severity of the hand-transmitted vibration.

### 3.1.2 INFLUENCE OF HANDLE-GRIP PROPERTIES

The choice of nominal values of the stiffness and damping coefficients,  $k_0$  and  $c_0$ , of the handle-grip are based on intuitive judgement. The influence of variations in the stiffness and damping parameters of the handle-grip on the tool-body acceleration is thus investigated by varying these parameters from 0.5 to 5.0 times the nominal values (indicated in boldface). The simulation results (not presented) revealed negligible effect of handle-grip damping and only

marginal effect of stiffness on the rms and rmq values of the body acceleration. These results conform to the conclusions drawn from studies performed on vibration performance of gloves [12,13].

### 3.1.3 INFLUENCE OF COMPONENT MASSES

The power-tool operates through successive impacts between its components. Consequently, the masses of the tool-body, striker, impact-bolt and tool-bit become important design parameters of the power-tool. These component masses are therefore varied in the range from 0.5 to 2.0 of their respective nominal values to study their influence on the tool-body vibration and the simulation results are summarized in Tables 6 to 9. The results indicate that the increase in the masses of the tool-body, the impact-bolt and the tool-bit (Tables 6, 8 and 9) decreases the tool-body acceleration considerably. Understanding the influence of striker mass on the tool-body acceleration from Table 7 is relatively complicated. These results show that the tool-body acceleration has a maximum and a minimum in the chosen range of striker mass, and it is reasonable to consider this minimum acceleration to occur when the striker mass is about 1.5 times its nominal value.

Table 6: Influence of tool body mass on the rms and rmq values of body acceleration.

Tool-body mass, kg	2.18	3.26	4.35	6.53	8.70
$a_C$	72.5	62.0	50.4	37.0	29.0
$a_{CW}$	14.0	11.3	9.4	7.0	5.5
$a_{C,rmq}$	102.9	89.5	73.8	54.4	42.2
$a_{CW,rmq}$	17.8	14.6	12.0	8.9	7.0

Table 7: Influence of striker mass on the rms and rmq values of tool body acceleration.

Striker mass, kg	0.101	0.152	0.203	0.304	0.405
$a_C$	37.8	48.5	50.4	31.0	42.2
$a_{CW}$	6.2	7.4	9.4	5.7	8.5
$a_{C,rmq}$	49.1	65.0	73.8	39.3	53.8
$a_{CW,rmq}$	7.6	9.2	12.0	6.8	10.2

Table 8: Influence of impact-bolt mass on the rms and rmq values of body acceleration

Impact-bolt mass, kg	0.0664	0.0996	0.1328	0.1193	0.2657
$a_C$	57.6	50.5	50.4	49.9	61.7
$a_{CW}$	11.7	10.3	9.4	9.3	9.1
$a_{C,rmq}$	81.8	73.8	73.8	73.9	96.1
$a_{CW,rmq}$	14.7	13.2	12.0	12.0	11.2

Table 9: Influence of tool-bit mass on the rms and rmq values of body acceleration.

Tool-bit mass, kg	0.2728	0.4091	0.5455	0.8183	1.0910
$a_C$	70.3	56.7	50.4	51.6	41.9
$a_{CW}$	14.6	10.7	9.4	8.6	6.6
$a_{C,rmq}$	121.6	83.2	73.8	72.2	57.1
$a_{CW,rmq}$	18.5	13.5	12.0	11.2	8.5

### 3.1.4 INFLUENCE OF PUSH FORCE

The influence of push force on the tool-body acceleration is presented in Table 10. The results show that a decrease in the push force decreases the tool-body acceleration considerably. As mentioned earlier,

the hand-arm model parameters could depend strongly on the applied push force and the hand posture. A carefully formulated hand-arm model, which considers the hand posture and the push force, will lead to more dependable predictions of the tool-body vibrations

Table 10: Variations in the rms and rmq values of tool-body acceleration with push force

Push force, N	100	150	200
$a_C$	23.2	50.4	56.3
$a_{CW}$	4.8	9.4	10.8
$a_{C,rmq}$	30.3	73.8	81.4
$a_{CW,rmq}$	5.7	12.0	13.8

## 3.2 Desirable Set of Parameters and Model Response

Table 11: Modified Data Parameters for Simulation

Parameter	Value as the fraction of its nominal magnitude
O-ring stiffness	1.5
O-ring damping	0.75
Handle-grip stiffness	2.0
Tool-body mass	1.25
Striker mass	1.5
Impact-bolt mass	2.0
Tool-bitmass	2.0

A simulation using a chosen set of data, which showed tool-body vibration reduction in the above parametric

study, is attempted to assess the effect of potential design modifications on the power-tool operation. The

modified parameters used in this simulation are presented in Table 11. The simulations using this desirable set of parameters resulted in considerable reduction in the weighted rms value of the tool-body acceleration to  $3.6 \text{ m/s}^2$  from  $9.4 \text{ m/s}^2$ . The proposed simulation model can thus be used to optimize the design parameters, provided accurate hand-arm and tool-tip force-displacement models are formulated.

#### 4. CONCLUSIONS

The dynamic interactions among various components of a percussive chipping hammer are systematically identified and modeled to formulate an analytical model of the tool for estimation of vibration transmitted to the operator's hand. The tool-work piece contact mechanics is used to model the dependence of the tool tip force on the tool kinematics. The human operator's hand-arm system is considered as a linear subsystem with three-degrees-of-freedom. The force transmitted to the operator's hand is considered as a super-imposition of a dynamic force component on to its mean value, which represents the push force exerted by the hand. The analytical results are compared with the laboratory-measured response of the tool to examine the validity of the model. Although the simulation results revealed certain trends, which are comparable with the measured data, specifically with regard to the fundamental frequency and negative values of the tool body acceleration, the model resulted in poor correlation with the measured data for the positive part of the acceleration response. This discrepancy could be attributed to the softness of the standardized hand-arm model. An improved hand-arm model, which considers the influence of push force, is a requirement for a more accurate analysis.

From the results of the parametric study, it is concluded that the frequency-weighted rms acceleration due to vibration could be reduced by approximately 40% by increasing the tool body mass. An increase in the tool body mass, however, may affect the portability of the tool. An increase in the striker mass (to 150% of its nominal value) also yields a 40% reduction in the frequency-weighted rms acceleration response of the handle. An increase in tool-bit mass also yields considerable reduction in the magnitude of hand-transmitted vibration, while the variations in the properties of grips and O'ring yield only slight variations in the rms acceleration response. A set of desirable design parameters is formulated on the basis of the results of the parametric study. Analysis of the tool model in conjunction with the desirable design parameters revealed approximately 60% reduction in the frequency-weighted rms acceleration of the tool-body vibration. It needs to be emphasized that no reliable information on the mechanism of tool bit action on the work specimen is available in the literature. Availability of an experimentally derived model for the dissipater will be very useful to simulate the working condition of the tool more accurately.

#### Acknowledgement

This work was conducted through a research grant awarded by the Institut de recherche en santé et sécurité du travail du Québec.

#### REFERENCES

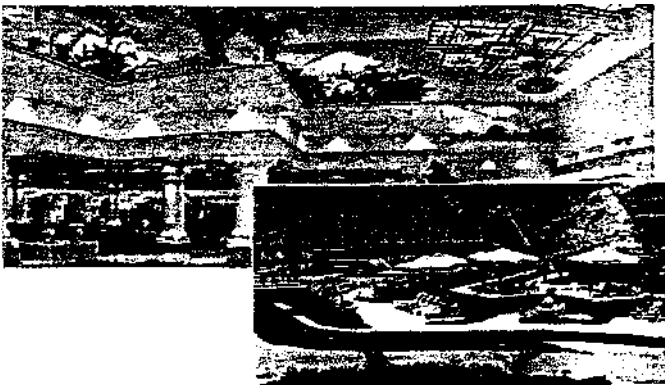
1. Taylor, W. and Brammer, A.J. (Eds), "Vibration effects on the hand and arm in industry: An introduction and review", *Vibration Effects on Hand and Arm in Industry*, John Wiley & Sons New York 1982.
2. Bovenzi, M., "Exposure-response relationship in the hand - arm vibration syndrome: An overview of current epidemiology research", *Int. Archives of Occ. And Env. Health*, 71(8), 1998, pp. 509-519.
3. Hamilton, A., "A study of spastic anemia in the hands of stone cutters: An effect of the air hammer on the hands of stone cutters", *Ind. Accidents and Hygiene Series, Bul. 236, No. 19, U.S.D.O.L.*, 1918, pp. 53-56.
4. INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION, ISO 5349-1 Standard. Mechanical vibration - Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration Part 1 : General requirements, 2001.
5. Gurram, R., "A study of vibration response characteristics of the human hand-arm system", Ph.D. Thesis, Concordia University, Montreal, 1993.
6. INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION, ISO 10819 Standard. Mechanical vibration and shock-Hand-arm vibration-Method for the measurement and evaluation of the vibration transmissibility of gloves at the palm of the hand, 1996.
7. INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION, ISO-10068,"Mechanical vibration and shock-Free mechanical impedance of the human hand-arm system at the driving point", 1998.
8. Abrams, C.F. Jr. and Suggs, C.W., "Chain saw vibration, Isolation and transmission through hand - arm", *Trans. ASAE*, 1969, 423-425.
9. Suggs, C.W. and Abrams, C.F. Jr., "Vibration isolation of power tool operators", *Proc. Of the 27<sup>th</sup> Ann. Meeting of the Human Factors Society*, 1983.
10. Macfarlane, C.R., "Antivibration gloves and the dynamic response of the human hand - arm", *UK Inf. Group Meet. On Human Response to Vibration*, Swansea, 1980.
11. Reynolds, D., Weaver, D. and Jetzer, T., "Application of a new technology to the design of effective antivibration gloves", *7<sup>th</sup> Int. Conf. On Hand-Arm Vibration*, Prague, May 1995.
12. Gurram, R., Rakheja, S. and Gouw, G., "Vibration transmission characteristics of the human hand - arm and gloves", *Int. J. of Ind. Ergonomics*, 13, 1994, pp. 217-243.
13. Rens, G., Dubrulle, P. and Malchovire, J., "Efficiency of conventional gloves against vibration", *Ann. Occ. Hyg.*, 31(2), 1987, pp. 249-254.

14. Lindell, H., "Vibration reduction on hand-held grinders by automatic balancing", *Centr. Eur. J. of Pub. Health*, 4(1), 1996, pp. 43-45.
15. Rajalingham, C., Rakheja, S. and Bhat, R.B., "Automatic balancing of flexible vertical rotors using a guided ball", *Int. J. of Mech. Sciences*, 9, 1998, pp. 825-834.
16. Karlekar, B.V., Thermodynamics for Engineers, Prentice-hall, 1983.
17. INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION, ISO 8662-2, "Hand-held portable power tools - Measurement of vibrations at the handle - Part 2: Chipping hammers and riveting hammers", 1992.
18. Johnson, K.L., "Contact Mechanics", Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
19. Rajalingham, C. and Rakheja, S., "Analysis of impact force variation during collision of two bodies using a single-degree-of-freedom system model, *Journal of Sound and Vibration*, 229(4) 2000- 823-835.
20. Press, W.H. et al., "Numerical Recipes in Fortran", Cambridge University Press, New York, 1986.
21. Gear, C.W., "Numerical Initial Value Problems In Ordinary Differential Equations", Printice-Hall, Inc., 1971.



## ASME/STLE INTERNATIONAL JOINT TRIBOLOGY CONFERENCE

**October 27-30, 2002**  
**Cancun, Mexico**  
**Moon Palace Resort**



[www.asme.org/conf/trib02](http://www.asme.org/conf/trib02)

**J**oin hundreds of colleagues in this beautiful setting for an international exchange of state-of-the-art knowledge pertaining to engineering practice in research development, manufacturing, application and teaching of the science and technology of tribology.

### PROGRAM TOPICS

- Fluid Film Tribology (EHD, HD, gas bearings)
- Lubricants (oils, greases)
- Magnetic Storage Tribology
- Rolling Element Bearings
- Seals and Components (bearings, gears, clutches)
- Tribology Fundamentals (wear, friction, modeling, contact mechanics)
- Tribomaterials (solid lubricants, ceramics)
- Nanotribology and Nanotechnology

### CORE INDUSTRIES REPRESENTED

- Automotive
- Heavy Equipment
- Computers/Electronics
- Aerospace
- Lubricants

### RESORT INFORMATION

This exclusively all-inclusive, Five Star resort complex is located in the heart of Cancun's tranquilly secluded south shore. All rooms are luxuriously appointed with private balcony overlooking the Caribbean.

The use of state-of-the-art audio visual equipment to accommodate technical sessions is available. Technical personnel is provided.

For further information, please contact Crystal Chavis at 212-591-8258 or [chavisc@asme.org](mailto:chavisc@asme.org).