TABLE DES MATIÈRES

Page
INTRODUCTION 1
0.1 Contexte.....1
0.1.1 Le bruit industriel : une des problématiques de santé.....
et sécurité au travail 1
0.1.2 L'intégration de cette thèse doctoral dans le projet de recherche.....
« Développement d'outils et de méthodes pour améliorer et.....
mieux évaluer la protection auditive individuelle des travailleur » 3
0.2 Les protecteurs auditifs de type coquille : constitution, fonctionnement,.....
indicateurs acoustiques et méthodes de mesure pour.....
quantifier leurs atténuation.....4
0.3 Les problématiques spécifiques liées à la protection auditive .....
par des coquilles 13
0.3.1 Les problématiques de Santé et sécurité au travail (SST).....
spécifiques à l'utilisation des coquilles..... 13
0.3.2 La problématique scientifique..... 15
0.3.3 Les problématiques technologiques..... 16
0.4 Objectifs de la recherche 17
0.4.1 Objectif général..... 17
0.4.2 Objectifs spécifiques..... 18
0.5 Méthodologie proposée et structure de la thèse 19
0.5.1 Chapitre 1 : État de l'art sur la modélisation de l'atténuation .....
d'un protecteur de type coquille..... 19
0.5.2 Chapitre 2 – Stratégies de modélisations de la coquille .....
par la méthode des éléments finis 19
0.5.3 Chapitre 3 – Article 1 : Quantification objective des chemins.....
de transferts du son à travers les composants de la coquille..... 20
0.5.4 Chapitre 4 – Complément à l'article 1 : effet de la peau, ...
des évents du coussin et des fuites acoustiques 20
0.5.5 Chapitre 5 – Article 2 : Développement d'un modèle FEM.....
de coquille bafflée pour les basses fréquences..... 21
0.5.6 Chapitre 6 – Article 3 : Prédiction numérique de l'atténuation.....
d'une coquille commerciale en bande..... 21
0.5.7 Chapitre 7 – Complément à l'article 3 : analyse du comportement.....
vibroacoustique large bande d'une coquille commerciale..... 22
0.5.8 Chapitre 8 – Synthèse, retombées et perspectives 22

CHAPITRE 1 ÉTAT DE L'ART SUR LA MODÉLISATION DE L'ATTÉNUATION D'UN PROTECTEUR AUDITIF DE TYPE « COQUILLES » 23
1.1 Modèles analytiques (LPMs) 23
1.2 Modèles numériques 26
1.3 Synthèse (Les manques et limites des modèles existants) 31

CHAPITRE 2 STRATÉGIES DE MODÉLISATION DES COMPOSANTS DE LA COQUILLE ET DE LA CAVITÉ INTERNE 33
2.1 Modélisation de la coque plastique et de la contreplaque 33
2.2 Modélisation de la cavité d'air interne à la coquille 34
2.3 Modélisation du coussin de confort 34
2.3.1 Le modèle « ressort équivalent » (SF) 35
2.3.2 Le modèle « solide équivalent » (ES) 35
2.3.3 Le modèle « multi-domaine » 36
2.3.4 Modèles de coussins étudiés dans cette thèse 37
2.4 Modélisation de l'insert en mousse 37
2.5 Conditions limites 37
2.5.1 Couplages entre les composants de la coquille 38
2.5.2 Couplage fluide-structure 38
2.5.3 Condition limite pour l'interface coussin/baffle 38
2.5.4 Excitation acoustique 38
2.6 Utilisation de logiciels éléments finis commerciaux 39
2.7 Synthèse 40

CHAPITRE 3 ARTICLE 1 : OBJECTIVE ASSESSMENT OF THE SOUND TRANSFER PATHS THROUGH EARMUFF COMPONENTS 41
3.1 Introduction 42
3.2 Literature review on the analysis of the sound paths through an earmuff 44
3.2.1 Conventional sound transfer paths 44
3.2.2 Effects of the cup 46
3.2.3 Effects of the cushion 46
3.2.4 Effects of the headband force 47
3.2.5 Effect of the foam insert 48
3.2.6 Effect of leaks 48
3.3 Experimental setup and measurement methodology 49
3.3.1 Studied commercial earmuffs 49
3.3.2 Acoustical test Bench 50
3.3.3 Measurement methodology to assess the different sound paths 53
3.3.4 Insertion Loss computation 56
3.4 Results and discussion 57
3.4.1 Test bench sound insulation and Bone Conduction (*BC*) limit 57

3.4.2 Sound paths through the uncoupled cushion and ear cup 60
3.4.2.1 Sound transmission through the cushion ..... (configuration 2 and configuration 3)..... 60
3.4.2.2 Sound transmission through the cup ..... (configuration 4) 64
3.4.3 Attenuation of the whole earmuff and estimation of the coupling ..... effects between the components..... 65
3.4.4 Effect of the foam insert properties 69
3.5 Conclusion.....71
3.6 Acknowledgments.....73

CHAPITRE 4 COMPLÉMENT À L'ARTICLE 1 : EFFET DE LA PEAU, DES ÉVENTS DU COUSSIN ET DES FUITES ACOUSTIQUES 75
4.1 Introduction 75
4.2 Revue de littérature complémentaire sur l'effet de la peau, ... des évents et des fuites acoustiques.....76
4.2.1 Effet de la peau 76
4.2.2 Effet des évents du coussin 77
4.2.3 Effet des fuites 77
4.3 Système expérimental et configurations d'études complémentaires.....78
4.3.1 Intégration d'une peau artificielle au système expérimental 78
4.3.2 Mesure de l'influence des évents du coussin sur l'atténuation..... 80
4.3.3 Mesure de l'effet de fuites artificielles sur l'atténuation 81
4.4 Résultats 82
4.4.1 Effet de la peau 82
4.4.2 Effet des évents 85
4.4.3 Effet de fuites artificielles 86
4.5 Conclusions et perspectives.....87
4.5.1 Conclusions sur les effets de la peau sur le *IL* du protecteur..... 87
4.5.2 Conclusions sur les effets des évents sur le *IL* du coussin..... 87
4.5.3 Conclusions sur les effets des fuites sur le *IL* du protecteur..... 88

CHAPITRE 5 ARTICLE 2 : LOW FREQUENCY FINITE ELEMENT MODELS OF THE ACOUSTICAL BEHAVIOR OF EARMUFFS.....89
5.1 Introduction 90
5.2 LPMs Formulations.....95
5.3 FEM model of earmuffs 97
5.3.1 General considerations..... 97
5.3.2 Cup, backplate and enclosed air cavity..... 99
5.3.3 Cushion 99
5.3.3.1 Geometry 99

5.3.3.2 SF model 100
5.3.3.3 ES model 101
5.4 Cushion equivalent mechanical properties 102
5.4.1 Experimental setups to measure the equivalent complex stiffness 102
5.4.2 Inverse method to estimate the equivalent Young's modulus 104
5.4.3 Compression time and dynamic compression rate 105
5.4.4 Static compression rate 105
5.4.5 Frequency dependence 108
5.5 Results and discussion 110
5.5.1 SF model 110
5.5.2 ES model 112
5.5.2.1 Effect of the Poisson's ratio 113
5.5.2.2 Effect of the sound excitation on cushion's flanks 114
5.5.3 LPM model 115
5.6 Conclusion 117
5.7 Acknowledgements 119

CHAPITRE 6 ARTICLE 3 : NUMERICAL PREDICTION OF THE BORADBAND FREQUENCY SOUND ATTENUATION OF A COMMERCIAL EARMUFF 121
6.1 Introduction 122
6.2 FEM acoustic model of the commercial earmuff 124
6.2.1 General considerations 124
6.2.1.1 Configuration 124
6.2.1.2 Sound excitation 124
6.2.1.3 Acoustic indicator 125
6.2.2 Components geometry and material properties 125
6.2.2.1 Earcup, back plate and air cavity 125
6.2.2.2 Cushion 126
6.3 Results 128
6.3.1 Low frequency range 129
6.3.2 Mid frequency range 129
6.3.3 High frequency range 130
6.4 Conclusion 131
6.5 Acknowledgements 132

CHAPITRE 7 COMPLÉMENT À L'ARTICLE 3 : ANALYSE DU COMPORTEMENT VIBROACOUSTIQUE LARGE BANDE D'UNE COQUILLE COMMERCIALE 133
7.1 Introduction 133
7.2 Modèle FEM de la coquille commerciale 134
7.2.1 Coque plastique, contreplaque et cavité d'air 134
7.2.2 Coussin de confort 134

7.2.3 Excitation acoustique 137
7.2.4 Indicateur acoustique 137
7.3 Identification des minima locaux de *IL* 138
7.3.1 Principe d'identification par la méthode des ratios d'énergies 138
7.3.2 Analyse modale de la coquille 140
7.3.3 Calcul des ratios d'énergies 141
7.4 Résultats 142
7.4.1 Coquille utilisant un coussin « rigide » 142
7.4.2 Coquille utilisant le coussin viscoélastique modélisé en solide équivalent 145
7.4.3 Effet du coefficient de Poisson 150
7.5 Conclusion 152

CHAPITRE 8 SYNTHÈSE, RETOMBÉES ET PERSPECTIVES 155
8.1 Synthèse du travail doctoral 155
8.1.1 Résumé des objectifs et de la problématique 155
8.1.2 Résumé de la méthodologie 156
8.1.3 Synthèse des contributions et limitation de la thèse 157
8.1.3.1 Chapitre 3 – Article 1 : Quantification objective des chemins de transferts du son à travers les composants de la coquille et Chapitre 4 –compléments 157
8.1.3.2 Chapitre 5 – Article 2 : Modèle élément fini en basses fréquences du comportement acoustique d'un protecteur auditif de type coquille 160
8.1.3.3 Chapitre 6 – Article 3 : Prédiction numérique de l'atténuation d'une coquille commerciale en bande et Chapitre 7 – compléments 164
8.2 Les Retombées de cette recherche doctorale 167
8.2.1 Retombées scientifiques 167
8.2.2 Retombées Technologiques 169
8.2.3 Retombées sur la santé et la sécurité au travail 170
8.3 Perspectives 170

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 175

LISTE DES TABLEAUX

Page

Table 5.1 Input parameters for the LMP models 97

Table 5.2 Material parameters used for the earmuffs 99

Table 5.3 Static compression rate measured *in situ* at 4 locations ..... on the cushion (see Figure 5.3(c)) 106

Table 5.4 FE models and related mechanical parameters ..... of the EAR-MODEL-1000 cushion: 110

Table 5.5 FE models and related mechanical parameters of the ..... PELTOR-OPTIME-98 cushion: 110

Rapport-Gratuit.com

LISTE DES FIGURES

Page

Figure 0.1: Coquilles étudiées : 6

Figure 0.2 : Description des chemins de transferts du son à l'oreille ..... protégée par une coquille. 8

Figure 0.3: Schémas indiquant les points de mesures du niveau de pression ..... acoustique afin de calculer les indicateurs acoustiques. 9

Figure 1.1: Schéma du modèle analytique équivalent d'une coquille, dans le ..... cas parfait (couplage à une surface rigide sans fuites) et sans ..... tenir compte de l'insert en mousse. 24

Figure 2.1: Modèles de coussins (a) Ressort Équivalent (SF) ..... (b) Solide Équivalent (ES) ; (c) modèle multi-domaine 36

Figure 3.1 : Earmuff terminology ..... (a) components of the EAR-MODEL-1000 earmuff; ..... (b) Earmuff EAR-MODEL-1000, ... (c), earmuff PELTOR OPTIME 98 and ..... (d) Classic Sound path description for an occluded ..... ear by an earmuff 45

Figure 3.2 : Experimental setup to assess Insertion Loss of earmuff ..... and its components 53

Figure 3.3 : Schematics of the 6 insertion loss configurations 55

Figure 3.4 : *IL* measurement limits of the test bench. Self-*IL* using ..... the conventional calculation (red curve and dot markers), ... self-*IL* using the transfer function based calculation ..... (dashed red curve), self-*IL* of the ATF GRAS 45CB-V1 using ..... the pinna for the open ear (dashed green curve with triangle ..... markers), self-*IL* of the ATF GRAS 45CB-V1 without the pinna ..... for the open ear (green curve). The theoretical minimum self-*IL* ..... together with the estimated Bone Conduction (*BC*) by ..... Berger et al. (2003b) are also plotted. 59

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Figure 3.5 : Insertion Loss (Average) of each component of the earmuff ..... EAR-MODEL-1000: configuration 2, cushion and steel plate..... without pumping motion (black); configuration 3, cushion and ..... steel plate with pumping motion (brown); configuration 4, cup ..... and lead cushion without foam lining (red). Bone Conduction..... estimated by Berger et al.(2003b) dashed purple curve..... Averaged experimental results are plotted together ..... with their confidenceinterval at 99%. 62

Figure 3.6 : Insertion Loss (Average) of each component of the earmuff ..... PELTOR-OPTIME-98: configuration 2, cushion and steel plate ..... without pumping motion (black); configuration 3, cushion and ..... steel plate with pumping motion (brown); configuration 4, cup ..... and lead cushion without foam lining (red). Bone Conduction ..... estimated by Berger et al.(2003b) dashed purple curve. ..... Averaged experimental results are plotted together with their ..... confidence interval at 99%. 63

Figure 3.7 : Insertion Loss (Average) of the earmuff EAR-MODEL-1000..... without foam lining, and its components: configuration 3, ... cushion and steel plate with pumping motion (brown); ..... configuration 4, cup and lead cushion without foam lining (red) ;..... configuration 5, complete earmuff without foam lining blue)..... Bone Conduction estimated by Berger et al. (2003b) dashed..... purple curve. Averaged experimental results are plotted together ..... with their confidence interval at 99%. 67

Figure 3.8 : Insertion Loss (Average) of the earmuff PELTOR-OPTIME-98 ..... without foam lining, and its components: configuration 3, ... cushion and steel plate with pumping motion (brown); ..... configuration 4, cup and lead cushion without foam lining (red)..... ; configuration 5, complete earmuff without foam lining blue) ;. ..... Bone Conduction estimated by Berger et al. (Berger 2003b)..... dashed purple curve. Averaged experimental results are plotted ..... together with their confidence interval at 99%. 68

Figure 3.9 : Insertion Loss (Average) of the earmuff ..... EAR-MODEL-1000: complete earmuff without foam lining ..... (blue); complete earmuff with the original foam lining ..... (polyurethane) (orange); complete earmuff with polyimide ..... foam lining (green); complete earmuff with fiber glass insert ..... (red); Average experimental results are plotted together ..... with their confidence interval at 99%. 70

Figure 3.10 : Normal incidence sound absorption coefficient ..... of the three tested inserts 71

Figure 4.1 : Modification du système expérimental pour y ..... intégrer une peau en silicone 80

Figure 4.2 : Fuites artificielles dans le coussin EAR-MODEL-1000.....82

Figure 4.3 : Effet de la peau sur l'atténuation de la coquille ..... EAR-MODEL-1000.....84

Figure 4.4 : Effet de la peau sur l'atténuation de la coquille ..... PELTOR-OPTIME-98.....84

Figure 4.5 : Effet acoustique des évents sur l'atténuation du coussin.....85

Figure 4.6: Effet des fuites artificielles sur l'atténuation du coussin ..... EAR-MODEL-1000 sans pompage. 86

Figure 5.1 : Components of the EAR-MODEL-1000 earmuff ..... (a) and PELTOR OPTIME 98 ..... (b); CAD geometries of the EAR-MODEL-1000..... (c) and PELTOR-OPTIME-98..... (d). The earmuff is located in the negative z-space ..... and lies on the baffle at z = 0 94

Figure 5.2 : Area terms used in the analytical LPM models: ..... (a) definitions found in Shaw and Thiessen (1958, 1962),..... Shaw (1979), Paurobally and Pan (2000), ... and Du and Homma (2009), ... (b) definition used by Sides (2004).....96

Figure 5.3 : Setups used in the cushion mechanical..... characterization procedure:..... (a) resonant method ..... (b) quasistatic method..... (c) *in situ* measurement of the cushion compression rate..... at four cardinal points, namely A, B, C and D.....104

Figure 5.4 : Results of the mechanical characterization of the cushions; ..... EAR-MODEL-1000 (a) equivalent stiffness, ... (b) equivalent loss factor,..... (c) equivalent Young's modulus at a fixed Poisson's ratio; ..... PELTOR-OPTIME-98 (d) equivalent stiffness, ... (e) equivalent loss factor,..... (f) equivalent Young's modulus at a fixed Poisson's ratio.....108

Figure 5.5 : Earmuff *IL* measured and predicted with the FEM model using..... the spring foundation cushion model. Influence of the static ..... compression rate for frequency-independent mechanical ..... parameters and influence of the frequency-dependence of the..... mechanical parameters at a given static compression rate: ..... (a) EAR-MODEL-1000, (b) PELTOR-OPTIME-98..... 112

Figure 5.6 : Earmuff *IL* measured and predicted with the FEM ..... model using the ES model of the cushion..... (first line, (a) and (b)) EAR-MODEL-1000 with τ_s = 19.8%, ... (second line, (c) and (d)) PELTOR-OPTIME-98 with τ_s =33.5%; 114

Figure 5.7 : LPM of the studied commercial earmuff, using the ..... Du and Homma formulation or the Sides formulation; ..... (a) EAR-MODEL-1000 with τ_s = 19.8% ,..... (b) PELTOR-OPTIME-98 with τ_s = 33.5%..... The frequency-dependent mechanical parameters..... are used in all simulations. ..... The Zener model related to case ..... (1) is used in all PELTOR-OPTIME-98 simulations..... 116

Figure 6.1 : EAR-MODEL-1000 earmuff; (a) exploded view, ... (b) CAD geometry used in the FE models..... 123

Figure 6.2 : Cushion equivalent mechanical parameters:..... (a) Young's modulus, (b) loss factors. 127

Figure 6.3 : Insertion loss of the EAR-MODEL-1000..... 128

Figure 7.1: Dépendance en fréquence des paramètres mécaniques ..... du coussin EAR-MODEL-1000 (a) Raideur équivalente, ... (b) facteur de perte équivalent et ..... (c) module de Young équivalent..... 136

Figure 7.2 : Diagramme de l'échange d'énergies pour un système ..... acousto-élastique conservatif. (Source : (Basten, 2001),..... traduit en Français et adapté au contexte)..... 140

Figure 7.3: Comparaison entre les simulations numériques ..... et les mesures d'atténuations du protecteur EAR-MODEL-1000, ... avec un coussin « rigide » (de plomb). 143

Figure 7.4: Déformées modales des modes couplés de la coquille ..... EAR-MODEL-1000 avec un coussin « rigide » (de plomb), ... correspondants aux minima locaux de *IL* C1 à C5, ... avec respectivement leurs ratios d'énergie cinétique (*ERk*) ..... et d'énergie potentielle (*ERp*). ..... Chaque sous-figure trace le module de déplacement total ..... pour une moitié de la structure (gauche) et le champ de niveau..... de pression sonore (SPL) dans la cavité d'air (droite). ..... La couleur rouge (resp. bleue) indique les maxima..... (resp. minima) de déplacement total et de SPL. 144

Figure 7.5 : Effet de la dépendance en fréquence du module de Young..... équivalent: Comparaison entre les *ILs* simulés et mesurés pour ..... le protecteur EAR-MODEL-1000 (avec un coussin modélisé ..... comme un solide équivalent). ..... Les principaux minima de *IL* E1-E7 sont identifiés. 148

Figure 7.6 : Déformées modales des modes couplés de la coquille..... EAR-MODEL-1000, correspondants aux minima locaux de *IL* ..... E1 à E7, avec respectivement leurs ratios d'énergies cinétique ..... (*ERk*) et potentielle (*ERp*). Chaque sous-figure trace le module..... de déplacement total pour une moitié de la structure (gauche) et ..... le champ de niveau de pression sonore (SPL) dans la cavité d'air..... (droite). La couleur rouge (resp. bleue) indique les maxima..... (resp. minima) de déplacement total et de SPL. 149

Figure 7.7 : Effet du coefficient de Poissons sur la prédiction du *IL*: ..... Comparaison entre les *ILs* simulés et mesurés pour..... le protecteur EAR-MODEL-1000 (avec un coussin modélisé ..... comme un solide équivalent). ..... Les principaux minima de *IL* E1-E7 sont identifiés. 151

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ABS	Acrylonitrile butadiene styrene
ANSI	American National Standards Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
ATF	Acoustical Test Fixture (fr : mannequin de test acoustique)
BC	Bone Conduction (fr : conduction osseuse)
BEM	Boundary Element Method (fr : Méthode des Éléments de Frontières)
CSST	Commission de la santé et de la sécurité au travail
ES	Equivalent Solid (fr : solide équivalent)
ÉTS	École de Technologie Supérieure
ÉTSPA	Étude de la Transmission Sonore à travers les Protecteurs Auditifs
FE	Finite Element (fr : éléments finis)
FEM	Finite Element Method (fr : Méthode des Éléments Finis)
F-MIRE	Field Microphone In Real Ear
HPD	Hearing Protection Device (fr : Protecteur auditif)
IEC	International electro-technical commission

IL	Insertion Loss (fr : perte par insertion)
IRSST	Institut de recherche Robert-Sauvé en santé et en sécurité du travail
LPM	Lump Parametric Model
MIRE	Microphone In Real Ear
NIOSH	National Institute for Occupational Safety and Health
NR	Noise Reduction (fr : Réduction du bruit)
NRR	Noise Reduction Rating
OMS	Organisation Mondial de la Santé
PN	Physiological Noise (fr : Bruit physiologique)
PO	Polyimide (fr : Polyamide)
PU	Polyurethane (fr : Polyuréthane)
PVC	Polyvinyl chloride (Polychlorure de vinyle)
QMA	Quasistatic Measurement Analysis
REAT	Real Attenuation Threshold
SAC	Scientific Advisor Committee

SF	Spring Foundation (fr: attache d'un ressort)
SPL	Sound Pressure Level (fr : niveau de pression sonore)
SST	Santé et sécurité du travail
TFOE	Transfer Function in open Ear
TL	Transmission Loss (fr : perte par transmission)

Rapport-Gratuit.com

INTRODUCTION

Cette thèse doctorale est consacrée à la modélisation de l'atténuation sonore d'un protecteur auditif de type « coquilles », aussi appelé « casque antibruit ». Le format choisi étant une « thèse par article », le corps du texte s'articule autour de trois articles scientifiques soumis, acceptés ou publiés dans des journaux en langue anglaise avec revue par les pairs. Des chapitres additionnels ont été rajoutés, écrits en français pour compléter les articles en présentant des détails complémentaires ainsi que des développements qui n'étaient pas assez achevés pour être matière à publication.

Ce chapitre d'introduction présente en première section le contexte du projet de recherche. La seconde section décrit les principes de fonctionnement d'une coquille, ainsi que les méthodes de mesure utilisées pour évaluer son atténuation. La troisième section détaille la problématique spécifique aux coquilles, tandis que la quatrième section présente les objectifs de la recherche. Enfin, la cinquième section détaille la méthodologie adoptée ainsi que la structure de la thèse.

0.1 Contexte

0.1.1 Le bruit industriel : une des problématiques de santé et sécurité au travail

Il est bien connu que les pertes d'audition sont irréversibles et résultent bien souvent d'une exposition trop prolongée à des bruits de forts niveaux. Une étude menée en 2007 estimait que plus de 500 000 des 2,5 millions de travailleurs québécois[1] ont été exposés quotidiennement à des bruits dits dangereux pouvant causer des dommages irréversibles pour l'audition (Vigneault, 2007). À l'échelle mondiale, l'exposition aux bruits de forts niveaux représente entre 130 millions et 150 millions de travailleurs (Organisation mondiale de la santé (OMS), 2001), dont 30 millions sur le continent Nord-américain .

[1] En 2013, on dénombre 3,7 millions de travailleurs au Québec (Lamarche et al. 2014)

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Les traumatismes auditifs engendrés par ces forts niveaux de bruits sont reconnus comme maladie professionnelle[2] et selon les statistiques, la surdité professionnelle représente 50 % des maladies professionnelles acceptées par la Commission de la Santé et de la Sécurité du Travail (CSST) entre 2005 et 2007 (Duguay et al., 2012). Cette maladie professionnelle a également un coût non négligeable pour la société. Ainsi, selon l'Institut national de santé public du Québec, on dénombre pas moins 1500 nouveaux cas de surdité professionnelle par an entre les années 1993 et 2002, pour un coût total de 95 millions de dollars (Girard et al., 2007). Entre 2012 et 2013, la CSST a également reconnu 3 303 nouveaux cas d'indemnisation pour cette maladie (soit 67,3% de toutes les maladies professionnelles reconnues en 2013 au Québec), (Lamarche et al., 2014).

Afin de protéger les travailleurs, le Règlement sur la santé et sécurité du travail du Québec (2014) explicite les limites d'expositions pour les bruits continus et les bruits d'impacts. Ainsi, dans le cas des bruits continus, pour huit heures de travail quotidien, un travailleur ne peut, au Québec, être exposé à des niveaux de plus de 90 dBA[3]. Dans le cas contraire, l'employeur se doit de prendre les mesures nécessaires afin de protéger ses employés, soit en réduisant le temps d'exposition du travailleurs (par exemple en aménageant les heures de travail), soit en réduisant le niveau de bruit.

La réduction du niveau de bruit peut se faire soit en réduisant le bruit à sa source, soit en contrôlant les chemins de transmission de la source sonore au travailleur, soit en obligeant le

---

[2] La procédure de reconnaissance de cette maladie professionnelle fait l'objet d'une décision de justice devant la Commission des lésions professionnelles du Québec. Afin d'être reconnue comme maladie professionnelle, le plaignant doit établir que sa perte d'audition est bien attribuée aux tâches effectuées et à son milieu de travail. Cependant les symptômes de la surdité professionnelle peuvent apparaître après plusieurs années de travail et le plaignant doit donc clairement détailler son exposition au bruit tout au long de son parcours professionnel (SOQUIJ, 1999a). Ce processus est lourd à la fois pour les parties requérante(s) et intéressée(s), la justice et la CSST. D'autre part il apparaît que le niveau d'indemnisation est faible. Par exemple, en 1999, dans l'affaire A.M.I. mécanique, la partie requérante s'est vue indemnisée un déficit d'audition de 18% à hauteur de 6768,54$ - décision maintenue après appel de la partie intéressée (SOQUIJ, 1999b).

[3] 85 dBA selon la législation de l'Union Européenne **(**Directive 2003/10/CE du Parlement européen et du Conseil du, 2003**).**

travailleur à porter des protecteurs auditifs. Même si les deux premières solutions doivent être privilégiées, l'utilisation de protecteurs auditifs individuels tels que les bouchons ou les coquilles, est généralement la solution la plus commune et la plus utilisée dans le monde de l'industrie du fait de son caractère peu dispendieux, sa facilité d'implantation et son adaptabilité à la plupart des opérations en environnement bruyant (McKinley et Bjorn, 2004).

0.1.2 L'intégration de cette thèse doctoral dans le projet de recherche « Développement d'outils et de méthodes pour améliorer et mieux évaluer la protection auditive individuelle des travailleur »

Cette thèse de doctorat s'inscrit dans un projet de recherche plus général sur la protection auditive associant l'École de technologie supérieure (ÉTS) et l'Institut de recherche Robert-Sauvé en santé et en sécurité du travail (IRSST) et intitulé : « *Développement d'outils et de méthodes pour améliorer et mieux évaluer la protection auditive individuelle des travailleur* » (Sgard et al. 2009).

Ce projet englobe une partie dédiée au développement d'une méthode de mesure terrain de l'atténuation des coquilles et des bouchons et une partie dédiée au développement d'outils de modélisation de l'atténuation des protecteurs auditifs. Les buts recherchés par ce projet de recherche sont de (i) apporter des améliorations aux protocoles expérimentaux pour évaluer la protection effective à la fois en laboratoire (étiquetage des protecteurs) et *in situ* (évaluation individuelle du protecteur) ; (ii) améliorer la compréhension du comportement acoustique des coquilles et des bouchons en tenant compte de certains paramètres qui influent sur le confort (force de serrage pour les coquilles et effet d'occlusion pour les bouchons) afin de fournir des recommandations pour leur conception.

La réalisation de ce projet s'est également déroulé sous la supervision d'un Comité scientifique d'experts internationaux dans le domaine (Scientific Advisor Committee – SAC) dont le rôle était de donner un avis sur les orientations et les résultats de recherche obtenus.

Ce comité était constitué de :

- Elliott H. Berger, *Division scientifique 3M*, États-Unis ;
- Karl Buck, *Institut franco-allemand de recherches de Saint-Louis (ISL)*, France ;
- William J. Murphy, *National Institute of Occupational Safety and Health (NIOSH)*, États-Unis ;
- Nicolas Trompette, *Institut national de recherche et de sécurité (INRS),* France.

Le présent travail s'intéresse à la protection auditive au moyen de protecteurs auditifs passifs[4] de type « coquilles ». En outre les coquilles offrent plusieurs avantages : elles sont simples d'utilisation, peuvent être mises et enlevées rapidement sans toucher aux oreilles et en particulier au canal auditif. Elles permettent également à l'employeur qui met en place un programme de protection de s'assurer visuellement de leur utilisation, ce qui est plus difficile dans le cas de bouchons (Berger et al., 2003a).

0.2 Les protecteurs auditifs de type coquille : constitution, fonctionnement, indicateurs acoustiques et méthodes de mesure pour quantifier leurs atténuation

Cette section permet d'établir la terminologie propre à la protection auditive par des coquilles. La première sous-section présente en détail le protecteur tandis que la seconde décrit le principe de fonctionnement et les chemins de transferts du son jusqu'à l'oreille protégée. La troisième sous-section donne les définitions des différents indicateurs acoustiques utilisés pour caractériser l'atténuation du protecteur et la quatrième détaille les méthodes de mesures utilisées pour quantifier ces atténuations.

Constitution d'une coquille de type atténuation passive

Les protecteurs auditifs de type coquille sont constitués de deux coquilles liées par un arceau de positionnement sur la tête, sous le menton, ou derrière la nuque, ou parfois liées à un casque de protection (casque de chantier, casque de bucheronnage…). Le système liant les deux coquilles permet d'exercer une force de serrage réglable. Chacune des coquilles est

[4] C'est-à-dire sans équipement électronique additionnel permettant un contrôle actif du bruit

constituée d'un assemblage d'une coque plastique, généralement en ABS (Acrylonitrile butadiène styrène), d'une cavité intérieure contenant une mousse absorbante à cellule ouverte, généralement en polyuréthane et remplissant totalement ou partiellement la cavité, d'un coussin de confort qui est lié à la coquille via une contreplaque (« backplate ») qui est soit clipsée à la coquille, soit montée en force. Bien souvent, un protecteur auditif de type coquille est constitué d'une seule enveloppe plastique, mais on peut parfois observer des protecteurs à double enveloppe (Shaw et Thiessen, 1962; Du et Homma, 2009). Les protecteurs à double enveloppe procurent une atténuation supérieure comparée à un protecteur à simple enveloppe. Cependant, ceux-ci sont moins répandus, plus lourd et plus dispendieux.

Le coussin garantit à la fois le confort de l'usager et l'étanchéité acoustique entre la coque plastique et la tête. Il s'agit généralement d'une pièce de mousse, de forme annulaire, recouverte d'une gaine en polymère. Le coussin est également muni d'au moins un évent (généralement deux) communiquant avec l'extérieur, lui permettant de se dégonfler lorsqu'il est comprimé par la force de serrage. D'autres types de coussin contenant des liquides ou des gels existent. Cependant le coussin en mousse est aujourd'hui le type le plus répandu.

Dans cette thèse, seuls les protecteurs auditifs de type coquille à simple enveloppe et à coussin en mousse sont étudiés. Ceux-ci représentent à l'heure actuelle les protecteurs circum-auriculaires les plus commercialisés.

Coquilles étudiées dans cette thèse

Le travail présenté ici s'intéresse à la modélisation de deux protecteurs commerciaux à simple coque et aux designs différents : le EAR-MODEL-1000 et le PELTOR-OPTIME-98. Comme illustré Figure 0.1, le EAR-MODEL-1000 a une forme symétrique à l'instar du PELTOR-OPTIME-98. La contreplaque du protecteur EAR-MODEL-1000 est montée en force dans la coquille et le coussin se fixe au moyen d'une bande autocollante. Dans le cas du PELTOR-OPTIME-98, la gaine du coussin est thermo-soudée à la contreplaque (« backplate » en anglais) qui est elle-même clipsée à la coquille. Ce coussin a également la

particularité d'incorporer une poche d'huile (ou de gel) entre la mousse et la contreplaque (voir Figure 0.1(f)).

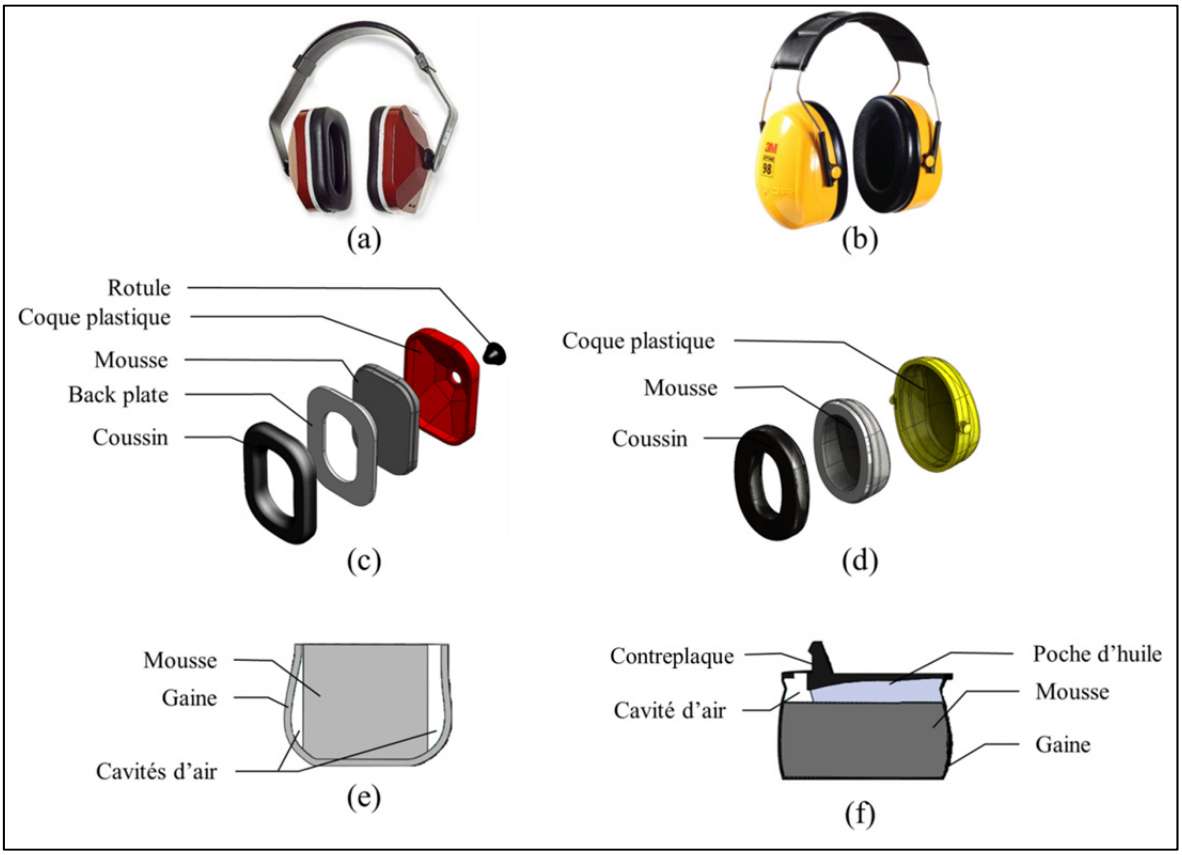

Figure 0.1: Coquilles étudiées :
(a) vue d'ensemble du EAR-MODEL-1000 ;
(b) vue d'ensemble du PELTOR-OPTIME-98 ;
(c) vue explosée du EAR-MODEL-1000 et description des composants ;
(d) vue explosée du PELTOR-OPTIME-98 et description des composants ;
(e) section droite du coussin compressé du EAR-MODEL-1000 ;
(f) section droite du coussin compressé du PELTOR-OPTIME-98.

<u>Les chemins de transferts du son à l'oreille occluse</u>

La fonction principale d'une coquille, est de former un écran devant l'oreille externe et de limiter la transmission du bruit de manière passive. On recense conventionnellement quatre chemins de transferts du bruit dans le cas de l'oreille occluse par une coquille (Berger et al., 2003a, Gerges et Casali, 2007), comme illustré à la Figure 0.2. Ces chemins de transfert acoustiques déterminent en outre les limites de l'atténuation apportée par la coquille :

- Le chemin (1) correspond aux *fuites acoustiques* entre le coussin et la peau, qui sont généralement causées par la présence de cheveux ou à des lunettes. Parfois ces fuites acoustiques sont dues au design propre de la coquille (Sutherland et Endicott, 1968). Les fuites affectent négativement l'atténuation pour les fréquences en dessous de 1 kHz.

- Le chemin (2) correspond à la transmission à travers la coquille à basse fréquence dû au *mouvement de pompage* de la coque plastique. Dans cette zone de fréquences, la coquille peut être assimilée à un système masse-ressort, où la coque représente une masse indéformable et le coussin en combinaison avec l'air de la cavité interne de la coquille représente un ressort amorti. Le mouvement de pompage se produit en basse fréquence, typiquement entre 100 Hz et 350 Hz, dépendamment du système masse-ressort-amortisseur que représente le protecteur couplé à la tête. Ce mouvement de pompage est responsable de la faible atténuation en basse fréquence et peut même conduire à une amplification du bruit à sa fréquence de résonance.

- Le chemin (3) se rapporte à la *transmission à travers la coquille* à des fréquences moyennes et hautes au-dessus de la fréquence de pompage.

- Le chemin (4) correspond à la *conduction osseuse* (Bone Conduction - BC), qui prend en compte tous les autres chemins de transmission (via les tissus mous, les os et le cartilage) du son à la cochlée autres que les transmissions précédentes qui sont appelées transmissions par voie aérienne.

La cavité d'air enfermée par la coquille joue également un rôle important dans le spectre d'atténuation, en moyennes et hautes fréquences, du fait des résonances de cavités. Ces résonances sont toutefois amorties par la présence de l'insert en mousse (non représenté sur la Figure 0.2).

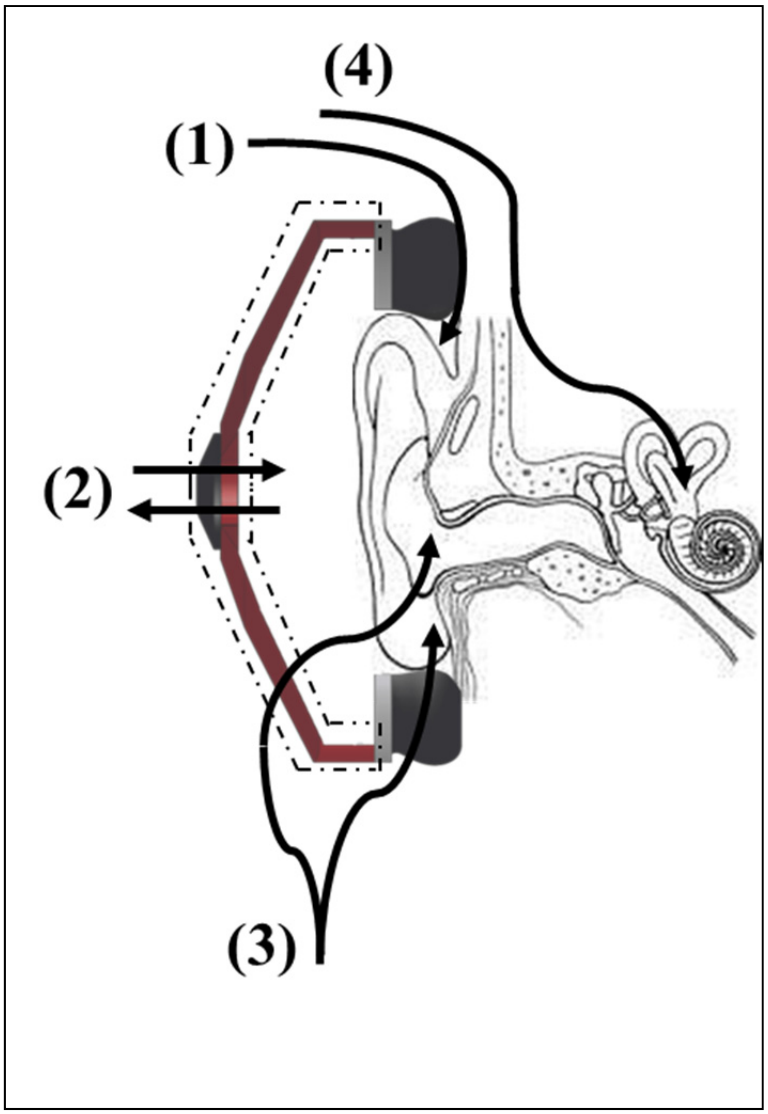

Figure 0.2 : Description des chemins de transferts
du son à l'oreille protégée par une coquille.

<u>Les différents indicateurs acoustiques</u>

Il existe différents indicateurs permettant de quantifier l'atténuation d'un protecteur auditif en fonction de la méthode de mesure (Berger, 1986). La Figure 0.3 montre l'emplacement des positions microphoniques utilisés pour évaluer les différents indicateurs acoustiques d'atténuation des protecteurs auditifs pour le cas des coquilles (Nélisse et al., 2013).

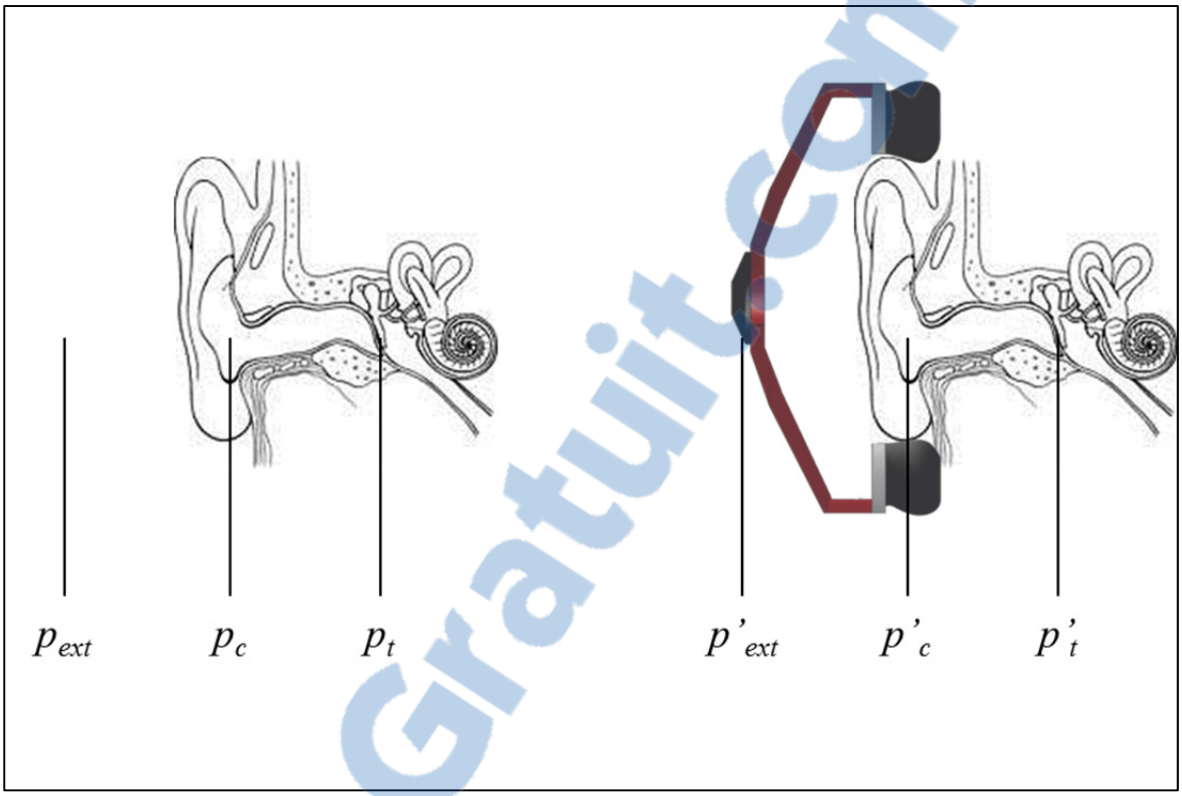

Figure 0.3: Schémas indiquant les points de mesures du niveau de pression acoustique afin de calculer les indicateurs acoustiques.

- La perte par insertion *IL* (insertion loss) ; est définie comme la différence de niveau de pression mesuré au tympan sans et avec protecteur.

$$IL = Lp_t - L\,p'_t \tag{0.1}$$

- Le REAT (Real-Ear Attenuation at Threshold) est une estimation du *IL* basée sur la méthode subjective REAT, décrite plus bas. Cette mesure prend en compte le bruit physiologique (*PN* : Physiological Noise). Il est possible de lier le *REAT* au *IL* par la formule (Voix et Laville, 2009) :

$$REAT = IL + PN \tag{0.2}$$

RapportGratuit.com

- L'atténuation *NR* (Noise Reduction) ; est définie comme la différence de niveaux de pression mesuré à l'extérieur du protecteur et mesuré au tympan, dans le cas de l'oreille occluse par le protecteur.

$$NR = Lp_{ext} - Lp'_t \tag{0.3}$$

Il est possible de lier le *NR* à la perte par insertion *IL* en utilisant la fonction de transfert de l'oreille ouverte (*TFOE*), définie comme la différence du niveau de pression en oreille ouverte mesurée au tympan p_t et du niveau de pression p_{ext}, au centre de la tête, en l'absence de celle-ci[5].

$$TFOE = Lp_t - Lp_{ext} \tag{0.4}$$
$$IL = NR + TFOE$$

<u>Les méthodes de mesure d'atténuation d'une coquille :</u>

On distingue deux types de mesure de l'atténuation d'une coquille, les méthodes de mesures en laboratoire et les méthodes de mesures de terrain. La plupart de ces différentes mesures sont décrites par Berger (Berger, 1986; Berger et al., 2003a).

<u>Les mesures en laboratoire :</u>

Ces méthodes de mesures sont normalisées et permettent l'étiquetage des protecteurs. Parmi ces méthodes, on trouve une méthode subjective sur sujet humain (REAT), une mesure objective sur sujet humain (Microphone In Real Ear (MIRE)) et une méthode objective sur tête artificielle (Artificial Test Fixture (ATF)). Les méthodes de laboratoires sont connues pour assurer une répétabilité des mesures d'atténuations.

- <u>La méthode des seuils auditifs REAT</u> est utilisée comme méthode normalisée depuis les années 50 (ANSI, 2008) et est considérée comme le « gold standard » en matière d'évaluation de l'atténuation d'un protecteur auditif (Berger, 1986). Il s'agit d'une

[5] Il s'agit de considérer une hypothétique tête humaine et de mesurer le niveau de pression en son centre.

mesure subjective effectuée en cabine audiométrique. Le sujet étant confiné dans une cabine audiométrique et immobile, doit détecter à son seuil d'audition des bruits émis à différentes fréquences, avec et sans protecteur (et donc mesurer subjectivement les niveaux de pression sonore au tympan avec et sans protecteur). Du fait qu'il s'agit d'une mesure subjective, le REAT est affecté par le bruit physiologique (bruits causés par le corps humain). Cet effet se répercute principalement en basses fréquences, en dessous de 500 Hz, où l'atténuation est surestimée d'environ 6 dB (Berger et Kerivan, 1983; de Almeida-Agurto et al 2011; Munson et Wiener, 1952). La mesure étant faite au seuil auditif, le niveau de pression acoustique auquel est exposé le sujet est de faible niveau. Ainsi, l'atténuation mesurée par la méthode REAT n'est pas forcément représentative pour des bruits de plus forts niveaux (Berger et al., 2003a). Cependant, dans le cas de protecteurs dits linéaires (sans valves, orifices, diaphragmes, ou dispositifs électroniques), le REAT procure une estimation correcte de l'atténuation, indépendamment du niveau de bruit (Berger et Kerivan, 1983), excepté pour le biais dû au bruit physiologique.

- La méthode MIRE (ANSI, 2010) est une méthode de mesure objective permettant un gain de temps certain en comparaison avec la méthode REAT (de Almeida-Agurto, Gerges et al., 2011). Elle permet de calculer la perte par insertion (insertion loss *IL*) en mesurant séquentiellement le niveau de pression acoustique à l'intérieur du canal auditif avec et sans protecteur: p_t et p'_t . La méthode MIRE cependant ne prend pas en compte la conduction osseuse et les mesures de *IL* ou de *NR* nécessitent donc des corrections en vue de pouvoir être comparée à des mesures REAT (de Almeida-Agurto et al., 2011).

- La mesure sur ATF est normalisée (ANSI, 2010) et consiste à mesurer le *IL* du protecteur sur une tête artificielle aux dimensions normalisées, munie d'un simulateur d'oreille. Le simulateur d'oreille est constitué d'un pavillon d'oreille synthétique en silicone, d'un canal auditif dont les parois sont recouvertes d'une peau synthétique en silicone et d'un coupleur (standard IEC 60711) qui permet de tenir compte d'une

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

partie du canal auditif et de l'impédance tympanique. La structure de la tête est, quant-à-elle, dotée d'une grande atténuation (typiquement supérieure à 60 dB selon la norme (ANSI, 2010) et permet ainsi d'isoler le coupleur. La mesure ne tient donc pas compte de la conduction osseuse et doit être corrigée afin de pouvoir être comparée à une mesure REAT, au moyen de facteurs de correction. L'avantage de cette méthode de mesure est de ne pas utiliser de sujets humains. Elle procure donc un gain de temps certains et permet une répétabilité des mesures.

Les méthodes de mesures terrain :

Les méthodes de mesures terrain permettent de quantifier l'atténuation effective du protecteur dans un environnement de travail. Le fait de changer d'un environnement de laboratoire à un environnement réel affecte l'évaluation de l'atténuation des protecteurs. En outre, plusieurs travaux rapportent que l'atténuation mesurée en laboratoire est surestimée, en comparaison à celle pouvant être mesurée sur le terrain (Berger et Franks, 1996; Berger et al., 2003a; Nélisse et al., 2010). Parmi les méthodes de mesures de terrain on retrouve la méthode subjective REAT adaptée pour le terrain et les méthodes de mesures objectives comme la MIRE ou une de ses dérivées : la F-MIRE (Field – Measurement In Real Ear)

La F-MIRE a été développée pour les bouchons (Voix et Laville, 2009) et plus récemment pour les coquilles (Nélisse et al., 2010; Sgard et al., 2010; Nélisse et al., 2013; Nélisse et al., 2014). Il s'agit de mesurer par un doublet microphonique la différence de niveau de pression acoustique entre l'extérieur et l'intérieur du protecteur. En corrigeant cette mesure par des facteurs de compensation qui permettent de remonter au niveau de pression au tympan, il est possible d'estimer la perte par insertion (Nélisse et al., 2013). Le principal avantage de cette méthode est de pouvoir mesurer simultanément la perte par insertion (et non séquentiellement comme dans le cas de la méthode MIRE, où une mesure en oreille ouverte est nécessaire).

0.3 Les problématiques spécifiques liées à la protection auditive par des coquilles

Malgré la simplicité de fonctionnement d'une coquille pour protéger l'audition, on peut distinguer différentes problématiques liées à leur utilisation. On peut différencier ces problématiques en trois grandes catégories : une problématique de Santé et sécurité au travail (SST), une problématique scientifique et une problématique technologique.

0.3.1 Les problématiques de Santé et sécurité au travail (SST) spécifiques à l'utilisation des coquilles

La problématique de confort

Afin de pouvoir être appréciée par l'utilisateur, la coquille se doit de garantir un certain confort. Il est en effet connu que l'efficacité du protecteur dépend principalement de son temps de port (Gerges, 2012). On peut distinguer deux types de confort : le confort physique et le confort acoustique.

Le confort physique est principalement affecté par le poids du protecteur (entre 150 g et 350 g), de son inertie, de la répartition de la pression appliquée sur le contour de l'oreille, pouvant altérer la circulation sanguine (Casali et Grenell, 1990; Gerges, 2012; Williams, 2007), des frottements engendrés par le coussin au contact de la peau, pouvant créer des irritations. De plus, le protecteur crée également une barrière thermique pour l'oreille. Si cela peut s'avérer être un avantage pour les opérations effectuées dans un milieu plus froid que la normale, celles-ci peuvent s'avérer très inconfortables pour les milieux chauds (Hsu et al., 2004).

En terme de confort acoustique, les protecteurs de type coquilles ont un effet d'occlusion[6] moins important que dans le cas de bouchons, en raison du plus grand volume occlus par le

[6] « Lorsque l'oreille est occluse et pour des sources de bruit interne, la partie du son normalement réémise vers l'extérieur se retrouve réfléchie par le protecteur à l'intérieur du conduit auditif. De plus l'énergie transmise au conduit augmente également du fait de la plus grande impédance du conduit lorsqu'il est occlus (Brummund et al., 2014). Cela provoque une sensation désagréable liée à la perception renforcée des sources de bruit physiologiques. […]. L'effet d'occlusion représente un aspect important du confort des protecteurs directement liés à la géométrie ou aux matériaux du protecteur » (Viallet, 2014).

protecteur (Berger et Kerivan, 1983) et de la présence de matériaux absorbants dans la cavité. Cependant, comme pour tout protecteur auditif passif, l'utilisation des coquilles peut s'avérer être un cofacteur de risque pour les accidents du travail. En effet, ces dispositifs filtrent le contenu fréquentiel et peuvent masquer les bruits utiles comme les signaux d'alarme ainsi que la communication entre les opérateurs (Wilkins et Martin, 1987). Cet inconfort acoustique est la raison première du non port des protecteurs auditifs (Hsu et al., 2004) et peut également mener l'utilisateur à saboter le protecteur (Suter, 1998).

De ce fait, il n'est pas rare que le port des protecteurs auditifs soit négligé au détriment de l'intégrité de l'audition. Il convient alors de pouvoir développer, dans le cas des coquilles, un protecteur confortable pour l'utilisateur et adapté à son environnement de travail.

La problématique de l'étiquetage *NRR*

L'indice d'atténuation *NRR* (Noise Reduction Rating) est l'indicateur acoustique qui fait foi sur les emballages des protecteurs auditifs aux États-Unis (40 CFR 211), parfois accompagné des mesures de REAT et permet à l'utilisateur de connaître l'indice de performance du protecteur et ainsi de pouvoir choisir le produit idéal. Le *NRR* n'est entre autre qu'une moyenne des atténuations mesurées sur les différentes bandes de fréquences, corrigées par les pondérations A et C. Le lecteur peut se référer aux publications « *Criteria for a recommended standard - Occupational Noise Exposure* » (NIOSH, 1998), et « *The NIOSH Compendium of Hearing Protection Devices* » (NIOSH, 1994), pour plus de précision quant au calcul du *NRR*, de son utilisation pratique et de ses limites.

Notons que le *NRR* peut être vu comme un argument de vente à partir duquel l'utilisateur base bien souvent son choix, et il n'est pas rare que la discrimination entre deux produits se fasse à 1 dB près (Berger et Royster, 1996). Malheureusement, cet indicateur d'atténuation ne reflète pas l'atténuation effective du protecteur (NIOSH, 1998) et une mauvaise interprétation peut mener à choisir un protecteur inefficace. Un autre fait est que le NRR calculé à partir de mesures en laboratoires est très surestimé par rapport à celui qui est calculé à partir de mesures terrain (Berger, 2003a).

Également, une des problématiques sous-jacentes est l'effet du champ sonore et en particulier de sa directivité qui influe sur l'atténuation effective de la coquille. Du fait de la variabilité de ces champs sonores et du fait du peu de représentativité de l'étiquetage *NRR*, il est préférable de quantifier l'efficacité du protecteur grâce aux méthodes de mesures terrain (Canetto, 2009).

0.3.2 La problématique scientifique

D'un point de vue scientifique, si l'on connaît les grands principes du fonctionnement d'une coquille (voir 0.2), il reste encore à explorer et investiguer plus en détail la physique qui est mise en jeu. De manière générale les études visant à étudier les phénomènes vibroacoustiques liée à la protection auditive par des coquilles reposent sur des mesures d'atténuations faites en bandes d'octaves, dont la plupart ont été menées sur des sujets humains. Or il apparaît que le facteur humain est un facteur clé dans la mesure de l'atténuation (Canetto, 2009). En particulier, il existe des différences inter-sujets pour un même protecteur et également des différences intra-sujets (différence binaurale pour un même sujet), si bien qu'il est difficile de se baser sur de telles mesures pour comprendre les phénomènes physiques. Il convient donc de trouver une méthode pour s'affranchir de cette variabilité. Ainsi, plusieurs auteurs se sont intéressés aux effets des composants des coquilles sur l'atténuation, en réalisant certaines mesures d'atténuation du protecteur couplé à un baffle ou à une ATF (Pääkkönen, 1992; Sgard et al., 2010; Zannin et Gerges, 2006). Ces travaux soulignent une importante influence de chaque composant sur tout le spectre d'atténuation, mais plusieurs questions restent en suspens[7].

Comme suggéré par Canetto (2009), des mesures acoustiques fines ainsi que des outils de modélisation mériteraient d'être mis en place en vue de mieux comprendre le fonctionnement du protecteur couplé à la tête.

[7] Une revue de littérature plus exhaustive des modèles analytiques et numériques est présentée au chapitre 1, suivie d'une synthèse détaillant les manques de ces publications.

0.3.3 Les problématiques technologiques

La problématique de mesure terrain

La méthode de mesure F-MIRE est une méthode qui est prometteuse pour des développements futurs (Nélisse et al., 2010; Nélisse et al., 2012). En outre, une oreillette intra-auriculaire est en cours de développement (Voix et Nélisse, 2013). Elle permettra, outre d'estimer le niveau sous le protecteur, de déterminer l'atténuation effective du protecteur pour un travailleur, dans son environnement de travail propre. Ce projet d'oreillette intra-auriculaire s'appuie en partie sur les résultats de modélisation du projet dans lequel s'intègre cette thèse.

Dans le cas des bouchons, il est évident du fait de leur petite taille, que la position des points de mesures est localisée au niveau du bouchon sur ses faces externes et internes. Le cas des coquilles est plus délicat. De par leur gros volume, il existe une infinité de positionnements possibles pour le microphone externe et interne. Le choix de leur positionnement est conditionné par plusieurs critères, comme la manipulation sécuritaire des coquilles, la maximisation du signal sur bruit et la garantie du confort. Le microphone externe, placé sur la coquille, mesure la pression pariétale, faisant la sommation de la pression acoustique du champ incident et de la pression acoustique diffractée par la tête, le torse et le protecteur lui-même. Le microphone interne, quant-à-lui doit être placé de manière à éviter toute coïncidence avec un plan nodal, afin de maximiser la qualité du signal de mesure. Également, afin de pouvoir garantir un confort et l'intégrité de l'utilisateur et du matériel de mesure, il est préférable de ne pas le positionner dans le canal auditif. De plus, comme évoqué au paragraphe 0.2, le *IL* mesuré par la méthode F-MIRE est en fait une mesure de *NR* corrigée par des facteurs de compensation individuels ou de groupes.

Il devient alors nécessaire de pouvoir prévoir à la fois les champ de pressions externes et internes à la coquille, afin de pouvoir préciser les emplacements optimaux des microphones de mesures et de pouvoir calculer les facteurs de compensation permettant de lier la mesure microphonique au *IL*.

La problématique de conception

Enfin, en regard de la Figure 0.2, on comprend que les performances intrinsèques d'une coquille en termes d'atténuation dépendent des chemins transferts 1, 2 et 3 et l'amélioration du design revient donc à contrôler le transfert d'énergie par ces chemins. Cependant, il apparait que la conception des coquilles est basée sur des critères empiriques et sur des méthodes essais/erreurs (McKinley et Bjorn, 2004). La piste des outils virtuels a été très peu étudiée jusqu'à présent et mériterait d'être approfondie. Plusieurs avantages en découlent : économique, vitesse de développement, complexification du design par ajouts d'éléments à l'intérieur de la coquille (comme l'ajout de systèmes électroniques embarqués).

Ainsi, la création d'un outil virtuel permettant la simulation de la protection auditive par des coquilles permettrait de répondre à ce manque. Cet outil prédictif servirait à des fins de prototypages virtuels avant fabrication.

0.4 Objectifs de la recherche

0.4.1 Objectif général

L'objectif général de la recherche est de développer un modèle numérique d'un protecteur auditif de type coquilles, afin de prédire l'atténuation sonore. La méthode numérique utilisée est la méthode des éléments finis (FEM), déjà éprouvée par les travaux menés jusqu'à présent. Le modèle convient également d'être validé expérimentalement, à partir de mesures effectuées en laboratoire. Le développement d'un tel modèle permet à la fois de :

1) Mieux comprendre le comportement vibroacoustique du protecteur
2) Aider au développement de la méthode F-MIRE
3) Avoir un premier outil numérique fidèle permettant de pouvoir faire des études paramétriques à des fins d'optimisation de design acoustique (prototypage virtuel)

0.4.2 Objectifs spécifiques

Pour atteindre cet objectif général, trois objectifs spécifiques ont été établis et sont présentés dans les trois paragraphes suivants.

Développer un banc expérimental et une méthodologie pour mesurer l'atténuation de la coquille et quantifier ses chemins de transfert acoustique

Le premier objectif spécifique est le développement d'un banc de mesure de l'atténuation d'un protecteur auditif de type coquille, avec deux sous-objectifs : (1) guider la modélisation des éléments constitutifs du protecteur en déterminant au préalable expérimentalement leur rôle dans les chemins de transmission sonore à travers le protecteur ainsi que leurs couplages (2) fournir un banc de validation expérimentale pour le modèle développé. Un dispositif expérimental est donc développé, permettant de quantifier les chemins de transfert à travers les composants découplés de la coquille et permettant également de mesurer l'atténuation de la coquille entière.

Développer un modèle numérique basé sur la méthode des éléments finis

Le deuxième objectif spécifique est le développement proprement dit du modèle FEM. Basé sur les observations précédentes, un modèle d'atténuation de la coquille couplé au baffle est développé utilisant la méthode des éléments finis et est validé par comparaison avec les données expérimentales. Le développement du modèle FEM requiert la connaissance des entités géométriques, des paramètres matériaux et des conditions limites appliquées aux coquilles modélisées. La difficulté majeure est la modélisation du coussin, dont la géométrie et les paramètres matériaux varient en fonction de son taux de compression imposé par la force de serrage de l'arceau. Il convient donc de caractériser finement le coussin, afin de pouvoir implémenter un modèle pertinent. Ainsi plusieurs modèles de coussins sont à envisager, à développer et à comparer.

<u>Exploiter les résultats des modèles et des mesures</u>

Le troisième objectif spécifique consiste à exploiter les résultats des mesures et des modèles pour (i) Mieux comprendre le comportement vibroacoustique de la coquille, (ii) Proposer des solutions d'amélioration de leur conception et (iii) aider au développement de la méthode F-MIRE.

0.5 Méthodologie proposée et structure de la thèse

Les chapitres 1 à 7 présentent la méthodologie utilisée et les résultats obtenus. Cette thèse écrite sous un format de « thèse par article » contient trois articles scientifiques dont deux ont été publiés et un soumis, dans des journaux avec revue par les pairs.

0.5.1 Chapitre 1 : État de l'art sur la modélisation de l'atténuation d'un protecteur de type coquille

Afin de pouvoir mieux situer le contexte et de justifier les buts de la recherche, une revue de littérature sur les modèles d'oreilles occluses par un protecteur auditif de type coquille est proposée en premier lieu. Cette revue de littérature présente en premier lieu les modèles analytiques, puis les modèles numériques, avant d'en faire un bilan permettant d'exposer les manques.

0.5.2 Chapitre 2 – Stratégies de modélisations de la coquille par la méthode des éléments finis

L'objet de ce court chapitre est d'identifier les différentes approches possibles pour modéliser chacun des composants de la coquille : coque, contreplaque, coussin, cavité d'air et mousse. Un premier choix parmi ces possibilités de modélisation est fait au cours de ce chapitre.

Rapport-Gratuit.com

0.5.3 Chapitre 3 – Article 1 : Quantification objective des chemins de transferts du son à travers les composants de la coquille

Le chapitre 3 présente un article publié en anglais dans la revue *Applied Acoustics*, intitulé : «*Objective Assessment of the Sound Transfer Paths Through Earmuffs Components*».

Dans ce chapitre purement expérimental, on s'intéresse à mesurer l'atténuation de chacun des composant découplés de la coquille et à étudier expérimentalement les effets de couplages, en comparant les mesures réalisées sur les composants découplés avec une mesure de l'atténuation de la coquille complète.

Les mesures acoustiques sont réalisées en couplant le protecteur auditif à un baffle rigide[8]. L'utilisation de ce baffle permet de pouvoir simplifier le problème acoustique, notamment en ce qui concerne l'excitation acoustique appliquée sur la coquille et la condition limite appliquée à la base du coussin. Les mesures sont réalisées sur une large bande de fréquence, de 80 Hz à 6.4 kHz.

Les observations faites au niveau expérimental permettent de mieux comprendre la physique qui entoure le comportement vibroacoustique de la coquille et déterminer le niveau de modélisation pour chacun des composants de la coquille.

0.5.4 Chapitre 4 – Complément à l'article 1 : effet de la peau, des évents du coussin et des fuites acoustiques

Le chapitre 4 complète le chapitre 3 par des mesures complémentaires de l'effet de la peau artificielle, des évents du coussin et des fuites sur l'atténuation. Ces mesures n'ont pas fait l'objet de publications, car les résultats obtenus ne rentraient pas (i) soit dans le cadre de l'article proposé, ou (ii) n'étaient pas assez complets pour être publiés. Le chapitre 3 présente ces mesures additionnelles avec une discussion minimale et l'auteur conseille d'en faire une analyse plus en détail. Cependant ces mesures justifient certains choix faits dans la

[8] Un baffle est une surface sur laquelle la vitesse particulaire acoustique normale est nulle.

modélisation du protecteur dans les chapitres suivants, comme par exemple le fait de ne pas modéliser les évents du coussin.

0.5.5 Chapitre 5 – Article 2 : Développement d'un modèle FEM de coquille bafflée pour les basses fréquences

Le chapitre 5 présente un article publié en anglais dans la revue *Journal of the Acoustical Society of America*, intitulé : «*Low Frequency Finite Element Models of the Acoustical Behavior of Earmuffs*».

Ce chapitre présente le développement du modèle numérique par la méthode des éléments finis, de la coquille couplée à un baffle. Les simulations sont cependant limitées aux basses fréquences, autour du mouvement de pompage de la coquille et sont comparées à la fois aux résultats expérimentaux et à un modèle analytique. Cette étude basse fréquence permet de se concentrer uniquement sur le comportement mécanique du coussin. Le modèle FEM considère deux modèles de coussins, pour lequel une caractérisation minutieuse des paramètres mécaniques équivalents est faite en très basses fréquences (f < 60Hz). En particulier, l'importance de caractériser le coussin dans des conditions très proches de son utilisation (même taux de compression) et de tenir compte de la dépendance fréquentielle des paramètres matériaux équivalents pour le modèle utilisé est soulignée.

0.5.6 Chapitre 6 – Article 3 : Prédiction numérique de l'atténuation d'une coquille commerciale en bande

Le chapitre 6 présente un article soumis en anglais dans la revue *Acta Acustica* et intitulé : «*Numerical Prediction of the Broadband Frequency Sound Attenuation of a Commercial Earmuff*».

Ce chapitre étend le calcul à plus haute fréquence (jusqu'à 5 kHz) du modèle FEM de coquille développé au chapitre 5. L'étude est faite pour l'un des deux protecteurs commerciaux, en utilisant le modèle de solide équivalent pour le coussin. L'article discute de

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

la validité de ce modèle sur une bande de fréquence large et identifie les contributions principales de chacun des composants de la coquille à son atténuation. La publication est complétée par le chapitre suivant qui propose une analyse plus approfondie des phénomènes physiques mais pas assez aboutie pour publication.

0.5.7 Chapitre 7 – Complément à l'article 3 : analyse du comportement vibroacoustique large bande d'une coquille commerciale

Le chapitre 7 est complémentaire du chapitre 6 et présente des résultats additionnels avec une comparaison mesure/calcul pour des fréquences jusqu'à 6.4 kHz, ainsi qu'une discussion plus approfondie des simulations obtenues. Le chapitre propose l'adaptation d'une méthode d'identification des modes de systèmes couplés structure-cavité, originalement développée pour le cas des plaques minces couplées à une cavité d'air rectangulaire, au cas de la coquille commerciale. Cette identification permet en particulier de déterminer qui, de la structure ou de la cavité d'air, est responsable des minima locaux de *ILs*, observés dans le spectre d'atténuation de la coquille. Ce chapitre présente également une étude de l'influence des paramètres mécaniques du coussin sur l'atténuation simulée.

0.5.8 Chapitre 8 – Synthèse, retombées et perspectives

Le chapitre 8 permet de conclure sur les travaux présentés dans cette thèse. Tout d'abord, la synthèse des trois articles est effectuée et les résultats majeurs de la recherche sont rappelés. Un détail des contributions et des limites de la recherche est présentées et des perspectives de recherche additionnelles sont proposées.

CHAPITRE 1

ÉTAT DE L'ART SUR LA MODÉLISATION DE L'ATTÉNUATION D'UN PROTECTEUR AUDITIF DE TYPE « COQUILLES »

Depuis l'apparition des protecteurs auditifs individualisés, de nombreuses études se sont intéressées à en étudier leur comportement vibroacoustique. La plupart des travaux menés sont d'ordre expérimental, généralement sur des sujets humains ou des têtes artificielles. Le recours à la modélisation a également été aussi étudié, mais un nombre plus restreints de travaux ont été publiés. Ce chapitre présente une revue de la littérature des modèles de coquilles existants.

1.1 Modèles analytiques (LPMs)

Plusieurs auteurs se sont donc penchés, depuis le début des années 50, sur la modélisation de l'atténuation des coquilles, au moyen de modèles analytiques (Zwislocki, 1955; Shaw et Thiessen, 1958, 1962; Paurobally et Pan, 2000; Sides, 2004; Du et Homma, 2009; Kalb, 2010).

Ces modélisations unidimensionnelles aussi appelées « lumped parameters models » (LPMs) sont basées sur des schémas électriques ou mécaniques équivalents, comme montré sur la Figure 1.1 et permettent de calculer l'atténuation des coquilles en basses fréquences, typiquement en dessous de 1 kHz, en considérant les hypothèses suivantes :

1. La coquille repose sur une surface rigide (baffle).
2. Les longueurs d'ondes acoustiques sont supérieures aux dimensions de la coquille.
3. L'excitation acoustique est considérée uniforme sur la surface de la coquille.

4. Les surfaces sur lesquelles s'appliquent la pression externe et la surface de couplage entre la coquille et sa cavité d'air sont considérées égales à celles projetées sur la surface rigide.
5. La coque plastique est considérée comme une masse indéformable.
6. Le coussin est décrit comme un ressort avec amortisseur.
7. La cavité d'air couplée à la coquille est équivalente à une raideur, en parallèle avec le coussin. Cette raideur est assimilée à celle d'un cylindre de volume égal au volume interne de la coquille et de section constante.

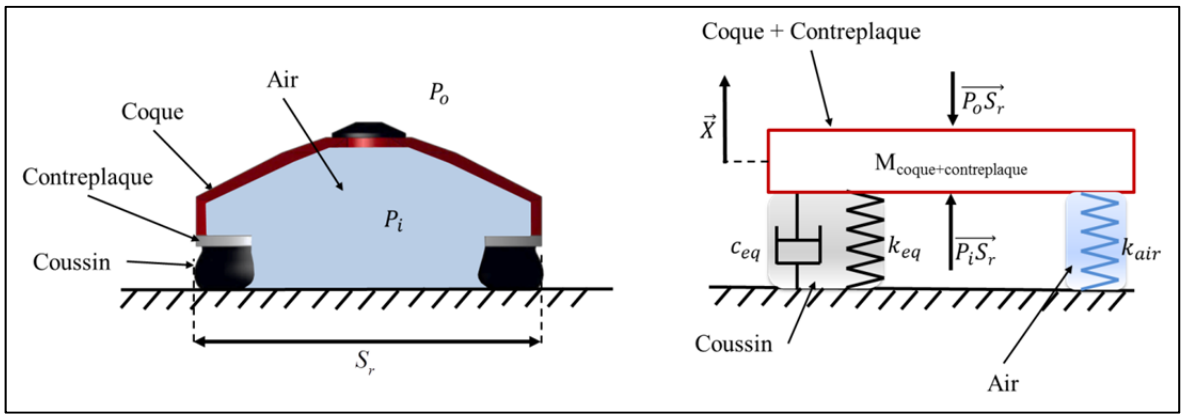

Figure 1.1: Schéma du modèle analytique équivalent d'une coquille, dans le cas parfait (couplage à une surface rigide sans fuites) et sans tenir compte de l'insert en mousse.

Certains modèles considèrent l'introduction d'une fuite acoustique à l'interface coussin/baffle (Shaw et Thiessen, 1958; Paurobally et Pan, 2000; Sides, 2004) et la présence de l'insert en mousse dans la coquille (Paurobally et Pan, 2000). Dans le cas d'un contact parfait entre le coussin et le baffle, c'est-à-dire sans fuite et en considérant l'insert en mousse absent de la coquille, tous les modèles se résument à une unique équation à cinq paramètres :

$$Att = \left|\frac{p_i}{p_o}\right| = \left|A\frac{k_{air}}{\left(-\omega^2 m_r + \left(k_{air} + k_r\right) + j\omega c_r\right)}\right| \tag{1.1}$$

où Att désigne l'atténuation de la coquille ; p_i (« inner pressure ») et p_o (« outter pressure ») sont les pressions appliquées sur les parois interne et externe de la coquille ; m_r est la masse de la coquille ; k_r est la raideur équivalente du coussin ; c_r est le coefficient d'amortissement visqueux du coussin qui peut être exprimé en fonction du facteur de perte structural η : $c_r = \eta\sqrt{m_r k_r}$; k_{air} est la raideur équivalente de la cavité interne de la coquille $k_{air} = \rho c^2 S_r^2 / V_r$, avec ρ la masse volumique de l'air, c la célérité du son dans l'air, V_r le volume de la cavité interne de la coquille et S_r la section constante du cylindre équivalent ; A est un terme prenant en compte l'épaisseur de la coque plastique. Plus de détails sur l'évaluation de A et de S_r sont donnés au chapitre 5.

Ainsi, le système modélisé présente uniquement la résonance de pompage, qui apparaît généralement entre 100 Hz et 300 Hz. Cependant, la qualité de prédiction du modèle analytique est sensible aux différents paramètres introduits dans le modèle. Il sera vu au chapitre 5, qu'il est possible de déterminer avec une grande précision les paramètres mécaniques équivalents du coussin. De même l'évaluation du volume interne de la coquille et le calcul de ses surfaces externes et interne projetées sur le baffle ne présente aucune difficulté majeure. Cependant, comme mentionné par Shaw (1979), il existe une indétermination quant à l'évaluation de la section constante du cylindre équivalent S_r , étant donné qu'il ne s'agit pas d'un paramètre intrinsèque à la coquille. Pour fournir des résultats en accord avec les mesures, ces modèles analytiques nécessitent un recalage de la raideur de la cavité d'air à partir de mesures expérimentales, comme fait par (Zwislocki, 1955; Shaw et Thiessen, 1958; Paurobally et Pan, 2000; Kalb, 2010).

Les modèles analytiques permettent de prédire l'atténuation sonore en basses fréquences (sous réserve d'un recalage des paramètres du LPM). Cependant, au-delà de 1 kHz, où la longueur d'onde acoustique est comparable aux dimensions de la coquille, la coque plastique et la contreplaque ne peuvent plus être représentées comme un unique corps

rigide indéformable. Le modèle doit prendre en compte les déformations des différents composants de la coquille, les couplages structurels et les couplages fluide-structure (Du et Homma, 2009).

Malgré ces limitations, les modèles analytiques autorisent un calcul rapide et sont donc appropriés pour mener des études paramétriques simples en basse fréquence. On peut donc s'intéresser aux effets sur le IL causés par un changement de masse de la coquille, une rigidification du coussin, une variation du volume interne de la coquille, etc. Ces modèles peuvent être également utiles pour étudier l'amélioration apportée dans le cas d'un protecteur à double coque, en comparaison à une simple coque (Shaw et Thiessen, 1962; Du et Homma, 2009).

1.2 Modèles numériques

Avec l'avènement des techniques de modélisations numériques, plusieurs auteurs se sont penchés sur la simulation de l'atténuation des coquilles, en développant des modèles basés sur la Méthode des Éléments Finis (FEM), sur la Méthode des Éléments de Frontières (BEM), ou combinant les deux méthodes (FEM-BEM). Ces méthodes numériques ce sont révélées être appropriées pour calculer le comportement vibroacoustique des protecteurs de type coquille sur une bande large de fréquence, typiquement jusqu'à 6 kHz ((Lee et Ciskowski, 1995); (Vergara et al., 2002); (Anwar, 2005); (James, 2006); (Khani et al., 2007); (Du et Homma, 2009); (Sgard et al., 2010)).

Lee et Ciskowski (1995) ont modélisé la coquille commerciale EAR-MODEL-1000, sans insert de mousse et couplée à un canal auditif en utilisant une méthode hybride FEM- BEM. La coque et la contreplaque sont modélisées comme des domaines solides et discrétisés par éléments finis. La cavité interne est considérée comme un domaine fluide discrétisée en éléments de frontière. Enfin, le coussin est modélisé par des ressorts de raideur constante. Malheureusement, aucun détail quant à la détermination des paramètres mécaniques n'est

donné dans leurs travaux. Deux types d'excitations acoustiques, bruit d'impact et bruit continu jusqu'à une fréquence de 5 kHz sont appliquées sur les frontières externes de la coque et de la contreplaque (la transmission acoustique à travers le coussin étant donc négligée). Même si aucune comparaison expérimentale n'est faite dans ce travail pour le modèle résolu dans le domaine fréquentiel, les auteurs arrivent cependant à prédire une résonance de pompage à 140 Hz, similaire à ce qui serait obtenu avec un système masse-ressort *in vacuo*.

Vergara et al. (2002) ont développé un modèle FEM bidimensionnel d'une coquille avec un insert en mousse de haute densité, couplée à un canal auditif terminé par une membrane tympanique, dans le cas d'une excitation par bruit d'impact. La coque plastique est modélisée comme un domaine élastique, le coussin comme un solide élastique équivalent, tandis que l'insert en mousse est assimilé à un fluide équivalent dissipatif. La force de serrage, équivalent à 10 N, est représentée comme une distribution de force sur la surface de la coquille, dans la direction normale du mouvement de pompage de la coquille (le cas où cette force n'était pas représentée a été aussi étudié). Une comparaison entre simulations et résultats expérimentaux montre plusieurs différences entre les réponses impulsionnelles. En particulier, un retard temporel entre la réponse impulsionnelle du modèle et les mesures a été observé. En prenant en compte la force de serrage dans le modèle, ce retard est diminué, mais l'amplitude de l'atténuation simulée décroit dramatiquement. Enfin, les auteurs ont testé deux densités équivalentes pour la mousse: 132 kg/m^3 et 98 kg/m^3. De cette étude, il ressort que la densité de la mousse joue un rôle important sur l'atténuation de la réponse impulsionnelle. Selon les auteurs, le modèle est moins sensible aux autres paramètres matériaux de l'insert (porosité, résistivité à l'écoulement,…) Mais aucun résultat à ce sujet n'a été présenté. Enfin, les auteurs soulignent le fait que le modèle proposé est limité à deux dimensions de l'espace et qu'il convient de le développer en trois dimensions afin de mieux rendre compte de la géométrie réelle du protecteur. De plus, l'introduction de facteurs d'amortissements structuraux pourrait améliorer la réponse prédite par le modèle.

Khani et al. (2007), similairement à (Vergara et al., 2002) ont développé un modèle bidimensionnel d'une coquille couplée à un canal auditif, en considérant le coussin comme un solide équivalent. Les prédictions de l'atténuation sont calculées dans le cas de bruits impulsionnel et harmonique. Les paramètres matériaux sont issus de (Vergara et al., 2002) et le résultat des simulations est identique à ce qui a été obtenu précédemment.

Anwar (2005) a développé un modèle tridimensionnel d'une coquille commerciale couplée à un baffle par la méthode FEM dans le domaine des basses fréquences (f<300 Hz),. L'insert en mousse n'est pas pris en compte dans le modèle. Le coussin en mousse est modélisé comme un solide viscoélastique équivalent de forme annulaire simple, sans déformations latérales et une fuite rectangulaire est introduite à l'interface coussin/baffle. Une emphase est mise sur la détermination des paramètres mécaniques équivalents du coussin, basée sur des tests de compressions menés en basse fréquence. La raideur équivalente et le coefficient d'amortissement structural sont mesurés pour différents taux de compression statique. De ces mesures, il apparait que la raideur du coussin est une fonction croissante de la fréquence et du taux de compression du coussin. Afin de déterminer le module de Young équivalent ainsi que le coefficient de perte structural, l'auteur a choisi de faire l'hypothèse que le coussin se comporte comme une barre en compression dans sa caractérisation inverse (i.e., l'effet tonneau est négligé). Cependant, il suppose que, dans son modèle complet de la coquille, le coussin se comporte comme un matériau incompressible (coefficient de Poisson égal à 0.4995). Dans sa discussion, Anwar souligne que le coussin modélisé en viscoélastique doit être caractérisé à plus haute fréquence afin de mener les calculs au-delà de 300 Hz.

James (2006) a adapté les travaux de Anwar pour le cas de la double protection (coquille et bouchon) en combinant le modèle précédent avec celui d'un bouchon en mousse de PVC introduit dans un canal auditif cylindrique. Le coussin de la coquille est couplé à une base en silicone imitant la peau. L'insert en mousse n'est pas modélisé. Les simulations présentées dans son travail sont comparées à des mesures expérimentales. Cependant, même après raffinement du modèle, une faible corrélation entre mesure est simulation est obtenue et des

erreurs jusqu'à 41 dB sont observables en moyennes fréquences. Une des possibles explications soulevées par l'auteur, est une mauvaise fidélité du banc de mesure acoustique.

Du et Homma (2009) ont développé un modèle FEM de deux prototypes de coquilles (l'une ayant une simple coque, l'autre ayant une double coque) couplés à un baffle rigide. Les simulations ont été calculées pour des fréquences de 1 kHz jusqu'à 6 kHz. Pour chacune des deux coquilles, le coussin respectif est modélisé comme un solide viscoélastique et l'insert en mousse comme un fluide équivalent dissipatif dont les paramètres sont déterminés à partir de mesures au tube de Kundt[9]. Les paramètres équivalents pour le coussin, quant-à-eux, sont déterminés à partir de mesures vibratoires faites au marteau d'impact. Cette procédure de caractérisation a été originalement développée pour leur modèle LPM. Aucun détail n'est cependant donné pour la détermination du module de Young et du coefficient de Poisson équivalents. Les simulations sont comparées avec des mesures expérimentales faites sur une ATF. Les mesures en bandes fines montrent qu'à 1 kHz, chacun des prototypes de coquille ont une grande atténuation, qui est bien reproduite par le modèle. L'allure de la courbe d'atténuation simulée est similaire à celle obtenue par la mesure, mais de grands écarts en amplitudes et en fréquences sont observables. En particulier, les auteurs concluent qu'il est très important de déterminer avec précisions les paramètres matériaux du modèle.

Sgard et al. (2010) ont développé un modèle FEM de la coquille EAR-MODEL-1000 couplée à un baffle rigide et une oreille simulée. Le coussin est modélisé comme un solide viscoélastique équivalent. Contrairement à Vergara et al. (2002), la force de serrage de l'arceau est prise en compte dans la géométrie déformée (épaisseur du coussin comprimé) conjointement avec les paramètres mécaniques équivalents. Les auteurs supposent une géométrie simple du coussin, en ne fixant que l'épaisseur de compression et en négligeant les déformations transversales du coussin. Les paramètres mécaniques équivalents du coussin sont déterminés dans le cas d'une force de serrage de 15 N, en utilisant une méthode de caractérisation résonante, combinée à une méthode inverse (un modèle analytique et un

[9] Méthode de mesure classique de l'absorption acoustique d'un matériau

Rapport-Gratuit.com

modèle FEM de structure). L'excitation acoustique est une onde plane incidente, appliquée sur les parois externes de la coquille et du coussin. Dans le modèle, les réflexions sur le baffle et les effets de diffraction du protecteur sont négligés. Le cas où l'excitation du coussin est négligée est également étudié. L'insert en mousse de la coquille est modélisé comme un fluide équivalent « limp » (tenant compte de la masse du squelette de la mousse) et les propriétés équivalentes sont déterminés par méthode inverse, basée sur des mesures d'absorption d'un échantillon de mousse dans un tube de Kundt. Les auteurs comparent les résultats des simulations avec des validations expérimentales. La comparaison mesure-modèle montre de bonnes tendances pour des fréquences entre 20 Hz et 2.5 kHz lorsque l'excitation acoustique sur les flancs du coussin est négligée et en particulier autour du mouvement de pompage. Lorsque cette partie de l'excitation acoustique est prise en compte, l'atténuation en moyenne fréquence diminue, due à une résonance transversale du coussin. Les auteurs en concluent qu'il était préférable de revisiter le modèle de coussin. Au-dessus de 2.5 kHz, les différentes simulations proposées divergent des mesures expérimentales. Ces grandes différences sont attribuées aux limites du banc de test qui manquait d'étanchéité au niveau du coupleur IEC-711 simulant l'oreille externe. Le modèle de mousse, quant à lui, semble être suffisant et permet d'atténuer les résonances de cavité. Les auteurs soulignent par ailleurs un effet négatif de cette mousse, observé à la fois dans les simulations et les mesures, mais ne proposent aucune explication satisfaisante.

Vergara et al. (2013) ont continué leurs recherches sur l'atténuation des bruits d'impact des coquilles, en proposant un nouveau modèle bidimensionnel d'une coquille couplée à un canal auditif et une peau artificielle, l'insert en mousse n'étant pas pris en compte. Le coussin est modélisé comme un solide équivalent, mais aucun détail concernant les paramètres mécaniques n'est donné. L'originalité de leur travail est d'étudier les effets de la géométrie de la coquille, en comparant les simulations pour deux sections droites de leur coquille perpendiculaires l'une à l'autre. Une bonne corrélation entre leur modèle et leur mesure est obtenue, mais leur étude se limite aux bruits impulsifs.

1.3 Synthèse (Les manques et limites des modèles existants)

En regard des travaux de recherches détaillés ci-dessus sur la modélisation de l'atténuation des protecteurs de type « coquilles », on constate que les modèles analytiques proposés sont limités aux basses fréquences et nécessitent de faire des hypothèses fortes. Par ailleurs, afin d'être prédictifs, ils nécessitent un recalage des paramètres liés à la cavité d'air. Ils ne sont donc pas utilisables pour satisfaire les objectifs de la présente recherche.

Les modèles numériques, quant-à-eux, sont montrés comme des outils adéquats pour calculer l'atténuation sur une large bande de fréquences, jusqu'à 6 kHz. La FEM et la BEM tiennent naturellement compte des différents domaines dont est constitué le protecteur couplé à une oreille artificielle, ainsi que de leurs couplages via les conditions de continuités des champs de déplacement et de contraintes aux interfaces entre ces domaines. Cependant les travaux cités montrent de grandes différences entre les simulations et les mesures et l'on peut incriminer à la fois la précision du modèle et la qualité des validations expérimentales.

En termes de modélisation, on peut noter que les choix de modèles pour les différents composants de la coquille sont similaires, mais ne sont pas justifiés. En particulier pour le coussin, deux modèles distincts sont proposés dans les travaux mentionnés, mais aucune comparaison sur l'effet de l'utilisation de l'un des modèles plutôt que l'autre n'a été menée. En ce qui concerne l'insert en mousse, celui-ci est modélisé comme un fluide équivalent dissipatif. Cependant d'autres types de modèles peuvent être considérés, dont les modèles de poroélastiques, tenant compte du caractère biphasique du matériau et notamment des effets de dissipation, d'inertie, d'élasticité et de couplage entre le fluide contenu dans le matériau poreux et son squelette.

En terme de mesures de validation, on peut remarquer : une inadéquation entre le modèle et la mesure dans le cas de Du et al. (Du et Homma, 2009) (Modèle de coquille bafflée, vs.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Mesure sur ATF), ou un manque de fiabilité dans le dispositif expérimental comme dans (Sgard et al., 2010).

Il convient donc de justifier les choix de modélisation des différents composants de la coquille, de bien caractériser leurs matériaux respectifs et de bien modéliser les conditions limites appliquées aux frontières de chaque domaine (contraintes en déplacements, couplages, excitation acoustique…). Il est également essentiel de développer un système de mesure fiable afin de pouvoir à la fois caractériser acoustiquement le comportement de chacun des composants dans la coquille, pour cibler le niveau de modélisation de ces composants et pour valider les modèles de coquille.

CHAPITRE 2

STRATÉGIES DE MODÉLISATION DES COMPOSANTS DE LA COQUILLE ET DE LA CAVITÉ INTERNE

Ce chapitre permet de donner une vue globale de la modélisation de la coquille bafflée par la méthode des éléments finis. En effet, la coquille étant constituée d'un assemblage complexe, chaque domaine doit être décrit de manière adéquate afin de tenir compte à la fois de la Physique, des couplages entre les domaines solides et les domaines fluides et des conditions limites. Le choix a été fait de développer le modèle dans un environnement préprogrammé. Deux logiciels commerciaux sont utilisés dans cette thèse : *COMSOL Multiphysics® 4.4* (COMSOL®, Suède) incluant le module *interaction acoustique-structure* et *LMS Virtual.Lab*^{TM} (LMS®, Belgique). Les stratégies de modélisations doivent être donc en adéquation avec les possibilités des logiciels commerciaux utilisés : Ce chapitre présente les différentes approches pour modéliser chacun des domaines de la coquille, ainsi que les conditions limites.

2.1 Modélisation de la coque plastique et de la contreplaque

La coque et la contreplaque sont généralement des pièces en plastique dur (ABS ou PVC). La modélisation par éléments finis de ces domaines solides ne présente aucune difficulté majeure. Du fait de l'importance des détails géométriques (Sgard et al., 2010), on préfèrera l'utilisation d'éléments solides tridimensionnels (tétraèdres et hexaèdres) plutôt que des éléments surfaciques de type coque. Il est également nécessaire d'avoir une bonne connaissance des paramètres matériaux, à savoir : la masse volumique, le coefficient de Poisson, le module de Young et l'amortissement structural.

2.2 Modélisation de la cavité d'air interne à la coquille

La modélisation de la cavité d'air interne à la coquille ne présente pas de difficulté particulière et l'utilisation d'éléments acoustiques tridimensionnels est requise. Le modèle de fluide utilisé et un fluide compressible parfait, permettant de répondre aux hypothèses de l'acoustique. On fait également l'hypothèse que la pression statique dans la cavité est égale à la pression atmosphérique extérieure. Cette hypothèse repose sur le fait qu'un équilibre des pressions externe et interne est réalisé, à la fois lors du positionnement de la coquille sur le baffle, mais également du fait de la flexibilité et de la porosité de la gaine observées (Boyer et al., 2011). Toutefois, cette hypothèse n'a pas été vérifiée et il conviendrait de mesurer la pression statique sous le protecteur. Celle-ci aurait pour effet l'augmentation de la raideur de la cavité d'air.

Le modèle de fluide est décrit par : sa masse volumique, la célérité du son dans le domaine, ainsi qu'un facteur de perte permettant de tenir compte des dissipations thermiques et visqueuses aux interfaces fluide-structure.

2.3 Modélisation du coussin de confort

Le coussin est constitué d'une gaine, d'une mousse et d'une poche d'huile dans le cas du PELTOR-OPTIME-98, ce qui en fait un assemblage complexe, dont les propriétés mécaniques varient en fonction du taux de compression qui lui est imposé par l'arceau, mais également en fonction de la température ambiante, du temps de relaxation et de la fréquence. Il sera vu au chapitre 3, qu'il existe une transmission acoustique à travers le coussin dans les moyennes fréquences, qui devrait être prise en compte dans le modèle. Parmi les différentes façons de modéliser le coussin, trois se distinguent : le modèle « ressort équivalent », le modèle « solide équivalent » et le modèle « multi-domaine ». Chacune de ces trois stratégies a ses avantages et inconvénients.

2.3.1 Le modèle « ressort équivalent » (SF)

On suppose en premier lieu que le coussin de confort est semblable à un matériau viscoélastiques, modélisable par le biais d'un modèle rhéologique basé sur la mise en série et parallèle d'éléments unidimensionnels (masse, ressort, amortisseur). Dans le cas d'un matériau viscoélastique, le plus simple des modèles en termes d'implémentation est le modèle « ressort équivalent » (« spring foundation » (SF)), constitué d'un ressort en parallèle à un amortisseur, comme montré sur la Figure 2.1(a). Le SF consiste à remplacer le coussin par une condition de frontière de suspension mécanique, à l'interface coussin/contreplaque. La géométrie du coussin est dans ce cas-ci non représentée. Toutefois, afin de tenir compte du même volume de la cavité intérieure à la coquille, la partie basse de cette cavité (entourée par le coussin) doit être présente dans le modèle et ses frontières avec le coussin sont alors remplacées par une condition de mur rigide (vitesse particulaire normale nulle). Ainsi aucune transmission acoustique à travers le coussin n'est prise en compte. La suspension mécanique appliquée à la contreplaque se fait dans la direction de pompage du coussin (axe Z dans les modèles). Seuls deux paramètres mécaniques équivalents sont introduits dans ce modèle : la raideur équivalente k et le facteur de perte structural η.

2.3.2 Le modèle « solide équivalent » (ES)

Le modèle de « solide équivalent » (ES pour "equivalent solid") est le plus utilisé dans les publications citées à la section précédente. Le modèle suppose que tous les domaines constituant le coussin, la gaine, la mousse, les poches d'air créées par l'écrasement du coussin et autres composants (comme la poche d'huile dans le cas du coussin du PELTOR-OPTIME-98) forment un seul et unique domaine solide supposé homogène et isotrope[10], comme montré sur la Figure 2.1(b). Ainsi, le modèle requiert seulement quatre paramètres

[10] Il sera montré au chapitre 6 que le coussin modélisé en solide isotrope donne une bonne prédiction de l'atténuation du protecteur, mais lorsque l'excitation sur les flancs du coussin est négligée. Une des pistes de recherche, pour améliorer le réalisme du modèle de coussin consisterait à utiliser un modèle de solide équivalent à isotropie transverse.

mécaniques équivalents, à savoir : la masse volumique équivalente ρ, le module d'Young équivalent E, le coefficient de Poisson ν et le facteur de perte structural équivalent η. La détermination de ces paramètres mécaniques nécessite cependant de se baser sur les mesures vibratoires faites pour le modèle SF et de recourir à une méthode d'inversion, en développant un modèle éléments finis du coussin.

L'utilisation d'un tel modèle permet de tenir compte des déformations du coussin dans les différentes directions de l'espace autorisant ainsi une meilleure reproduction des couplages avec les autres domaines de la coquille. La transmission acoustique à travers les flancs du coussin est également possible.

2.3.3 Le modèle « multi-domaine »

Ce modèle décrit le coussin comme l'assemblage complet de la gaine, de la mousse écrasée, de la poche d'huile (dans le cas du PELTOR-OPTIME-98) et des poches d'air créées par l'écrasement du coussin (voir Figure 2.1(c)). Ce modèle qui détaille tous les domaines permet de tenir compte à la fois du comportement mécanique et du comportement acoustique du coussin. Ce modèle a pour inconvénients d'augmenter considérablement la complexité du modèle et nécessite de caractériser chacun des constituants du coussin. Le temps imparti dans cette thèse n'a pas permis de s'intéresser à ce modèle.

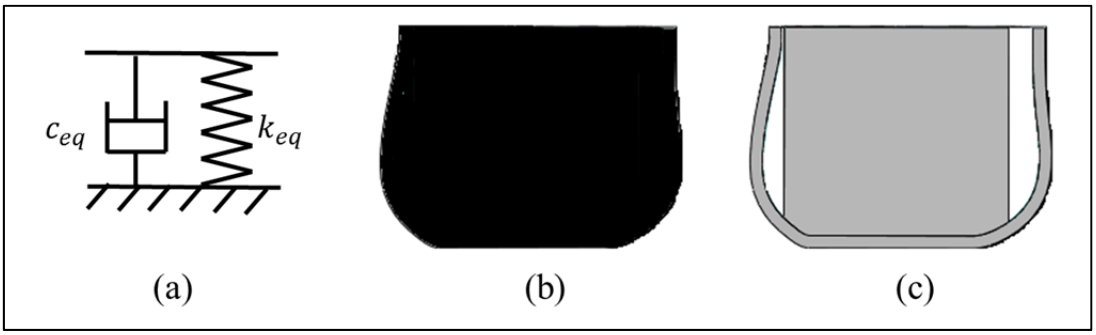

Figure 2.1: Modèles de coussins (a) Ressort Équivalent (SF)
(b) Solide Équivalent (ES) ; (c) modèle multi-domaine

2.3.4 Modèles de coussins étudiés dans cette thèse

Parmi les trois modèles proposés aux paragraphes précédents, seuls les modèles SF et ES sont considérés dans cette thèse. Le modèle « multi-domaine » n'est pas présenté ici. Du fait du temps imparti pour réaliser ce travail de doctorat et au vue de la complexité de ce modèle, cette option n'a pas pu être traitée dans son intégralité.

2.4 Modélisation de l'insert en mousse

Les uniques travaux prenant en compte l'insert en mousse dans la coquille utilisent un modèle de fluide équivalent pour décrire le matériau absorbant au moyen d'un fluide dissipatif. Cependant, il existe d'autres types de modélisations plus complexes comme le modèle poroélastique. Ce modèle nécessite cependant de bien décrire les couplages entre la coquille, la contreplaque et la mousse. Le temps imparti dans cette thèse n'a pas permis de s'intéresser à ce modèle. L'effet de l'insert en mousse sur l'atténuation de la coquille n'est pas étudié dans les modèles numériques qui suivent[11].

2.5 Conditions limites

Parmi les conditions limites, on peut distinguer les conditions de couplage entre les différents domaines de la coquille couplée à la cavité d'air, les conditions limites en déplacement et les conditions limites de charge. Celles-ci sont décrites ci-dessous.

---

[11] L'effet du modèle de mousse sur le IL de la coquille a été étudié par l'auteur sur un modèle 2D-axisymmétrique d'une coquille hypothétique. Les résultats numériques montrent que l'implémentation d'un poroélastique (modèle de Biot-Allard) couplé à la coquille et à la contreplaque (collage parfait) permet d'observer en moyenne fréquence une résonance de squelette, en comparaison à un modèle de fluide équivalent (modèle de Johnson-Allard). Cette résonance de squelette cause une diminution de quelques dB à peine à la résonance, et donc sur une bande de fréquence très localisée (quelques Hz). L'auteur suggère donc d'utiliser un fluide équivalent dans les modèles futurs, permettant d'avoir un résultat similaire, avec un nombre de degrés de liberté bien inférieur au cas où un modèle de poroélastique est employé.

2.5.1 Couplages entre les composants de la coquille

Une analyse visuelle de la coquille permet de voir que les différentes pièces de la coquille sont soit montée en force, soit clipsée, soit collées. Dans le développement du modèle on fait l'hypothèse d'un assemblage parfait (les possibles défauts de collage du coussin du EAR-MODEL-1000 sur la contreplaque du protecteur sont par exemple négligés). Ainsi le modèle suppose la continuité des champs de contraintes et de déplacements aux interfaces communes aux différents composants de la coquille.

2.5.2 Couplage fluide-structure

Le couplage entre la cavité d'air et la coquille est supposé parfait et la condition de couplage avec les composants de la coquille est une continuité des champs de pression et de vitesse.

2.5.3 Condition limite pour l'interface coussin/baffle

Le couplage de la coquille avec le baffle impose une condition limite sur la frontière du coussin en contact avec celui-ci, dans le cas du modèle de solide équivalent ou dans le cas du modèle multi-domaine. Ici, l'hypothèse est faite que le coussin est parfaitement collé au baffle. De ce fait, les fuites acoustiques ne sont pas prises en compte et la condition limite imposée à l'interface coussin/baffle est un encastrement. On suppose également que le coussin est parfaitement collé à la contreplaque, sans défaut de collage.

2.5.4 Excitation acoustique

Dans cette thèse, on fait l'hypothèse que l'excitation acoustique est une onde plane incidente normale au baffle. La pression pariétale appliquée sur les parois externes de la coquille doivent tenir compte à la fois de l'onde incidente, de l'onde réfléchie par le baffle, mais également de l'onde diffractée par le protecteur. L'implémentation de ce champ acoustique

extérieur dépend principalement des possibilités du logiciel de modélisation. Le paragraphe suivant détail ces possibilités.

2.6 Utilisation de logiciels éléments finis commerciaux

Deux logiciels commerciaux sont utilisés dans cette thèse : *COMSOL Multiphysics*® (COMSOL®, Suède) incluant le module *interaction acoustique-structure* et *LMS Virtual.Lab*^{TM} (LMS®, Belgique).

L'environnement *COMSOL Multiphysics*® a été testé en premier abord, étant donné que les travaux précédents sur la modélisation des coquilles (Sgard et al., 2010), ont montré la capacité de ce logiciel à pouvoir tenir compte des interactions fluides-structures qui sont pré-implémentées dans le module dédié à l'acoustique. Ce logiciel a été utilisé en premier lieu pour modéliser la pression pariétale appliquée sur la coquille comme une condition limite (charge de pression), en négligeant la diffraction du protecteur sur le champ acoustique extérieur à la coquille (voir chapitre 5). Il sera vu au chapitre 7 que cette approximation n'est valide que pour les basses fréquences (f < 500 Hz). Au-delà de 500 Hz, il importe de tenir compte de la diffraction du champ sonore par le protecteur. La prise en compte de ce phénomène dans le modèle élément fini nécessite de modéliser le domaine semi-infini externe à la coquille. Plusieurs tests ont été menés sur *COMSOL Multiphysics*® pour modéliser ce domaine externe, au moyen soit de « Perfectly Matched Layer » (PML) (où seule une partie du domaine semi-infini est représentée et est bornée par des éléments absorbants ne permettant pas la réflexion des ondes se propageant vers l'extérieur du domaine), ou au moyen d'une condition limite de rayonnement d'onde sphérique en champ lointain (on fait alors l'hypothèse, qu'en champ lointain, le champ diffracté est constitué d'ondes sphériques, la condition limite de rayonnement d'onde sphérique permet aux ondes se propageant vers l'extérieur du domaine de ne pas se réfléchir). Ces tests se sont révélés non concluants : le domaine extérieur à la coquille nécessite d'être modélisé comme une demi-sphère de taille suffisamment grande pour pouvoir faire l'approximation du champ

Rapport-Gratuit.com

lointain. Dans le cas de la PML, la taille des éléments doit également varier en fonction de la fréquence afin de garantir l'absorption des ondes se propageant vers l'extérieur du domaine semi-infini.

Cette difficulté a été palliée en utilisant le logiciel *LMS Virtual.Lab*^{TM}, dans lequel le domaine externe à la coquille est représenté par un volume convexe fini entourant la coquille, sur les frontières externes duquel est appliquée une « couche absorbante automatiquement adaptée » ("Automatically Matched absorbing Layer", AML). Cette couche permet de simuler un espace infini en minimisant les réflexions sur les frontières. L'utilisation de *LMS Virtual.Lab*^{TM} s'est révélée concluante.

2.7 Synthèse

Ce chapitre a présenté les différentes approches de modélisation des différents domaines constitués par le système {coquille + cavité d'air}, dans le cas d'une coquille couplée à un baffle. Parmi ces différentes approches, seules quelques-unes seront utilisées dans la suite de cette thèse. Les options non explorées ont été exposées afin de conférer au lecteur un guide de modélisation de la coquille. Il est donc libre au lecteur de prolonger l'étude, après avoir pris connaissance des résultats proposés dans la suite de cette thèse.

CHAPITRE 3

ARTICLE 1 :
OBJECTIVE ASSESSMENT OF THE SOUND TRANSFER PATHS THROUGH EARMUFF COMPONENTS

Sylvain Boyer[1], Olivier Doutres[2], Franck Sgard[3], Frédéric Laville[1], Jérôme Boutin[3]

[1]École de technologie supérieure, Department of mechanical engineering, 1100 rue Notre-Dame, Ouest, Montréal (QC), Canada, H3C 1K3

[2]GAUS, Department of mechanical engineering, Université de Sherbrooke (QC), Canada, J1K 2R1

[3]Institut de Recherche Robert-Sauvé en Santé et Sécurité du Travail, 505 Boul. de Maisonneuve, Montréal (QC), Canada, H3A 3C2

Cet article a été publié dans la revue

Applied Acoustics (Vol.83, p.76-85) en avril 2014

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Abstract

This paper proposes an objective measurement methodology to assess the sound transmission paths through various earmuff components (cup, cushion, backplate, foam insert) and estimate the vibroacoustic couplings between them. The measurement methodology is applied to two different commercial earmuffs. For each hearing protection device (HPD), the different sound paths are assessed, by analyzing separately the vibroacoustic behavior of each HPD component. In particular, the Insertion Loss (*IL*) of the lateral walls of the cushion is assessed, with and without pumping motion. The effect of the coupling between the different parts is also investigated from the comparison of the separate components with the complete earmuff. As shown in past studies, results confirm that the acoustical behavior of an earmuff is governed by the pumping motion and air leaks at low frequency and by the sound path through the cup and the cavity resonances at high frequency. However, at mid frequency, new counter-intuitive results are revealed. It is found that earmuffs do not behave as their weakest element, but rather as the one which has the highest attenuation. It is also observed that the foam insert can also decrease the *IL*. Complementary tests using other absorbing materials show that this effect could mainly be attributed to the absorption behaviors of each material at medium frequencies.

3.1 Introduction

When occupational noise cannot be reduced at the source or along its propagation path, individual Hearing Protection Device (HPD) remains the short term most used solution to protect workers against noise exposure because of its small cost and its simplicity of implementation. The work presented in this paper deals with passive earmuffs. As shown in Figure 3.1(a), an earmuff is an assembly of an ear cup (single cup or dual cup) filled with a foam lining and of a cushion which ensures the seal between the ear cup and the flesh.

The use of such passive earmuffs is however associated with three important issues. The first one is the discomfort problem caused for example by the static pressure induced by the earmuff headband force which may reduce the wearing time recommended to limit noise exposure (Voix, 2006). The second one is associated with the assessment of the real protection brought by the HPD. The REAT (Real-Ear Attenuation at Threshold) test (ANSI, 2008) also called "gold standard" which is used to quantify the Noise Reduction Rating (NRR) generally overestimates the performance of the HPDs (Berger, 1993). Measurement techniques in workplaces such as the F-MIRE (field microphone-in-real-ear) method may be in the future better tools to rate the individual field attenuation. If such techniques exist for earplugs, they need to be adapted and improved for earmuffs by determining the optimal location of the acoustic sensors and the individual compensation factors. The third issue is associated to the optimization of the earmuff attenuation efficiency for the individual (e.g., dimension of the cup, physical and acoustic comfort criteria…). This sound attenuation efficiency can be quantified using an indicator called the insertion loss (*IL*) defined as the difference between the sound pressure at the eardrum without and with the earmuff.

Developing a numerical modeling tool of the vibroacoustic behavior of an earmuff was proposed to help solving these issues (Sgard et al., 2012). As explained in (Sgard et al., 2012), past studies proposed several modeling approaches to predict the sound attenuation of earmuffs ranging from simple lumped models to sophisticated Finite Element models. However, the validity of the assumptions made in the literature to model the acoustic behavior of each component, in particular the cushion is hardly discussed. An experimental analysis of the sound transmission paths is therefore proposed in this paper to better understand the acoustic behavior of the earmuff to be modeled in order to target ultimately the right level of modeling of each component.

The present paper carries out a detailed analysis of the sound pathways through earmuff components, including their coupling effects. Firstly, the sound pathways through earmuff components (cushion, cup) with and without vibroacoustic couplings between the various

components are assessed experimentally. Then the specific effect of the foam lining on the sound attenuation is analyzed. This paper is limited to the study of the main HPDs components (cushion, cup and foam insert) and their effect on the sound attenuation. The effect of the flesh on the acoustic behavior of the HPD is not investigated in this work. To achieve these goals, an objective measurement method is proposed to provide robust experimental data of the earmuff components attenuations, using the *IL* as acoustical indicator. This method is applied on two commercial earmuffs with different designs. An original experimental setup is proposed, based on the concept of a baffle instrumented with microphones. Because an earmuff is a highly insulating system, the design of the experimental setup required very special care (i.e., mounting conditions, sealing…).

The paper is organized as follows. Next section presents a literature review regarding the previous works dealing with the analysis of the sound paths through an earmuff. Section 3.3 describes the experimental setup and the measurement methodology. Finally, the results are shown and discussed in section 3.4.

3.2 Literature review on the analysis of the sound paths through an earmuff

3.2.1 Conventional sound transfer paths

When considering hearing protection using earmuffs, a classic sound path description from the literature as given by Berger et al. (2003a), and Gerges et al.(2007) sets the limitations of the HPD performance. These four paths are presented on Figure 3.1 (d). Path (1) corresponds to *the acoustic leakages* at the contact between the cushion and the flesh which sometimes may be caused by the design of the HPD (Sutherland and Endicott, 1968). The main effect is the decrease of the attenuation efficiency below 1 kHz. Path (2) corresponds to *The pumping motion* of the cup, also called “protector vibration” (Berger et al., 2003a; Zannin and Gerges, 2006) or “HPD inertia effect” (Schroeter and Poesselt, 1986). It is due to the softness of the cushion and the human flesh which act

together with the earmuff cavity as a spring-damper system: the cup plays the role of a mass, and vibrates as a rigid body over the cushion. Path (3) corresponds to the *direct sound transmission through the earmuff*. Path (4) corresponds to the *Bone Conduction (BC)*, which includes any sound path to the cochlea other than air conduction.

Several past studies analyzed the different sound paths enumerated above and assessed the acoustic contribution of the various components of specific earmuffs. They are reviewed hereafter under subsections addressing the effect of one earmuff component or parameter.

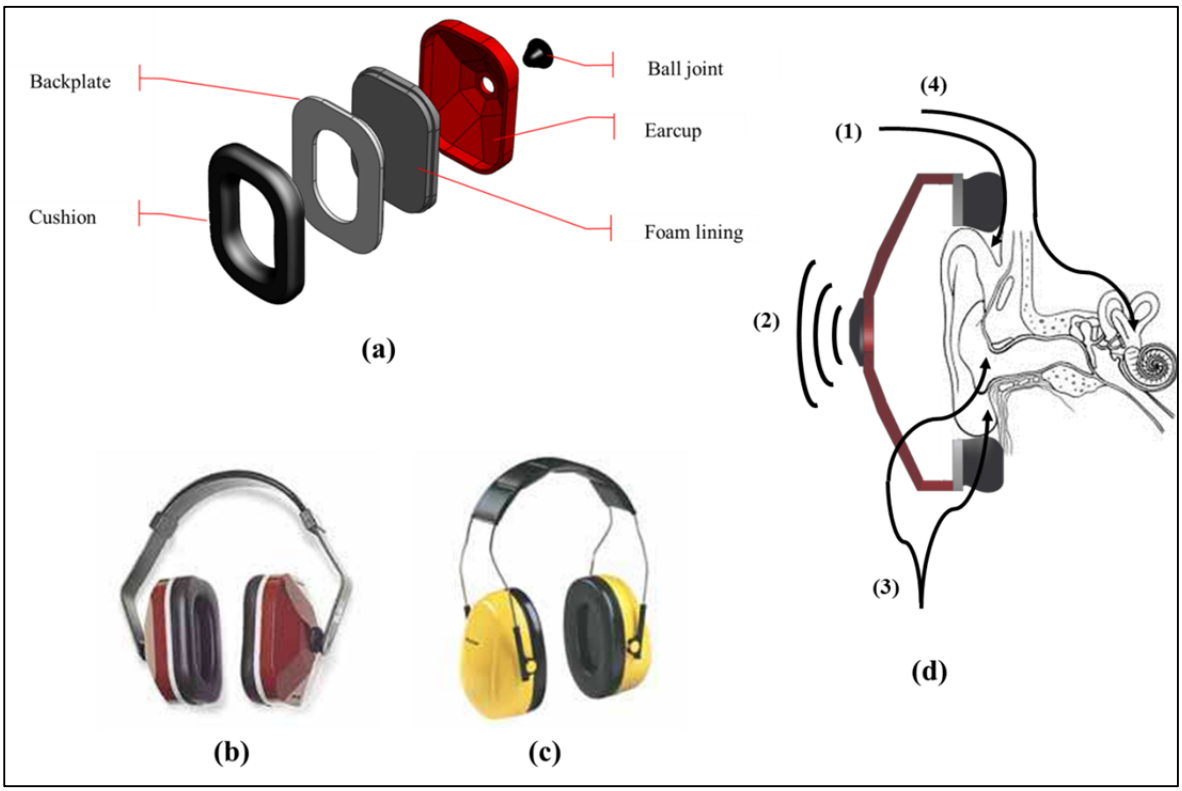

Figure 3.1 : Earmuff terminology (a) components of the EAR-MODEL-1000 earmuff; (b) Earmuff EAR-MODEL-1000, (c), earmuff PELTOR-OPTIME-98 and (d) Classic Sound path description for an occluded ear by an earmuff

3.2.2 Effects of the cup

The effects of the mass and the internal volume of the cup have been examined by Berger (1983) and Pääkkönen (1992). Berger measured the Real-Ear Attenuation (measurements done on 10 test subjects) of three different earmuffs. Two were commercial HPDs with two different cavity volumes, and one was a damped lead earmuff whose purpose was to investigate the limits of HPD performance. The author figured out that a better attenuation was obtained for the largest cup volume between 125 Hz to 1 kHz because it had the highest mass, while the smallest cup volume gave better performance above 1 kHz because the surface of the cup was reduced. Similar conclusions were drawn by Pääkkönen (1992). However they also noticed a slight improvement of the attenuation above 1 kHz when the mass of the cup was increased from 64 g to 104 g.

3.2.3 Effects of the cushion

The seal between the cup and the user's skin is achieved by two kinds of cushion: foam-filled or liquid-filled. The cushion creates a suspension for the cup. The resonance peak, resulting from the pumping motion of the cup, depends on the mechanical parameters of the skin-cushion system and on the cup mass. In terms of sound attenuation, no difference was observed by Casali and Grenell (1989), from 63 Hz to 8 kHz, between both kinds of cushion, when assessing HPDs during moderate work-related activity. While testing different type of foam-filled cushions, Pääkkönen (1992) found negligible effects of the foam filling on the noise attenuation in a frequency range from 32 Hz to 8 kHz. To analyze the effect of the transverse cushion vibration, Shaw and Thiessen (1958) measured the *IL* of a baffled earmuff, between 30 to 700 Hz, allowing or not the pumping motion of the cup. They concluded that the sound transmission through the cushion at low frequency is small compared to the ear cup vibration effect (i.e., the pumping motion dominates). Zannin and Gerges (2006) investigated the effects on the sound attenuation induced by the cushion of a circumaural earmuff, using an Artificial Test Fixture (ATF). At mid frequency, an

improvement was observed when the cushion was removed from the earmuff. The authors claimed that the lightness of the cushion material compared to the cup material was the reason of sound energy leak through the cushion. However, Shaw and Thiessen (1958). and Zannin and Gerges (2006) did not measure the sound attenuation of the cushion alone. While validating a FE model of a commercial earmuff coupled to a baffle and an ear simulator, (Sgard et al., 2010) found better agreement between modeling and experimental results when they neglected the sound transmission through the cushion which indicates a high attenuation for the cushion. Note that this seems in contradiction with Zannin and Gerges (2006). observations. A thorough investigation of the equivalent mechanical parameters of a foam-filled cushion has been made by the authors of the present article on a cushion taken from the earmuff EAR-MODEL-1000 (Boyer et al., 2011). The sheath stiffness was found to be larger than the inner foam. This study revealed that the effect of the vent holes did not affect the vibration behavior of the equivalent spring-damper system

3.2.4 Effects of the headband force

The headband force allows for creating the contact between the cushion's sheath and the skin. To assess the effect of the headband force on the sound attenuation, Pääkkönen (1992) used a headband designed with interchangeable springs to reproduce a force between 6 N and 21 N. An increase of the sound attenuation was observed at low frequency below 250 Hz, and at 4 kHz. Casali and Grenell (1989) investigated the effect of the headband force on the sound attenuation for two types of cushions (foam-filled and liquid-filled) . Three forces were tested, and results showed a slight improvement of the attenuation when increasing the force from 14.4 N to 16.1 N. However, for a force equal to 24.4 N which is probably at or above the comfort limit, a greater improvement was found at low frequency (below 500 Hz) and at high frequency (above 4 kHz). This improvement was attributed to a better sealing between the cushion and the user's skin. Zannin and Gerges (2006) observed an improvement of the low frequency attenuation when the headband force was increased up to an empirical maximum compression of the cushion. No value of the force was given. The

effect of the headband force on the equivalent mechanical parameters of the cushion was studied by the authors of the present article in the low frequency range (Boyer et al., 2011). It was found that the tested headband forces (11.5 N, 16.5N and 21.3 N) influenced the equivalent compressional stiffness and modified slightly the structural loss factor of the cushion. The largest difference was observed for the highest clamping force, whose value was beyond what could be reproduced by the original headband. However, slight modifications (from 11.5 N to 16.5 N) of the force did not modify significantly the equivalent stiffness (55 695 N/m and 65 913 N/m respectively).

3.2.5 Effect of the foam insert

Shaw and Thiessen (1958) measured the effect of the foam inside the cup, which was found to damp the cavity resonances above 2 kHz. Although the author presented figures showing a negative effect of the insert between 1 kHz and 3 kHz, no comment was made about this phenomenon. Pääkkönen (1992) found that an increase of the foam thickness allowed for better damping of the cavity resonances above 1 kHz, as more absorbent material was inside the cup. Same results were obtained by Zannin and Gerges (2006): at high frequencies, the foam lining was the key part as its role was found to damp the air cavity resonances inside the muff. However, a slight negative effect was also found at mid frequencies (between 0.63 kHz and 1.25 kHz) when the foam insert was added. Again, no comment was made by the authors about this phenomenon. Sgard et al. (2010) observed this negative effect of the foam in the case of EAR-MODEL-1000 earmuff both numerically and experimentally. However, no explanation was provided.

3.2.6 Effect of leaks

Pääkkönen (1992) investigated the effects of simulated leaks on the sound attenuation. They found that the leaks decreased the attenuation over the whole tested frequency range, mainly below 1 kHz and above 4 kHz. Zannin and Gerges (2006) used a Vaseline coating between

the interface between the HPD and the ATF and obtained an improvement of the attenuation. Sutherland and Endicott (1968) investigated the effect of perforated earcups with vents drilled into the plastic cup which can be assimilated to controlled leaks. A decrease of the attenuation was observed under 1 kHz.

This literature review indicates that the vibroacoustic behavior of earmuffs remains complex to analyze and to interpret. The quoted authors tried to assess the main effects of each component on the earmuff attenuation, without accounting for the existing couplings between them. Open questions remain regarding the understanding and quantification of the various sound pathways through each individual HPD component (e.g. sound transmission through the cushion walls) and through the coupled system (e.g. possible decrease of the earmuff *IL* due to the foam insert).

3.3 Experimental setup and measurement methodology

In subsection 3.3.1, the two tested commercial earmuffs are first introduced. Then the test bench is presented in subsection 3.3.2. The measurement methodology to analyze the sound path through each part of the earmuffs is described in subsection 3.3.3. Finally, the computation of the *IL* using a transfer function method is detailed in subsection 3.3.4.

3.3.1 Studied commercial earmuffs

Two commercial earmuffs are studied in this work, namely the EAR-MODEL-1000 (*NRR* between 20 and 22 dB), and the PELTOR-OPTIME-98 (*NRR* equal to 25 dB). Both HPDs are single cup earmuffs and exhibit different designs (see Figure 3.1(b) and (c)).

The cushion of the EAR-MODEL-1000 is composed of foam surrounded by a stiff 0.7mm thick polymeric sheath glued to the back plate (see Figure 3.1). The sheath is perforated with two submillimetric vent holes to allow the cushion to deflate when it is compressed.

Rapport-Gratuit.com

The back plate is press fit on the ear cup (see Figure 3.1(a)). The headband is made up of ABS (Acrylonitrile Butadiene Styrene) and is attached to the ear cup via a ball joint.

The PELTOR-OPTIME-98 has a built-in back plate cushion which is clipped to the ear cup. The cushion is an assembly of foam and a gel pouch surrounded by a soft and 0.25mm thick polymeric sheath. The headband is attached to the ear cup sides. It is to be noted that the PELTOR-OPTIME-98 belongs to the passive PELTOR earmuff family that comes into other cup sizes (OPTIME-95, 101) of approximately the same design. The cushion remains the same, and the foam liner thickness varies with the size of the cup. Contrarily to the cushion of the EAR-MODEL-1000, the two vent holes for the PELTOR's cushion are not made into the sheath, but into the back plate.

3.3.2 Acoustical test Bench

Figure 3.2 presents the experimental setup designed to provide the maximum measureable attenuation and to decrease the measurement variability in the frequency range 20 Hz to 5000 Hz. For each earmuff, the transfer path analysis is carried out in a hemi-anechoic chamber whose one wall has been deprived of its foam wedges. This wall consists of a gypsum double wall filled with mineral wool. In its center, a one foot square of gypsum has been cut out and replaced with a 5/8 in steel plate. This plate, together with the front gypsum wall, constitutes a rigid baffle. To avoid the vibrations of the first gypsum wall to be transmitted to the steel plate, the steel plate is mounted on a frame which is decoupled from the front gypsum wall. Two microphones: a "measurement microphone" and a "reference microphone" are flush mounted in the steel plate. The "measurement microphone" is used to measure the sound pressure level (SPL) under the HPD and is located at the center of the steel baffle. The microphone used is a ¼-inch BK multifield microphone type 4961, with a 65 mV/Pa sensitivity. The "reference microphone" is a PCB Piezotronic 130E20 and is located at a distance of around 15 cm from the measurement microphone. Data acquisition is made using the Brüel&Kjaer Pulse analyzer, release 16.1.0. A transfer function between the two

microphones is computed to quantify the earmuff attenuation. More details are given in subsection 3.3.3.

The acoustic excitation is done with a loudspeaker mounted in a duct, placed at 1 meter from the setup. The overall SPL in the frequency range of interest (20 Hz to 5 kHz) is typically between 85 and 90 dB. A pink noise generated by a Larson Davis SRC20 is used and the sound level signal is adjusted using a 1/3-octave band equalizer in order to have a well distributed energy over the frequency range of interest.

Two aspects concerning the reproduction of the headband force on the tested samples and the sealing process were found critical to obtain accurate measurements and have been improved while building the system. The first point is related to the control of the acoustic leaks. Indeed, an adequate acoustic sealant must be added between the cushion and the baffle to avoid (i.e., control) these leaks. The choice of this sealant has been found to be of upmost importance. Several tests revealed that a non-hardening synthetic butyl rubber sealant (MONO acoustical sealant) was the most efficient and this sealant has consequently been selected in all experiments. The second point concerns the devices used to apply the headband force on the system, and maintain in position the earmuffs onto the baffle. As underlined by Pääkkönen (1992) and Casali et al. (1989), increasing the headband force did not improve significantly the attenuation at low frequency, unless its value reached the comfort limit. Applying such an extreme force was found to cause a large deformation of the cushion and therefore increased the contact surface with the user's head. As slight variations of the headband force do not affect the sound attenuation in the frequency range 20 Hz to 8 kHz, only one headband force value has been selected for the acoustical tests. The value of (11.5 N has been chosen among those used in vibration experiments presented in an earlier work (Boyer et al., 2011). This value was dictated by the ability of the headband to reproduce the headband force (16.5 N and 21 N are not achievable by the PELTOR-OPTIME-98) and by the span imposed by a standardized Artificial Test Fixture GRAS: 145 mm between both cushions. The static deflection under a force of 11.5 N was evaluated using a Caliper, and

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

was found to be approximately 0.5 in. Two devices have been designed to be acoustically transparent and to avoid parasitic vibrations which could pollute the measurements. The first system consists of a static force gauge clamped on the cup. The force is applied via a spring whose stiffness is 2500 N/m, by a stinger connected to the steel baffle, see Figure 3.2. This device was found practical for heavy cups, such as the metal plate tested later. For lighter structures such as the earmuffs cup, mounting the force gauge directly onto the cup was found difficult, as the sensor was too heavy. Moreover, the spring system did not prevent the real earmuff from sliding on the baffle which may have introduced parasitic motions in the response. Using a half headband was found appropriate to overcome this issue and this constituted the second device to apply the headband force. More precisely, the half headband is screwed to the baffle, with a calibrated double nut system in order to reproduce the force of 11.5 N. This mounting condition has been shown to be more accurate than the spring to reproduce the pumping motion at low frequencies, as its measured stiffness was approximately 50 N/m, and allowed faster measurements. The use of the half headband was tried on heavy cups, but the system to fix the headband was found too fragile compared to the use of the combined force gauge/spring.

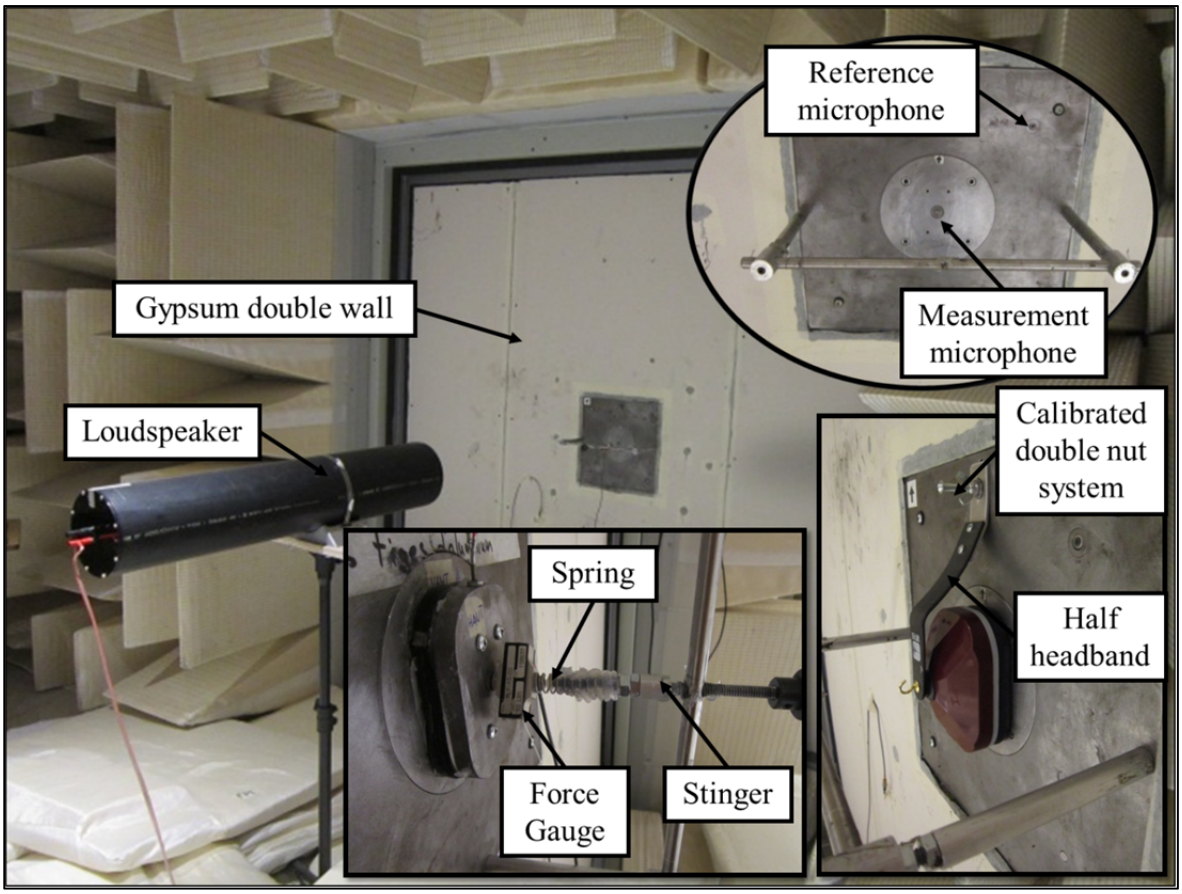

Figure 3.2 : Experimental setup to assess Insertion Loss of earmuff and its components.

3.3.3 Measurement methodology to assess the different sound paths

In order to assess the influence of each component on the earmuffs *IL*, sound paths through the cushion and through the cup are firstly assessed independently. Complementary parts have been designed in order to favor a sound path and block the others. For this purpose, a 0.5 in thick lead cushion, and a 3/8 in thick steel plate which fits the HPD's cushion have been built for both tested HPDs. The lead cushion thickness corresponds to that of the real cushion when compressed by a headband force of 11.5N.

The six ear-cup/cushion combinations shown in Figure 3.3 are studied and detailed below:

1. Sound transmission through a metal cup and cushion (**Configuration 1** in Figure 3.3). This configuration combines a lead cushion (in place of the real cushion) and a steel plate (in place of the cup). The objective of this configuration is to identify the maximum attenuation that can be measured with the proposed set-up. Four spacers 0.5 in long are used to screw the steel plate to the baffle to avoid it to fall off (see Figure 3.3). These spacers are also used later to set the thickness of the compressed cushion to 0.5 in, corresponding to a static force of 11.5 N for both kind of HPDs.

2. Sound transmission through the lateral walls of the cushion (**Configuration 2).** This configuration combines the earmuff's cushion and the steel plate. The plate is screwed onto the baffle using the four 0.5 in long spacers, in order to block the pumping motion and control the static deflection of the cushion. In this configuration only the sound transmission through the lateral walls of the cushion is studied, since the steel plate is much more insulating in the studied frequency range.

3. Influence of the pumping motion (**Configuration 3).** It is similar to configuration 2, but in this case, the vibration of the steel plate is allowed and the compression of the cushion is set by applying a static force of 11.5 N on the plate. The "spring/force gauge" system is used to reproduce the headband force. In these conditions, contributions of both acoustic transmission paths through the cushion and pumping motion are measured. The difference between configurations 2 and 3 allows one to determine the sound transmission through the cushion when the pumping motion is authorized.

4. Sound transmission through the ear cup (**Configuration 4)**. This configuration is a combination of the ear cup and the lead cushion. The lead cushion was chosen to replicate the internal cavity of the complete earmuff.

5. Complete earmuffs without foam insert **(Configuration 5)**. In this case, the earmuff is mounted on the baffle using the half headband.

6. Complete earmuffs with the foam insert **(Configuration 6).** A foam insert is added to the previous assembly; this configuration corresponds to the earmuff operating conditions. Three foams with different mechanical and acoustical properties are tested to investigate their influence on the earmuff *IL*: a polyurethane foam, a polyimide foam and a fiberglass. When carrying the experiments, the authors found that the polyimide foam was brittle, crumbly and hard to bend. It was possible to fit the foam samples in the EAR-MODEL-1000, like the original insert, but not in the PELTOR-OPTIME-98. Furthermore, the main objective of configuration 6 is to investigate the influence of the foam insert properties. The proposed analysis can thus be considered independent of the tested earmuff model and the foam insert analysis was then carried out for the EAR-MODEL-1000 model only.

For configurations 2 to 6, five samples were chosen, and 3 tests were run to ensure that each set of measurements represented 15 data acquisitions.

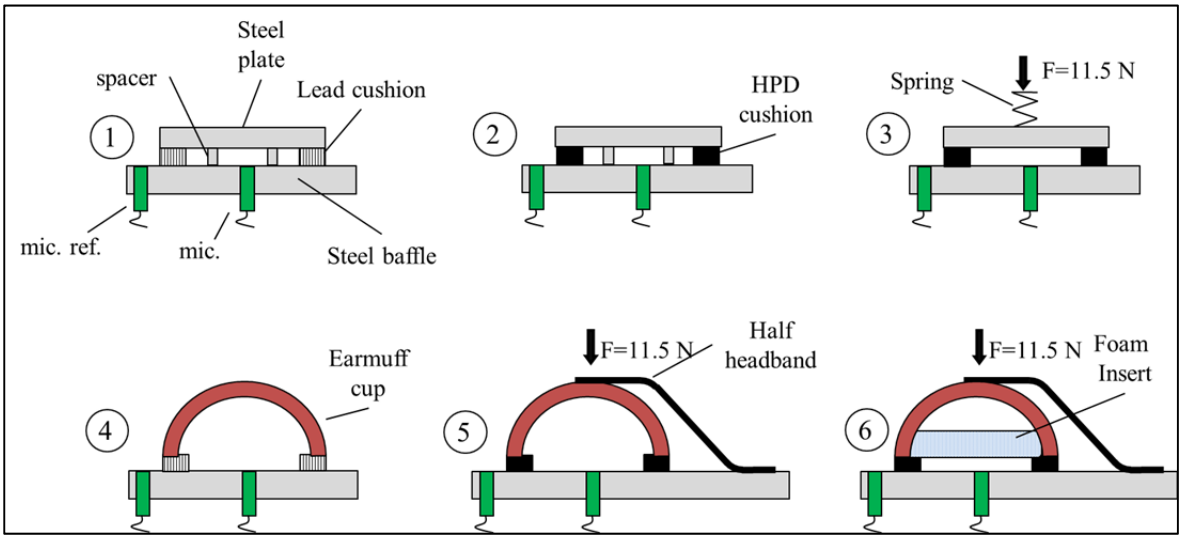

Figure 3.3 : Schematics of the 6 insertion loss configurations

3.3.4 Insertion Loss computation

The general indicator chosen for quantifying the acoustical performance of HPD is the Insertion Loss (*IL*). In this work, the *IL* is defined as the difference of the SPL at the measurement microphone without and with the HPD, which are noted respectively: L_p^- and L_p^+, so that the *IL* can be written as:

$$IL = L_p^- - L_p^+ \tag{3.1}$$

In order to reduce the noise in the postprocessed results, it is proposed to normalize the measurement microphone signal by the reference microphone signal so that a transfer function noted *H* can be computed as follows:

$$H = 20 \cdot \log_{10}(h) = 20 \cdot \log 10\left(\left|\frac{p_y}{p_x}\right|\right) \tag{3.2}$$

where p_y is the sound pressure at the measurement point, and p_x the sound pressure at the reference point. Using equations (3.1) and (3.2), and assuming that p_x is not influenced by the insertion of the system to be tested, the *IL* becomes:

$$IL = H^- - H^+ \tag{3.3}$$

With H^- and H^+ the estimators of the transfer function H, without and with HPD respectively. A common estimator of this transfer function can be computed directly by the data acquisition system. For this purpose, the estimator $H_1 = \frac{G_{xy}}{G_{xx}}$ was chosen, where G_{xy} is the cross-spectrum between the measurement and reference microphone signals and G_{xx} the auto-spectrum of the reference microphone signal.

A statistical analysis is carried out for each configuration using the transfer function H_1 measured three times over five different samples. Average values and expanded uncertainties with a confidence level of 99% are then computed on the physical entities h (linear values expressed in Pa/Pa). The average *IL* (dB scale) is calculated as Eq.(3.3), and is surrounded by its confidence interval, representing the uncertainties of the computed *IL*. In the following sections, average *IL* and confidence interval are plotted together. As mentioned previously, the measurement uncertainties account for a possible material inhomogeneity (5 different samples per component are investigated) and mounting condition effects (3 tests are run for each configurations and the sample is taken off and reinstalled between each measurement).

3.4 Results and discussion

This section presents the measured attenuation of the two earmuffs and their components. More particularly, results for the main sound paths through earmuff components are discussed, the coupling of each part is investigated, and a focus is put on the influence of the foam insert. All results are compared to the Bone Conduction (*BC*) threshold value which limits the real attenuation (Berger, 1983).

3.4.1 Test bench sound insulation and Bone Conduction (*BC*) limit

The choice of a baffle rather than an ATF was firstly motivated by the idea of simplifying the external sound field acting on the earmuff in order later to compare measurement results with a FE model of a baffled earmuff. The self-insertion loss limit of the developed test bench was measured using configuration 1 (metal cup and cushion) and is plotted on Figure 3.4: the red curve with dot markers is the self-insertion loss computed using Eq.(3.1) (conventional computation), while the dashed red curve is the one computed using Eq.(3.3) (*IL* computation using transfer functions). In order to compare with previous works, Figure 3.4 is plotted using a 1/3rd octave-band frequency scale. In the following, measurements are rather presented in narrow band in order to be able to clearly observe the detailed modal behavior of

the system over the studied broadband frequency. Both computations give self-*IL*s above the theoretical minimum of 60 dB for an ATF(ANSI, 2010), up to 4 kHz. From 160 Hz to 3 kHz the *IL* using the conventional computation is between 65 dB and 72 dB, while from 3 kHz to 5 kHz, it varies between 58 dB and 65 dB. The transfer function method gives higher value of self-*IL*, up to 88 dB. For less insulating systems where the SPL measured under the cup is well above the background noise, no significant difference was observed between the *IL*s calculated from Eq. (3.1) or Eq. (3.3).

The self-*IL* measured for the baffle is now compared to the one obtained for the ATF GRAS 45CB-V1, when using the conventional *IL* computation. The self-*IL* of the ATF GRAS 45CB-V1 was measured in a reverberant room at ICAR laboratory (Infrastructure Commune en Acoustique pour la Recherche), using the metal plugs GR1407, provided by the manufacturer, with the pinna removed. For the open ear, two references were taken: one was the ATF with the open ear without the pinna (self-*IL* plotted as green curve on Figure 3.4), which is closer to the self-*IL* measurement of the baffle system, and the other reference was the ATF with an open ear with the pinna (self-*IL* plotted as dashed green curve with triangle markers on Figure 3.4). Taking the second reference provides a greater self-*IL* above 1 kHz. This is due to the modification of the boundary conditions outside the ear simulator, and to the modification of the ear canal length, which is 5mm longer when the pinna is present. It can be seen that the proposed experimental setup based on the baffle system (which has no pinna) has a higher self-*IL* than the ATF without pinna over the tested frequency range. This high limit gives credits to later measurements.

When measuring the attenuation of earmuffs, it is useful to compare results with Bone Conduction (*BC*) values. Different estimations of the *BC* for passive HPD have been gathered in successive works from Berger ((Berger, 1983; Berger and Kerivan, 1983; Berger, et al., 2003b)). It appears that the *BC* depends on how the head is exposed to noise. Increasing the shield of the head reduces the surface of the flanking paths where sound can be transmitted to the cochlea. This can be achieved by using helmets rather than earmuffs.

When dealing with earmuffs, the *BC* threshold corresponding to similar protector devices (i.e. plugs, earmuffs, dual protection) must be selected. In the following, the measured earmuffs *IL* will be compared to the *BC* threshold value suggested by Berger et al. (2003b), and also used as the bone-conduction limit in the standard ANSI S12.42-2010 (ANSI, 2010). The estimated *BC* is plotted on Figure 3.4.

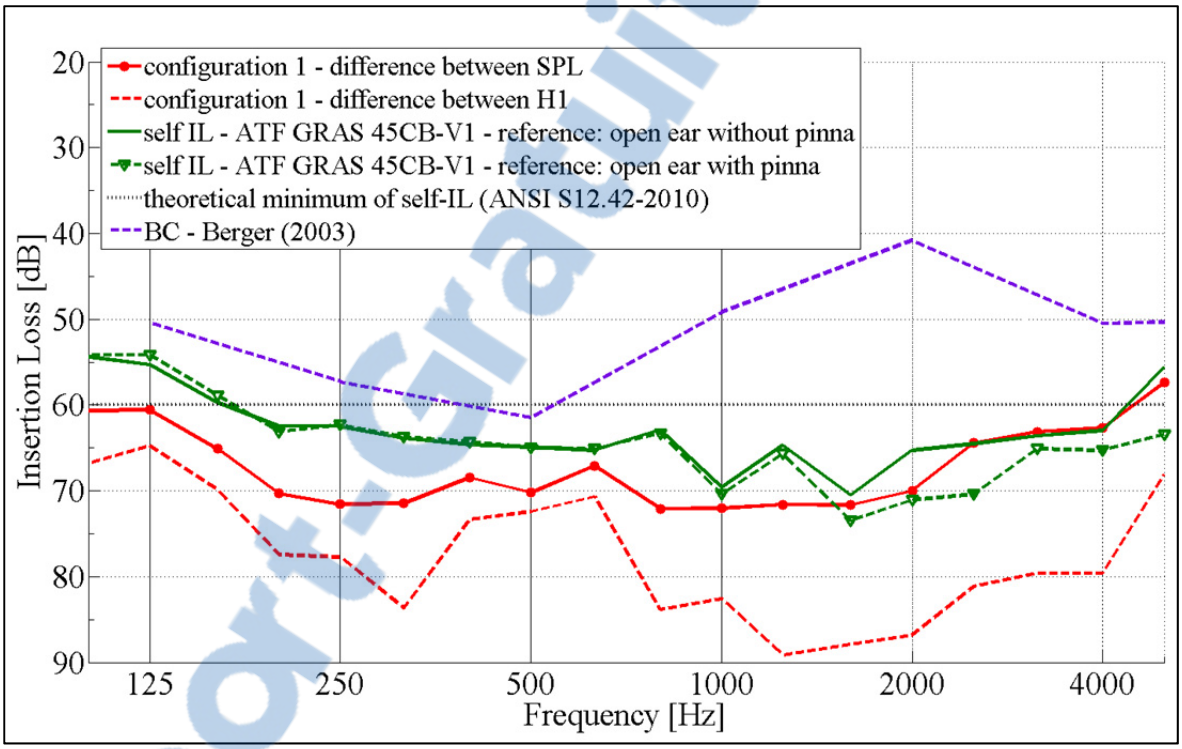

Figure 3.4 : *IL* measurement limits of the test bench. Self-*IL* using the conventional calculation (red curve and dot markers), self-*IL* using the transfer function based calculation (dashed red curve), self-*IL* of the ATF GRAS 45CB-V1 using the pinna for the open ear (dashed green curve with triangle markers), self-*IL* of the ATF GRAS 45CB-V1 without the pinna for the open ear (green curve). The theoretical minimum self-*IL* together with the estimated Bone Conduction (*BC*) by Berger et al.(2003b) are also plotted.

Rapport-Gratuit.com

3.4.2 Sound paths through the uncoupled cushion and ear cup

The sound transmission through the lateral walls of the cushion with and without pumping motion is first investigated using configurations 2 and 3 (see subsection 3.3.3). The evaluation of the sound transmission through the ear cup without foam lining is then carried out using configurations 4. Figure 3.5 and Figure 3.6 compare the *IL* measured in configurations 2, 3, 4, for the earmuffs EAR-MODEL-1000 and PELTOR-OPTIME-98 respectively.

3.4.2.1 Sound transmission through the cushion (configuration 2 and configuration 3)

Figure 3.5 shows that the *IL* of the EAR-MODEL-1000 cushion without authorized pumping motion (configuration 2, black curve) is between 35 and 45 dB and remains relatively flat over the tested frequency range. The *IL* is below the BC, except between 1 kHz and 2.5 kHz, where it is of the same order. For the PELTOR-OPTIME-98, the *IL* of the compressed cushion was measured with and without occluding the vent holes present in the built-in back plate/cushion (see section 3.3.1). The *IL* of the compressed cushion with occluded vent holes (configuration 2, see black curve in Figure 3.6) remains above 45 dB over the frequency range of interest, and above the *BC* from 1 kHz to 5 kHz. When the vent holes are not occluded (referred to as “configuration 2 - V2” in Figure 3.6), air leaks appear at the interface cushion/steel plate and the *IL* of the cushion logically decreases over a broad frequency range (in particular from 500 Hz to 2.7 kHz and from 3.2kHz to 4.5kHz). As expected, the effect of air leaks is predominant at low frequencies (below 500 Hz) where the *IL* decreases considerably with a minimum at 100 Hz and the uncertainty zone is narrowed. Configuration 2-V2 was used for comparison with configuration 3 in which the pumping motion is excited and the vent holes are thus let open.

When the pumping motion is allowed (configuration 3, brown curve in Figure 3.5 for the EAR-MODEL-1000, and Figure 3.6 for the PELTOR-OPTIME-98), the *IL* decreases dramatically at low frequency (up to 500 Hz), and is governed by the mass/spring resonance of the steel plate/cushion and air cavity system which appears below 100 Hz. It is worth noting that a heavy steel plate has been used in these configurations. Its mass was approximately 480g, seven times heavier than the plastic cup (70 g), and the internal air cavity contained by the metal cup was around three times less than the one contained in the plastic cup. The spring/mass resonance frequency is thus shifted toward low frequencies compared to the real HPD ear cup made up of a lighter material. A local minimum of *IL* appears at 700Hz for both cushions, which might be due to the presence of sealant between the baffle and the cushion and between the cushion and the metal cup. This indeed modifies the boundary and coupling conditions in the system together with its modal behavior (same phenomenon appears for configuration 4, see below). Further investigations need to be performed to validate this hypothesis.

Between 800 Hz and 2.5 kHz, the pumping motion affects the sound insulation of the EAR-MODEL-1000 cushion and average values of *IL* for configuration 3 is 5 dB less than the one obtained for configuration 2. This decrease can be due to leaks appearing at the cushion/baffle and cushion/metal cup interfaces. Above 2.5 kHz the *IL* measured for configurations 2 and 3 are very close to each other; the effect of the pumping motion is negligible.

For the PELTOR-OPTIME-98 cushion, above 1 kHz up to 1.65 kHz, configurations 3 and 2 – V2 are superimposed, indicating that the pumping motion is negligible in this frequency band. From 1.65 kHz to 2.6 kHz, configuration 3 shows a better average *IL* than configuration 2-V2, up to 8 dB. However, from 2.6 kHz up to 3.2 kHz, the *IL* of the system with the flexible cup (configuration 3) is up to 5 dB lower than that of the system with the rigid steel plate (configuration 2 and configuration 2-V2). Above 3.2 kHz, the *IL* of the system in configuration 3 is now 5-10 dB higher than that of the system with the rigid steel

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

plate. This behavior is unexpected since configuration 2-V2 should be the most insulating configuration, and since the pumping motions may modify the *IL* at low frequencies, as observed in the case of the EAR-MODEL-1000. These differences may be attributed to mounting conditions that were more difficult to control with the built-in back plate/cushion of the PELTOR-OPTIME-98. Note that the *IL* of the cushion with the pumping motion allowed stays below the *BC*, from 2 kHz to 5 kHz.

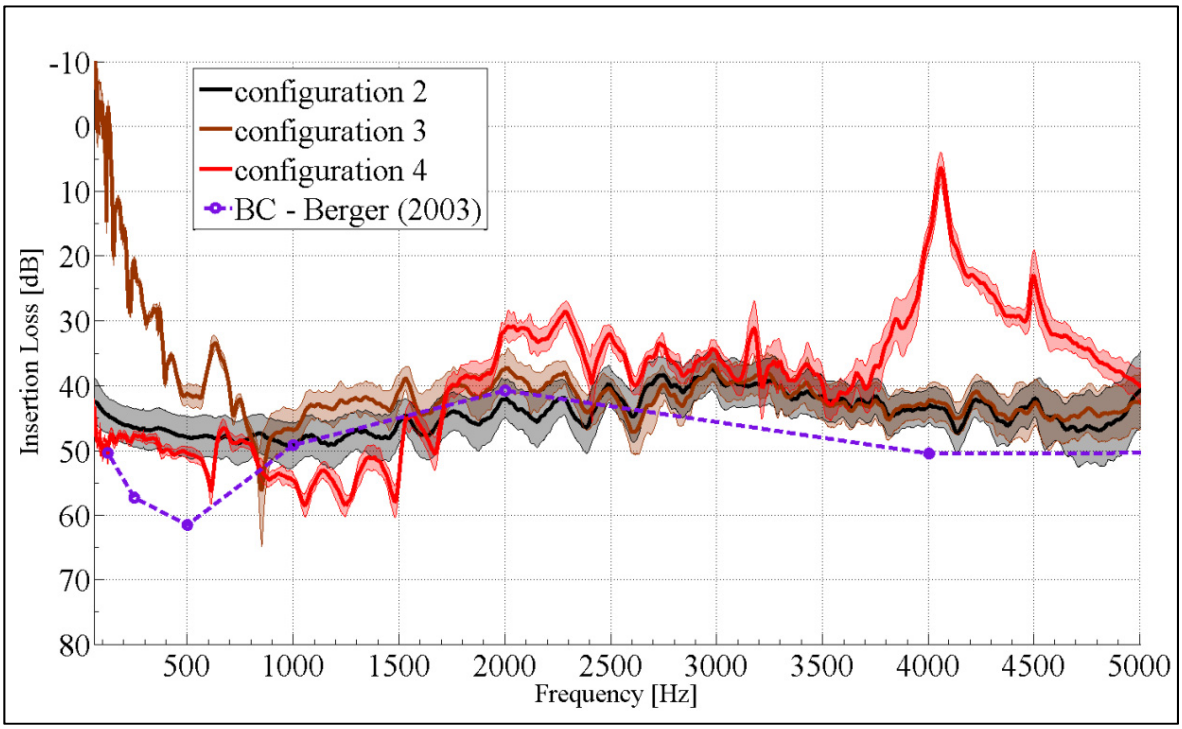

Figure 3.5 : Insertion Loss (Average) of each component of the earmuff EAR-MODEL-1000: configuration 2, cushion and steel plate without pumping motion (black); configuration 3, cushion and steel plate with pumping motion (brown); configuration 4, cup and lead cushion without foam lining (red). Bone Conduction estimated by Berger et al. (2003b) dashed purple curve. Averaged experimental results are plotted together with their confidence interval at 99%.

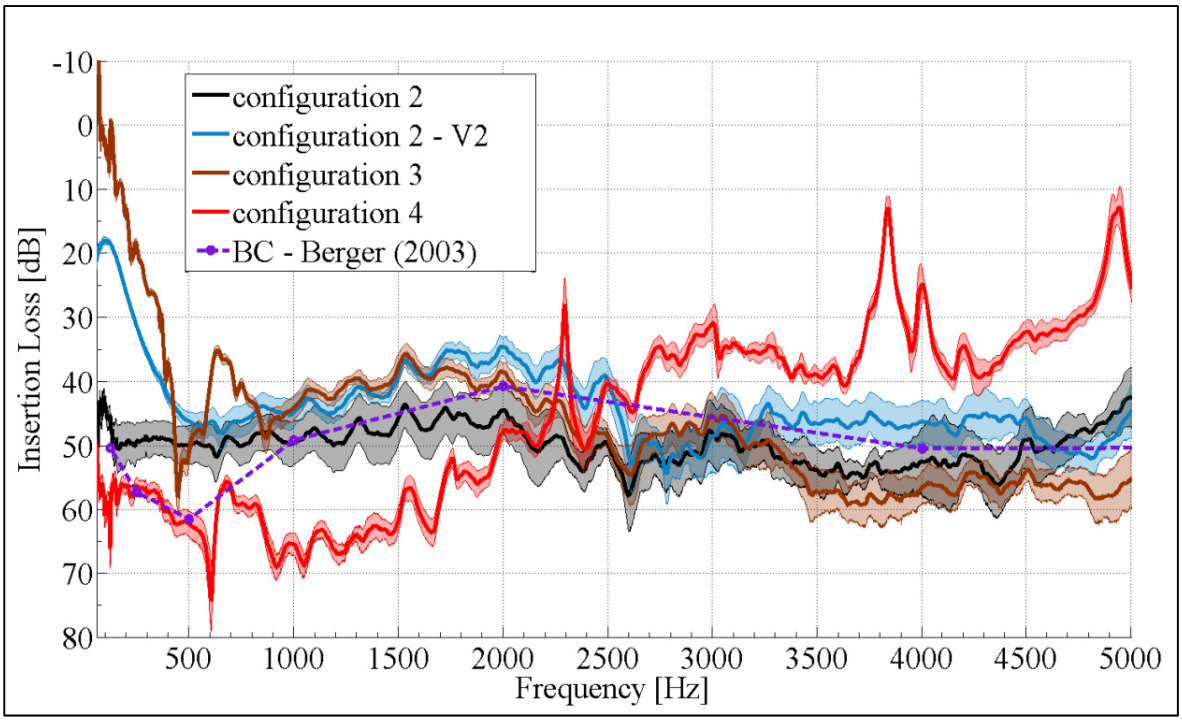

Figure 3.6 : Insertion Loss (Average) of each component of the earmuff PELTOR OPTIME 98: configuration 2, cushion and steel plate without pumping motion (black); configuration 3, cushion and steel plate with pumping motion (brown); configuration 4, cup and lead cushion without foam lining (red). Bone Conduction estimated by Berger et al. (2003b) dashed purple curve. Averaged experimental results are plotted together with their confidence interval at 99%.

The comparisons between configurations 2 and 3 for both HPDs show that the foam-filled cushions provide a high attenuation when the pumping motion is disabled. This confirms Shaw et and Thiessen (1958) observations but contradicts the assertion of Zannin and Gerges (2006) that energy leaks through the cushion occur at low frequency due to its light materials. When the pumping motion is enabled, the *IL* of both cushions is modified at low frequency by the pumping resonance below 800 Hz, and by the leaks from 800 Hz to 2.5 kHz. The next subsection is dedicated to the sound transmission through the cup.

3.4.2.2 Sound transmission through the cup (configuration 4)

Both plastic cups from EAR-MODEL-1000 and PELTOR-OPTIME-98 exhibit the same behaviors. The plastic cups show a high sound insulation at low frequency (configuration 4, see red curve in Figure 3.5 and Figure 3.6) with an *IL* which stays between 45 and 60 dB from 100Hz to 1.8 kHz for the EAR-MODEL-1000 (which is above the *BC* between 800 Hz and 1.8 kHz) and between 50 dB and 70 dB from 20 Hz to 2.25 kHz for the PELTOR-OPTIME-98 (which is equal or greater than the *BC*, up to 2.5 kHz). At 700 Hz, both plastic cups exhibit a local minimum likewise configuration 3, which might be caused by the acoustic sealant.

For the MODEL-EAR-1000, starting at 1.8 kHz, the *IL* of the plastic cup is below the *BC*, and in the frequency bands from 1.5 kHz to 2 kHz and from 2.6 kHz to 3.5 kHz, the *IL* is hardly distinguishable from the one of the cushion (see Figure 3.5). The same observation can be made for the PELTOR-OPTIME-98, between 2.25 kHz and 2.5 kHz (see Figure 6). On Figure 3.5, a particular zone can be observed between 2 kHz to 2.6 kHz, where the *IL* of the cup is 10 dB smaller than the cushion's *IL*. Above 3.5 kHz, the sound path through the cup becomes dominant and a cavity resonance appears around 4 kHz (note that this minimum is damped when the foam insert is added inside the cavity as shown in sec. 3.3.4). For the PELTOR-OPTIME-98, Figure 3.6 shows that above 2.5 kHz, the sound path through the cup starts to be dominant, and two minima occur at 3.8 kHz and 4.8 kHz.

It is worth noting that the data spreading varies as a function of frequency and depends on the component of interest. Configuration 2 exhibits a larger spread than configurations 3 and 4 over the whole studied frequency band. When the pumping motion is enabled (configuration 3), the uncertainties become very low at low frequencies, around the pumping resonance peak. Similar results are obtained for configuration 2-V2 (PELTOR-OPTIME-98 cushion) in which vent holes are open. Uncertainties for the cup remain of the same order on the studied frequency band. The non-uniform spread of the data arises when the cushion is

present and is due to the mounting conditions (sealing, non-symmetrical headband force application, modification of the acoustic properties when compressing the cushion…). At low frequency, where the behavior of the system is governed by the pumping motion, the acoustic response does not appear sensitive to the mounting conditions contrary to mid and high frequencies where the vibroacoustic couplings between the cushion and the shell become important.

The analysis of the previous results revealed the two well-known phenomena: the pumping motion which dominates the sound insulation of the earmuff at low frequency, and the sound path through the cup combined with the cavity resonances which occur at high frequency. However for both HPD, a mid-frequency zone is observed where both cup and cushion show similar *IL*s. The mid frequency zone seems to be therefore a point of interest especially for the EAR-MODEL-1000 if a prediction numerical model for the cushion is to be developed. The next subsection investigates the coupling between the cup, the back plate and the cushion using the whole earmuffs.

3.4.3 Attenuation of the whole earmuff and estimation of the coupling effects between the components

Figure 3.7 and Figure 3.8 display the *IL* measured for the complete muff EAR-MODEL-1000 and PELTOR-OPTIME-98 respectively, without foam lining (configuration 5) together with the *IL* of configurations 3 and 4. For both uncoupled earmuffs, the spread of the data is not uniform as observed for configurations 3 and 4. This is due to the coupling of the earcup with the cushion. As expected, the complete earmuff behavior is controlled by the pumping motion at low frequency, below 700 Hz for the EAR-MODEL-1000, and below 400 Hz for the PELTOR-OPTIME-98. The minimum of *IL* is observed at a higher frequency due to the lighter mass of the real cup compared to the metal cup used for configuration 3. Between 700 Hz and 900 Hz, the *IL* of the complete EAR-MODEL-1000 (between 400 Hz and 900 Hz for the PELTOR-OPTIME-98) differs from the one measured for the uncoupled cushion with the pumping motion (see configuration 3, brown curve, and configuration 5,

blue curve on Figure 3.7 and on Figure 3.8). The distinct ways of fixing the samples to the baffle may explain this difference – for the uncoupled cushion, a spring/force gauge system was used, while for the complete HPD, a half headband was utilized. In the latter case, the displacement of the tested earmuff over the baffle is better constrained than in the former. At higher frequencies (above 3.5 kHz) the complete earmuff behaviors are controlled by the sound path through the cup and the cavity resonances.

However, several peculiarities emerge from measurements, particularly in the transition frequency zone between the pumping motion and the cavity resonances. In this frequency band, the acoustical behavior of the HPD is not governed by the behavior of its weakest component. In the following, the focus is put on this transition frequency zone.

On Figure 3.7, it is interesting to observe that between 900 Hz and 2.5 kHz the *IL* of the complete EAR-MODEL-1000 exceeds the ones measured for its uncoupled components, and is also above the *BC* limit. More precisely, from 800 Hz to 1.8 kHz, the *IL* of the complete HPD without foam insert (configuration 5, blue curve), is close to the *IL* measured for the cup alone (see configuration 4, red curve). This indicates possible vibroacoustic couplings between components. Above 2.5 kHz, the complete earmuff behaves, as expected, as its weakest uncoupled component and its *IL* is well below the bone conduction *BC*. However, it is worth noting that between 3 kHz and 3.5 kHz, both sound paths through the cushion and the cup seem to contribute to the *IL* in this frequency band (red, brown and blue curve are superimposed).

The *IL* of the complete PELTOR-OPTIME-98, from 900 Hz to 1.2 kHz, is similar to the one measured for the cushion with the pumping motion allowed (see configuration 4, brown curve on Figure 3.8), and is above the *BC*. In this frequency range, the earmuff behaves logically as the weakest component. From 1.2 kHz to 1.7 kHz, the *IL* of the earmuff increases and is under the BC. From 1.7 kHz to 2.25 kHz, the *IL* of the HPD is equal to the one measured for the cup alone; which has been identified as the strongest element between 100

Hz and 2.25 kHz (see blue curve). From 2.5 kHz to 3.5 kHz, the *IL* of the complete earmuff is once again close to the one of the strongest component; the cushion in this case. In this frequency zone, the measured attenuation is similar to the *BC*.

It is worth noting the measured *IL*s of the complete earmuffs are below the *BC* limit in some frequency bands. It could seem that this frequency zone is not important for the acoustical design of earmuffs. However, when designing an earmuff, a modification of the HPD may lead to an increase of the *BC* (e.g. a larger area of the head is covered) or a decrease of the earmuff *IL*. Even though the *IL* is below the *BC* limit, the authors think that this frequency zone should be considered for further investigation.

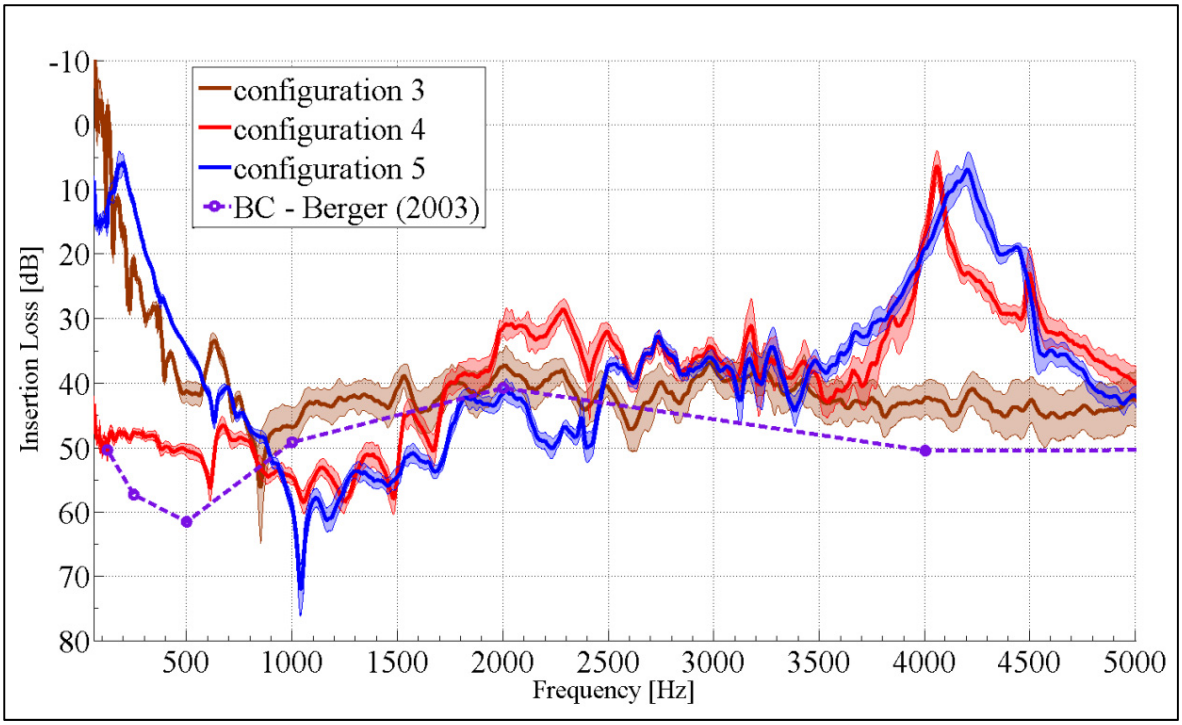

Figure 3.7 : Insertion Loss (Average) of the earmuff EAR-MODEL-1000 without foam lining, and its components: configuration 3, cushion and steel plate with pumping motion (brown); configuration 4, cup and lead cushion without foam lining (red) ; configuration 5, complete earmuff without foam lining blue). Bone Conduction estimated by Berger et al. (2003b) dashed purple curve. Averaged experimental results are plotted together with their confidence interval at 99%.

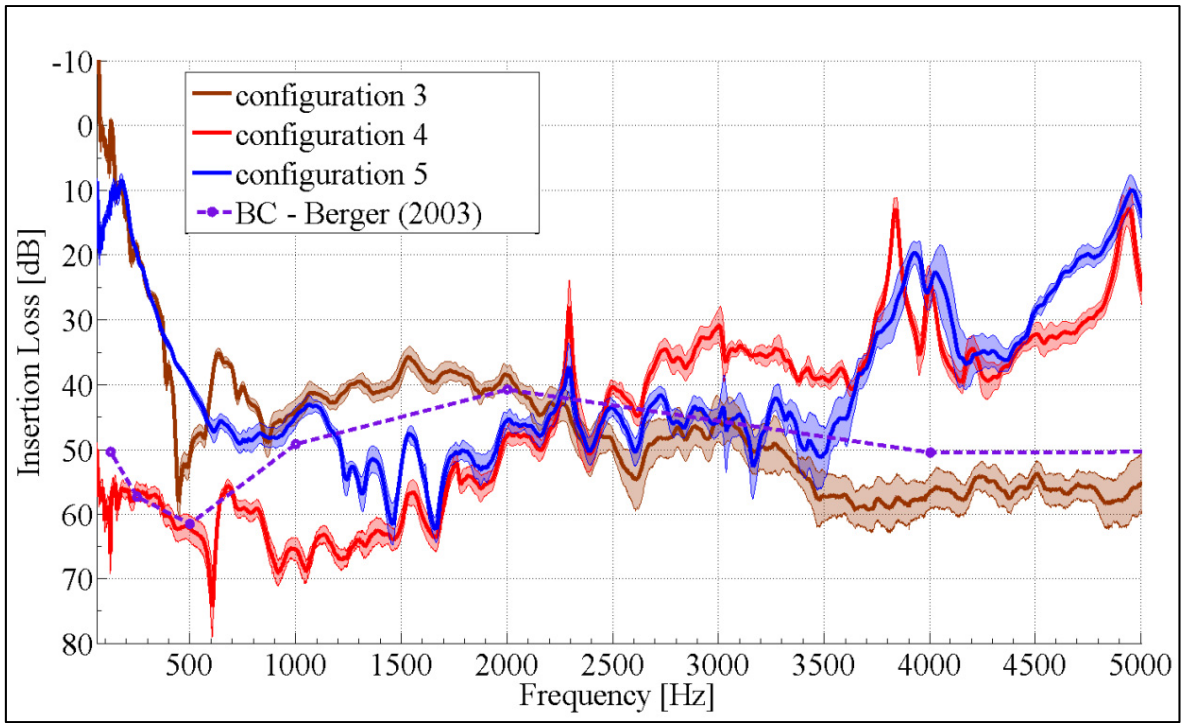

Figure 3.8 : Insertion Loss (Average) of the earmuff PELTOR OPTIME 98 without foam lining, and its components: configuration 3, cushion and steel plate with pumping motion (brown); configuration 4, cup and lead cushion without foam lining (red) ; configuration 5, complete earmuff without foam lining blue). Bone Conduction estimated by Berger et al. (2003b) dashed purple curve. Averaged experimental results are plotted together with their confidence interval at 99%.

Even though the aforementioned phenomena occur in frequency zones of limited extent, the authors think that the development of a numerical model for predicting the acoustic behavior of an earmuff should take into account the sound transmission through the cushion as well as the strong couplings between the cushion, the back plate and the cup. This is a prerequisite for fully understanding the physics of the HPD and addressing subsequent acoustic design issues.

3.4.4 Effect of the foam insert properties

In order to study the effect of the foam insert, three different foams are added consecutively in the whole earmuff model E-A-R-MODEL-1000 (see configuration 6 in Figure 3.3). For each type of foam, five samples are placed inside five different EAR-MODEL-1000 muffs, which are tested repeatedly three times.

The first tested insert is the original 0.5 in thick foam lining. It is made up of polyurethane foam which has a medium bulk density (around 30 kg/m^3) and a relatively good sound absorbing behavior. The second tested absorbing material consists of a 0.5 in thick polyimide foam, which is rigid, very light (bulk density around 7 kg/m^3), very resistive and less absorbing than the polyurethane foam. The third tested absorbing material consists of a piece of fibreglass which is highly absorptive, very soft and light (bulk density around 5 kg/m^3). Its thickness is 2 inches which means four times thicker compared to the original polyurethane foam pad and the polyimide foam. The fibreglass sample thus fills the entire ear cup.

The *IL*s measured on the complete earmuff with the different inserts are plotted in Figure 3.9. As expected, the main effect of the foam insert in the ear cup is to damp the cavity resonances that appear above 3.5 kHz; all insert foam materials damp these resonances. In addition, the insertion of the foam increases slightly the equivalent mass of the ear cup and the pumping motion resonance is slightly shifted at low frequency. From 500 Hz to 1 kHz, a decrease of 5 - 7 dB in the *IL* is observable when the Polyimide or the Fibre glass materials are inserted. This may be caused by a bias in the experimental setup which has been dismounted and remounted before testing the polyimide and the fibre glass inserts. It is shown that the addition of the polyurethane or polyimide foam insert negatively affects the *IL* for both HPD in the mid-frequency band; from 2.5 kHz to 3.5 kHz for the polyurethane and from 1.7 kHz to 3 kHz for the polyimide. This negative effect does not appear when using the fibre glass material.

Rapport-Gratuit.com

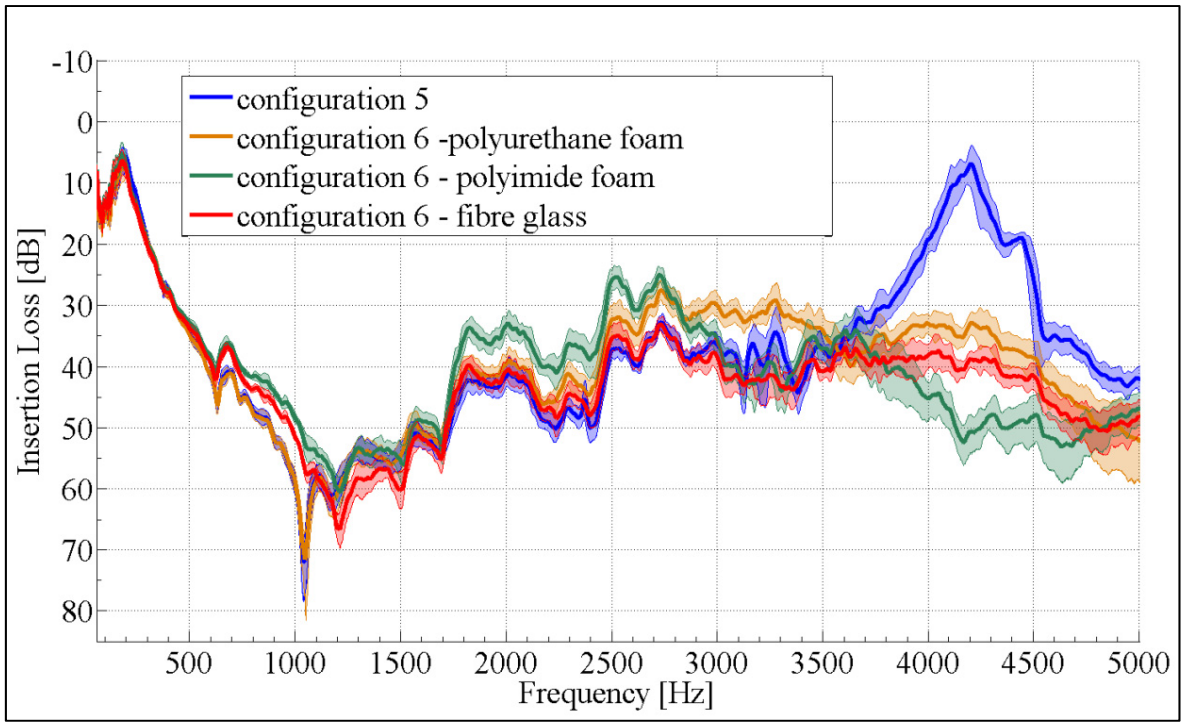

Figure 3.9 : Insertion Loss (Average) of the earmuff EAR-MODEL-1000: complete earmuff without foam lining (blue); complete earmuff with the original foam lining (polyurethane) (orange); complete earmuff with polyimide foam lining (green); complete earmuff with fiber glass insert (red); Average experimental results are plotted together with their confidence interval at 99%.

A possible explanation of the negative effect of the sound absorbing material insert on the *IL* of the earmuff is the lack of absorption of the original insert as shown in Figure 3.10. The normal incidence sound absorption coefficients presented in Figure 3.9 have been measured according to standard ASTM-E1050:10 (2010) using a 1.75 in diameter impedance tube. An air cavity of 0.5 in is set between the rear face of the samples and the rigid backing. This air gap thickness corresponds to the distance between the foam pad and the baffle in the complete earmuff configuration (see configuration 6 in Figure 3.3). This explanation relies on the work of Doutres and Atalla (Doutres and Atalla, 2010) in which they investigated the acoustic contribution of a sound package placed inside a double wall structure. They show particularly that the addition of a foam layer inside a double wall structure can affect

negatively the transmission loss (*TL*) at mid frequency if the foam shows poor sound absorption behavior.

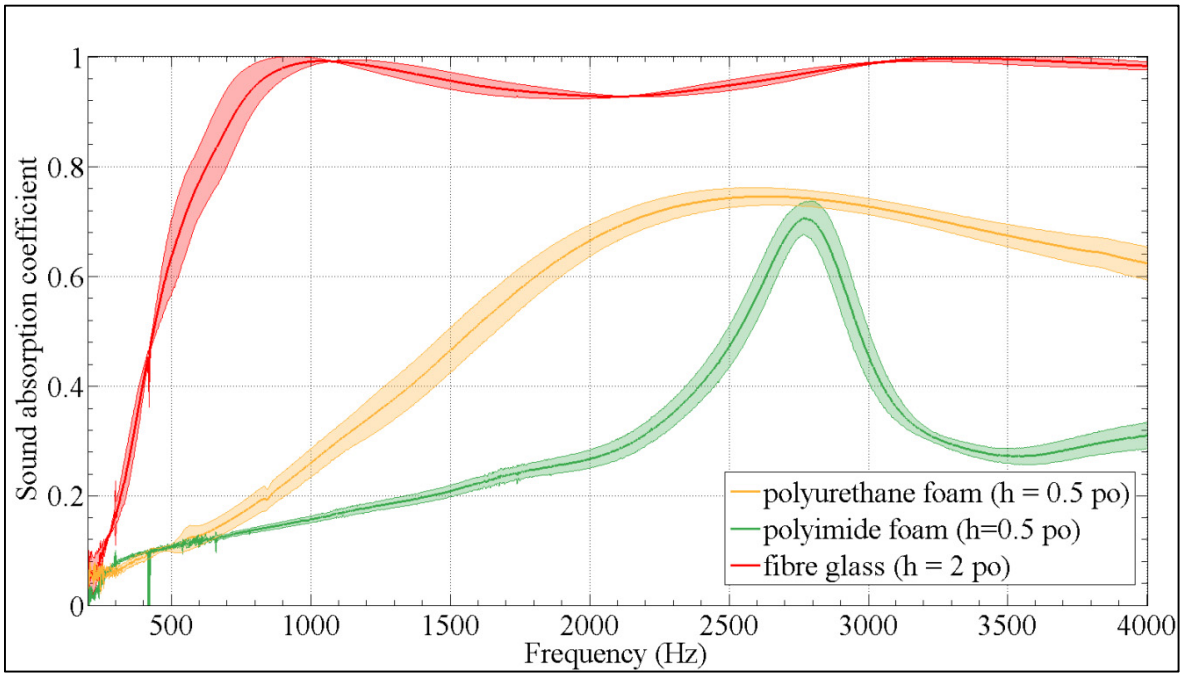

Figure 3.10 : Normal incidence sound absorption coefficient of the three tested inserts

3.5 Conclusion

In this paper, an experimental assessment of the sound paths of two different commercial earmuffs (EAR-MODEL-1000 and PELTOR-OPTIME-98) has been carried out in controlled laboratory conditions, in order to better understand the vibroacoustic behavior of an earmuff.

An original experimental set-up and a methodology have been proposed to carry out accurate *IL* measurements which allow for a rigorous separation of the sound paths through the ear cup and through the cushion walls. This test rig allows for a better control of the air leakages and high *IL* can be measured typically over 70 dB from 20 Hz to 5 kHz. This versatile system has been used to assess the sound paths through two different earmuffs with different

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

designs, and can be extended to other kind of earmuffs. For each configuration, the statistical analysis over five samples which were tested three times shows a good repeatability of results of measurements, together with a small variability between the tested samples.
Through the proposed methodology, it was possible to point out some vibroacoustic phenomena which were not explored in the papers cited in the literature review. Firstly, the proposed methodology allowed one to quantify directly the *IL* through the walls of the foam-filled cushion, by replacing the earcup with a sound proof metal cup, and by allowing or not the pumping motion. High attenuations were observed when the pumping motion was prevented. Secondly, this work revealed strong coupling effects between the different components of the earmuff, which occur in a frequency range between the zone controlled by the pumping motion and the one controlled by the sound transmission through the earcup. In this frequency band, the acoustical behavior of the HPD is not governed by the behavior of its weakest component, and the *IL* measured for the whole earmuff is larger than those obtained for its uncoupled components. To the author's knowledge, this unexpected phenomenon was not pointed out previously. Also, a similar contribution of the cup and the cushion to the attenuation of the earmuff was observed in some narrow frequency bands. This indicates that in these frequency bands, the sound paths through each component cannot be considered independently, and coupling effects need to be considered, which makes the acoustical design of an earmuff more complicated. Finally, the negative effect of the foam lining on the *IL* has been investigated thoroughly. The sound absorption behavior of the insert was found of upmost importance. A poor sound absorbing material can provide a lower *IL* at mid frequencies when compared to an earmuff without foam insert. At high frequencies, highly resistive foam inserts tend to increase the earmuff *IL*. Indeed, the sound transmission loss of the foam material increases with its airflow resistivity which logically favours a decrease of the acoustic energy at the ear position.

This work was proposed to better understand the vibroacoustic behavior of each component of the earmuff, in order to target ultimately the right level of modelling, using Finite Element Method. Accordingly, adequate modeling strategies should be explored. Further

investigations on the effect of the vent holes and the effect of the flesh which may interact with the cushion may be also necessary to achieve a reliable model.

3.6 Acknowledgments

The authors gratefully acknowledge the financial support received from the IRSST.

CHAPITRE 4

COMPLÉMENT À L'ARTICLE 1 : EFFET DE LA PEAU, DES ÉVENTS DU COUSSIN ET DES FUITES ACOUSTIQUES

4.1 Introduction

Ce chapitre complète l'article 1 avec des résultats de mesures qui n'ont pas été publiés dans des revues avec comité de lecture. Ces mesures additionnelles n'ont pas fait l'objet de publication car il s'agit d'observations expérimentales qui restent limitées et n'ont pu être complètement expliquées, en particulier car elles nécessiteraient des simulations numériques spécifiques qui n'ont pas été conduites dans le cadre de ce travail doctoral. Cependant, les résultats obtenus donnent des débuts de réponse sur l'effet de plusieurs facteurs qui influent sur l'atténuation et présentent donc un intérêt soit au point de vue de la conception des protecteurs, soit au point de vue des avenues à explorer dans les travaux de recherche à venir. Les mesures présentées dans ce chapitre concernent les effets sur le *IL* d'une peau artificielle sur laquelle repose le coussin, d'évents dans le coussin et de fuites créées au niveau du coussin. Une revue de littérature spécifique à ces trois effets est présentée en première section de ce chapitre. La seconde section présente les modifications effectuées sur le système expérimental du chapitre 3 afin de réaliser les mesures. La quatrième section contient les résultats et la cinquième section une conclusion.

4.2 Revue de littérature complémentaire sur l'effet de la peau, des évents et des fuites acoustiques

4.2.1 Effet de la peau

Shaw et Thiessen (1958) ont étudié l'effet de la peau en mesurant l'atténuation d'une coquille de métal rattachée à un coussin rempli par différents liquides. Les mesures étaient effectuées à la fois sur des sujets humains et sur un baffle rigide. Les auteurs observent que dans le cas d'un couplage avec une tête humaine, la fréquence de résonance de pompage est décalée vers les basses fréquences et que le type de liquide remplissant le coussin n'influait pas sur l'atténuation. Ainsi Shaw et Thiessen concluent que l'effet de la peau au contact du coussin est le facteur limitant la performance de la coquille en basses fréquences, autour de la résonance de pompage. Par ailleurs, les mesures d'atténuation sur tête humaine montrent une diminution du *IL* en comparaison avec le cas bafflé. Leur hypothèse pour expliquer ce dernier phénomène est la possible existence d'un chemin de transmission à travers la peau. Cette hypothèse est corroborée par une autre publication de Shaw (1979).

Schroeter (1986) s'est intéressé à l'effet de la peau et du pavillon de l'oreille sur l'atténuation des coquilles, en mesurant sur une ATF conçue pour avoir soit une peau « rigide » en plastique, ou une peau « molle » simulant la chair humaine. Ses mesures montrent qu'en dessous de 1 kHz, la peau « molle » affecte le mouvement de pompage des coquilles : le pompage apparait à plus basse fréquence et le *IL* est plus faible que dans le cas d'une peau rigide (effet négatif). Cependant, à plus haute fréquence, il apparaît soit un effet positif soit un effet positif sur l'atténuation, dépendamment de la zone de fréquence. Ainsi, une plus forte valeur de *IL* est observée localement autour de 2 kHz, en utilisant une peau « molle ». L'explication apportée par les auteurs est l'existence d'un chemin de transmission à travers la peau qui, en moyennes fréquences interfère de manière destructive avec les chemins de transmissions à travers la coquille, diminuant ainsi le niveau de pression sous le protecteur et augmentant l'atténuation. Une autre explication possible donnée par les auteurs

est une différence de conditions limites entre le coussin et la peau, la peau « molle » réalisant un meilleur scellé que la peau « rigide ».

4.2.2 Effet des évents du coussin

Aucun effet des évents sur le *IL* de protecteurs n'a été trouvé dans la littérature. Par contre, comme mentionné dans l'article 1, les effets des évents sur le comportement mécanique du cousin ont été analysés dans le cadre de ce travail doctoral sur le coussin du protecteur EAR-MODEL-1000 (Boyer et al., 2011). En particulier, l'une des expériences consistait à mesurer la raideur et le facteur d'amortissement équivalent avec une méthode résonante (celle-ci sera décrite dans l'article 2), lorsque les évents étaient non occlus, obstrués par un adhésif de type électrique, ou lorsque des trous de diamètres 1mm étaient ajoutés sur les bords extérieurs de la gaine (jusqu'à 14 trous ajoutés). Lorsque les évents étaient occlus, un effet « ballon » était observé et la résonance du système était décalé à plus haute fréquence. Les mesures montraient également que le nombre de trous ajoutés n'influait pas sur la réponse vibratoire mesurée (voir Figure 2 dans Boyer et al. (2011)). Par conséquent, la conclusion de ce travail fut que les deux évents originaux étaient suffisants pour assurer le dégonflement du coussin, assurant un meilleur contact avec la tête.

4.2.3 Effet des fuites

Pääkkönen (1992) a investigué expérimentalement l'effet de fuites artificielles sur l'atténuation des coquilles. Les fuites sont créés soit en intégrant un défaut au niveau de l'interface contreplaque/coussin, soit en insérant un micro-tube au contact peau-coussin, ou en perçant la coquille. Les tests sont effectués sur un seul sujet humain. L'effet principal sur l'atténuation est observé pour les fréquences en dessous de 1 kHz et au-dessus de 4 kHz. Zannin et Gerges (2006) ont également étudié l'effet des fuites sur l'atténuation des coquilles, en optimisant l'étanchéité entre le coussin et leur ATF avec de la Vaseline. Leurs mesures montrent une augmentation de l'atténuation. Sutherland et Endicott (1968) ont

étudié l'effet de perforations effectuées au niveau de la coquille. Ces perforations étaient censées apporter une égalisation rapide de la pression externe et interne au protecteur, dans le cadre de changements brusques d'environnements[12]. Une diminution du *IL* résultant de la modification des protecteurs est observée en dessous de 1 kHz.

Sides (2004) s'est intéressé à modéliser une fuite simulée par un résonateur de Helmholtz dont la fréquence de résonance apparait vers 50 Hz. Son modèle couplé incluant la fuite simulée et le pompage de la coquille montre que la fuite contrôle l'atténuation de la coquille, dans la bande de fréquence d'étude, jusqu'à 1 kHz. Son résultat a été validé expérimentalement. Un résultat similaire est observé par Anwar (2005) en utilisant la méthode des éléments finis.

4.3 Système expérimental et configurations d'études complémentaires

Afin de pouvoir mener une étude sur l'effet de la peau, des évents du coussin et des fuites sur le *IL*, certaines modifications ont été apportées au banc de test acoustique décrit au chapitre précédent.

4.3.1 Intégration d'une peau artificielle au système expérimental

Le design du banc de test, voir Figure 4.1, permet d'avoir différentes configurations en ce qui concerne : (i) le capteur de mesure du niveau de pression sous la coquille (le microphone de mesure peut être remplacé par un simulateur d'oreille) et (ii) l'interface de contact entre le baffle et le coussin. En effet, le centre du baffle est muni d'un disque d'acier interchangeable avec l'oreille de la tête de mesure G.R.A.S 45CB. Cependant, l'étude qui suit ne s'intéresse qu'à l'effet de la peau sur l'atténuation de la coquille. Cette peau se limite donc à un simple disque de silicone, sans pavillon, afin de pouvoir effectuer des comparaisons avec les mesures acoustiques de l'article 1.

[12] Cette problématique est rencontrée par les pilotes de chasse.

Le choix de la dureté du silicone est dicté par la norme ANSI S12.42-2010 (ANSI, 2010), qui donne les spécifications pour l'oreille artificielle des ATF : « la dureté de la peau doit être comprise entre 30 et 60 pour une mesure effectuée avec un duromètre shore 00 ». Le silicone utilisé pour le moulage de cette peau factice est un silicone 60 shore 00 de la compagnie Silicone Solutions (SS-5060 en seringues). La dureté du silicone une fois réticulé a été mesurée en 10 points choisis aléatoirement, avec un duromètre analogique shore 00 (Check-line AD-100), correspondant à la norme ASTM-D2240 (ASTM, 1999). Une valeur moyenne de 59.5 avec un écart type de 0.8 ont été calculés. La peau est installé sur le baffle à la place du disque d'acier au moyen de bandes adhésives (voir bandes blanches Figure 4.1).

Rapport-Gratuit.com

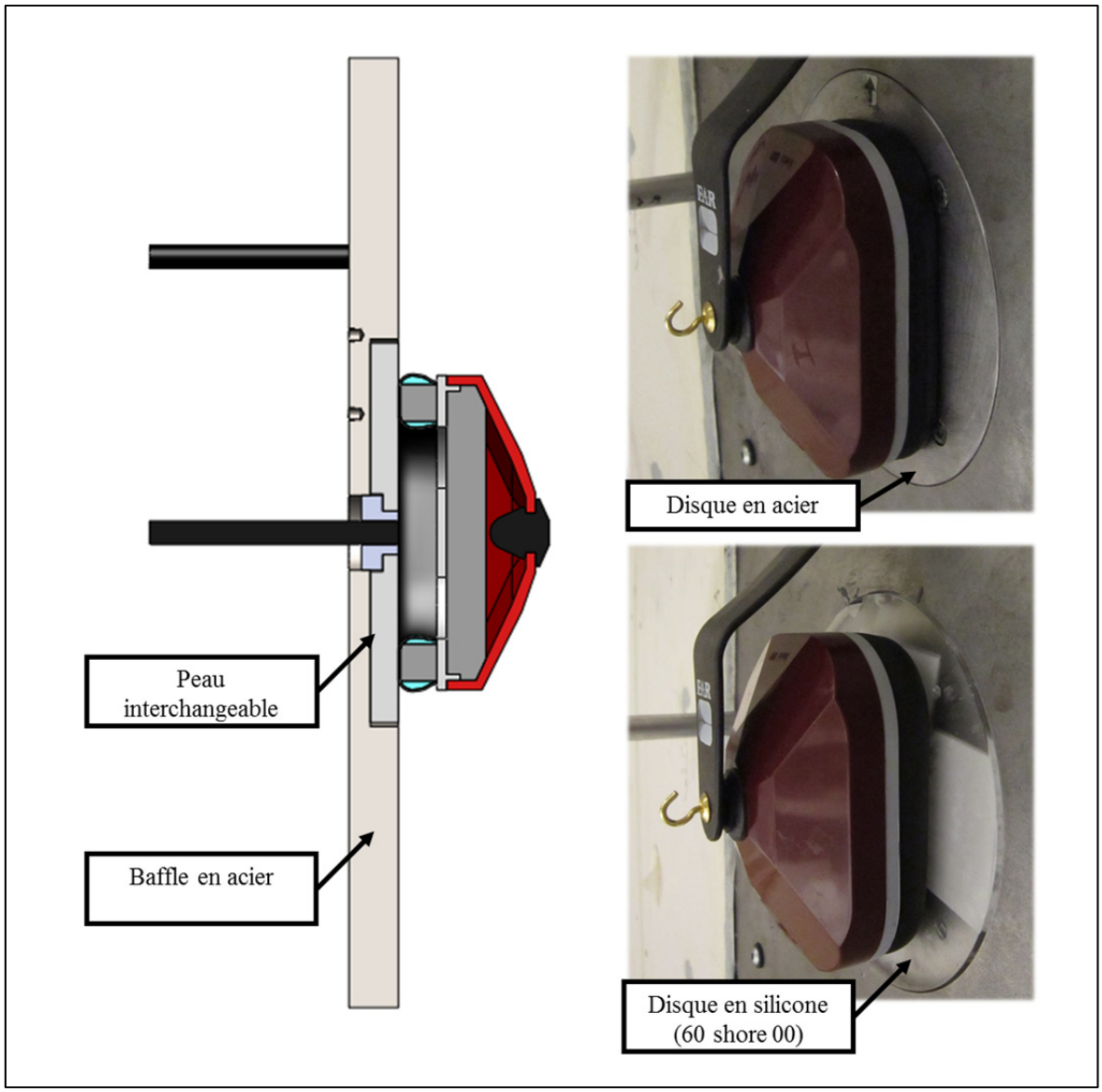

Figure 4.1 : Modification du système expérimental pour y intégrer une peau en silicone

4.3.2 Mesure de l'influence des évents du coussin sur l'atténuation

Les coussins étudiés ayant deux évents, il est probable que ceux-ci aient un effet acoustique sur l'atténuation des coquilles. Une étude est donc menée afin de mesurer cet effet sur l'atténuation du coussin. Seul le protecteur EAR-MODEL-1000 est considéré. La raison de ce choix est que les évents pour ce coussin sont présents sur le côté extérieur de la gaine et

donc facilement accessibles et modifiables (obstruction, ajouts), ce qui n'est pas le cas pour les évents du coussin PELTOR-OPTIME-98 qui sont situés au niveau de la contreplaque.

En utilisant la configuration 2 de l'article 1 (coussin sans pompage monté par une plaque d'acier), le *IL* du coussin est mesuré dans sa configuration nominale (les deux évents originaux laissés ouverts), puis lorsque ses évents sont obstrués par un adhésif électrique, similairement à Boyer et al. (2011). Ensuite, l'adhésif est retiré et des évents de 1 mm de diamètre sont à ajoutés deux à deux, de façon symétrique. Le *IL* est mesuré successivement pour chaque ajout d'évents.

4.3.3 Mesure de l'effet de fuites artificielles sur l'atténuation

Des fuites artificielles consistent à insérer au travers des parois latérales du coussin une pièce de plastique cylindrique pleine ou perforée d'un canal dont le diamètre est connu, voir Figure 4.2. Le coussin de confort du protecteur EAR-MODEL-1000 s'est montré le plus adapté à ce type d'implémentation, que celui du PELTOR-OPTIME-98. L'étude s'est donc limitée au protecteur EAR-MODEL-1000.

Il est attendu que l'introduction de l'embout en plastique modifie le comportement vibroacoustique du coussin. Après avoir mesuré le *IL* du coussin sans pompage, comme dans l'article 1, une seconde mesure de *IL* est faite en utilisant un embout de plastique non perforé, une couche de scellant acoustique étant appliquée afin de contrôler les fuites. Cette mesure est considérée comme la nouvelle référence. Deux mesures de *IL* sont ensuite acquises pour le même coussin, mais en utilisant des embouts perforés d'un canal de 0.0315 in et 0.052 in.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

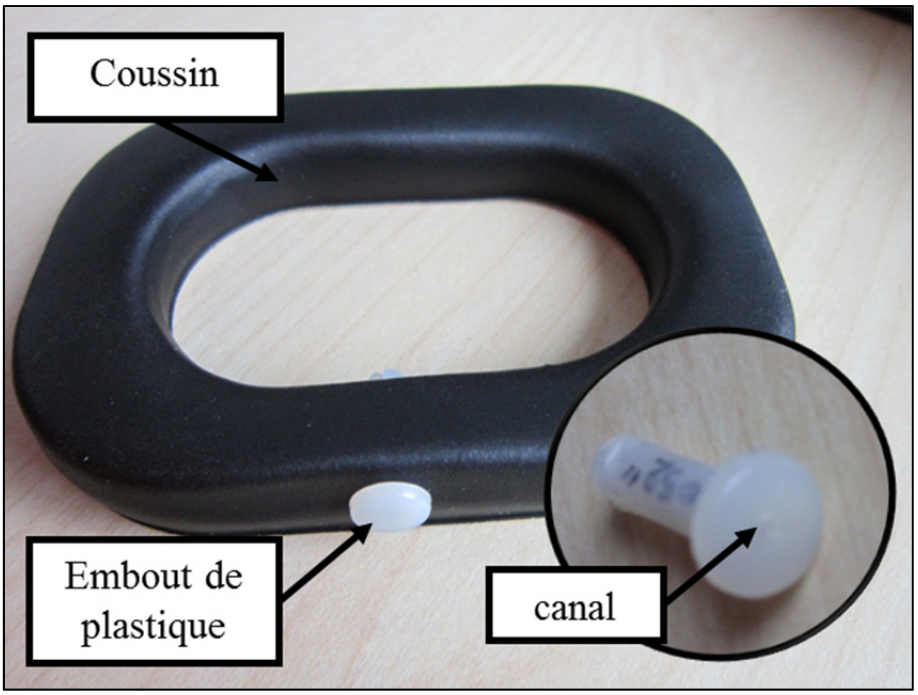

Figure 4.2 : Fuites artificielles dans le coussin EAR-MODEL-1000

4.4 Résultats

4.4.1 Effet de la peau

L'effet de la peau sur l'atténuation des coquilles a été testé sur les deux protecteurs étudiés. Les Figure 4.3 et Figure 4.4 montrent respectivement la comparaison des ILs mesurés pour la coquille EAR-MODEL-1000 et la coquille PELTOR-OPTIME-98, avec la peau rigide (en bleu) et la peau de silicone (gris).

Comme attendu, la peau a un effet majeur sur le comportement mécanique de la coquille en basses fréquences, au niveau du pompage. La fréquence de résonance est décalée vers les basses fréquences à cause de la souplesse apportée au système coussin-peau. Ceci corrobore les suppositions faites par Shaw et Thiessen (1958) que la peau régule le comportement masse-ressort de la coquille.

Après la résonance de pompage, de 300 Hz à 1.5 kHz, le *IL* des deux protecteurs auditifs avec la peau de silicone est plus petit que dans le cas de la peau rigide. Le maximum de *IL* présenté dans l'article 1 comme causé par le couplage fort entre le coussin et la contreplaque est modifié. Étant donné la faible surface de silicone exposée à l'excitation acoustique, il est très peu probable que cette diminution de *IL* soit causée par un chemin de transmission à travers l'épaisseur de silicone. Ceci pourrait se vérifier avec un modèle éléments finis. L'hypothèse la plus plausible pour expliquer cette diminution du *IL* est une modification de la condition limite à l'interface peau/coussin, se répercutant sur le couplage avec la contreplaque. En effet, du fait de la faible raideur du silicone, le coussin a tendance à écraser la peau et de ce fait, la surface de contact est augmentée. Ceci est observable à l'œil nu. Ainsi le comportement vibroacoustique du coussin couplé à la peau est implicitement modifié. Ceci pourrait être vérifié expérimentalement en mesurant les variations du *IL* des coquilles pour des peaux de silicones à plus faible raideur.

De 1.5 kHz à 3 kHz, le *IL* des coquilles avec et sans peau artificielle reste inchangé. Au-dessus de 3 kHz et jusqu'à 3.8 kHz, un léger effet positif de la peau sur le *IL* des deux coquilles est observable. Les fréquences des minima de *ILs* à 4.2 kHz pour le EAR-MODEL-1000 et 3.9 kHz et 5 kHz pour le PELTOR-OPTIME-98 correspondant aux modes contrôlés par la cavité restent inchangée. Cependant, autour de ces minima de *IL*, le *IL* mesuré avec la peau de silicone est plus faible de 5 à 15 dB en comparaison avec le *IL* mesuré avec la peau rigide. Ceci indique donc soit une transmission à travers la peau, soit une contribution mécanique causée par la modification de la condition limite à l'interface coussin/peau[13].

[13] L'effet des paramètres mécaniques du coussin sur le *IL* de la coquille sera étudié dans l'article 3.

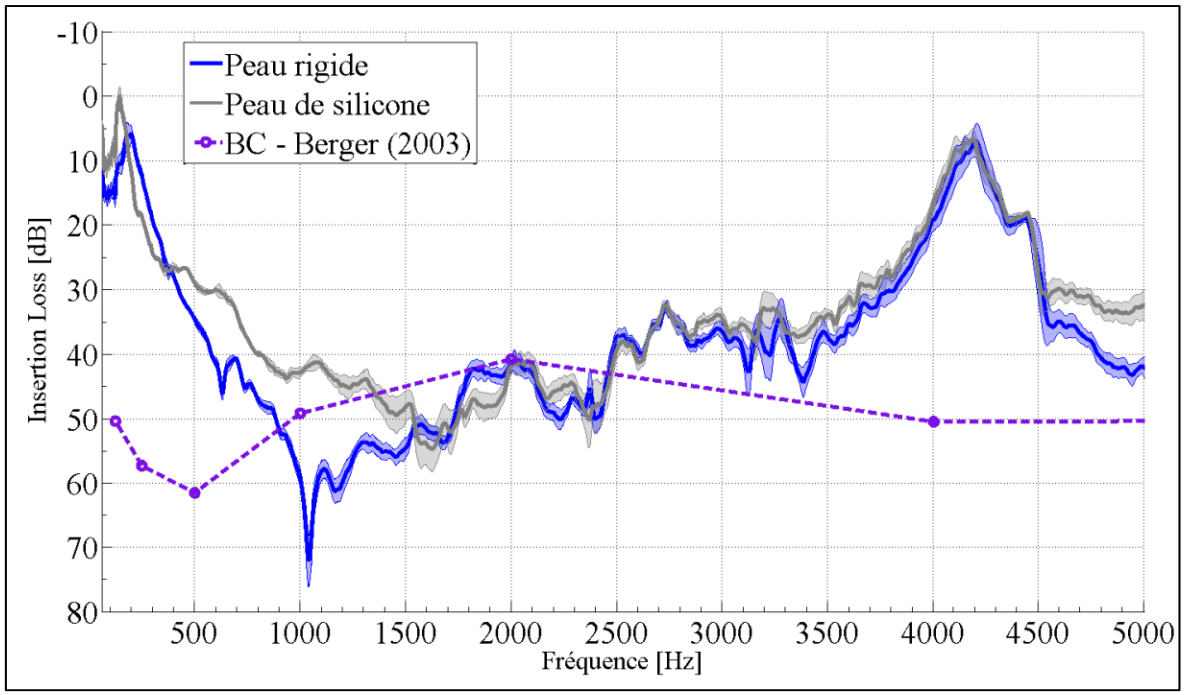

Figure 4.3 : Effet de la peau sur l'atténuation de la coquille EAR-MODEL-1000

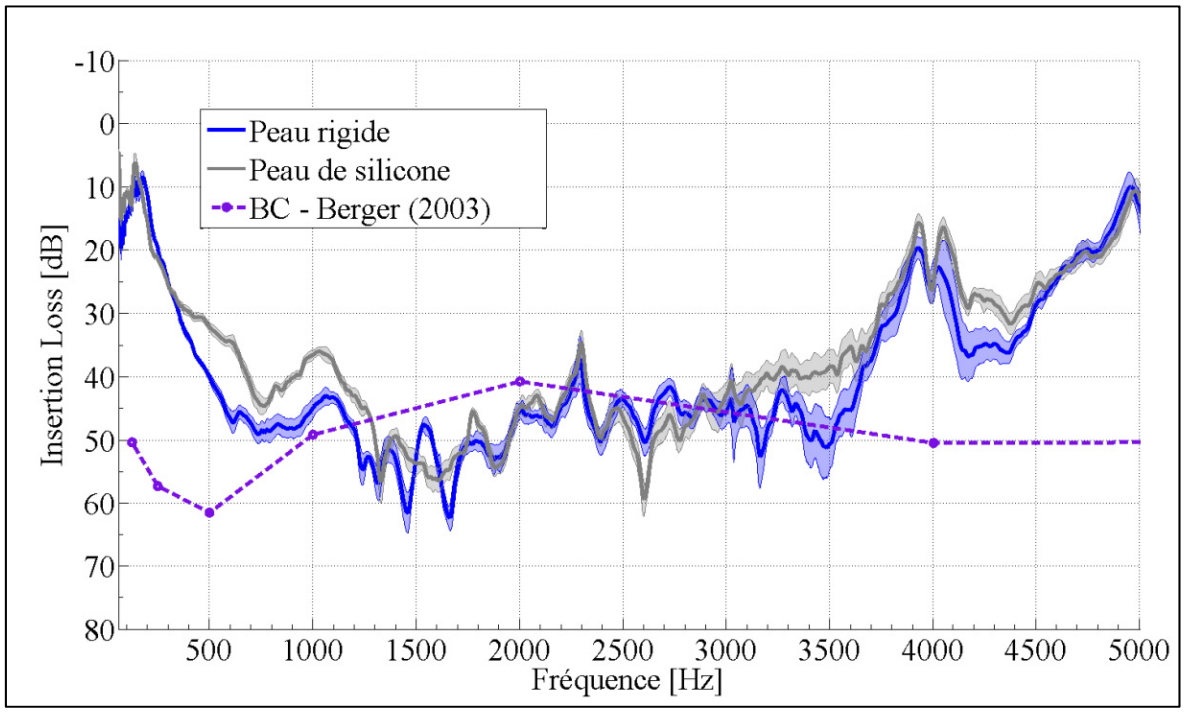

Figure 4.4 : Effet de la peau sur l'atténuation de la coquille PELTOR-OPTIME-98

4.4.2 Effet des évents

La Figure 4.5 montre l'effet des évents dans la gaine sur l'atténuation du coussin EAR-MODEL-1000 sans pompage (configuration similaire à la configuration 2 de l'article 1). On remarque que le fait de boucher les deux évents originaux n'a aucun effet sur l'atténuation qui est la même que dans la configuration nominale. Par contre, l'ajout de trous pour simuler des évents supplémentaires sur les flancs extérieurs de la gaine fait décroitre dramatiquement l'atténuation du coussin dans les basses fréquences, en dessous de 1 kHz. Un effet positif est toutefois observé localement vers 1.25 kHz. Il est probable que les chemins de transmissions ajoutés par les nouveaux évents interfèrent destructivement à cette fréquence avec les autres chemins de transferts de la coquille. On remarque également que lorsque suffisamment d'évents sont ajoutés, les différents *IL*s convergent asymptotiquement vers un *IL* de 28 dB en basses fréquences. Ce phénomène conviendrait d'être expliqué dans de futurs travaux. On pourra par exemple faire l'analogie avec une plaque perforée couplée à une cavité.

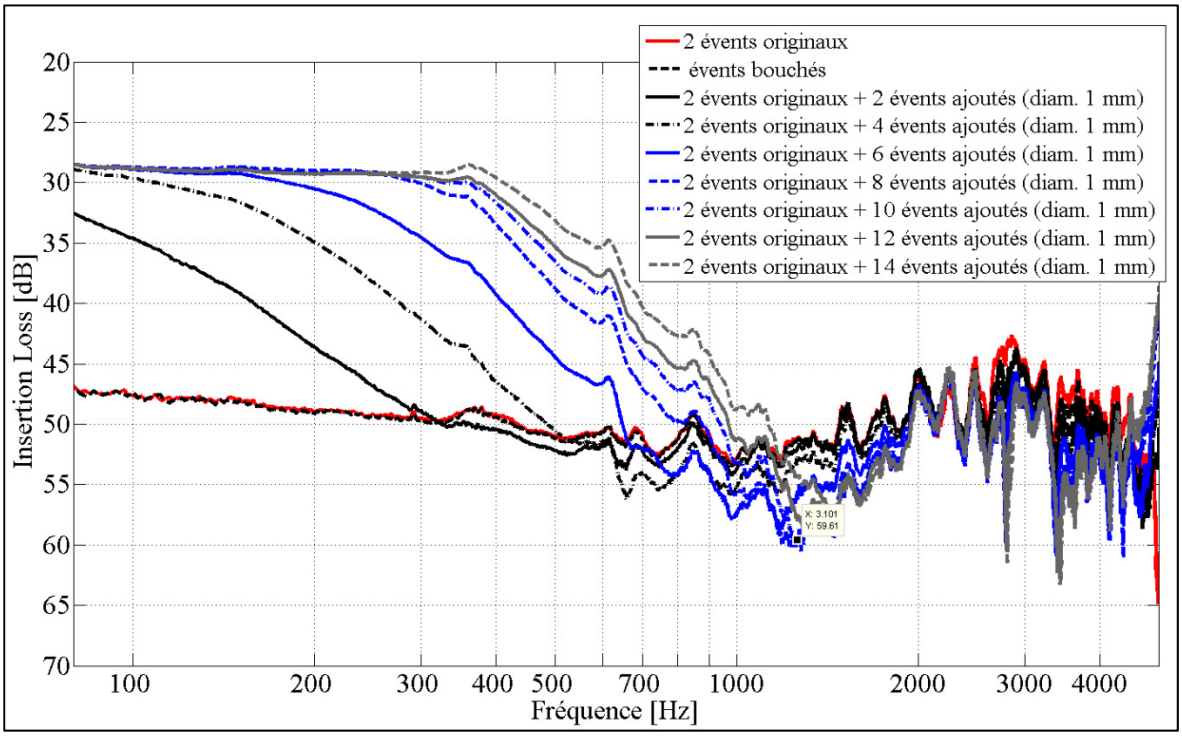

Figure 4.5 : Effet acoustique des évents sur l'atténuation du coussin

4.4.3 Effet de fuites artificielles

La Figure 4.6 montre l'effet des fuites artificielles sur l'atténuation du coussin EAR-MODEL-1000 sans pompage. Comme mentionné précédemment, l'effet d'introduire l'embout en plastique à travers le coussin cause une diminution du *IL* de 22 dB à 80 Hz (courbe noire en comparaison avec la courbe grise). La courbe noire représente la nouvelle référence pour les fuites artificielles.

Lorsque la fuite est présente, le *IL* diminue encore. Dans le cas d'une fuite de diamètre de 0.0315 in (courbe bleue), le *IL* observé à 80 Hz est proche de 0. Dans le cas d'un diamètre de 0.052 in (courbe rouge), le *IL* prend une valeur de -17 dB à 80 Hz. Dans les différents cas, l'effet de cette fuite artificielle apparaît pour des fréquences en dessous de 1.5 kHz. Au-delà de cette fréquence, jusqu'à 4.5 kHz, de légères différences de *ILs* sont observées.

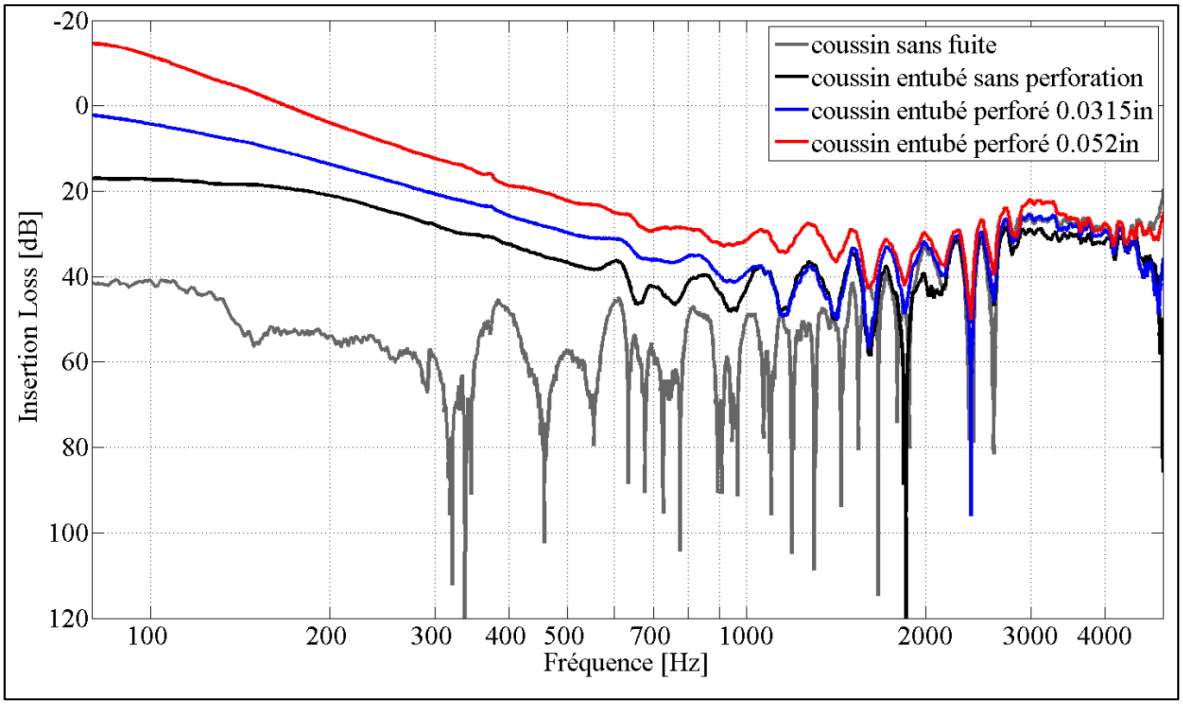

Figure 4.6: Effet des fuites artificielles sur l'atténuation du coussin EAR-MODEL-1000 sans pompage.

Cependant, aucun test de répétabilité n'a été effectué et il n'est donc pas possible de conclure sur l'effet des fuites pour cette bande de fréquence. Au-delà de 4.5 kHz, les *ILs* mesurés pour les différents cas prennent des valeurs différentes : le *IL* du coussin avec la fuite artificielle de 0.052 in se superpose avec le *IL* du coussin « intact », alors que le *IL* du coussin avec la fuite artificielle de 0.0315 in se superpose avec le *IL* du coussin avec l'embout en plastique non perforé. Ceci pourrait être expliqué par les variations des conditions de montages.

4.5 Conclusions et perspectives

4.5.1 Conclusions sur les effets de la peau sur le *IL* du protecteur

La peau a donc un effet prédominant dans les basses fréquences en particulier au niveau du pompage de la coquille et autour des résonances de cavité. Également, un effet positif et localisé est observé en moyennes fréquences. Deux hypothèses ont été émises pour expliquer ces phénomènes. La première est l'existence possible d'un chemin de transmission à travers la peau, qui pourrait être validée par un modèle numérique. La seconde est la modification de la condition limite du coussin, modifiant son comportement vibroacoustique. Il a été proposé de vérifier ceci expérimentalement. L'article 3 traitant en partie de l'effet des paramètres mécaniques sur la prédiction du *IL* des coquilles apporte également des éléments de réponse à la diminution de *IL* autour des résonances contrôlées par la cavité[14].

4.5.2 Conclusions sur les effets des évents sur le *IL* du coussin

Dans le cas du protecteur EAR-MODEL-1000, l'observation de l'effet des évents de la gaine sur l'atténuation du coussin montre qu'il n'est pas nécessaire de prendre en compte leur effet acoustique. De plus, d'après Boyer et al. (2011), la présence de ces évents n'affecte pas significativement le comportement dynamique du coussin, leur utilité étant de permettre au coussin de se dégonfler sous la contrainte de la force de serrage, afin de pouvoir épouser la

[14] On verra notamment par une étude de modes couplés que le comportement mécanique du coussin influe légèrement sur ces résonances.

forme de la tête. Cependant, ces mesures ne se sont pas intéressées à l'effet du temps de relaxation sur le comportement mécanique du coussin (le chapitre 6 fait mention de cet effet). Ainsi dans la suite, l'effet des évents sera négligé dans les modèles acoustiques et les coussins seront caractérisés d'un point de vue mécanique uniquement, dans leur configuration nominale, c'est-à-dire avec leurs deux évents originaux.

On peut toutefois montrer certaines limites à ces observations :

1. Elles se sont limitées à l'étude du coussin du protecteur EAR-MODEL-1000.
2. Aucune mesure n'a été effectuée sur l'effet acoustique des évents lorsque le pompage était autorisé.

4.5.3 Conclusions sur les effets des fuites sur le *IL* du protecteur

L'effet des fuites est observable pour des fréquences en dessous de 2.5 kHz. Les mesures cependant ont été effectuées avec le mouvement de pompage bloqué pour le coussin. Il conviendrait d'étendre l'étude en autorisant un tel pompage et en observant si l'effet des fuites sur l'atténuation domine la réponse en basse fréquence par rapport au mouvement de pompage, comme montré par Sides (2004).

La suite de cette thèse est consacrée à la modélisation des protecteurs de type coquille. On se place dans l'hypothèse d'un contact parfait entre la coquille et le baffle, c'est-à-dire sans fuite. Également, aucune fuite, ou défaut n'apparaît sur les domaines modélisés ou à leurs interfaces.

.

CHAPITRE 5

ARTICLE 2 :
LOW FREQUENCY FINITE ELEMENT MODELS OF THE ACOUSTICAL BEHAVIOR OF EARMUFFS

Sylvain Boyer[1], Olivier Doutres[1], Franck Sgard[2], Frédéric Laville[1], Jérôme Boutin[2]

[1]École de Technologie Supérieure, Department of mechanical engineering, 1100 rue Notre-Dame, Ouest, Montréal (QC), Canada, H3C 1K3

[2]Institut de Recherche Robert-Sauvé en Santé et Sécurité du Travail, 505 Boul. de Maisonneuve, Montréal (QC), Canada, H3A 3C2

Cet article a été publié dans la revue

Journal of the Acoustical Society of America (Vol. 137, n°5, p.2602-2613) en mai 2015

Rapport-Gratuit.com

Abstract

This paper compares different approaches to model the vibroacoustic behavior of earmuffs at low frequency and investigates their accuracy by comparison with objective insertion loss measurements recently carried out by Boyer et al. [(2014). Appl. Acoust. **83**, 76–85]. Two models based on the finite element (FE) method where the cushion is either modeled as a spring foundation (SF) or as an equivalent solid (ES), and the well-known lumped parameters model (LPM) are investigated. Modeling results show that: (i) all modeling strategies are in good agreement with measurements, providing that the characterization of the cushion equivalent mechanical properties are performed with great care and as close as possible to *in situ* loading, boundary, and environmental conditions and that the frequency dependence of the mechanical properties is taken into account, (ii) the LPM is the most simple modeling strategy, but the air volume enclosed by the earmuff must be correctly estimated, which is not as straightforward as it may seem, (iii) similar results are obtained with the SF and the ES FE-models of the cushion, but the SF should be preferred to predict the earmuff acoustic response at low frequency since it requires less parameters and a less complex characterization procedure.

5.1 Introduction

A widespread solution used to protect the worker from noise exposure consists in using hearing protection devices (HPDs), such as passive earmuffs. Earmuffs are typically made up of a plastic cup filled with a foam insert and a comfort cushion attached to the cup through a back plate (see Figure 5.1). The cushion ensures an acoustic sealing between the skin and the cup, and guarantees a certain comfort to the user.

The use of passive earmuffs is, however, associated with three main issues. First, they can affect the acoustical and physical comfort of the worker thereby inducing a reduction of the earmuff wearing time and an increase in his noise exposure (Gerges, 2012). Second, there remain issues associated with measurement methods to assess the real protection brought by

earmuffs in the workplace, such as the field measurement in real ear. In particular, the effect of the position of the outer and inner microphones on the earmuff noise attenuation (*NR*) has not been studied yet and the compensation factors to be used to relate *NR* and the insertion loss (*IL*) are still unknown. Third, there is a lack of tools to optimize the acoustical design of the earmuffs. Various analytical and numerical models have been proposed in the past to predict the vibroacoustic behavior of earmuffs. They are briefly reviewed next.

The analytical models are usually lumped parameters models (LPMs), such as the one developed by Zwislocki (1955) , Shaw and Thiessen (1958), Paurobally and Pan (2000), Sides (2004), Du and Homma (2009), and Kalb (2010). They are used to model the sound attenuation of circumaural HPDs at low frequency, typically < 1 kHz. They consider the plastic cup as a rigid mass attached to a spring damper system representing the cushion in parallel with the air cavity stiffness enclosed by the earmuff. This system exhibits a mass-spring resonant response called pumping motion, which occurs typically between 100 Hz and 300 Hz. This modeling strategy is useful to approximate the behavior of the earmuff, but it is limited to low frequencies, i.e., below the first acoustic or elastic structural resonance of the system. To overcome this limitation, numerical models based on the finite element method (FEM) or the boundary element method (BEM) have been proposed (Lee and Ciskowski, 1995; Vergara et al., 2002; Anwar, 2005; James, 2006; Khani et al., 2007; Du and Homma, 2009; Sgard et al., 2010). They are able to predict the vibroacoustic behavior of earmuffs over a large frequency band, typically up to 5 kHz. Furthermore, the solid and fluid domains are modeled geometrically, and couplings are naturally accounted for through continuity conditions of displacements and stress vectors. The FEM or BEM modeling strategies are promising predicting tools to capture the trends of the earmuff vibroacoustic behavior. However, the choice of the various FEM-BEM models proposed for the different HPD components have never been clearly justified and have not been compared to each other. This is especially true for the cushion, which is either modeled using equivalent spring elements or as an equivalent linear isotropic elastic material.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

As underlined by Shaw and Thiessen (1958), the sound attenuation of earmuffs at low frequencies (i.e., around the pumping motion resonance) is mainly controlled by the combined stiffness of the cushion and the air cavity, and by the mass of the cup. The cushion component is, undoubtedly, the trickiest component to characterize for both FEM and LPM modeling strategies because of its physical complexity. The cushion is generally made of a foam piece surrounded by a polymeric sheath, which ensures the seal between the skin and the plastic cup. Vent holes are made either through the sheath or sometimes through the back plate to allow for the cushion to deflate when subjected to the headband force. This multi-domain component presents, therefore, a real modeling challenge as the cushion model must be able to capture both the suspension mechanical effect at low frequencies and the sound transmission through its lateral walls at mid frequencies (Boyer et al., 2014) and possibly the effect of the vent holes. An additional difficulty lies in the fact that the cushions are made from polymer materials whose mechanical properties depend on frequency, temperature, and dynamic and static compression rate; the latter parameter being set by the headband force (Boyer et al., 2011). Because of all these issues, the cushion stiffness used in the LPM models is usually assessed from curve fitting of *IL* experimental data and is considered frequency independent.

The goal of this paper is to compare the LPM and FEM modeling strategies at low frequencies (i.e., $f < 500$ Hz). In the case of the FEM, the cushion is either modeled as a spring foundation (SF) or as an equivalent isotropic viscoelastic solid (ES). In the SF model, the cushion only deforms along its thickness and no sound can be transmitted through its lateral walls. This model does not require meshing the cushion volume, which thus reduces significantly the computation time. On the contrary, the ES model allows for cushion tridimensional elastic deformations and a possible sound transmission through its lateral walls. Two commercial earmuffs with different designs are investigated (their respective components are presented in Figure 5.1): the EAR-MODEL-1000 (3M™ E-A-R™, Indianapolis, USA) already studied in Lee and Ciskowski (1995), Vergara et al. (2002), Khani et al. (2007), Sgard et al. (2010), Boyer et al. (2011), Boyer et al. (2013), Berger et al.

(2012), and the PELTOR-OPTIME-98 (3M™ Peltor™, Indianapolis, USA) (to the authors' knowledge, no acoustical model was developed previously for this earmuff). The two earmuff models mainly differ by their respective cushion design. The EAR-MODEL-1000 cushion is made of a flexible foam surrounded by a polymeric sheath; the whole being glued to the back plate by the use of an adhesive plastic tape included to the bottom face of the sheath. The PELTOR-OPTIME-98 has a built-in back plate cushion, which is clipped to the ear cup. This foam-filled cushion contains a gel pouch thermoformed with the back plate and the sheath. In the following, the earmuffs are considered to lie on a rigid baffle (see Figure 5.1(c) and (d)), with a perfect sealing between the cushion and the baffle.

A thorough characterization of the two types of foam-filled cushions equivalent mechanical parameters as a function of frequency and static compression is performed at very low frequencies ($f < 60$ Hz) using two experimental setups and a rheological model of viscoelastic materials. Due to the viscoelastic nature of the cushion components, much effort is made to carry out the characterization procedure using loading, boundary, and environmental conditions as close as possible from the ones set during the acoustic tests. Whereas the equivalent complex stiffness required in both the LPM and SF modeling strategies is directly assessed from the characterization experimental setups, the equivalent Young's modulus required in the ES approach is estimated by an inverse hybrid method combining measurements and a structural FEM model of the characterization experimental setup. The equivalent mechanical properties (i.e., stiffness or Young's modulus and loss factor) are then extrapolated at higher frequency using a four-parameter fractional derivative Zener (FDZ) model. The necessity to account for their frequency dependence in order to predict accurately the earmuff attenuation at the pumping resonance is underlined. The attenuations calculated using the two FEM models are compared to each other and to experimental data presented in Boyer et al. (2014). Finally, this work examines the accuracy of a LPM by comparing different empirical formulations to approximate the earmuff internal air cavity stiffness to the experimental results.

The paper is organized as follows. Section 5.2 presents the various LPM formulations used in the literature. Section 5.3 describes the earmuffs FE models together with the two modeling strategies (SF and ES) for the cushions. The characterization procedure to determine the cushions equivalent mechanical properties of the cushions is detailed in section 5.4. Finally, section 5.5 compiles and discusses the comparisons between the model predictions and the acoustical measurements.

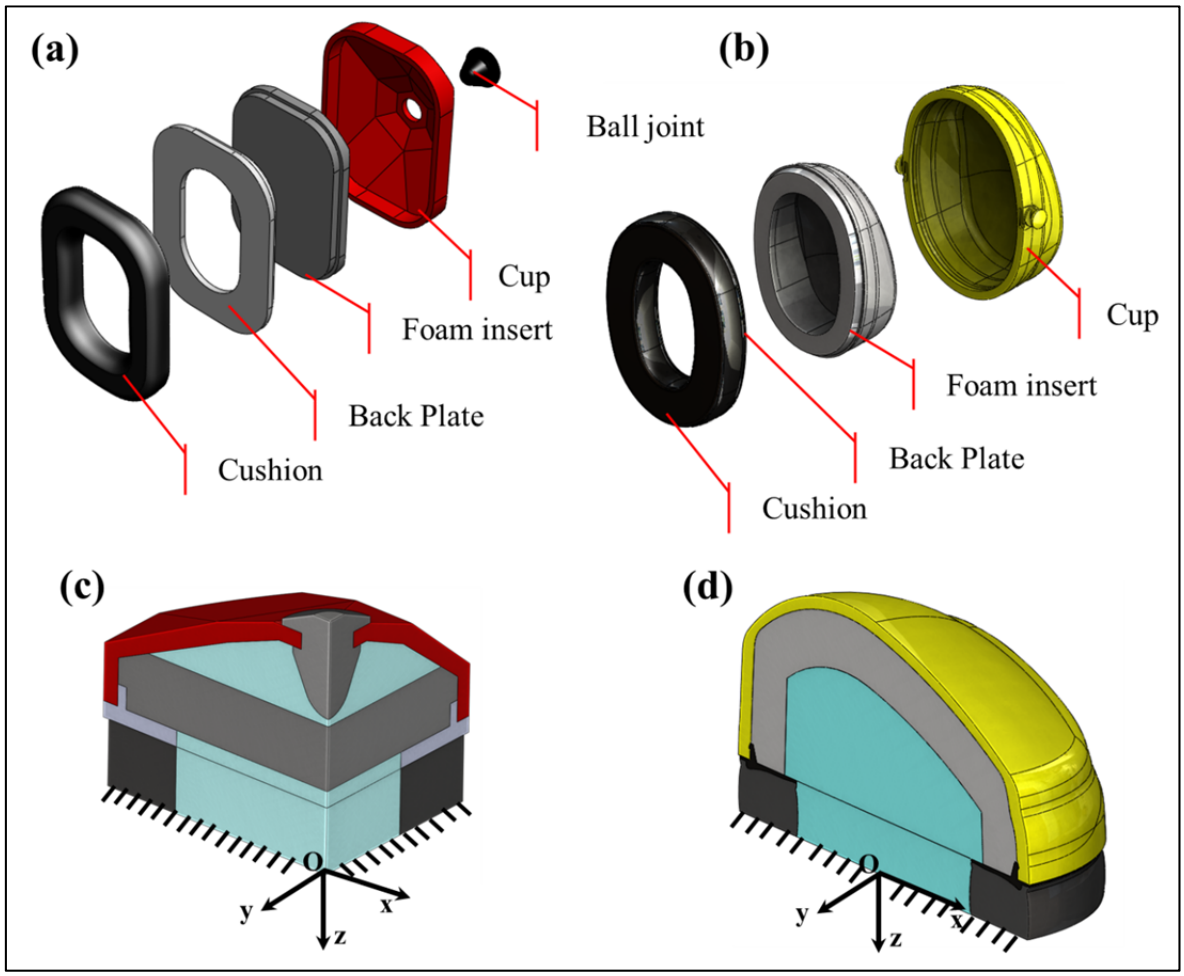

Figure 5.1 : Components of the EAR-MODEL-1000 earmuff
(a) and PELTOR OPTIME 98
(b); CAD geometries of the EAR-MODEL-1000
(c) and PELTOR-OPTIME-98
(d). The earmuff is located in the negative z-space and lies on the baffle at z = 0

5.2 LPMs Formulations

LPMs are the easiest ways to predict the low frequency response of earmuffs. In the case of a perfect sealing between the cushion and the baffle and the foam insert being removed from the cup, the sound attenuation of the earmuff given by the analytical models (Zwislocki, 1955; Shaw and Thiessen, 1958; Paurobally and Pan, 2000; Sides, 2004; Du and Homma, 2009) can be expressed as:

$$Att = p_i / p_o = A \cdot \left(k_{air} \Big/ \left(-\omega^2 m + (k_{air} + k) + j\omega c \right) \right) \tag{5.1}$$

where p_i and p_o are the sound pressures applied respectively on the inner (S_i) and outer (S_o) boundaries of the earmuff, j is the imaginary unit ($j^2 = -1$), m represents the mass of the cup, k is the equivalent stiffness of the cushion, and c is the cushion viscous damping coefficient which can be expressed as a function of the structural loss factor of the cushion, η : $c = \eta\sqrt{mk}$. $k_{air} = \rho c^2 S_r^2 / V_r$ is the air cavity stiffness assumed to be similar to that of a cylindrical volume V_r of circular cross section S_r enclosed by the earmuff, ρ and c are the air cavity density and sound speed. A is a term accounting for the thickness of the plastic cup. For Sides (2004), $A = S_o / S_i$, while for Du and Homma (2009) and other authors $A = 1$ and, thus $S_o = S_i$.

It should be noted that the definitions of S_o, S_i and S_r remain ambiguous. S_o and S_i are the areas on which the outer and inner sound pressures act but they are commonly assumed to be equal to the areas projected onto the baffle. In addition, two formulations of S_r can be found in the literature. In the first one, S_r is defined as the area "covered by the earmuff" (Zwislocki, 1955; Shaw and Thiessen, 1958; Paurobally and Pan, 2000; Du and Homma, 2009), see Figure 5.2(a). This formulation is referred to as the Du and Homma formulation in the rest of the paper. The drawings provided in these publications depict the earmuff as a

hemispherical cross section and S_r is evaluated using the cup mid surface. Consequently, the lateral cushion's thickness is not accounted for and thus S_r is equal to the projected area S_o. A second expression is given by Sides (2004): $S_r = \sqrt{S_i \cdot S_S}$, where S_S and S_i are the area of the air cavity surrounded by the cushion projected onto the baffle and the earmuff inner boundary area projected onto the baffle, respectively (see Figure 5.2(b)). This expression was originally suggested in Shaw (1979) and is referred to as the Sides formulation in the following. In this work, both Du and Homma's and Sides's formulations are applied to predict the sound attenuation of the two studied commercial earmuffs. For comparison purposes and in order to remove any ambiguity, the Sides formulation is also computed considering the developed areas for S_o and S_i instead of the projected areas. Indeed, the use of developed areas seems *a priori* more consistent with the definition of S_o and S_i.

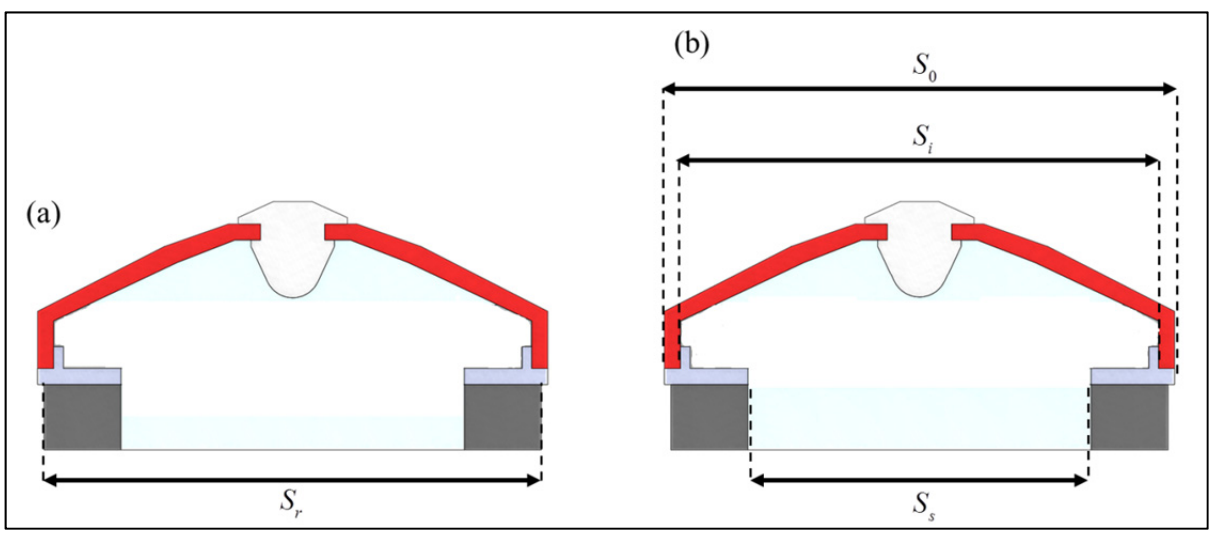

Figure 5.2 : Area terms used in the analytical LPM models: (a) definitions found in Shaw and Thiessen (1958, 1962), Shaw (1979), Paurobally and Pan (2000), and Du and Homma (2009), (b) definition used by Sides (2004)

The cup mass is directly assessed using a scale, while the volume enclosed by the earmuff and the different projected or developed areas are precisely estimated from the Computer Aided Design (CAD) software. The equivalent mechanical properties of the cushion, i.e. its

stiffness and its loss factor are measured according to the procedure described in section 5.4. All input parameters required in the LPM (except for the cushion stiffness k and loss factor η) are given in Table 5.1.

Table 5.1 : Input parameters for the LMP models of the EAR-MODEL-1000 and the PELTOR-OPTIME-98.

Parameters		EAR-MODEL-1000	PELTOR-OPTIME-98
	Cup mass (back plate included) (g)	68	81.2
	V_r Air cavity volume (mm^3)	130306	206679
	S_S (mm^2)	2342	2123
	$S_r^{(1)}$ (mm^2) (Du and Homma, 2009)	6701	7144
Projected area onto the baffle	S_o (mm^2)	7089	7293
	S_i (mm^2)	6137	6020
	$A = S_o / S_i$	1.155	1.211
	$S_r^{(2)} = \sqrt{S_i \cdot S_S}$ (mm^2) (Sides, 2004)	3791	3575
Developed area	S_o^{dev} (mm^2)	12321.38	15261
	S_i^{dev} (mm^2)	13923.63	16012.02
	$A^{dev} = S_o^{dev} / S_i^{dev}$	0.885	0.953
	$S_r^{(2,dev)} = \sqrt{S_i^{dev} \cdot S_S^{dev}}$ (mm^2) (Sides, 2004)	5710.88	5830.72

5.3 FEM model of earmuffs

5.3.1 General considerations

The numerical model of the baffled earmuff is implemented in the commercial FEM software *COMSOL Multiphysics*® (COMSOL®, Stockholm, Sweden). The geometry and the orientation of the model are illustrated in Figure 5.1. The bottom face of the cushion is located in the plane z=0, and the earmuff lies in the negative z-space. The FEM models were simplified by using symmetry planes, in order to decrease the total number of degrees of freedom of the final system to be solved. EAR-MODEL-1000 includes two symmetry planes:

(*O, x ,z*) and (*O, y, z*) while the model developed for the PELTOR-OPTIME-98 involves only one: (*O, x, z*).

In the following, the coupled problem is solved in the frequency domain, and all the fields are assumed to have a temporal dependency which can be expressed as $\exp(j\omega t)$ where ω is the circular frequency. The external sound field is assumed to be an incident plane wave which propagates in the direction normal to the baffle (direction z), and reflect onto the rigid baffle without dissipation. The sound scattering effect induced by the earmuff attached to the baffle is neglected and the sound pressure applied on the external boundaries of the earmuff (cup, back plate, and the cushion) is assumed to be: $P_{ext} = P_0 \cdot \exp\left(-j\left(k_z \cdot z\right)\right) + P_0 \cdot \exp\left(+j\left(k_z \cdot z\right)\right) = 2P_0 \cos\left(k_z \cdot z\right)$, where P_0 is the amplitude and k_z is the wave number components along the axis *z*. Neglecting the scattering effect is found to be a reasonable assumption for frequencies up to 500 Hz according to more realistic simulations carried out with commercial software *LMS Virtual.Lab*^{TM} (Siemens ©, Munich, Germany) where the external domain is taken into account using an automatically matched absorbing layer applied on a convex acoustic volume enclosing the earmuff. These calculations are not shown here for the sake of conciseness.

Finally, the *IL* is chosen as the acoustical indicator to evaluate the sound attenuation. It is computed as the difference of the sound pressure level at the center of the baffle where the HPD is located, without and with the HPD:

$$IL = 20 \cdot log_{10}\left(\frac{2 \cdot P_0}{2e^{-5}\sqrt{2}}\right) - 20 \cdot log_{10}\left(\frac{\left|p\left(x=0, y=0, z=0\right)\right|}{2e^{-5}\sqrt{2}}\right) \tag{5.2}$$

5.3.2 Cup, backplate and enclosed air cavity

The geometries of the cup and the back plate have been modeled using the CAD software SolidWorks (Dassault Systèmes®, Paris, France), based on caliper measurements for the MODEL-EAR-1000, and based on the CAD files provided by the manufacturer for the PELTOR-OPTIME-98. The cup and the back plate are modeled as linear elastic domains for both earmuffs. The corresponding material properties are given in Table 5.2. They were measured for the earmuff EAR-MODEL-1000 while data for the PELTOR-OPTIME-98 were either measured or determined based on the datasheets provided by the manufacturer. The enclosed air cavity is modeled as a fluid domain, defined by its density, (ρ = 1.21 kg/m^3) and sound speed (c = 343 m/s). Viscous and thermal dissipations occurring at the cavity boundaries were accounted for using a structural loss factor η_a = 1% in the internal cavity. The coupling between the structure and the internal fluid is ensured through the continuity of structural and fluid normal displacements and normal stresses at the coupling interface.

Table 5.2 : Material parameters used for the earmuffs

	EAR-MODEL-1000		**PELTOR-OPTIME-98**	
	Cup	Back plate	Cup	Back plate
Density (kg/m^3)	1200	1200	1040	1370
Young's Modulus (GPa)	2.16	2.16	2.2	2.4
Poisson's ratio (1)	0.38	0.38	0.38	0.38
Loss factor (1)	0.05	0.05	0.05	0.05

5.3.3 Cushion

5.3.3.1 Geometry

When the cushion is compressed by the headband force, its shape can become very complicated due (1) to bulging effects of the cushion itself and (2) to the spatial inhomogeneity of the cushion static compression rate caused by a non-planar distribution of

Rapport-Gratuit.com

the headband force. The latter effect strongly impacts the equivalent mechanical properties of the cushion as discussed in details in sections 5.4.4 and 5.4.5. Despite the observed non homogeneous cushion thickness, the geometry of the cushions is chosen as a simple annular shape whose constant thickness equal to the minimum one (i.e., location of maximum deflection). It is considered that the modified cushion geometry due to the non-planar distribution of the headband force can be neglected. Taking into account the actual geometry of the cushion rather than a simpler one has very little effect on the earmuff *IL* at low frequency, as long as the equivalent mechanical parameters are correctly assessed. The geometry of each cushion has been built using the CAD software. The shape of the EAR-MODEL-1000 was an extrusion of the face that is glued to the back plate. For the PELTOR-OPTIME-98, the cushion geometry was extracted from the CAD files graciously offered by the manufacturer and was truncated to be equivalent to the compressed thickness. Note that the vents holes are not modeled here since experimental observations made by the authors showed that they did not induce a significant effect on the cushion *IL*.

5.3.3.2 SF model

The SF model is the easiest and fastest strategy to model the cushion: the cushion is modeled as a viscoelastic boundary condition applied on the back plate surface in the z-direction. The air cavity enclosed by the cushion has to be modeled as this domain participates together with the cushion to the total stiffness applied to the cup. The geometry of the cushion is therefore reproduced, but the boundary of the fluid domain, which is in contact with the cushion, is replaced by a rigid wall boundary condition. Thus, the sound transmission through the lateral walls of the cushion is not taken into account in this model. This is a reasonable assumption since, at low frequency, the acoustical behavior of the cushion is governed by the resonance of the pumping motion rather than the sound transmission through its flanks (Boyer et al., 2014).

The SF model requires the knowledge of an equivalent stiffness k and an equivalent loss factor η, which are determined from the characterization procedure detailed in section 5.4. Furthermore, a distributed mass equal to one third of the mass of the sheath and the foam garniture is added on the back plate boundary connected to the cushion, in order to account for the cushion mass (Rodriguez and Gesnouin, 2007). In the case of the PELTOR-OPTIME-98 the mass of the oil pouch (13.6 g) represents 76% of the total mass of the cushion (17.8 g) without the back plate (10 g). This oil pouch is modeled as a distributed mass on the back plate boundary to which the oil pouch is connected.

5.3.3.3 ES model

In order to allow for cushion three-dimensional (3D) elastic deformations, the earmuff cushion is modeled as a homogeneous isotropic linear viscoelastic solid. The use of a solid domain increases the realism and should allow one to better account for the coupling between the cushion and the back plate at higher frequencies (this will be investigated in a forthcoming paper). It also allows for possible flanking sound paths, which are not negligible at higher frequencies (Boyer et al., 2014). The physical and mechanical properties of this equivalent material are: the density, ρ, the Young's modulus, E, the loss factor, η, and the Poisson's ratio, ν. The equivalent density, q, of each cushion is determined using a scale with an accuracy of 0.01 g, and the CAD software is used to estimate the compressed cushion volume of the deformed simplified geometry. The fluid pouch of the PELTOR-OPTIME-98 cushion was again modeled as an added mass attached to the back plate. The loss factor, g, of the ES model is taken equal to that of the SF model and is assessed directly following the procedure detailed in sec. 5.4.1. Finally, the two remaining mechanical properties (E, ν) are determined using an inverse approach based on equivalent stiffness measurements and a FEM structural model of the measurement setup (see section 5.4.2).

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

5.4 Cushion equivalent mechanical properties

The cushion is made of a complex assembly of viscoelastic materials whose equivalent mechanical parameters depend on temperature, time of compression, static and dynamic compression rates, and frequency. The equivalent mechanical properties should, therefore, be characterized using loading, boundary, and environmental conditions as close as possible to those set during the acoustic tests. This section describes a characterization procedure of the cushion equivalent mechanical parameters required in the models based on two experimental setups and a rheological model of viscoelastic materials. The focus is put on the effect of the static compression rate and the frequency dependence of the equivalent mechanical parameters. The effect of temperature on the cushion equivalent mechanical parameters is not investigated in this work since both the characterization procedure and the acoustic measurements were carried out at a similar room temperature ~22 °C.

5.4.1 Experimental setups to measure the equivalent complex stiffness

The resonant characterization method described by Sgard et al. (2010) and Boyer et al. (2011) and shown in Figure 5.3(a) is used to estimate the cushion equivalent complex stiffness from low to high compression rates. The cushion is mounted on a shaker and submitted to the weight of a mass calibrated to reproduce the desired compression rate. The vibration transmissibility is measured using two accelerometers mounted on the excitation plate and the mass. The cushion equivalent stiffness and equivalent loss factor are determined at the resonance frequency of the system, typically between 25 Hz and 40 Hz, by curve fitting a simple spring/dashpot/mass model.

A Quasistatic Measurement Analysis (QMA) method is also used to assess the frequency-dependence of the complex equivalent stiffness. This method was originally used to characterize the mechanical properties (E, η, ν) of viscoelastic homogeneous or heterogeneous material specimen with cylindrical shapes. The description of the

experimental setup can be found in Sahraoui et al. (2000) and Langlois et al.(2001). It consists in placing the tested sample between two plates covered of sandpaper so that no sliding motion of the sample is allowed. The experimental setup used in this work can be seen in Figure 5.3(b). The top plate is fixed during measurements, but is moved before measurements to statically compress the sample with an accurate tuning of the compressed thickness, while the bottom plate is used to dynamically compress the sample. It is worth noting that this characterization setup is close to realistic conditions occurring during acoustic *IL* tests (Boyer et al., 2014): the force applied by the bottom plate mimics the headband force and the top motionless plate mimics the rigid baffle. A harmonic displacement is applied to the bottom plate via a mechanical shaker. A force transducer placed on the top plate and attached to the casing measures the force transmitted through the sample. The displacement of the bottom face is obtained from an accelerometer, and the transfer function between the transmitted force and this imposed displacement (i.e., complex dynamic stiffness) is then computed. The equivalent stiffness is given by the real part of this transfer function, while the equivalent loss factor is estimated from the ratio of the imaginary part of the transfer function over its real part. The tests are performed with a 10 Hz frequency step from 10 Hz up to 60 Hz. It should be underlined that the shaker used in the QMA setup does not allow for measurements at high compression rate (i.e., $\tau_s > 10\%$); which justifies the use of the resonant method described previously.

The frequency dependent parameters for a compression rate > 10% are thus determined as follows. First a QMA measurement is carried out at low frequencies (10 Hz $< f <$ 60 Hz) for low static compression ($\tau_s \approx 10\%$) in order to get the frequency dependence of k and η in this frequency range (these curves are denoted as “master curves” in the following). Second, a measurement is performed using the resonant method to assess the stiffness at the desired static compression rate ($\tau_s > 10\%$). Third, the master curves are translated along the y-axis until the point (frequency, parameter) determined using the resonance method belongs to the translated curve. An example of this procedure is given in section 5.4.4. The frequency dependence of the parameters is thus supposed to be independent from the static compression

rate. This assumption relies on additional measurements carried out on a single cushion for 2.5% $< \tau_s <$ 10% which showed that the frequency dependence does not vary significantly with the static compression rate.

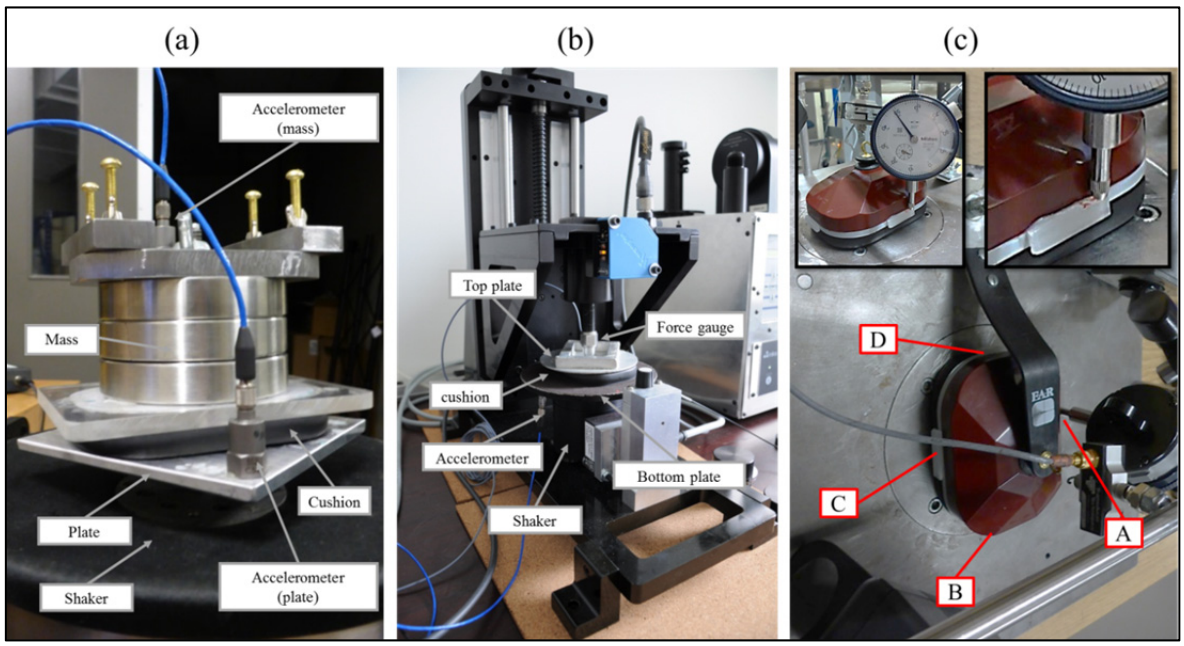

Figure 5.3 : Setups used in the cushion mechanical characterization procedure: (a) resonant method; (b) quasistatic method. (c) *in situ* measurement of the cushion compression rate at four cardinal points, namely A, B, C and D.

5.4.2 Inverse method to estimate the equivalent Young's modulus

The equivalent complex Young's modulus required in the ES model is determined from a hybrid inverse method using the measured equivalent complex stiffness and a FEM model of the QMA experimental setup. The cushion geometry used in this FEM model is the one described in 5.3.3.1. A dynamic displacement is imposed on one side of the cushion and the reaction force along the z-direction on the opposite side of the cushion (i.e., transmitted to the rigid and motionless plate) is calculated. The Young's modulus is adjusted until the simulated equivalent stiffness matches the measured one. However, this inverse method requires the knowledge of cushion equivalent Poisson's ratio, which unfortunately cannot be

measured directly for such complicated geometry. The inverse procedure was thus carried for three different values of Poisson's ratio: 0, 0.3, and 0.4. The influence of the Poisson's ratio on the computed *IL* is investigated in section 5.5.2.

5.4.3 Compression time and dynamic compression rate

The effect of the compression time (t_e) of the cushion subjected to a constant load (i.e., headband force in the acoustic tests, mass loading in the resonant characterization method) on its equivalent stiffness was investigated but is not presented in this paper for the sake of conciseness. A significant influence of t_e was observed during resonant tests and more particularly for t_e < 15 min. This effect was more pronounced in the case of the PELTOR-OPTIME-98 cushion for which a stiffness increase of 20 % occurred during the first 15 minutes. In the following, all measurements related to characterization are carried out at t_e = 5 min in order to be consistent with the acoustic tests which were carried out after a compression time of 5 min (Boyer et al., 2014).

The dynamic compression rate τ_d is expected to be very small during the *IL* measurements because of the system is excited acoustically. All QMA measurements were thus performed with an excitation dynamic strain amplitude set to 0.04% of the sample nominal thickness. This amplitude was chosen because it ensured a linear behavior of the cushion. This parameter has not been controlled during the resonant tests but the good agreement obtained between the two characterization methods for a given static compression rate (see section 5.4.4) indicates that the cushion behaved linearly during the resonant method.

5.4.4 Static compression rate

The cushion static compression rate τ_s imposed by the headband force has already been identified as one of the most important parameter affecting the cushion mechanical behavior (Anwar, 2005 ; Boyer et al., 2011). This parameter is thus measured *in situ* on the

experimental test rig used during the *IL* measurements (Boyer et al., 2014) as shown in Figure 5.3(c). The cushion deflection is assessed at four different locations around the earmuff using a plastic blade glued on the cup. The cushion nominal thickness (i.e., thickness of the uncompressed cushion) is measured using a caliper at the same locations. The compression rate is found to vary between 9.3% and 19.3% for the EAR-MODEL-1000 and between 10.8% and 31.1% for the PELTOR-OPTIME-98. τ_s results for all locations are given in Table 5.3. It is shown that the test rig used to apply the headband force during the acoustical tests results on a large spatial inhomogeneity as far as τ_s is concerned. For both HPDs, the maximum (respectively, minimum) compression occurs at position B (respectively, position D) of the earmuff.

Table 5.3 : Static compression rate measured *in situ* at 4 locations on the cushion (see Figure 5.3(c))

	A	**B**	**C**	**D**
EAR-MODEL-1000	13.6	19.3	10.2	9.3
PELTOR-OPTIME-98	23.2	31.1	22.6	10.8

Resonant and quasistatic measurements are then carried out using the *in situ* measured static compression rates. These measurements are then coupled in order to get the frequency dependent curves (at low frequency) as explained previously. The results are presented in Figure 5.4(a)-(b)-(d)-(e). For both HPDs, quasistatic measurements are performed at τ_s = 10% (see thick gray dashed line) and resonant measurements are carried out at a static compression rate as close as possible to the ones measured *in situ* (see plain square, plain triangle and plain circle). First, it is shown that the two characterization methods provide identical results when τ_s is set to the same value of 10%. Second, as expected, the equivalent stiffness assessed with the resonant method increases when the compression rate increases. This is coherent with what has been reported in Shaw and Thiessen (1962) and Pääkkönen (1992) that is, as the headband force increases, the equivalent cushion stiffness increases and thus the attenuation at low frequencies also increases. However, this trend is much less pronounced in the case of the PELTOR-OPTIME-98, most probably because the sheath

rigidity of its cushion is much lower compared to that of the EAR-MODEL-1000. Two different tendencies are observed for the loss factor, depending on the HPD model. In the case of the EAR-MODEL-1000, the loss factor is slightly affected by the cushion's compression rate and the frequency (Figure 5.4(b)), while for the PELTOR-OPTIME-98 it increases significantly with both the compression rate and the frequency (Figure 5.4(e)) and reaches unexpected high values for $\tau_s > 20\%$. This difference of behavior between the two HPDs may come from the oil pouch constituting the PELTOR-OPTIME-98 cushion. However, it is also suspected that this very important value (i.e, see plain circle in Figure 5.4(e)) can be attributed to a damping added by the resonant characterization setup.

The frequency-dependent measured equivalent stiffness and loss factor obtained from the two characterization setups described previously (see section 5.4.1) are presented with "x" marks for both HPDs in Figure 5.4(a)-(b)-(d)-(e). These curves are only calculated at $\tau_s = 19.8\%$ for the EAR-MODEL-1000 and at $\tau_s = 33.5\%$ for the PELTOR-OPTIME-98. This choice will be explained later. Because of the very high and questionable loss factor measured for high static compression rate in the case of the PELTOR-OPTIME-98 (see Figure 5.4(e)), two different frequency dependent curves of the loss factor are considered in the following; the first (denoted as case (1)) corresponds to the one obtained at $\tau_s = 10\%$ using quasistatic measurements (i.e., the master curve, see "x"-markers in Figure 5.4(e)); the second (denoted as case (2)) corresponds to the master curve which is translated along the y-axis until it reaches the loss factor determined using the resonance method (see "+" mark on Figure 5.4 (e)).

Finally, the determination of the equivalent Young's modulus based on the procedure described in 5.4.2 has only been carried out at τ_s=19.8% for the EAR-MODEL-1000 and at τ_s=33.5% for the PELTOR-OPTIME-98. The inverse method has been applied for three different Poisson's ratios and the results are presented in Figure 5.4(c) and (f). As expected, the equivalent Young's modulus decreases when Poisson's ratio increases (Langlois et al., 2001).

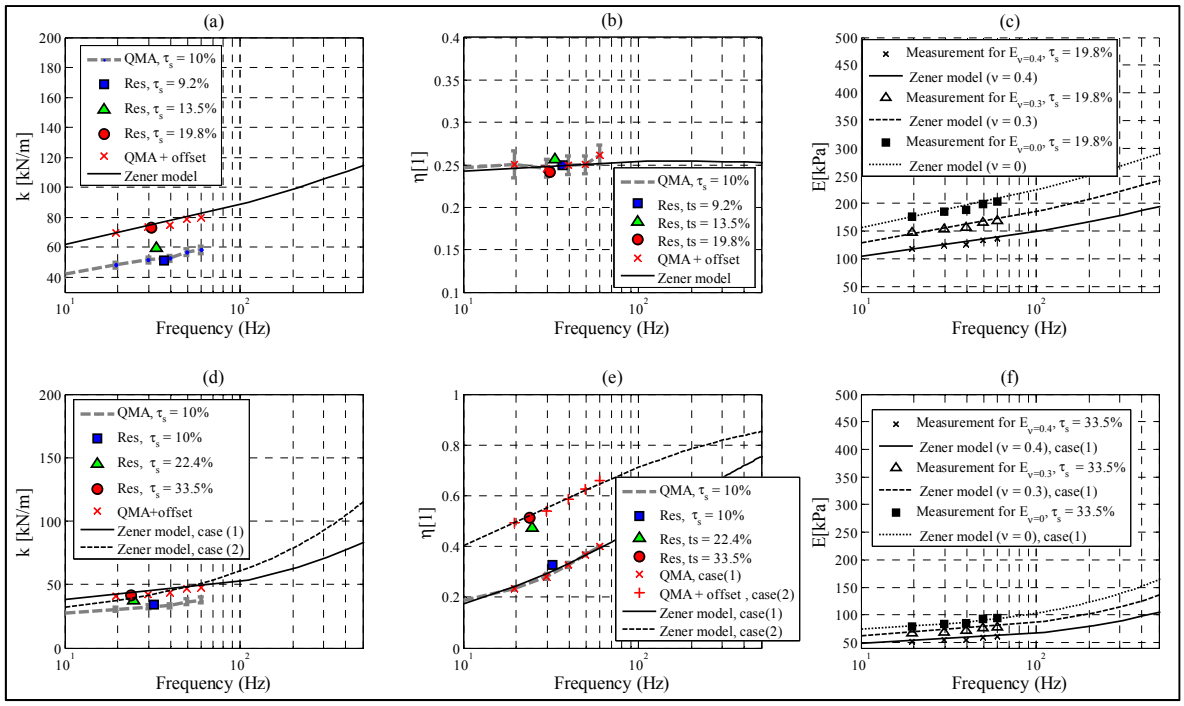

Figure 5.4 : Results of the mechanical characterization of the cushions; EAR-MODEL-1000 (a) equivalent stiffness, (b) equivalent loss factor, (c) equivalent Young's modulus at a fixed Poisson's ratio; PELTOR-OPTIME-98 (d) equivalent stiffness, (e) equivalent loss factor, (f) equivalent Young's modulus at a fixed Poisson's ratio.

5.4.5 Frequency dependence

The mechanical properties of viscoelastic materials are known to vary with frequency. A model of the rheological behavior of linear viscoelastic materials is thus used in this work to estimate the mechanical properties in the frequency range of interest (i.e., 80 Hz < f < 500 Hz). The cushion is modeled as a viscoelastic material which follows a fractional-derivative constitutive law: the fractional derivative Zener's model (FDZ). The traditional FDZ model idealizes the equivalent viscoelastic material as a spring (characterized by its stiffness M_1) and a dashpot (characterized by its viscosity coefficient μ_1) arranged in series, which are then attached to a second spring (characterized by its stiffness M_0) in a parallel circuit. In the FDZ model, the regular differential operators are replaced by fractional-order differential operators. This allows one to better describe the

broadband frequency behavior of many viscoelastic materials with a small number of parameters (Pritz, 1996), namely, the dispersion of the dynamic modulus, the maximum loss factor and the slope of the frequency curves. According to the FDZ model, the frequency dependent complex stiffness, *M*, is given by:

$$M(\omega) = \frac{M_0 + M_\infty (j\omega t_r)^\alpha}{1 + (j\omega t_r)^\alpha} \tag{5.3}$$

where $t_r = \mu_1 / M_1$ is the relaxation time, M_0 is the dynamic parameter at zero frequency, i.e. the static parameter, M_∞ is the high frequency limit value of the dynamic parameter (at high frequencies, the dashpot will exhibit infinite stiffness and the total stiffness of the system is simply $M_\infty = M_0 + M_1$). Finally, the loss factor is derived from $\eta(\omega) = \Im(M(\omega)) / \Re(M(\omega))$ where $\Re(.)$ and $\Im(.)$ denote the real and imaginary part, respectively. Note that M, M_0 and M_∞ are spring stiffness coefficients expressed in N/m in the case of the LPM and SF models and are elasticity modulus expressed in Pa in the case of the ES model. The model parameters are determined by curve fitting on the low frequency measurements presented in sections. 5.4.1 and 5.4.2 and are given in Table 5.4 and Table 5.5. The broadband frequency dependence of the cushion mechanical parameters estimated by the four-parameter Zener model (see black lines in Figure 5.4) seems realistic and consistent with the low frequency measurements. Even though this broadband estimation can be seen less valuable than a direct measurement, it is acceptable keeping in mind the geometrical complexity of the cushion which prevents the use of more common characterization techniques. In the case of the PELTOR-OPTIME-98, it is seen on Figure 5.4 (d) and (e) that the FDZ model fitted on case (2) provides higher loss factor values than the FDZ model fitted on case (1): it is equal to 0.8 and 0.6 respectively, at 200 Hz, where the pumping motion occurs. Therefore, it is expected that if the loss factor assessed from case (2) is used, a higher *IL* will be obtained at the pumping resonance.

Rapport-Gratuit.com

Table 5.4 : FE models and related mechanical parameters of the EAR-MODEL-1000 cushion:

cushion model	ρ (kg/m^3)	ν (1)	α (1)	M_0 (N/m or Pa)	M_∞ (N/m or Pa)	t_r (s)
Spring Foundation	-	-	0.22555	17044	551023	4.91E-07
Equivalent Solid	142.79	0.4	0.22297	28127	971750	3.74E-07
		0.3	0.21342	31529	1450092	1.03E-07
		0.0	0.22034	40798	1518796	2.71E-07

Table 5.5 : FE models and related mechanical parameters of the PELTOR-OPTIME-98 cushion:

cushion model	ρ (kg/m^3)	ν (1)	α (1)	M_0 (N/m or Pa)	M_∞ (N/m or Pa)	t_r (s)
Spring Foundation case (1)	-	-	0.58486	32941	2720079	8.17E-07
Spring Foundation case (2)	-	-	0.5292	20341	3525021	7.2629E-07
Equivalent Solid	84	0.4	0.5838	41597	3858224	6.58E-07
		0.3	0.58347	53617	4810947	6.97E-07
		0.0	0.58389	64834	5374537	8.03E-07

5.5 Results and discussion

5.5.1 SF model

Figure 5.5 compares the *IL* predicted using the SF model with the experimental data for both HPDs. The light gray curves represent the computed *ILs* calculated with the four frequency-independent equivalent stiffnesses associated to the compression rates measured at points A, B, C and D. In the case of the PELTOR-OPTIME-98, the simulation carried out with the equivalent stiffness associated to τ_s = 22.4% corresponds to both points A and C (see Table 5.3). The solid black line represents the *IL* computed with the frequency-dependent mechanical parameters associated to the maximum compression rate (τ_s = 19.8% for EAR-MODEL-1000 and τ_s = 33.5% for PELTOR-OPTIME-98, Figure 5.4 (a)-(b)-(d)-(e)). The light gray envelope is the confidence interval of *IL* measurements.

As explained in Boyer et al. (2014), the measurement uncertainties account for material inhomogeneity (five different samples per earmuff were investigated) and mounting condition effects (three tests were run for each configurations and the sample was taken off and reinstalled between each measurement).

For both earmuffs, a poor correlation between models and experimental data is found below and around the pumping resonance frequency when using frequency-independent mechanical parameters. As expected, the highest cushion compression rate provides the highest equivalent stiffness and the highest *IL* in this frequency range. However, it is not sufficient to match the measurements. The use of frequency dependent parameters through the FDZ model leads to a closer approximation of the measured *IL*. This corroborates the work of Anwar, (2005). For the EAR-MODEL-1000, a relatively good agreement is found between model and measurements; the pumping resonance is predicted at the right frequency at 200 Hz. However, a bias in amplitude of ~3 dB can be observed below and around this frequency. This difference might be attributed to the boundary conditions at the interface cushion-baffle which are different in the measurements (acoustic sealant is used to control leaks, see Boyer et al. (2014) and the model (cushion is assumed clamped to the baffle).

Similar conclusions can be drawn for the PELTOR-OPTIME-98. However discrepancies between simulations and measurements are more important for frequencies below the pumping resonance. This can be attributed to an added stiffness brought by the acoustic sealant which impacts more strongly the PELTOR-OPTIME-98 cushion made of a very flexible sheath. It is seen that using FDZ parameters of case (2) leads to a higher *IL* than case (1) below and around the pumping motion resonance (compare solid and dashed black curves in Figure 5.5 (b)). This is caused by both a higher equivalent stiffness which makes the *IL* increase below the pumping motion and a higher loss factor which damps the pumping resonance. Thus, after the pumping motion, the *IL* of case (2) is slightly decreased compared to case (1) because the pumping resonance frequency is translated towards higher

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

frequencies. In the following, FDZ parameters obtained for case (1) are used as they lead to a better representation of the pumping motion.

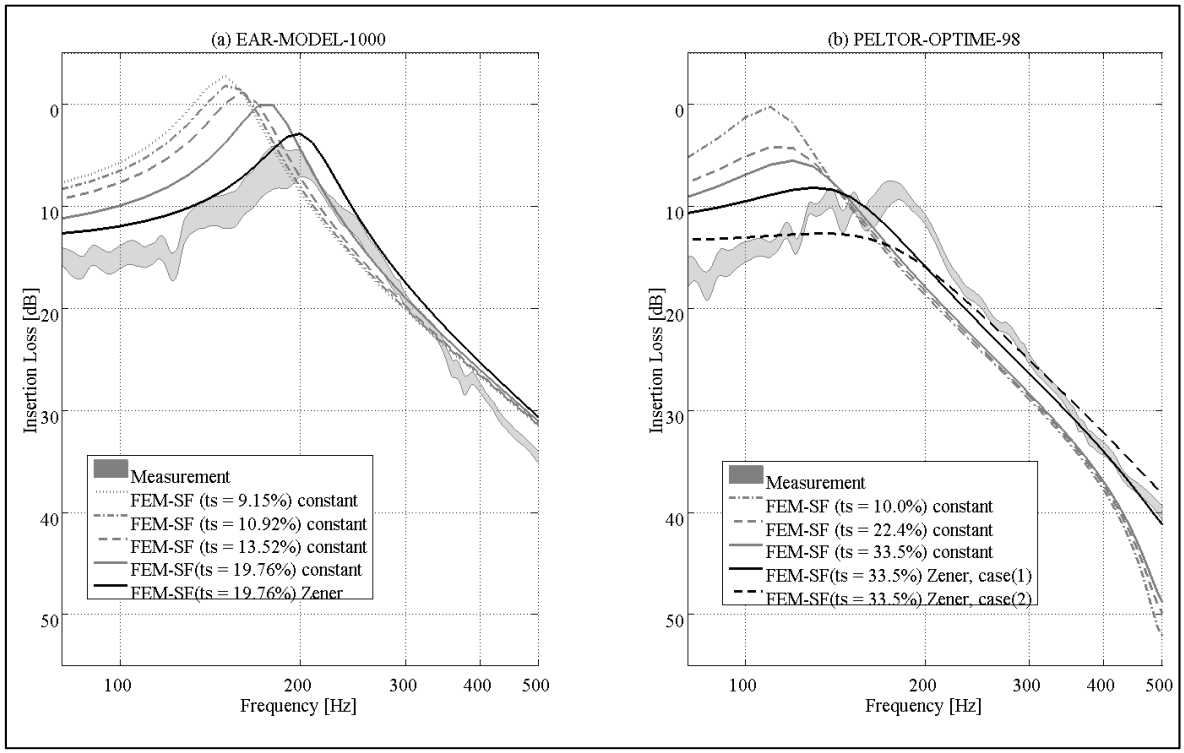

Figure 5.5 : Earmuff *IL* measured and predicted with the FEM model using the spring foundation cushion model. Influence of the static compression rate for frequency-independent mechanical parameters and influence of the frequency-dependence of the mechanical parameters at a given static compression rate:
(a) EAR-MODEL-1000, (b) PELTOR-OPTIME-98.

5.5.2 ES model

The ES model which accounts for 3D cushion deformation is investigated in this section. The focus is put on (1) the effect of the Poisson's ratio used in the inverse characterization procedure (see. sec. 5.4.2) and (2) the influence of the acoustical excitation on the cushion's flanks. Indeed, neglecting the sound excitation of the cushion flanks is *a priori* a reasonable assumption (Boyer et al., 2014) since the sound attenuation of the cushion alone (i.e., when the cup is replaced by a thick and heavy metal plate and when the pumping

motion was “disabled”) was found to be between 40 and 50 dB for the EAR-MODEL-1000 and between 45 and 55dB for the PELTOR-OPTIME-98 from 20 Hz to 900 Hz respectively.

The SF model implicitly fulfills this assumption since no sound is allowed to be transmitted through the cushion flanks. On the contrary, sound can be transmitted through the cushion flanks in the ES model. Therefore, in order to compare the results of the SF and ES models, the cushion flanks should not be excited in the ES model. It is, however, interesting to see how the sound path through the cushion flanks affects the response of the earmuff at low frequency when the cushion is coupled to a plastic cup and not a metal plate as in Boyer et al. (2014). This justifies the discussion about the effects of the cushion flanks sound excitation. According section 5.5.1, all simulations are now carried out with frequency-dependent parameters associated to the maximum *in situ* static compression rates. Furthermore, the loss factor of the PELTOR-OPTIME-98 cushion used in the simulations corresponds to case (1).

5.5.2.1 Effect of the Poisson’s ratio

Figure 5.6 (a) and (c) compare the *IL* predicted with the ES model for three different Poisson’s ratio (ν = 0, 0.3, 0.4), the SF model and the experimental data. In these simulation results, the cushion’s flanks are not excited in order to mimic the SF configuration in which no sound is transmitted through the cushion flanks. The case where they are excited is discussed in section 5.5.2.2. It is shown that: (1) the ES model provides similar *ILs* as the SF model, (2) the *IL* computed for ν=0 (no bulging effect) is, as expected, identical to the one calculated with the SF model and (3) the *IL* slightly decreases as the Poisson’s ratio increases. The latter Poisson’s ratio effect is due to the fact that, for a given cushion equivalent stiffness, the inverse numerical procedure presented in sec. 5.4.2 provides lower equivalent Young’s moduli when the Poisson’s ratio increases (see Figure 5.4(c)-(f)).

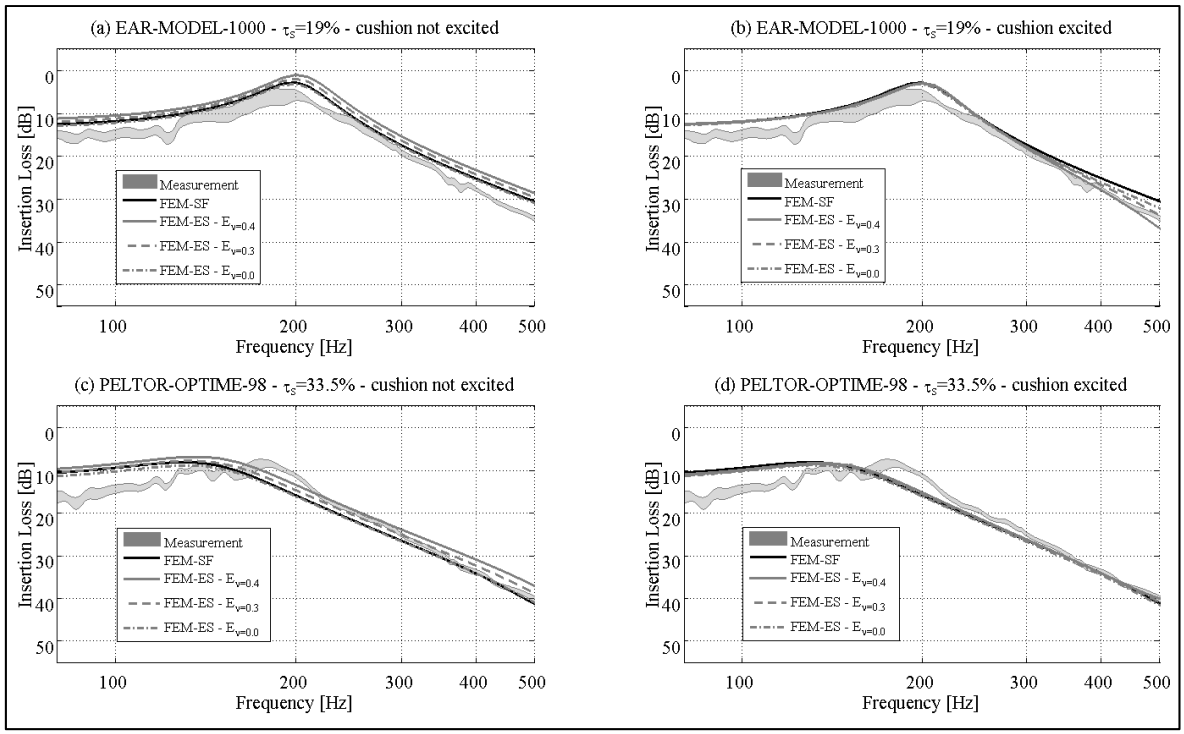

Figure 5.6 : Earmuff *IL* measured and predicted with the FEM model using the ES model of the cushion. (first line, (a) and (b)) EAR-MODEL-1000 with τ_s = 19.8%, (second line, (c) and (d)) PELTOR-OPTIME-98 with τ_s = 33.5%; (first column) cushion not excited, (second column) cushion excited. The frequency-dependent mechanical parameters are used in all simulations. The Zener model related to case (1) is used in all PELTOR-OPTIME-98 simulations.

5.5.2.2 Effect of the sound excitation on cushion's flanks

The effect of the sound excitation on the cushion's flanks in the ES model is investigated in Figure 5.6(b) and (d) for the three different Poisson's ratios. It is seen that, for both HPDs, the computed *ILs* using the different Poisson's ratios are superimposed with the SF model, up to 350 Hz for the EAR-MODEL-1000, and on the whole studied frequency band for the PELTOR-OPTIME-98. When comparing Figure 5.6 (a) and (b) for the EAR-MODEL-1000 and Figure 5.6 (c) and (d) for the PELTOR-OPTIME-98, it is seen that a higher *IL* is computed when the sound excitation on the cushion's flanks is taken into account (except for ν=0 for which the *IL* is not sensitive to cushion acoustic excitation). This was not expected since a priori, energy can flow through the cushion walls and be transmitted to the inner

cavity. Additional computations showed that the sound pressure transmitted through the cushion flanks interferes destructively with that transmitted through the cup, leading therefore to a higher attenuation. This effect is less important in the case of $\nu = 0$ since in that case, the equivalent Young's modulus is higher (see Figure 5.4(c) and (f)), the cushion low frequency sound transmission loss thus increases and consequently, the interference phenomenon decreases.

According to the later results associated to the ES cushion modeling, it is advised to excite the cushion' flanks, since in that case, the low frequency *IL* is barely sensitive to the chosen Poisson's coefficient. However, this conclusion has to be examined at higher frequencies.

5.5.3 LPM model

A LPM is generally used to predict the low frequency response of earmuffs. In this section, the LPM based on either the Du and Homma formulation or the Sides (2004) formulation described in section 5.2 is applied to the two commercial earmuffs. These models also require the knowledge of the frequency-dependent complex stiffness characterized in section 5.4. Figure 5.7 displays the experimental *ILs* and the LPM simulations. It has to be recalled that both formulations differ by the definition of the surface, S_r. Furthermore, as mentioned in section 5.2, the calculations based on Sides formulation are carried out twice considering either the developed or projected areas for S_o and S_i. Indeed, the use of developed areas seems *a priori* more consistent with the definition of S_o and S_i.

For the two studied HPDs, Figure 5.7 shows that the Side formulation using the projected areas provides the most accurate IL prediction. This simulated *IL* is also close to the one calculated with the SF model (on the whole studied frequency band for the EAR-MODEL-1000, and up to 350 Hz for the PELTOR-OPTIME-98). For the other formulations, significant discrepancies are observed, as the air cavity stiffness is not well estimated: e.g.,

the area computed using the Du and Homma formula $S_r^{(1)}$ is almost twice the one computed with the Sides formulation, $S_r^{(2)}$, with the projected area (see Table 5.1). It is important to recall that in this work, the air volume and the various areas have been accurately estimated from the CAD models. However, the 3D numerical geometries are generally not available and the aforementioned parameters need to be adjusted to fit the LPM model with the experimental results.

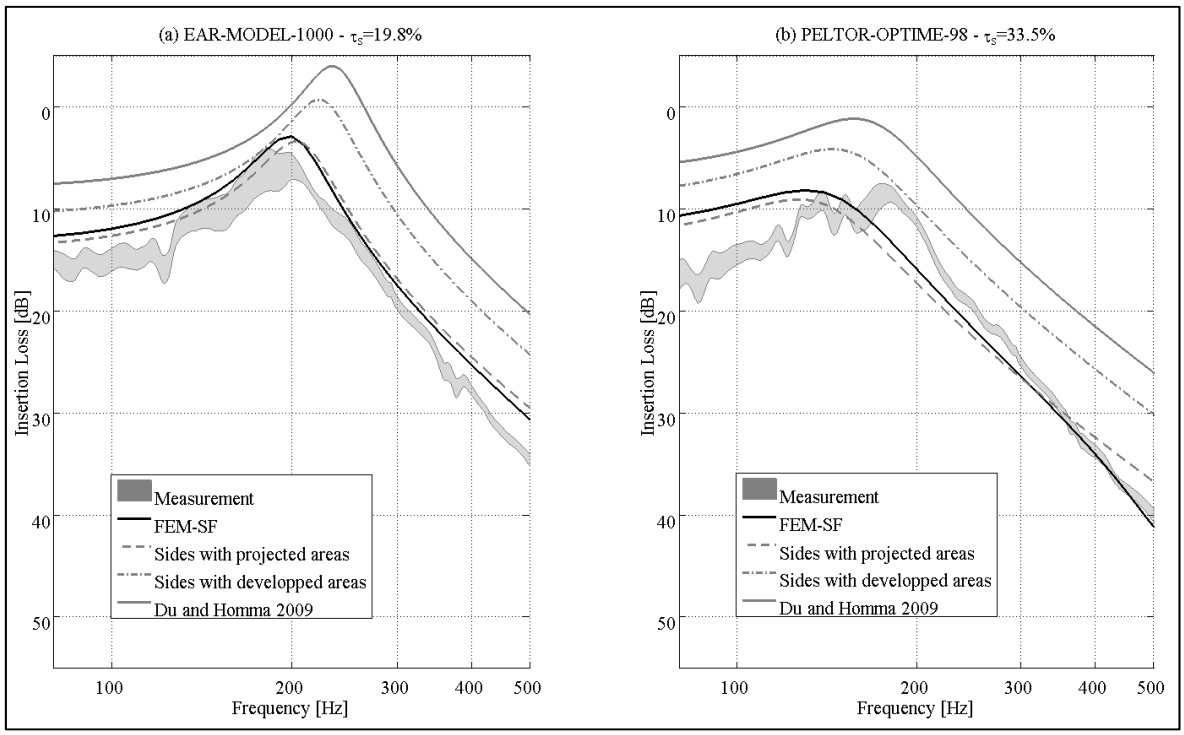

Figure 5.7 : LPM of the studied commercial earmuff, using the Du and Homma formulation or the Sides formulation;
(a) EAR-MODEL-1000 with τ_s = 19.8% ,
(b) PELTOR-OPTIME-98 with τ_s = 33.5%.
The frequency-dependent mechanical parameters are used in all simulations.
The Zener model related to case (1) is used in all PELTOR-OPTIME-98 simulations.

5.6 Conclusion

This paper was interested in evaluating two FE models and a LPM to predict the sound attenuation of earmuffs in the low frequency range where the earmuff acoustical behavior is governed by the pumping motion. The two FE models consider either the foam-filled cushion as a spring foundation (SF) or as an equivalent viscoelastic solid (ES). These models were used to calculate the acoustic response of two commercial earmuffs: the EAR-MODEL-1000 and the PELTOR-OPTIME-98.

A thorough characterization of the equivalent complex stiffness of the foam-filled cushions was proposed. It is based on two complementary low frequency characterization methods (valid for $f < 60$ Hz) associated with a model of the rheological behavior of linear viscoelastic materials in order to estimate the frequency-dependent mechanical properties (stiffness, Young's modulus and loss factor) in the frequency range of interest (i.e., 80 Hz $< f <$ 500 Hz). In the case where the cushion was modelled as an equivalent solid, an inverse hybrid method combining a structural FE model of the quasistatic experimental set-up was developed to assess its equivalent Young's modulus for a given Poisson's ratio. Due to the viscoelastic nature of the cushion, the characterization procedure is performed using loading, boundary and environmental conditions as close as possible to *in situ* conditions. This characterization procedure revealed (i) the important impact of the static compression rate on the measured cushion equivalent mechanical parameters and (ii) the frequency dependence of the equivalent mechanical parameters, which were already observed by Anwar (2005) but not discussed. It was also observed that the equivalent stiffness and loss factor of the two commercial earmuffs behave very differently as a function of frequency and static compression rate. This difference of behavior was attributed to the sheath rigidity (much more important in the case of the EAR-MODEL-1000) and to the presence of an oil pouch in the case of the PELTOR-OPTIME-98. Comparisons between simulations and measurements of the earmuffs attenuation confirm the necessity to account for the frequency dependence of the cushion mechanical parameters. The use of a four-

parameter Zener viscoelastic model was found to provide predicted earmuffs attenuations from the three investigated models (i.e., LPM, SF and ES) in good agreement with the experimental ones.

Similar attenuation results were obtained with the SF and the ES numerical models. However, the use of the SF cushion model should be preferred in this low frequency range since the ES cushion model requires (1) more inputs such as the Poisson's ratio which is difficult to assess for such complex structure and (2) a more complex characterization procedure based on an inverse hybrid method coupling FEM calculations and experimental data. However, because it captures 3D elastic deformations, the ES model should provide a more realistic coupling with the back plate, offering a good basis for further computations at higher frequencies. A better agreement between measured and calculated attenuations is also observed when the sound path through the cushion flanks is accounted for using the ES model.

The LPM is straightforward and provides fast results. However, it relies on geometrical parameters with ambiguous definitions and which are difficult to determine precisely if a 3D numerical representation of the structure geometry is not available. Nevertheless, a good prediction was obtained using the Sides formulation, while for the others, large discrepancies with experimental data were observed, caused by a wrong evaluation of the air cavity stiffness.

Future work involves using the FEM model to predict the vibroacoustic behavior of earmuffs at higher frequencies. In particular, the use of the two approaches to model the cushion presented in this paper needs to be discussed at higher frequencies. This will be presented in a forthcoming research paper.

5.7 Acknowledgements

The authors would like to thank IRSST for providing financial support and 3M for supplying materials, providing the CAD of the PELTOR-OPTIME-98 model and the material properties.

Rapport-Gratuit.com

CHAPITRE 6

ARTICLE 3 :
NUMERICAL PREDICTION OF THE BORADBAND FREQUENCY SOUND ATTENUATION OF A COMMERCIAL EARMUFF

Sylvain Boyer[1], Olivier Doutres[1], Franck Sgard[2], Frédéric Laville[1], Jérôme Boutin[2]

[1]École de technologie supérieure, Department of mechanical engineering, 1100 rue Notre-Dame, Ouest, Montréal (QC), Canada, H3C 1K3

[2]Institut de Recherche Robert-Sauvé en Santé et Sécurité du Travail, 505 Boul. de Maisonneuve, Montréal (QC), Canada, H3A 3C2

Cet article a été soumis dans la revue

Acta Acustica en février 2015

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Abstract

This paper proposes to calculate the broadband frequency sound attenuation of a commercial earmuff using a finite element model. Emphasis is put on the foam-filled cushion which is undoubtedly the trickiest component to model because of its physical complexity. The cushion is modeled in this work as an "equivalent isotropic solid" and the accuracy of such a simple model is investigated in a broad frequency range by comparison with measurements. It is found that the simulated insertion loss match the experimental results fairly satisfactorily when the acoustic excitation on the cushion's flanks is neglected which implies that the transmission through the cushion is not properly accounted for with this equivalent isotropic solid model and points toward possible cushion model improvements.

6.1 Introduction

Several vibroacoustic numerical models have been developed in the past in order to predict the broadband sound attenuation of earmuffs (Lee and Ciskowski, 1995; James, 2006; Khani et al., 2007; Du and Homma, 2009; Boyer et al., 2014; Boyer et al., 2015a). Compared to lumped parameters analytical models, numerical models allow one to account for realistic earmuff geometry and physical properties and for the complexity of transmission phenomena (Boyer et al., 2014). Among all aforementioned past studies, only Du and Homma (2009) confronted their numerical model with experiments. Although their model can predict the shape and trend of the measured attenuation curves, some questions remain. In some frequency bands, there are large discrepancies between the predictions and experimental results that are not explained and very few details are given about the contribution of each earmuff components according to frequency and about the determination of their mechanical parameters.

In order to provide some answers to these questions, the present study extends to higher frequencies a previous finite element (FE) model developed to predict the low frequency

insertion loss (*IL*) of the commercial EAR-MODEL-1000 earmuff (see Figure 6.1 (a)) (Boyer et al., 2015a). The analysis focuses on the cushion modeled as an isotropic equivalent solid and the accuracy of the proposed FE model is assessed by comparison with *IL* measurements. The cushion equivalent mechanical properties are estimated using a characterization procedure based on loading, boundary and environmental conditions as close as possible from the ones set during the acoustic tests. The validity of the simple cushion model is discussed and the main contributions of each earmuff component are identified.

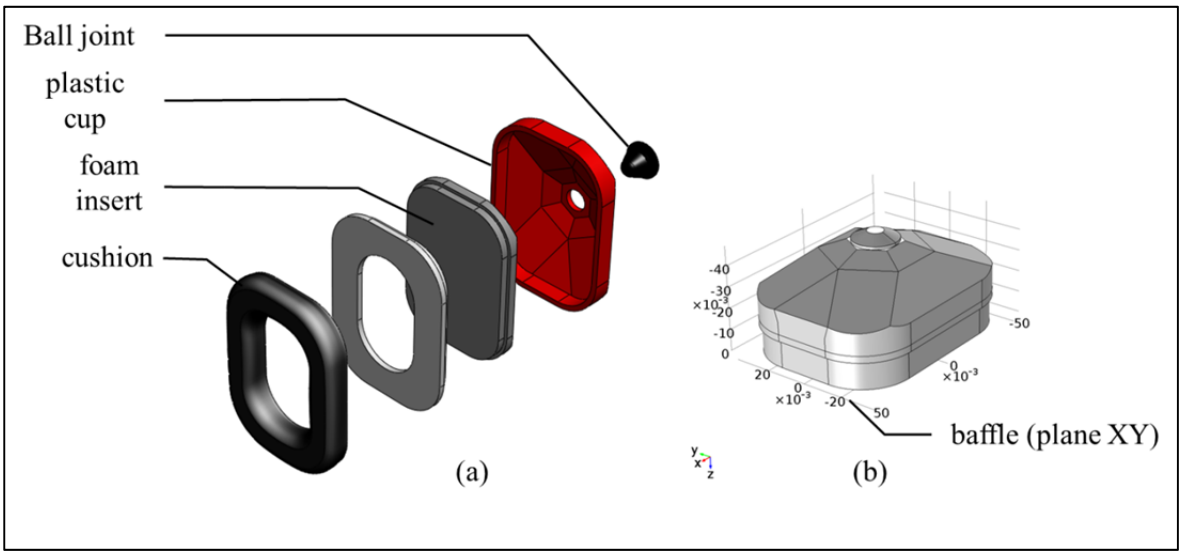

Figure 6.1 : EAR-MODEL-1000 earmuff;
(a) exploded view, (b) CAD geometry used in the FE models.

6.2 FEM acoustic model of the commercial earmuff

6.2.1 General considerations

6.2.1.1 Configuration

In order to simplify the problem, the torso, the head, the ear (i.e., outer, middle and inner ear), the headband and the foam pad filling the earmuff internal cavity are not accounted for. This simplification does not change the transmission phenomena through the earmuff and allows for (1) a reduction of the number of degrees of freedom of the system to be solved and faster computation times and (2) comparison with measurements already presented in reference (Boyer et al., 2014). In the proposed configuration, the earmuff lies on an infinite rigid baffle as shown in Figure 6.1 (b). The headband stiffness is not directly included in the model as it was found negligible compared to the one of the compressed cushion. However it is indirectly included in the model as the static force it applies is taken into account through the static compression of the cushion and its associated mechanical properties.

6.2.1.2 Sound excitation

This work investigates the earmuff attenuation in abroad frequency range: 100 Hz - 5 kHz. From mid to high frequencies, the external sound field can be affected by the sound scattering effects of the earmuff and the baffle. In order to account for this effect, the earmuff and the external domain are modeled using the commercial software *LMS Virtual.Lab*^{TM} (Siemens©, Germany). The external domain is taken into account using an automatically matched absorbing layer applied on a convex acoustic volume enclosing the earmuff. The external incoming sound field is assumed to be an incident plane wave which propagates toward the baffle in the normal direction (direction z), and is expressed as $P_i = P_0 \cdot \exp(-jk_z \cdot z)$, where P_0 and k_z are the incident wave amplitude and wavenumber component along the z axis, respectively.

Regarding the earmuff acoustic excitation, two main configurations are investigated in this paper: (1) with and (2) without sound excitation on the cushion's flanks. Neglecting the sound excitation of the cushion's flanks is a priori a reasonable assumption at low frequency since the sound attenuation of the EAR-MODEL-1000 cushion by itself was found to be between 40 and 50 dB and much more important than the attenuation due to the pumping motion (Boyer et al., 2014). However, an analysis of the proposed numerical model carried out in the low frequency range (Boyer et al., 2015a) has shown that the calculated attenuation is in better agreement with measurements when the sound path through the cushion flanks is accounted for. This conclusion is revisited in this paper in a broader frequency range.

6.2.1.3 Acoustic indicator

The *IL* is chosen as the acoustical indicator to evaluate the sound attenuation. It is computed as the difference of acoustic pressure averaged over the area of a disk centered at point (0,0,0) on the baffle without and with the HPD:

$$IL = 20 \cdot log_{10}\left(\frac{2 \cdot P_0}{2e^{-5}\sqrt{2}}\right) - 20 \cdot log_{10}\left(\frac{\left|p_{average}^{mic}\right|}{2e^{-5}\sqrt{2}}\right) \tag{6.1}$$

The disk diameter corresponds to the 1/4-inch microphone used for the measurements (Boyer et al., 2014).

6.2.2 Components geometry and material properties

6.2.2.1 Earcup, back plate and air cavity

The cup and the back plate are modeled as linear elastic domains. The geometries of the cup and the back plate have been built using the CAD software SolidWorks (Dassault Systèmes®, France), based on caliper measurements. Both parts are made of the same plastic

material with the following mechanical properties taken from the literature: density of 1200 kg/m^3, Young's modulus of 2.16 GPa, loss factor of 0.05, and Poisson's ratio of 0.38. The enclosed air cavity is modeled as a fluid domain, defined by its density (1.21 kg/m^3) and sound speed (343 m/s). A structural loss factor of 1/343 % for the fluid was considered, in order to account for the viscous dissipations due to the fluid-structure interaction.

6.2.2.2 Cushion

The cushion component is undoubtedly the trickiest component to model because of its physical complexity. The EAR-MODEL-1000 cushion is made of a foam piece surrounded by a polymeric sheath which ensures the seal between the skin and the plastic cup. This multi-domain component presents a real modeling challenge, as the cushion model must be able to capture both the suspension mechanical effect at low frequencies and the sound transmission through its lateral walls at mid to high frequencies (Boyer et al., 2014). Another challenge is related to the characterization of the components mechanical properties since they are all made from polymer materials whose mechanical properties depend on frequency, temperature, dynamic and static compression rate; the latter parameter being set by the headband force.

The compressed cushion is modeled as an isotropic equivalent solid (ES). It is characterized by its equivalent density ρ, loss factor η, Young's modulus E, and associated Poisson's ratio v. Even though the cushion shape is very complex (bulging effects of the cushion, in-plane spatial inhomogeneity of the cushion static deformation along its thickness), the geometry of the cushions is assumed to be a simple annular shape with a constant thickness equal to 11 mm, which correspond to a compression rate of τ_s =19.8%. This compression rate was measured in situ on the experimental test bench used in (Boyer et al., 2015a).

The equivalent mechanical properties of the compressed cushion are determined from a thorough characterization procedure using two low frequency experimental setups and the

fractional derivative Zener's model (FDZ) in order to assess the mechanical properties in the broad frequency range of interest (i.e., 100 Hz < f < 5 kHz). The characterization procedure is detailed in reference (Boyer et al., 2015a) and is not recalled here for conciseness.

The frequency dependent mechanical parameters estimated from the FDZ model are presented with the solid black line in Figure 6.2. It is shown that the Young's modulus increases with frequency and reaches a value at 5 kHz which is almost three times the low frequency value measured at 10 Hz. The estimated frequency dependence of the loss factor is low and its value is ranging between 0.23 and 0.25 in the frequency range of interest. It is worth noting that the estimated frequency-dependent behaviors could hardly be validated from direct measurements considering the difficulty of characterizing such complex component (e.g., annular geometry, polymer constitution, high static compression...) and particularly in the mid and high frequency ranges.

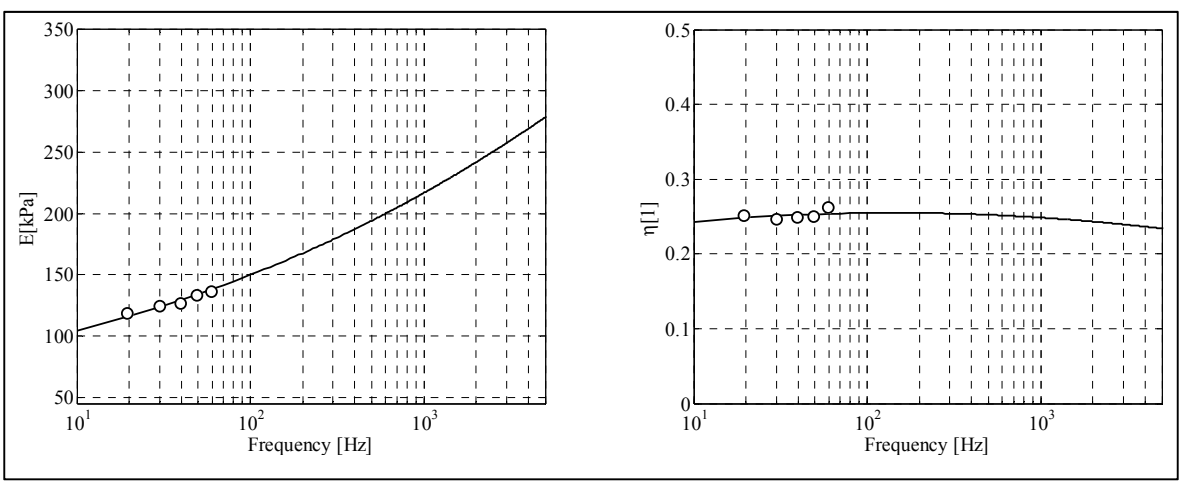

Figure 6.2 : Cushion equivalent mechanical parameters:
(a) Young's modulus, (b) loss factors.

6.3 Results

Figure 6.3 presents the *IL* predicted by the FE model in the two main configurations (with and without sound excitation on the cushion's flanks) together with the experimental data (see the grey area which represents the confidence interval centered around the average value). The effect of the frequency dependence of them mechanical parameters is also presented in the case when the cushion is not excited. The main local *IL* minima referred to as (E1-E7) are identified on Figure 6.3. The physical phenomena associated to each of these minima have been identified through a modal analysis of the coupled structure.

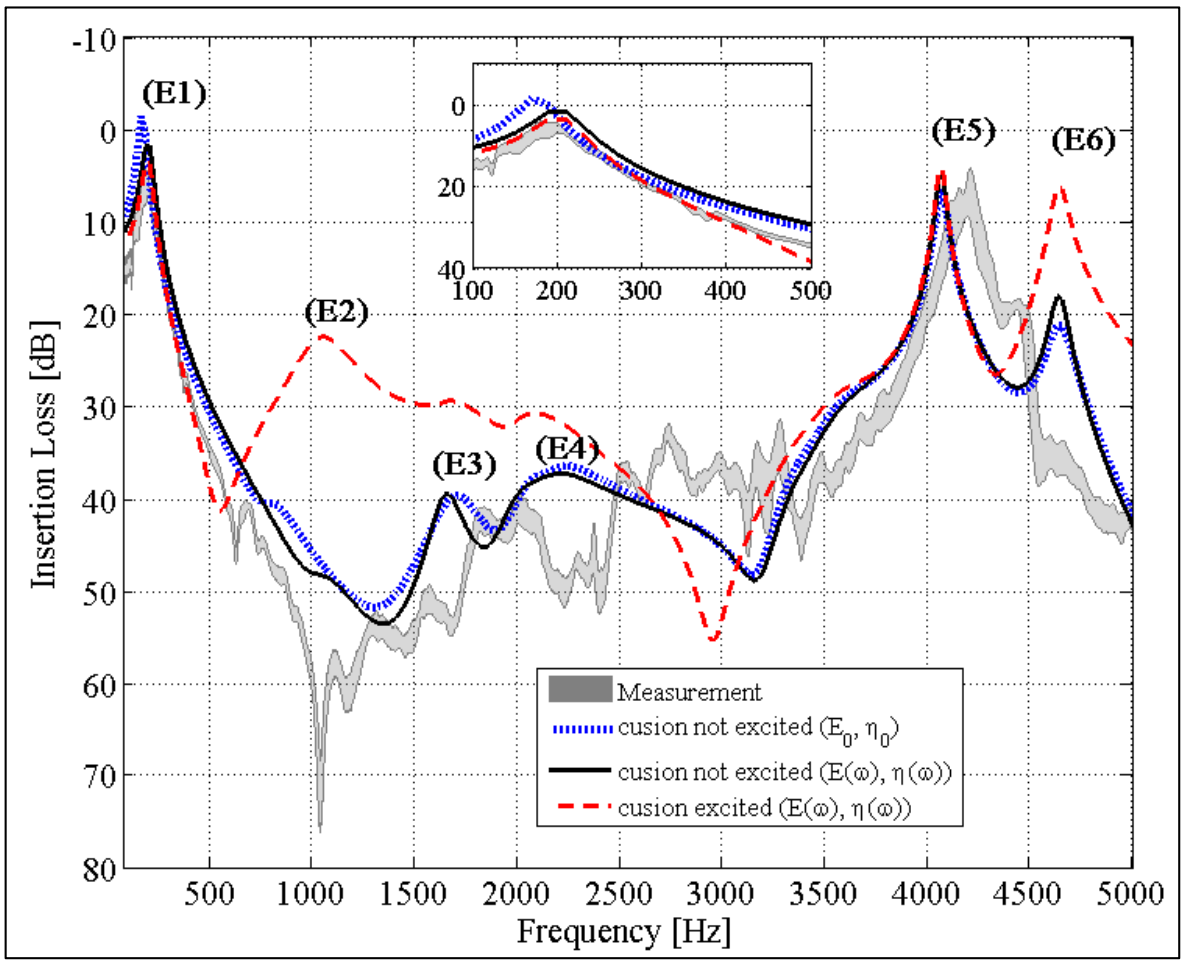

Figure 6.3 : Insertion loss of the EAR-MODEL-1000

6.3.1 Low frequency range

In the low frequency range (i.e., f < 700 Hz), the earmuff attenuation behavior is controlled by the pumping motion and it is minimum at the spring/mass resonance frequency (E1) (Boyer et al., 2014, 2015a). The FE simulations correctly predict this behavior in the two main configurations even if the one which accounts for the sound transmission through the cushion walls (see dashed red line) is in better agreement with measurements as detailed in (Boyer et al., 2015a). Furthermore, as already shown in (Boyer et al., 2015a), the use of frequency-dependent mechanical parameters leads to a closer approximation of the measured *IL* in this low frequency range and particularly around E1.

6.3.2 Mid frequency range

In the mid frequency range (i.e. 700 Hz < f < 3.5 kHz), the ES cushion model is being questioned since the most realistic numerical model which accounts for the excitation on the cushion's flanks largely underestimate the earmuff attenuation (see dashed red curve). The predicted *IL* minimum (E2) corresponds to the first cushion resonance where the outer face (in contact with the external domain) and the inner face (in contact with the internal cavity) of the cushion vibrate in phase. This transverse deformation is not realistic and can be attributed to either (1) the assumed isotropic behavior of the equivalent solid or, more probably, (2) the equivalent solid assumption itself. The respective solutions are: (1) using an orthotropic cushion model with an increased transverse rigidity and (2) modeling the cushion as a multilayer component (including sheath, air layers and soft foam).

As shown in Figure 6.3, the FE models which neglects the sound excitation on the cushion flanks are in better agreement with measurements in this midfrequency range (between 700 Hz and 3.5 kHz). However, significant differences can still be observed between the numerical simulations (see solid and dotted curves) and the measurements (gray surface). In this frequency range, the two *IL* minima (E3) and (E4) correspond to coupled structural

Rapport-Gratuit.com

modes of the system governed by the backplate. The slight difference between the two simulations around (E3) (i.e., with constant or frequency-dependent mechanical properties) confirms that the cushion model influences the backplate dynamic behavior. This result was expected because of the continuity conditions of displacements and stress vectors at the cushion/backplate interface. Thus, the differences observed between the numerical simulations and the measurements in this frequency range are attributed to unsatisfactory cushion model and bad description of the coupling between the backplate and the cushion. The large impact of the backplate dynamic behavior in this mid-frequency range provides an explanation of the experimental observation in (Boyer et al., 2014). In this experimental work, the authors have shown that, in the considered frequency range, the acoustical behavior of the EAR-MODEL-1000 is not governed by the behavior of its weakest component and the *IL* measured for the whole earmuff is larger than any of the attenuation obtained for its uncoupled components. This "unexpected" result can now be attributed to the backplate dynamical behavior which was not investigated separately in (Boyer et al., 2014) due to experimental constrains.

6.3.3 High frequency range

In the high frequency range (i.e. 3.5 kHz < f < 5 kHz), the earmuff attenuation is governed by the earcup and internal cavity (Boyer et al., 2014). The FE model corroborates the aforementioned experimental observations and predicts two *IL* minima (E5) and (E6) which correspond to coupled modes governed by the internal cavity. The numerical predictions are in relatively fair agreement with measurements for 3.5 kHz < f < 4 kHz and deviate above 4 kHz. The differences observed between the numerical simulations and the measurements in this frequency range are attributed to: (1) the presence of the headband which is neglected in the FE model and could scatter the external sound field, (2) the nonuniform thickness of the compressed cushion which is neglected in the FE model and modifies the internal cavity geometry and acoustic resonance frequencies and (3) the incident pressure wave which is not perfectly normal to the earmuff at point (0,0,0) because of the

source positioning or the spatial inhomogeneity of the cushion static compression rate caused by a non-planar distribution of the headband force as discussed in (Boyer et al., 2015a) (i.e., the earcup/backplate structure is not parallel to the baffle).

6.4 Conclusion

A commercial earmuff has been modeled by finite elements using an equivalent isotropic solid cushion model for which the equivalent mechanical properties are determined from a thorough characterization procedure. Comparison with experimental results confirms that this approach allows for capturing the trends of the measured earmuff insertion loss in a broad frequency range [100 Hz - 5 kHz] with some varying discrepancies depending on the frequency band. In the low frequency band the agreement is good. In the mid frequency band, the two main configurations for the cushion excitation (with and without sound excitation on the cushion's flanks) have shown that better results are obtained when the cushion's flanks are not excited acoustically, which in turns implies that the transmission through the cushion is not properly accounted for with this isotropic ES model. An orthotropic ES model could be a first step to help resolve this issue and a more elaborate model for the cushion, such as a more realistic multi-domain model, could be envisioned as a second step but it would considerably increase the complexity of both the FE model and the characterization of the cushion physical parameters. Another solution avenue that came out from the numerical analysis is better accounting for the coupled modes between the backplate and the cushion as they strongly affect the transmission in this frequency band. In the high frequency band, two resonant frequencies originating in coupled modes governed by the cavity could be predicted and showed some differences with the experimental results that points to (1) the need for a better model of the cushion that would account for its non-uniform thickness and possibly (2) the need to include the headband in the external field modeling to account for its diffraction effect.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

6.5 Acknowledgements

The authors would like to thank IRSST for providing financial support.

CHAPITRE 7

COMPLÉMENT À L'ARTICLE 3 : ANALYSE DU COMPORTEMENT VIBROACOUSTIQUE LARGE BANDE D'UNE COQUILLE COMMERCIALE

7.1 Introduction

Le chapitre précédent a présenté les résultats d'un calcul en large bande du modèle éléments finis de la coquille EAR-MODEL-1000 pour des fréquences jusqu'à 5 kHz. Du fait du court format de la publication visée, l'étude s'est limitée à une comparaison succincte des simulations aux données expérimentales du chapitre 3. Le modèle de coussin choisi était le modèle de solide équivalent, dont les paramètres mécaniques équivalents ont été choisis parmi ceux déterminés au chapitre 5. Le chapitre 6 s'est également intéressé à comparer la validité du modèle de coussin avec et sans excitation acoustique appliqué sur ses flancs. Pour ce faire, le chapitre 6 proposait une manière différente de ce qui était présenté au chapitre 5 pour modéliser l'excitation acoustique en tenant compte de l'effet de diffraction de la coquille. Toutefois, aucune comparaison avec l'approximation proposée au chapitre 5 n'a été clairement montrée.

Il était donc important pour l'auteur d'approfondir la réflexion, en apportant des simulations additionnelles jusqu'à 6.4 kHz et d'enrichir la discussion dans ce chapitre. Parmi les analyses proposées figurent donc : une comparaison des modèles d'excitation acoustiques et une étude des effets des paramètres mécaniques du coussin sur l'atténuation de la coquille. Ce chapitre a également pour originalité d'appliquer une méthode d'identification des modes couplés d'un protecteur auditif de type coquille, basée sur une approche énergétique, initialement appliquée à l'étude de systèmes plus simples constitués d'une plaque mince rectangulaire couplée à une cavité d'air parallélépipédique.

La section 7.2 de ce chapitre résume les fondements principaux du développement du modèle élément fini, cette fois-ci en langue française. Néanmoins, plusieurs ajouts sont faits quant aux paramètres mécaniques utilisés pour le coussin ainsi que pour l'excitation sonore. La section 7.3 présente une approche énergétique utilisée par la suite pour identifier les minima de *IL* (pics sur le spectre d'atténuation) causés par les résonances du système {coquille + cavité d'air} et permettant de mieux comprendre le comportement vibroacoustique du protecteur autour de ces pics. La section 7.4 présente les résultats de l'étude. La première sous-section s'intéresse à comparer les différents modèles d'excitation acoustique, en comparant des simulations faites sur une coquille montée sur un coussin « rigide ». La seconde sous-section présente une comparaison mesure-calcul, avec une identification des minima qui apparaissent sur le spectre de *IL*. La sous-section suivante s'intéresse à comparer les effets du coefficient de Poisson sur le *IL* simulé.

7.2 Modèle FEM de la coquille commerciale

7.2.1 Coque plastique, contreplaque et cavité d'air

Comme énoncé en 2.1 et 2.2, la modélisation de la coque plastique et de la cavité d'air ne revêt aucune difficulté particulière. Le lecteur peut donc se référer à ces sections, ainsi qu'aux sections 5.3.2 et 6.2.2.1, où les propriétés de chacun des domaines sont exposées. Rappelons cependant que les paramètres mécaniques de la coque plastique et de la contreplaque ont été approximés à partir de données de la littérature. Notons également que l'arceau est négligé dans le modèle et son impact sur la diffraction du champ sonore reste à étudier.

7.2.2 Coussin de confort

Le coussin est modélisé via le modèle de "solide équivalent" présenté aux chapitres 2 et 5 et dont les paramètres mécaniques équivalents (ρ, η, E, ν), ont été déterminés au chapitre 5, section 5.4. À titre de rappel, ces paramètres mécaniques ont été obtenus en combinant deux

mesures de caractérisation mécanique du coussin : une mesure résonante et une mesure QMA ; et un modèle FEM inverse de structure, simulant la mesure QMA. Les hypothèses faites pour obtenir les paramètres mécaniques équivalents étaient :

1) La contrainte exercée par l'arceau est prise en compte dans les paramètres mécaniques équivalents du coussin.
2) Le coussin se comporte comme un solide viscoélastique homogène et isotrope.
3) La raideur équivalente du coussin varie en fonction de la température, du taux de compression, du temps de relaxation du coussin à ce taux de compression et de la fréquence.
4) La caractérisation du coussin est faite à température constante, égale à celle observée lors de la mesure acoustique.
5) La caractérisation du coussin est faite à un temps de compression identique à celui observé durant la mesure acoustique.
6) Les paramètres équivalents du coussin sont évalués en supposant celui-ci compressé uniformément (épaisseur de compression de 11 mm, correspondant à un taux de compression de $\tau_s = 19.8\%$).
7) La dépendance en fréquence de la raideur n'est pas affectée par le taux de compression appliqué au coussin.
8) La détermination du module de Young équivalent est faite en faisant l'hypothèse que le coefficient de Poisson ne dépend pas de la fréquence. Une infinité de couples (E, ν) peuvent donc être déterminés (seuls trois de ces couples ont été déterminés au chapitre 5).
9) La dépendance en fréquence de la raideur du coussin (respectivement de son module de Young) mesurée à très basse fréquence (f < 60 Hz) peut être extrapolée à des fréquences plus élevées en utilisant un modèle rhéologique de Zener, à dérivée fractionnaire à quatre paramètres (modèle de Zener).

Les paramètres mécaniques équivalents du coussin du protecteur EAR-MODEL-1000 modélisé comme un solide équivalent sont donnés en Table 5.4. La Figure 7.1 (a)-(b)-(c) montre la dépendance en fréquence de la raideur équivalente et du coefficient

d'amortissement structural équivalent (mesurés en combinant la mesure résonante et la mesure QMA) et les modules de Young équivalents, associés au coefficient de Poisson dont les valeurs étudiées sont égales à 0, 0.3 et 0.4.

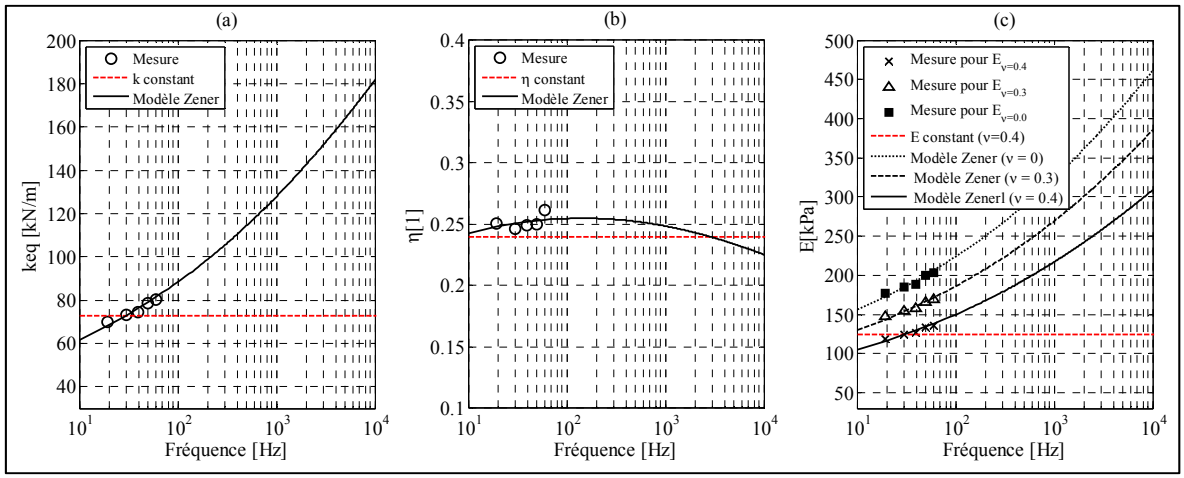

Figure 7.1: Dépendance en fréquence des paramètres mécaniques du coussin EAR-MODEL-1000 (a) Raideur équivalente, (b) facteur de perte équivalent et (c) module de Young équivalent.

L'effet de la dépendance en fréquence des paramètres mécaniques équivalents, sur l'atténuation du protecteur en bande large du protecteur a été étudié au chapitre 6 (Boyer et al, 2015b). L'analyse est reprise ici, étant donné que les calculs sont menés en plus large bande. De ce fait, un set de paramètres constants en fonction de la fréquence (raideur, facteur de perte et module de Young équivalent) a été rajouté à la Figure 7.1. Ce set de paramètres est celui directement évalué par la méthode résonante (voir 5.4). La raideur équivalente est égale à 73 kN/m, le facteur de perte équivalent est égal à 0.24, le module de Young constant calculé pour un coefficient de Poisson fixe égale à 0.4 est égal à 124 kPa.

L'effet de l'excitation acoustique sur les flancs du coussin a été étudié au chapitre 5 pour les basses fréquences et au chapitre 6 pour l'ensemble du spectre d'intérêt. Il a été vu que le modèle de coussin isotrope n'était pas adapté pour intégrer les transmissions acoustiques à

travers ses flancs, pour des fréquences supérieures à 700 Hz. Dans la suite de ce chapitre, l'excitation sur les flancs du coussin est négligée.

7.2.3 Excitation acoustique

Le chapitre 5 a présenté un modèle élément fini de la coquille, pour lequel, la pression pariétale appliquée sur les frontières externes de la coquille ne prenait en compte que l'onde plane incidente et la réflexion du baffle, en omettant volontairement l'effet de diffraction de la coquille, afin de simplifier le modèle (voir 5.3.1). Cette hypothèse est valide pour des fréquences inférieures à 500 Hz (résultats non montrés par soucis de concision). Le chapitre 6, quant-à-lui, a proposé une résolution large bande, tenant compte de cette effet de diffraction de la coquille. Le calcul utilisait le logiciel *LMS Virtual.Lab*^{TM} (LMS®, Belgique), dans lequel le domaine externe à la coquille est représenté par un volume convexe fini entourant la coquille, sur les frontières externes duquel est appliquée une « couche absorbante automatiquement adaptée » ("Automatically Matched absorbing Layer"). Cette couche permet de simuler un espace infini en minimisant les réflexions sur les frontières.

Il est proposé ici de comparer les deux types de modélisation de l'excitation acoustique dans le cas d'une coquille montée sur un coussin « rigide » tel que le coussin de plomb utilisé au chapitre 3. Dans ce cas, il n'y a pas de mouvement de pompage et la transmission acoustique à travers les parois du coussin est négligeable.

7.2.4 Indicateur acoustique

L'indicateur acoustique choisi pour l'étude est la perte par insertion (*IL*) déjà utilisée dans les chapitres précédents. Dans ce chapitre, le *IL* est calculé à partir du niveau de pression observé au nœud du maillage le plus proche du point (0,0,0), avec et sans protecteur :

$$IL = 20 \cdot log_{10}\left(\frac{2 \cdot P_0}{2e^{-5}\sqrt{2}}\right) - 20 \cdot log_{10}\left(\frac{\left|p\left(x \cong 0, y \cong 0, z \cong 0\right)\right|}{2e^{-5}\sqrt{2}}\right) \tag{7.1}$$

Il est en effet important de noter que du fait de l'utilisation de plusieurs logiciels pour combiner à la fois géométrie, maillage et calcul FEM, il n'a pas été possible d'avoir un nœud positionné précisément sur la surface du baffle et au centre dans la cavité, c'est-à-dire en (0,0,0).

7.3 Identification des minima locaux de *IL*

Le spectre de *IL* présenté au chapitre 6 présente des minimum locaux qui sont causés par la présence de modes du système couplé {coquille + cavité d'air}. On parle alors de modes couplés, résultant d'une « coïncidence spatiale » ("spatial matching") entre les modes découplés de la structure (coque, contreplaque et coussin) et les modes découplés de la cavité. L'effet de cette coïncidence spatiale des modes se traduit par un échange d'énergie entre chacun des modes découplés et l'on peut s'attendre à ce que le couplage intervienne lorsque leurs fréquences propres respectives sont proches l'une de l'autre (Basten et al., 1998; Basten, 2001).

7.3.1 Principe d'identification par la méthode des ratios d'énergies

La forme complexe des protecteurs auditifs de type coquille n'empêchent pas l'utilisation de techniques d'identification des modes couplés déjà éprouvé dans le cas de structures simples telle qu'une plaque mince rectangulaire couplée à une cavité parallélépipédique aux parois acoustiquement rigide. L'adaptation peut être faite en utilisant les méthodes de calculs numériques comme la FEM.

L'analyse du comportement vibroacoustique des systèmes couplés {plaque mince + cavité} a été étudié par de nombreux auteurs. Une revue de la littérature exhaustive consacrée à ce

sujet peut être trouvée dans (Sgard, 1995). En particulier, il est possible de distinguer pour chacun des modes couplés du système, lequel est contrôlé par la structure et lequel est contrôlé par la cavité. Un mode couplé contrôlé par la structure est un mode pour lequel la plus grande part de son énergie est stockée dans la structure (Fahy et Gardonio, 2007, p. 422). À l'inverse, un mode couplé contrôlé par la cavité est un mode pour lequel la plus grande part de son énergie est stockée dans la cavité. Il est possible d'établir cette différentiation en adoptant la méthode énergétique proposée par Pan et Bies (1990) et Basten (Basten, 2001; Basten et al., 1998). Cette approche proposée peut être étendue à des structures plus complexes, comme les coquilles.

En absence de dissipations énergétiques dans la structure, dans la cavité, ou par couplage réalisé entre la structure et la cavité, l'énergie totale du système est constante. Il est possible de résumer l'échange énergétique par la Figure 7.2, similaire à celle proposée par Basten (Basten, 2001) : pour chacun des domaines, il existe une transformation de l'énergie cinétique en énergie potentielle et inversement. Également, il existe un échange énergétique entre la structure et la cavité dû au couplage.

La méthode consiste en (i) mener une analyse modale du système, (ii) calculer pour chacun des domaines (structure et cavité) l'énergie cinétique (*Ek*) et l'énergie potentielle (*Ep*) (iii) calculer les ratios d'énergie d'énergies cinétiques (*ERk*) et potentielles (*ERp*).

Les modes couplés pour lesquels les deux ratios d'énergies *ERk* et *ERp* sont supérieurs à 1, sont contrôlés par la cavité d'air. A l'inverse, si les deux rapports sont inférieurs à 1, le mode couplé est contrôlé par la structure. Lorsque les deux ratios sont proches de 1, aucune différentiation n'est faite, la structure et la cavité d'air contribuent de manière similaire au mode couplé.

Rapport-Gratuit.com

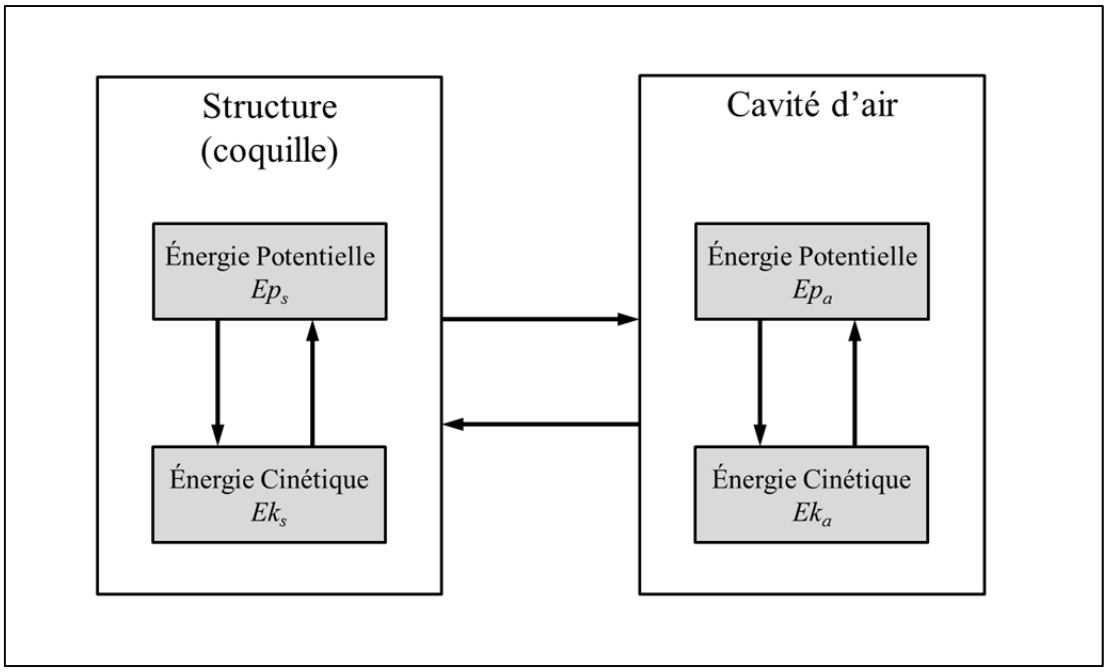

Figure 7.2 : Diagramme de l'échange d'énergies pour
un système acousto-élastique conservatif.
(Source : (Basten, 2001), traduit en Français et adapté au contexte)

7.3.2 Analyse modale de la coquille

Le calcul des modes nécessite l'utilisation de paramètres mécaniques constants, indépendant de la fréquence. Le calcul doit également permettre de déterminer un nombre suffisants de modes propres pour couvrir toute la fréquence d'étude. Le calcul modal est effectué sous le logiciel *COMSOL Multiphysics*®, en utilisant le module interaction acoustique-structure. Le modèle de coquille utilisant un modèle de solide équivalent pour le coussin s'est révélé inapproprié pour le calcul modal. En effet, du fait de sa nature à reproduire les déformations 3D et du fait de l'utilisation d'une valeur constante du module de Young, de nombreux modes causées par les déformations transverses du coussin sont calculés. Ainsi, la 100ème fréquence propre calculée était égale à 1391 Hz. En considérant l'augmentation de la densité modale en fonction de la fréquence, le coût de calcul pour couvrir la bande de fréquence d'étude (jusqu'à 6.4 kHz) aurait été prohibitif. Le modèle de ressort équivalent, quant-à-lui s'est montré adapté. En utilisant une valeur constante de 73 kN/m (mesurée par la méthode

résonante au chapitre 5), 100 modes ont été suffisants pour couvrir les fréquences jusqu'à 6.4 kHz. Dans le cas du coussin « rigide », ce nombre est réduit à 30.

7.3.3 Calcul des ratios d'énergies

L'extraction de l'énergie modale cinétique et potentielle pour la structure peut se faire en post traitement dans *COMSOL Multiphysics*®, en faisant l'intégrale volumique sur tous les domaines considérés (coque plastique et contreplaque seulement, le coussin étant modélisé comme un ressort équivalent) de la densité d'énergie cinétique (variable $acsl.Wk$ [15]) et de la densité d'énergie potentielle (variable $acsl.Ws$ [16]) :

$$\begin{aligned} Ek_s &= \mathrm{Re}\left[\int_{V_{structure}} \left(acsl.Wk\right)\cdot dV\right] \\ Ep_s &= \mathrm{Re}\left[\int_{V_{structure}} \left(acsl.Ws\right)\cdot dV\right] \end{aligned} \tag{7.2}$$

Les indicateurs des densités d'énergies dans la cavité ne sont cependant pas implémentés et doivent être calculés à partir des valeurs de l'amplitude de pression (abs(p)), de la vitesse particulaire efficace ($acsl.v_rms$), de la célérité c et de la densité de l'air ρ:

$$\begin{aligned} Ek_a &= \frac{1}{2}\rho\left[\int_{V_{structure}} \left(acsl.v_rms\right)\cdot dV\right] \\ Ep_a &= \frac{1}{2\rho\, c^2}\left[\int_{V_{structure}} \left|p\right|^2\cdot dV\right] \end{aligned} \tag{7.3}$$

[15] La densité d'énergie cinétique de la structure est calculée à partir de la matrice de masse. La programmation de cette variable pré implémentée dans le logiciel a été vérifiée.

[16] La densité d'énergie potentielle de la structure est calculée à partir de la matrice des raideurs. La programmation de cette variable pré implémentée dans le logiciel a été vérifiée. Le module interaction acoustique-structure de *COMSOL Multiphysics*® propose également la variable $acsl.Wh$, qui semble être un doublon.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Les ratios d'énergies cinétiques et potentiels sont calculés respectivement comme :

$$ERk = \frac{Ek_a}{Ek_s}$$
$$ERp = \frac{Ep_a}{Ep_s} \tag{7.4}$$

7.4 Résultats

7.4.1 Coquille utilisant un coussin « rigide »

La Figure 7.3 présente les deux simulations du *IL* de la coquille avec un coussin « rigide », l'une utilisant l'excitation sonore sans tenir compte de la diffraction de la coquille (c'est-à-dire pour une pression pariétale égale à $P_{ext} = 2P_0 \cos(k_z \cdot z)$) et l'autre utilisant l'excitation tenant compte de celle-ci. La mesure obtenue au chapitre 3 de la coquille EAR-MODEL-1000 sur un coussin de plomb est également représentée. Les minima de *IL* les plus importants sont identifiés sur la même figure et sont appelés C1-C5. Comme énoncés précédemment, ces minima sont causés par les résonances des modes couplés du système {coquille (sur coussin « rigide ») + cavité d'air}. Afin de mieux comprendre le comportement vibroacoustique du système, l'approche énergétique énoncée en 7.3 a été utilisée. La Figure 7.4 présente les déformées modales des modes couplés C1 à C5 ainsi que leurs ratios d'énergies cinétique et potentielle.

Sur la Figure 7.3, on peut observer que dans les basses fréquences, au-dessous de 500 Hz, les deux *IL* simulés sont superposés. Au-dessus de 500 Hz, des différences apparaissent entre les deux simulations. Le *IL* prédit par le modèle FEM qui tient compte de la diffraction sonore de la coquille permet de capter la tendance donnée par la mesure, simulant le minimum local C1, identifié comme un mode contrôlé par la structure (le haut de la coque plastique se déforme). Également, cette simulation permet de prédire les minima de *IL* C3, C4 et C5, qui sont identifiés comme des modes couplés contrôlés par la cavité. Certaines différences en

fréquences et en amplitudes ressortent cependant entre le modèle et la mesure pour les minima C1-C4, alors que C5 est bien prédit.

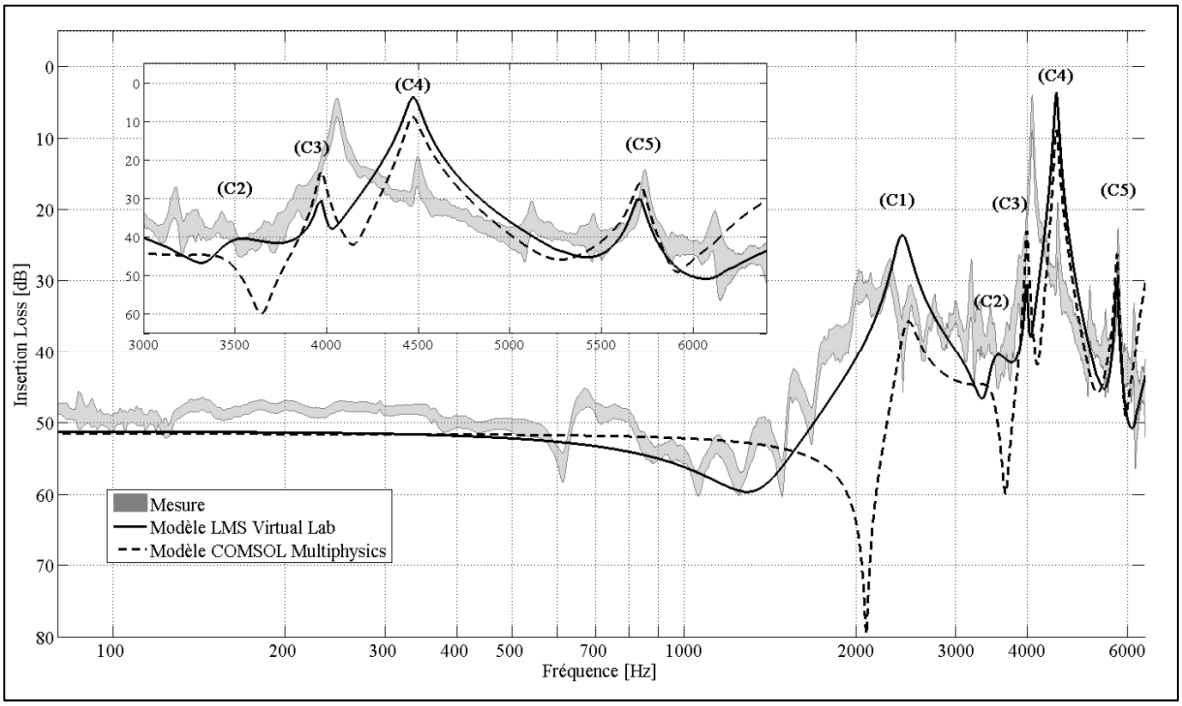

Figure 7.3: Comparaison entre les simulations numériques et les mesures d'atténuations du protecteur EAR-MODEL-1000, avec un coussin « rigide » (de plomb).

Il est important de noter que le modèle s'appuie sur des paramètres géométriques et des propriétés matériaux estimés pour la coquille (supposément de l'ABS) et de la rotule (supposément du caoutchouc) ainsi que pour la cavité d'air dont le facteur d'amortissement a été fixé à 1/343%. D'autre part, certaines erreurs expérimentales sont induites dans la mesure du *IL*. Ces erreurs sont probablement induites par un angle d'incidence de l'excitation, causé soit par un positionnement imprécis du haut-parleur ou de la coquille (rotation de la coquille autour de la normale au baffle), soit par la directivité du haut-parleur.

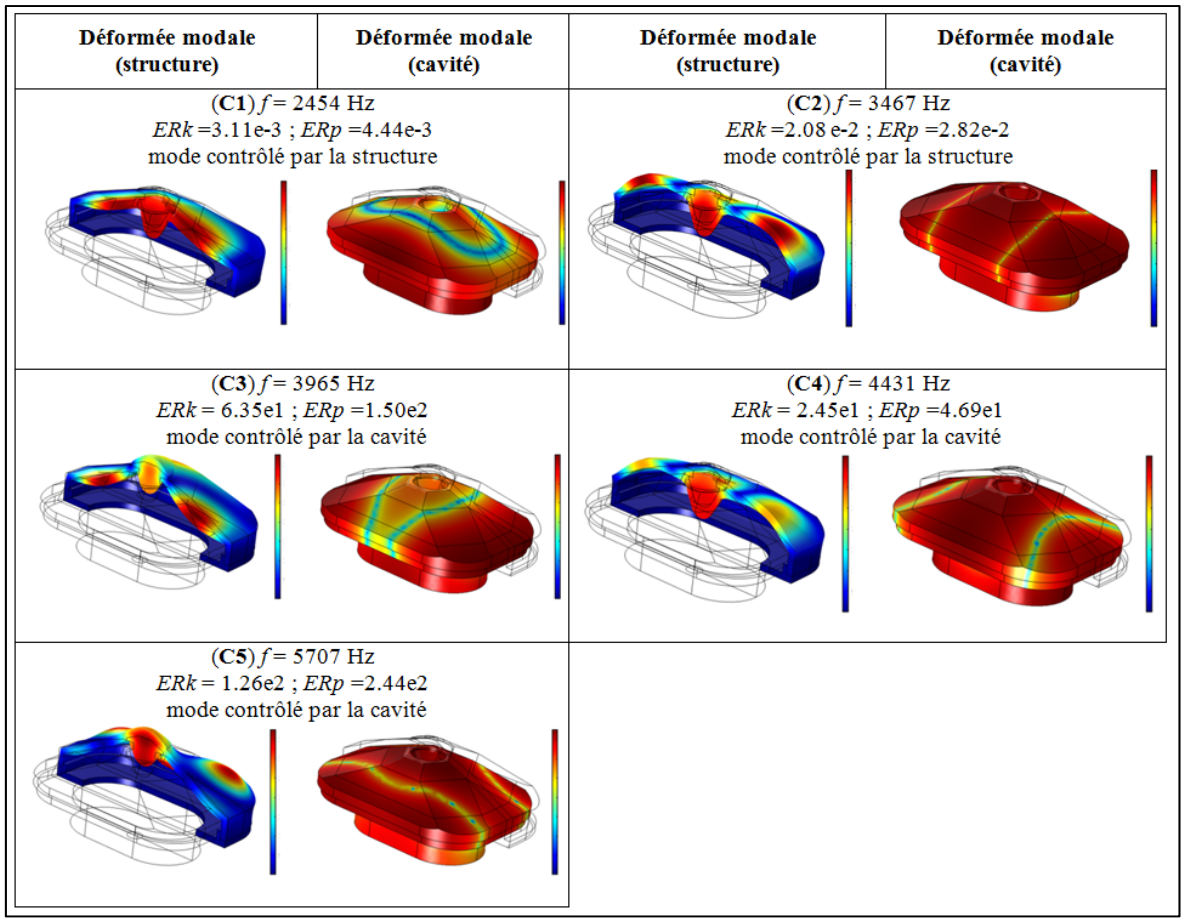

Figure 7.4: Déformées modales des modes couplés de la coquille EAR-MODEL-1000 avec un coussin « rigide » (de plomb), correspondants aux minima locaux de *IL* C1 à C5, avec respectivement leurs ratios d'énergie cinétique (*ERk*) et d'énergie potentielle (*ERp*). Chaque sous-figure trace le module de déplacement total pour une moitié de la structure (gauche) et le champ de niveau de pression sonore (SPL) dans la cavité d'air (droite). La couleur rouge (resp. bleue) indique les maxima (resp. minima) de déplacement total et de SPL.

La simulation pour laquelle l'effet de diffraction de la coquille sur le *IL* est négligé prend une valeur constante de 500 Hz à 1.5 kHz et présente des maxima de *IL* périodiques. Ces minima apparaissent respectivement à 2080 Hz, 3650 Hz, 4140 Hz et 5920 Hz. En effet, le modèle de l'excitation acoustique suppose que l'onde incidente et l'onde réfléchie sur le baffle forment une onde stationnaire dans le domaine $z < 0$. Les plans nodaux de pression associés sont parallèles au baffle et distants d'une longueur égale au quart (respectivement les trois quarts, les cinq quarts etc.) de la longueur d'onde. Ces plans nodaux de pression, à une fréquence

donnée, coïncident avec une partie de la coque plastique parallèle au baffle. L'excitation appliquée à cette partie de la coque plastique est donc très faible, conduisant à une valeur très faible du niveau de pression sous le protecteur et donc une très forte atténuation calculée. En particulier, le plan nodal de pression à la fréquence de 2080 Hz $\lambda / 4 = 4.12$ cm) coïncide avec la hauteur de la coquille (4.275 cm) dans le modèle FEM. Ainsi, le phénomène de diffraction de la coquille doit être pris en compte pour les calculs du *IL* en bande large.

7.4.2 Coquille utilisant le coussin viscoélastique modélisé en solide équivalent

La comparaison entre les simulations et les mesures dans le cas de la coquille avec un coussin modélisé en solide équivalent a déjà été présenté au chapitre 5, pour des fréquences en dessous de 500 Hz. Il en était de même au chapitre 6, pour des fréquences allant jusqu'à 5 kHz, mais la discussion proposée était limitée du fait du court format imposé pour la publication visée. Ces deux chapitres ont particulièrement montré l'importance de tenir compte de la dépendance fréquentielle de la raideur équivalente du coussin (respectivement du module de Young équivalent). Une comparaison mesure/modèle, similaire à ce qui a été présenté précédemment, est proposée ici. Cependant cette étude couvre une plus large bande de fréquences, jusqu'à 6.4 kHz et une analyse plus détaillée est faite en ce qui concerne l'interaction des différents domaines du système {coquille + cavité d'air}.

La Figure 7.5 présente une comparaison des *ILs* simulés, en utilisant le modèle de solide équivalent du coussin avec un coefficient de Poisson fixe égal à 0,4 et avec l'excitation sonore sur l'excitation des flancs du coussin négligée. Le trait plein correspond à la simulation utilisant un module de Young dépendant de la fréquence (modèle de Zener), tandis que la ligne en pointillés correspond à la simulation utilisant un module de Young constant. Les simulations sont comparées à la mesure d'atténuation du protecteur obtenue au chapitre 3 (zone grisée). Les principaux minima locaux de *IL* sont identifiés, de E1 à E7. Les déformées modales correspondant aux modes couplés responsables de ces minima de *IL* sont respectivement représentées sur la Figure 7.6, avec leurs ratios d'énergies cinétique et

potentielle. Il est important de mentionner que le minimum local E2 a été identifié comme une résonance transverse du coussin (voir 6.3.2), où les faces externe et interne du coussin vibrent en phase. Comme mentionné dans le chapitre 6, cette déformation transverse n'est pas réaliste et est attribuable au fait que le coussin est considéré comme un solide équivalent isotrope[17]. Par ailleurs, E2 n'est pas non plus identifié par la méthode énergétique (voir Figure 7.6) du fait que le calcul modal est effectué en utilisant le modèle de ressort équivalent pour le coussin.

La zone basse fréquence jusqu'à 500 Hz a déjà été discutée dans le chapitre 5 pour lequel le modèle de solide équivalent a été initialement développé et testé. Cette bande de fréquence est contrôlée par le mouvement de pompage de la coquille, correspond au mode couplé E1 contrôlé par la structure (ce mode est liée à la résonance masse/ressort du système). La précision du modèle nécessite la prise en compte de la dépendance fréquentielle du module de Young pour bien se superposer à la mesure. Au contraire, la simulation utilisant la valeur constante de E ne permet pas de prédire avec précision le pic de pompage, que ce soit en fréquence ou en amplitude. De 500 Hz à 700 Hz de légères différences apparaissent entre les deux simulations, mais les *ILs* prédits restent proches de la mesure. Au-delà de 700 Hz, de grandes différences sont observables.

Les plus grands écarts se produisent entre 700 Hz et 2.5 kHz et notamment au voisinage du maximum *IL* (environ à 1 kHz), qui a été identifié expérimentalement au chapitre 3, comme le résultat d'une forte interaction entre le coussin et la contreplaque. Les deux modèles sous-estiment le *IL* dans cette zone de fréquence et l'on observe une sensibilité du modèle par rapport à la dépendance fréquentielle du module de Young[18]. En particulier, (E2) identifié au chapitre 6 comme une résonance transverse du coussin apparaît à des fréquences différentes.

---

[17] Il sera vu plus loin que pour un coefficient de Poisson nul, E2 n'apparaît pas dans le spectre du IL.

[18] Cependant cette valeur élevée de IL obtenu que ce soit par l'expérience ou par le modèle, est bien supérieure à la limite imposé par la conduction osseuse. On peut se questionner sur la nécessité d'avoir un modèle très prédictif autour de ce maximum d'atténuation. Tout dépend de la philosophie pour laquelle le modèle est développé. L'auteur pense qu'il est important de pouvoir reproduire un tel phénomène, afin de pouvoir mieux comprendre la physique qui régit le système.

Dans la même zone de fréquence, on observe la présence des minima E3 et E4 respectivement à 1650 Hz et 2210 Hz identifiés comme étant des modes couplés contrôlés par la structure. La Figure 7.6 montre que les déformées modales de E3 et E4 sont affectées principalement par des mouvements de flexion de la contreplaque. De ce fait, la modification de la condition limite sur la frontière reliant la contreplaque au coussin a donc un impact sur le comportement vibroacoustique de la coquille.

Ainsi, dans la zone de fréquence de 700 Hz à 2.5 kHz, la prédiction du *IL* est sensible à la fois (i) au modèle de coussin et de ses paramètres mécaniques équivalents; (ii) aux propriétés géométriques et matériaux de la contreplaque et de la coque plastique; (iii) au réalisme des conditions de couplage entre le coussin et les autres composants de la coquille. En ce qui concerne ce dernier point, il convient de noter que dans le cas du protecteur EAR-MODEL-1000, le coussin est collé à la contreplaque au moyen d'une bande adhésive; dans la pratique, une inspection visuelle montre que le contact entre les deux composants n'est pas parfait, contrairement à ce qui est modélisé dans le modèle FEM.

De 2.5 kHz à 6 kHz, les *ILs* simulés sont superposés. Dans la zone fréquentielle de 3 kHz à 3.5 kHz, les modèles surestiment l'atténuation de la coquille et l'on voit apparaître un maximum local de *IL* à 3170 Hz. Cette zone correspond exactement à la zone observée en 3.4.3 où une contribution similaire du coussin et de la coquille apparaît. Cette contribution du coussin pas prise en compte dans le modèle, du fait que l'excitation acoustique sur ses flancs a été négligée.

Au-delà de 3.5 kHz, le comportement vibroacoustique de la coquille est contrôlé par la transmission à travers la coquille et les résonances de cavité comme observé expérimentalement au chapitre 3. En effet, l'approche énergétique indique que E5, E6 et E7 ont leurs ratios d'énergies cinétique et potentielle supérieurs à 1, confirmant ces observations. Le *IL* autour des modes couplés E5 et E7 est prédit de façon satisfaisante, ce qui n'est pas le cas pour E6 pour lequel une différence de 20 dB entre la simulation et la mesure peut être

observée. Également 3 dB différence sont observables à E5, entre la simulation utilisant le modèle Zener et la simulation en utilisant la valeur constante pour le module d'Young. Entre 5 et 5.5 kHz on observe un maxima local de *IL*. Il n'est pas à exclure que dans cette zone de fréquence la mesure du *IL* soit également sensible à un angle d'incidence de l'excitation acoustique causé par un mauvais positionnement du haut-parleur ou de la coquille sur le baffle.

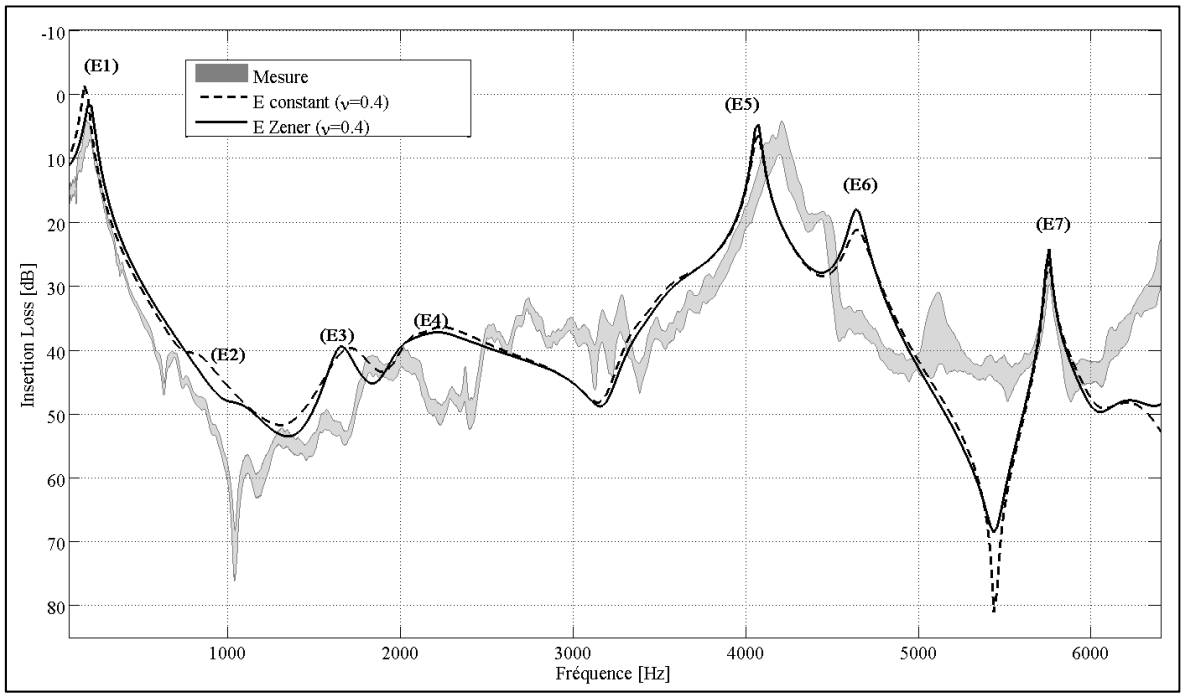

Figure 7.5 : Effet de la dépendance en fréquence du module de Young équivalent: Comparaison entre les *ILs* simulés et mesurés pour le protecteur EAR-MODEL-1000 (avec un coussin modélisé comme un solide équivalent). Les principaux minima de *IL* E1-E7 sont identifiés.

Enfin, au-dessus de 6 kHz, chaque configuration prédit un *IL* différent, qui est également supérieur au *IL* obtenu expérimentalement. Le spectre de *IL* mesuré semble présenter des minima locaux hors de la gamme de fréquence étudiée. Une analyse modale complémentaire a permis le calcul d'un mode couplé contrôlé par la cavité à une fréquence de 6.7 kHz.

Une autre explication possible de la mauvaise corrélation mesure/modèle est la sensibilité de la mesure à la fois à un possible angle d'incidence de l'excitation. Les causes possibles de cette incidence oblique comme été évoquées précédemment sont un positionnement imprécis du haut-parleur ou de la coquille (rotation de la coquille autour de la normale au baffle), un défaut dans la directivité du haut-parleur. À cela s'ajoute également l'inclinaison de la coquille sur le coussin par rapport au baffle, du fait de la compression non homogène du coussin par la force de serrage de l'arceau (Boyer et al., 2015a).

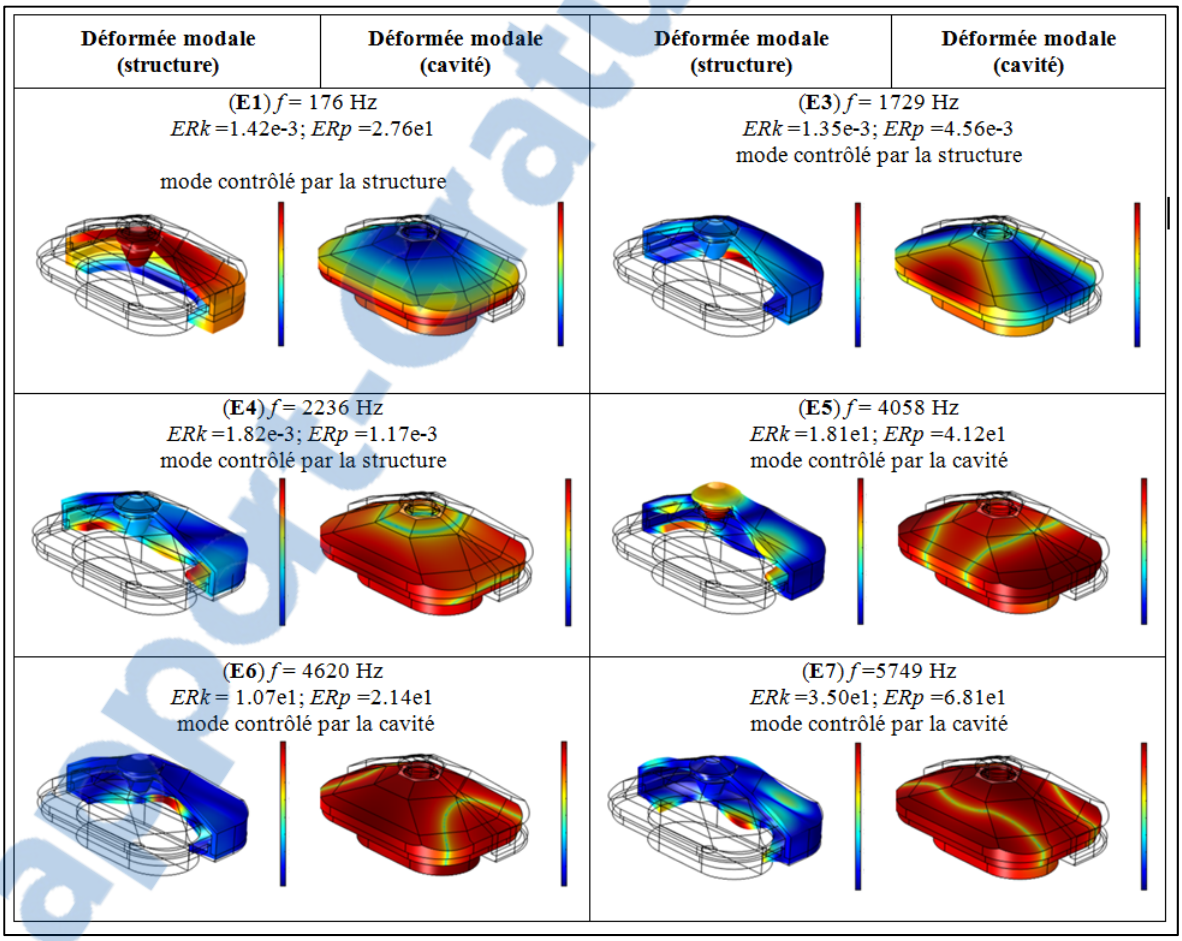

Figure 7.6 : Déformées modales des modes couplés de la coquille EAR-MODEL-1000, correspondants aux minima locaux de *IL* E1 à E7, avec respectivement leurs ratios d'énergies cinétique (*ERk*) et potentielle (*ERp*). Chaque sous-figure trace le module de déplacement total pour une moitié de la structure (gauche) et le champ de niveau de pression sonore (SPL) dans la cavité d'air (droite). La couleur rouge (resp. bleue) indique les maxima (resp. minima) de déplacement total et de SPL.

Rapport-Gratuit.com

7.4.3 Effet du coefficient de Poisson

La Figure 7.7 compare le *IL* prédit par le modèle FEM pour trois coefficients de Poisson différents (ν = 0, 0.3, 0.4) avec les données expérimentales. Le coussin n'est pas excité pour ces simulations. La comparaison entre le modèle FEM avec ν = 0.4 et la mesure a été faite précédemment. Les paragraphes suivants comparent cette simulation considérée ici comme référence, avec les deux autres.

Les trois simulations prédisent un *IL* similaire autour du pic de pompage E1. Les légères différences d'amplitudes entre les prédictions ont été déjà discutées dans la section 5.5.2.1, pour les fréquences inférieures à 500 Hz. Ces différences d'amplitudes de *IL* sont encore observables jusqu'à 700 Hz.

De 700 Hz jusqu'à 1.5 kHz, les trois simulations donnent une valeur de *IL* inférieure par rapport aux mesures, particulièrement autour du maximum de *IL* à 1 kHz. La meilleure prédiction est obtenue en utilisant le coefficient de Poisson égal à 0, ce qui signifie les parois latérales du coussin ne se déforment pas (pas d'effet tonneau). Ainsi, pour $\nu = 0$, E2 (résonance transverse du coussin modélisé en solide équivalent isotrope), n'apparaît pas dans le spectre de *IL*.

De 1.5 kHz à 2.5 kHz, les trois *ILs* calculés restent proches les uns des autres, malgré des différences observées autour de E3 et E4. Ces différences sont explicables similairement à ce qui se produit à la résonance de pompage. L'utilisation d'un coefficient de Poisson non nul permet au coussin de se déformer latéralement, rendant le coussin moins rigide dans sa direction de compression. De plus, du fait de la déformation 3D du coussin une plus grande déperdition d'énergie mécanique apparaît au niveau du coussin. Comme évoqué précédemment, les modes E3 et E4 sont sensibles au couplage avec le coussin. Ainsi, il est compréhensible de voir que plus le coefficient de Poisson est élevé et plus le système est amorti.

De 2.5 kHz à 5 kHz, les trois simulations sont superposées. Le coefficient de Poisson n'a donc pas d'effet sur la prédiction du *IL*. En effet, les minima E5 et E6 sont identifiés comme des modes couplés contrôlés par la cavité, leurs ratios d'énergies étant supérieurs à l'unité.

De même que pour E5 et E6, le *IL* autour du mode E7 est prédit de manière similaire pour chaque coefficient de Poisson. Cependant, entre 5 kHz et 5.5 kHz, le maximum local obtenu pour les 3 coefficients de Poisson diffère, le *IL* le plus élevé étant obtenu pour $\nu = 0$. Comme observé précédemment, les simulations n'arrivent pas à reproduire la tendance donnée par la mesure dans cette zone de fréquence, de même qu'au-dessus de 6 kHz. Là encore, il est possible d'incriminer la sensibilité de la mesure quant à un angle possible de l'excitation. Également, il n'est pas à exclure l'existence d'une transmission parasite dans le montage expérimental dans cette zone de fréquence.

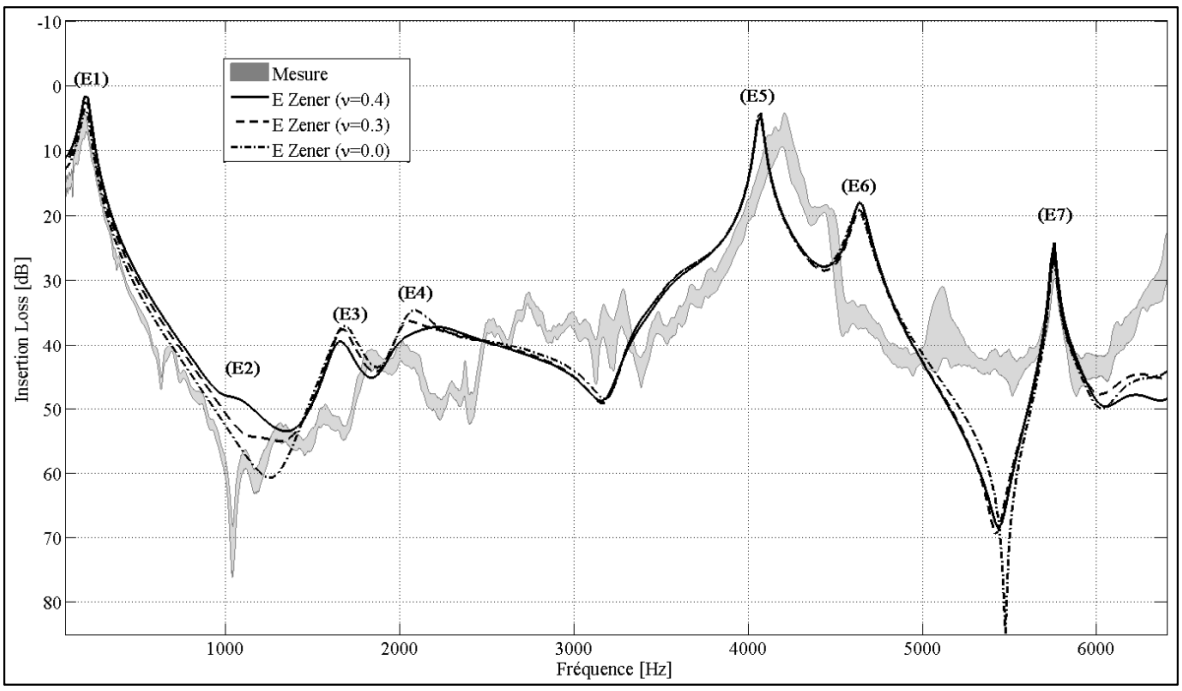

Figure 7.7 : Effet du coefficient de Poissons sur la prédiction du IL:
Comparaison entre les *ILs* simulés et mesurés pour le protecteur EAR-MODEL-1000
(avec un coussin modélisé comme un solide équivalent).
Les principaux minima de *IL* E1-E7 sont identifiés.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

7.5 Conclusion

Ce chapitre a permis de présenter les résultats du modèle FEM large bande, pour diverses configurations et de confronter les résultats simulés aux mesures expérimentales du chapitre 3. Il a été vu en particulier que le modèle de solide équivalent permet de donner des tendances acceptables jusqu'à 6.4 kHz, lorsque celui-ci n'est pas excité.

En moyennes fréquences, le comportement vibroacoustique est contrôlé par les modes de structure du système {coquille + cavité} et plus particulièrement est sensible aux vibrations de la contreplaque. Étant donné que ce composant est directement connecté au coussin, la dynamique du système dans cette zone de fréquence dépend à la fois (i) de la précision des entités géométriques du coussin et de la contreplaque, (ii) des paramètres matériaux et (ii) du réalisme du couplage entre les deux composants. En particulier, on peut souligner un manque de connaissance des paramètres matériaux de la contreplaque, qui ont été approximés et du coussin. Ce dernier est effectivement considéré comme isotrope, ce qui ne semble pas être le cas. De plus le couplage avec la contreplaque a été idéalisé dans le modèle (contact parfait).

Également, l'effet de la diffraction de l'arceau sur le champ excitateur n'a pas été pris en compte. Il conviendrait de pouvoir l'intégrer dans le modèle pour en étudier son influence.

L'utilisation de l'approche énergétique a permis d'identifier les modes couplés du système {coquille + cavité d'air} responsables des minima locaux de *IL*. En utilisant les rapports d'énergies, il a été possible de distinguer ceux contrôlés par la structure de ceux contrôlés par la cavité. Dans une optique d'améliorer le design des coquilles, il est nécessaire de prêter attention à la réduction du nombre de ces modes couplés et de minimiser leurs effets dans la bande de fréquences considérée. Plusieurs options sont envisageables.

La première option serait de supprimer la coïncidence spatiale des modes découplés de la structure et de ceux de la cavité d'air. Cette approche nécessite de modifier le comportement modal soit de la coquille (*in vacuo*), en lui ajoutant de la rigidité (par exemple en modifiant l'épaisseur des pièces en matière plastique, par ajouts de raidisseurs, ou l'utilisation d'autre types de polymères que ceux utilisés), soit en modifiant le comportement modal de la cavité d'air en modifiant sa géométrie. Il est en pratique très difficile de pouvoir jouer sur ce dernier domaine. En effet, le rôle principal de la coquille est de recouvrir l'oreille externe d'un utilisateur. Les dimensions de la cavité sont alors directement influencées par le pavillon de l'utilisateur.

La deuxième option serait d'amortir soit la structure pour les modes contrôlés par la structure, ou d'amortir la cavité, pour ceux contrôlés par la cavité. L'application directe de ce principe est l'utilisation de l'insert absorbant dans la cavité de la coquille. Par son ajout, une dissipation d'énergie se produit dans la cavité d'air, amortissant les modes contrôlés par la cavité d'air. Si l'ajout d'un tel matériau poreux n'affecte pas significativement la dynamique de la coquille et les dimensions géométriques de la cavité d'air (par exemple comme pour le cas de la laine de verre de qualité aéronautique utilisée à la section 3.4.4), la dissipation créée dans la cavité d'air n'affecte aucunement la coïncidence spatiale des modes de la coquille et de la cavité d'air. Ainsi, on observe sur la Figure 3.9, que dans le cas de l'utilisation d'un insert en fibre de verre, les modes contrôlés par la cavité E5 et E6 sont amortis, alors que les modes contrôlés par la structure E3 et E4 ne le sont pas.

CHAPITRE 8

SYNTHÈSE, RETOMBÉES ET PERSPECTIVES

Ce chapitre a pour but de conclure sur le travail de recherche doctorale. Il présente une synthèse des résultats principaux, les retombées et les perspectives.

8.1 Synthèse du travail doctoral

8.1.1 Résumé des objectifs et de la problématique

Cette thèse avait pour objectif principal de développer un modèle FEM d'un protecteur auditif de type coquille couplé à un baffle rigide, afin de prédire l'atténuation sonore sur une bande de fréquence de 80 Hz à 6.4 kHz. Cet objectif visait à répondre aux différentes problématiques de Santé et sécurité au travail (SST), scientifique, technologique mentionnées en introduction. Plus spécifiquement, il s'agissait de :

1) Mieux comprendre le comportement vibroacoustique du protecteur ;
2) Aider au développement de la méthode F-MIRE ;
3) Avoir un premier outil numérique permettant de pouvoir faire des études paramétriques à des fins d'optimisation de design acoustique (prototypage virtuel).

Les objectifs spécifiques afin de parvenir à la réalisation de l'objectif principal étaient de :

1) Développer un banc expérimental et une méthodologie pour mesurer l'atténuation de la coquille et quantifier ses chemins de transfert acoustique.
2) Développer un modèle numérique basé sur la méthode des éléments finis.
3) Exploiter le résultat des modèles et des mesures, afin de mieux comprendre la physique qui est mise en jeu et aider au développement de la méthode de mesure F-MIRE.

Parmi ces objectifs spécifiques, l'objectif (1) a été complété. L'objectif (2) a été en parti accompli, le modèle de coussin actuel demeurant insatisfaisant. L'objectif 3) n'a été que partiellement complété. Dû au manque de temps il n'a pas été possible d'exploiter le modèle afin d'aider au développement de la méthode F-MIRE.

8.1.2 Résumé de la méthodologie

La méthodologie adoptée pour développer pas à pas le modèle élément fini de la coquille a consisté à : (i) quantifier objectivement les chemins de transferts du son à travers les composants de la coquille, (ii) développer un modèle éléments finis de la coquille bafflée pour les basses fréquences et le valider à partir des données expérimentales, (iii) tester la validité du modèle de coquille sur l'ensemble du spectre d'intérêt [80 - 6400 Hz] et utiliser le modèle pour mieux comprendre le comportement vibroacoustique de la coquille. Chacun de ces trois points a été présenté dans les trois articles scientifiques, complétés par des chapitres additionnels.

Le premier article (chapitre 3), complété par le chapitre 4, a présenté un nouveau banc de test de mesure acoustique permettant de mesurer l'atténuation de la coquille et de ses composants lorsque ceux-ci sont découplés. Cet article a présenté également une méthodologie de mesure, appliquée à deux coquilles aux designs différents.

Le second article (chapitre 5) s'est concentré sur le développement du modèle éléments finis pour les basses fréquences et sur l'implémentation de deux modèles de coussin : modèle de ressort équivalent et modèle de solide équivalent. Une grande partie de cet article a été consacrée à la caractérisation fine du comportement mécanique du coussin de confort.

Le troisième article (chapitre 6), quant-à-lui a proposé une comparaison mesure/calcul large bande pour valider le modèle de coquille et du coussin assimilé à un solide équivalent. Le chapitre 7, complétant l'article, a proposé une étude plus approfondie du comportement

vibroacoustique de la coquille, en utilisant le modèle éléments finis de la coquille avec un modèle de solide équivalent pour le coussin. Une étude de l'influence des paramètres matériaux du coussin sur l'atténuation de la coquille a été menée et une méthode d'identification des minimums locaux de *IL* a été adaptée au cas de la coquille, pour identifier les contributions des différents composants du système {coquille + cavité d'air} responsables des minima locaux observables sur le spectre de *IL*.

8.1.3 Synthèse des contributions et limitation de la thèse

Afin de faire la synthèse du travail présenté jusqu'ici, ce paragraphe détaille pour chacun des chapitres les contributions, ainsi que les limites de la recherche.

8.1.3.1 Chapitre 3 – Article 1 : Quantification objective des chemins de transferts du son à travers les composants de la coquille et Chapitre 4 – compléments

Contributions

La méthodologie et les résultats des mesures proposés aux chapitres 3 et 4 ont permis de quantifier les différents chemins de transferts du son à travers les composants de la coquille et de ses éléments découplés et d'étudier expérimentalement le comportement vibroacoustique de la coquille bafflée :

1. Le coussin de confort, malgré le fait qu'il soit constitué de matériaux légers pouvant supposés être responsables d'une forte transmission d'énergie acoustique (Zannin et Gerges, 2006), a une atténuation de plus de 40 dB lorsque le mouvement de pompage est bloqué. Ceci confirme les observations faites par Shaw et Thiessen (1958).

2. Les résultats expérimentaux montrent également l'existence de couplages forts entre les différents composants de la coquille, dans la zone de fréquences moyennes située entre la zone basses fréquences, où l'atténuation de la coquille est contrôlée par le mouvement de pompage et la zone hautes fréquences où l'atténuation est dominée par la transmission à travers la coquille et les résonances de la cavité interne.

Dans cette bande de fréquence l'atténuation du protecteur n'est pas contrôlée par le composant ayant le plus faible *IL* (le composant limitant). Au contraire, l'atténuation de la coquille prend des valeurs bien plus grandes que celles mesurées pour les composants découplés.

3. Dans cette même bande de fréquence, on observe que le coussin et la coque plastique contribuent similairement au *IL* de la coquille complète. Ainsi, en moyennes fréquences, les chemins de transmissions à travers la coquille ne peuvent être considérés indépendamment les uns des autres et les couplages entre les composants doivent être pris en compte. L'optimisation du design des coquilles par méthode expérimentale est donc une tâche compliquée en moyennes fréquences.

4. L'effet négatif de la mousse sur le *IL* des coquilles a été investigué. Il a été souligné que cet effet est dû principalement au manque d'absorption de l'insert d'origine constitué d'une mousse de polyuréthane : le *IL* de la coquille avec insert est plus faible que lorsque l'insert est enlevé de la cavité.

5. L'effet de la peau artificielle en silicone sur le *IL* de la coquille a été mesuré. Il a été vu que celle-ci a un effet prédominant sur le mouvement de pompage de la coquille et autour des résonances de cavité. Un effet positif et localisé a été mesuré en moyennes fréquences, ce qui corrobore les observations faites dans des travaux précédents (Schroeter et Poesselt, 1986; Shaw et Thiessen, 1962). Des causes possibles ont été évoquées, à savoir (i) la modification de la condition limite sur la face du coussin en contact avec le baffle qui influe donc sur le comportement vibroacoustique de la coquille et (ii) l'existence possible d'un chemin de transmission à travers la peau. Des études complémentaires, basée sur des mesures expérimentales ou des modèles numériques sont cependant nécessaires afin de confirmer ces hypothèses.

6. L'effet des évents sur le *IL* du coussin sans mouvement de pompage a été étudié pour le coussin de confort du protecteur EAR-MODEL-1000. Aucune modification de l'atténuation n'a été observée lorsque ces évents sont obstrués ou laissés ouverts. L'ajout de perforations sur l'extérieur de la gaine conduit à un affaiblissement de l'isolation acoustique procurée par le coussin. En conséquence, il a été constaté que ces évents dont la taille est sous-millimétrique, sont suffisants pour (i) autoriser le dégonflement du coussin, permettant un positionnement confortable de la coquille sur la tête, et (ii) ne pas dégrader l'atténuation du coussin.

7. L'effet de fuites artificielles sur le *IL* du coussin de confort a été mesuré pour le coussin du EAR-MODEL-1000, avec son mouvement de pompage bloqué. Il a été montré que la présence de fuites cause une décroissance du *IL* en dessous de 2.5 kHz.

Limites et perspectives

Les mesures et les analyses effectuées aux chapitres 3 et 4 présentent cependant des limitations. Une liste exhaustive de celles-ci est présentée ci-dessous conjointement avec des perspectives d'améliorations :

1. Tout d'abord, l'effet des évents sur le *IL* du coussin n'a été traité que pour le protecteur EAR-MODEL-1000, le protecteur PELTOR-OPTIME-98 présentant trop de complexités expérimentales (voir 4.3.2 et 4.3.3). Cette étude a été menée avec le blocage du mouvement de pompage. Il conviendrait d'étendre l'étude en autorisant un tel mouvement. Également, il serait intéressant de voir l'effet sur le *IL* de la coquille complète.

2. L'effet des fuites sur le *IL* du coussin n'a été étudié que pour le protecteur EAR-MODEL-1000, étant donné la difficulté d'implémentation pour le coussin du PELTOR-OPTIME-98. Par ailleurs, cette étude s'est limitée à une mesure avec mouvement de pompage bloqué. Il conviendrait d'étendre l'étude sur le coussin en

Rapport-Gratuit.com

autorisant ce pompage. Également, il serait utile de procéder d'une manière différente pour reproduire artificiellement des fuites et d'étudier leurs effets pour le cas d'une coquille complète. Quelques exemples de dispositifs expérimentaux sont donnés par Pääkkönen (1992).

3. L'effet de l'ajout d'un simulateur d'oreille n'a pas été présenté ici. Il conviendrait de pouvoir analyser l'effet de l'ajout d'un canal auditif et d'un tympan simulé sur l'atténuation des coquilles, quand bien même cette modification soit sans répercussion sur les mesures de *IL* de la coquille entière (Schroeter et Poesselt, 1986). L'ajout d'une oreille artificielle permettrait en outre d'étendre l'étude expérimentale à la double protection (bouchons et coquilles).

4. Les protecteurs testés sont des protecteurs passifs de type coquille à simple coque. Il conviendrait d'étendre l'étude expérimentale à d'autres types de protecteurs, comme les coquilles à double coques ou les coquilles à systèmes actifs de réduction de bruit.

5. Enfin, les mesures n'ont été menées que dans le cadre de bruits continus, afin de correspondre au sujet traité dans cette thèse. Il conviendrait de tester le banc d'expérimentation dans le cadre de bruits impulsionnels et de l'adapter au besoin.

8.1.3.2 Chapitre 5 – Article 2 : Modèle élément fini en basses fréquences du comportement acoustique d'un protecteur auditif de type coquille

Contributions

Le chapitre 5 était consacré à la modélisation de l'atténuation des deux coquilles commerciales EAR-MODEL-1000 et PELTOR-OPTIME-98 en basses fréquences, par la méthode des éléments finis. Le coussin a été modélisé de deux manières différentes, soit comme un ressort équivalent, soit comme un solide équivalent. Les résultats des modèles numériques ont été confrontés aux résultats du modèle LPM issu de la littérature et

aux mesures expérimentales menées au chapitre 3. Différentes contributions émergent de ce travail :

1. La mesure *in situ* sur le banc de montage acoustique utilisé aux chapitres 3 et 4 a montré qu'une grande inhomogénéité spatiale du taux de compression du coussin sous la force de l'arceau de serrage (demi-arceau). Cette inhomogénéité n'a pas été prise en compte dans les modèles. L'hypothèse a été faite que le coussin avait un taux de compression homogène et les paramètres mécaniques ont été déterminés en conséquence. Le modèle fournissant la meilleure prédiction du *IL* est celui pour lequel le taux de compression du coussin modélisé est égal au maximum du taux de compression mesuré *in situ*.

2. Une caractérisation minutieuse de la raideur complexe du cousin a été effectuée, en se basant sur deux méthodes de caractérisation complémentaires l'une de l'autre, en très basses fréquences (en dessous de 60 Hz). En utilisant la dualité de ces deux méthodes de mesures et en les associant à un modèle rhéologique de matériau viscoélastique linéaire, il a été possible de déterminer la dépendance fréquentielle des paramètres mécaniques équivalents du coussin, pour des fréquences allant jusqu'à 500 Hz.

3. La procédure de caractérisation des coussins a révélé l'effet important du taux de compression statique et du temps de relaxation, sur les valeurs mesurées de raideur et d'amortissement, ainsi que leur dépendance fréquentielle. Cette dépendance fréquentielle avait déjà été observée par Anwar (2005), mais non discutée. Il a été souligné qu'afin de faire correspondre au mieux la mesure et le modèle, la détermination des paramètres équivalents du coussin doit s'effectuer dans des conditions limites et environnementales aussi proches que possible des conditions in situ de la mesure acoustique (coquille positionnée sur le baffle).

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

4. Dans le cas où le coussin est modélisé comme un solide équivalent, une méthode hybride combinant à la fois un modèle inverse FEM de structure et les résultats des mesures expérimentales de raideurs et d'amortissements, a été présenté. Elle a été utilisée pour évaluer le module de Young équivalent et pour un coefficient de Poisson fixé et supposé constant.

5. Pour les deux protecteurs étudiés, il a été vu que le comportement de la raideur (du facteur de perte) du coussin est très différent d'un protecteur à l'autre et dépend de la fréquence et du taux de compression statique. Ces différences de comportement ont été attribuées à la rigidité de la gaine (beaucoup plus important dans le cas du EAR-MODEL-1000) et à la présence d'une poche d'huile dans le cas de la PELTOR-OPTIME-98. Les comparaisons entre les atténuations mesurées et simulées pour les deux coquilles confirment la nécessité de tenir compte de la dépendance en fréquence des paramètres mécaniques équivalents.

6. L'extrapolation fréquentielle des paramètres mécaniques a été proposée, en utilisant un modèle rhéologique de Zener, à dérivée fractionnaire à quatre paramètres (modèle Zener), originalement développée pour les matériaux viscoélastiques. L'utilisation d'une telle loi s'est révélée satisfaisante pour prédire l'atténuation des coquilles et ce, en utilisant les différentes approches de modélisation (c'est-à-dire, le modèle LPM et le modèle FEM utilisant le coussin considéré soit comme un ressort équivalent, soit comme un solide équivalent).

7. Les deux modèles FEM, l'un utilisant le ressort équivalent et l'autre le solide équivalent fournissent des résultats très similaires. Cependant, l'utilisation du modèle de ressort équivalent devrait être préférée dans les basses fréquences. En effet, le modèle de solide équivalent requiert la connaissance de plus de paramètres mécaniques (module de Young et coefficient de Poisson), dont la détermination nécessite le recours à un modèle inverse. Le modèle de solide équivalent, a toutefois

pour propriété de capturer les déformations élastiques 3D du coussin. Ainsi, ce modèle devrait permettre une meilleure description du couplage entre le coussin et la contreplaque, offrant une bonne base pour les calculs à des fréquences plus élevées.

8. Un meilleur accord entre les simulations et les mesures d'atténuations a été observé lorsque l'excitation du coussin est prise en compte sur ses frontières externes dans le cas du solide équivalent.

9. Le modèle LPM est simple et fournit des résultats rapides. Cependant, il s'appuie sur des paramètres géométriques dont les définitions sont ambiguës et difficiles à déterminer avec précision, s'il n'est pas possible d'avoir une représentation numérique 3D de la géométrie. Ces imprécisions affectent majoritairement l'évaluation de la raideur de la cavité d'air interne à la coquille. Néanmoins, une bonne prédiction de cette raideur ajoutée a été obtenue en utilisant la formulation de Sides.

Limites et perspectives

Les travaux présentés au chapitre 5 comportent cependant des limitations dont la liste est faite ci-dessous. Une mise en perspective est faite pour chacune d'elle :

1. La caractérisation mécanique du coussin a été menée dans les très basses fréquences, en-dessous de 60 Hz et donc en-dessous de la gamme d'étude du modèle, de 80 Hz à 500 Hz. Cette limite a été imposée par les dispositifs de caractérisations mécaniques disponibles en laboratoires. Il apparaît donc important de pouvoir prolonger la caractérisation du coussin de confort à plus haute fréquence afin de tenir compte de son vrai comportement fréquentiel. Cette tâche requiert donc l'utilisation d'un matériel plus sophistiqué.

2. Comme mentionné précédemment, la procédure de caractérisation mécanique a fait appel à deux méthodes de mesures. La méthode de mesure quasistatique permettant une caractérisation fréquentielle des paramètres mécaniques du coussin n'a pas pu être utilisée pour des forts taux de compression, comme ce qui est observé lorsque la coquille est positionnée sur le banc de test acoustique (le taux d'écrasement maximal pour le PELTOR-OPTIME-98 était de 33.5%). Le recours à la méthode résonante a donc été choisi pour compléter l'étude. Dans l'idéal seul le QMA devrait être utilisé et il conviendrait de disposer d'un matériel de mesure permettant la mesure pour de forts taux d'écrasements.

3. Les modèles de ressorts équivalents et de solides équivalents dont l'excitation acoustique sur les parois externes n'est pas prise en compte ne permettent pas de tenir compte du chemin de transmission à travers le coussin. Si cette hypothèse peut être faite, au vu de la grande atténuation du coussin dans les basses fréquences, le modèle ne tient pas compte de la vraie physique qui est mise en jeu.

4. L'étude menée s'est limitées aux basses fréquences, là où le mouvement de pompage de la coquille apparaît. Il convient de mener l'étude à plus haute fréquences, ce dont l'article 3 est l'objet.

8.1.3.3 Chapitre 6 – Article 3 : Prédiction numérique de l'atténuation d'une coquille commerciale en bande et Chapitre 7 – compléments

Contributions

Les chapitres 6 et 7 se sont concentrés sur la simulation numérique de l'atténuation du protecteur EAR-MODEL-1000, utilisant le modèle de solide équivalent pour le coussin, pour des fréquences allant jusqu'à 6.4 kHz (les simulations présentées au chapitre 6 ont été toutefois limitées à 5 kHz). Plusieurs résultats majeurs découlent de ces études :

1. Les simulations ont montré l'importance de tenir compte de la diffraction du protecteur sur le champ acoustique extérieur. De ce fait, il est nécessaire de modéliser

ce domaine semi-infini et l'utilisation du la « couche absorbante automatiquement adaptée » disponible dans *LMS Virtual.Lab*^{TM} s'est révélée adéquate et efficace en termes de temps de calcul.

2. Parmi les différentes approches pour modéliser le coussin, seul le modèle de solide équivalent a été testé jusqu'à 6.4 kHz. Il a été vu que le modèle actuel supposé isotrope n'arrive pas à tenir compte du chemin de transfert à travers les flancs du coussin. Au contraire, de meilleurs résultats sont obtenus lorsque l'excitation acoustique est négligée.

3. Le calcul large bande a permis d'observer que la dépendance fréquentielle du module de Young du coussin joue un rôle en basse fréquence autour du mouvement de pompage, mais également en moyennes fréquences là où l'on observe des minimum de *IL* causés par la vibration de la contreplaque. L'utilisation du modèle Zener semble être appropriée.

4. Une étude de l'effet du coefficient de Poisson du coussin sur l'atténuation de la coquille a été menée. Il s'avère que les prédictions du *IL* varient en fonction de ce paramètre dans la zone de fréquence entre 700 Hz et 2.5 kHz. Cette zone correspond également à celle où le *IL* de la coquille est supérieur à la limite fixée par la conduction osseuse (dans cette zone de fréquence l'énergie serait donc transmise par voie osseuse et non par voie aérienne).

5. Le chapitre 7, grâce à une approche basée sur les énergies modales a permis de différencier parmi les modes couplés du système {coquille + cavité d'air}, ceux contrôlés par la structure (coque plastique, contreplaque et coussin) de ceux contrôlés par la cavité d'air. Ainsi, il a été confirmé que la zone basse fréquence est contrôlée par le mouvement de pompage de la coquille, mais il a été vu que les moyennes fréquences sont principalement affectées par les résonances causées par les vibrations

de la contreplaque. Enfin, l'approche énergétique confirme que les hautes fréquences sont contrôlées par la cavité d'air, comme observé expérimentalement au chapitre 3.

Limites et perspectives

Les travaux présentés aux chapitres 6 et 7 comportent cependant des limitations qu'il faut mettre en perspective. En voici une liste exhaustive :

1. L'arceau n'a pas été pris en compte dans le modèle. Il conviendrait d'investiguer sont importance (diffraction, couplage avec la coquille) sur la réponse acoustique du système. On pourra supposer dans un premier temps qu'il s'agit d'un objet rigide acoustiquement et immobile, découplé de la coquille.

2. Le modèle isotrope du coussin ne permet pas de capturer la transmission acoustique à travers ses parois latérales. Le modèle doit être en conséquence revisité pour tenir compte de ce chemin de transfert. Il conviendrait d'avoir recours à un modèle de solide isotrope transverse, ou ultimement de modéliser le coussin avec un modèle multi-domaine, comme décrit au chapitre 2. Le développement de ces nouveaux modèles requiert un travail complémentaire de caractérisation de matériaux.

3. Le modèle de solide équivalent actuel suppose également que la géométrie du coussin est d'une forme annulaire à section constante. Cependant, les observations visuelles et les mesures in-situ ont montré que le coussin se déforme de façon non uniforme et que ses propriétés mécaniques équivalentes sont non homogènes. Un travail d'investigation est alors nécessaire pour déterminer la sensibilité du modèle de coquille complète, aux changements de forme du coussin et de ses propriétés mécaniques.

4. Dans certaines zones de fréquences, le comportement vibroacoustique de la coquille est sensible à l'angle d'incidence de l'excitation. Ainsi, lorsqu'un angle d'incidence est introduit au niveau de l'excitation, certains modes du système couplés {coquille +

cavité d'air} apparaissent causant des minima et maxima locaux de *IL*. Ceux-ci sont causés par un angle d'incidence non intentionnel, introduit dans la mesure de validation. Les causes possibles évoquées étaient un désalignement du haut-parleur ou de la coquille par rapport à la normale au baffle, ou un effet de la directivité de la source sonore. Il conviendrait donc dans un premier temps de caractériser la directivité du le haut-parleur utilisé lors des mesures expérimentales et de mener une étude expérimentale de sensibilité quant à son orientation.

5. Par ailleurs, les simulations présentées n'ont pas pris en compte l'effet de l'insert en mousse. Les développements futurs du modèle de coquille requièrent l'implémentation de cet élément, soit en utilisant un modèle de fluide équivalent, soit un modèle de poroélastique.

8.2 Les Retombées de cette recherche doctorale

Les retombées du travail de recherche présenté tout au long de cette thèse peuvent se différencier en trois différentes catégories : les retombées scientifiques, les retombées technologiques et les retombées liées au domaine de la santé et la sécurité au travail.

8.2.1 Retombées scientifiques

Le développement des modèles FEM des coquilles, conjointement aux mesures réalisées ont permis d'accroître le champ des connaissances théoriques sur le fonctionnement des protecteurs de type coquille. De manière générale, bien qu'il existe encore des différences entre mesures et calculs, les modèles développés ont montré leur capacité à prédire l'atténuation des protecteurs, jusqu'à 6.4 kHz et une bien meilleure corrélation a été obtenue, en regard des travaux de modélisations menés jusqu'ici.

Si le fonctionnement du protecteur est bien connu en basses fréquences (pompage) et en hautes fréquences (résonances contrôlées par la cavité interne à la coquille), l'utilisation des mesures en bande fines sur les protecteurs étudiés et leurs composants découplés, ainsi que l'utilisation modèles numériques développés ici, ont permis d'explorer le comportement vibroacoustique des coquilles en moyennes fréquences. Cette zone de fréquence ne semble pas avoir été étudiée jusqu'ici. Plus particulièrement, il a été vu que :

1. L'analyse des chemins de transmission acoustique à travers les coquilles a montré qu'il était nécessaire de bien décrire le couplage mécanique entre les composants de la coquille (coquille en plastique, contreplaque et coussin) et que le chemin de transmission acoustique à travers les flancs du coussin doit être pris en compte dans certaines zones de fréquences en moyennes fréquences.

2. Le coussin de confort peut être modélisé comme un ressort équivalent ou comme un solide équivalent isotrope en basses fréquences ($f < 500$ Hz). Le modèle de solide équivalent fournit les tendances pour des fréquences jusqu'à 6.4 kHz, à condition que l'excitation acoustique sur ses flancs soit négligée.

3. Les paramètres équivalents du coussin doivent être caractérisés dans des conditions similaires à celles observées dans des conditions réelles d'utilisation (même taux d'écrasement, période suffisante de relaxation,…) et doivent tenir compte d'une dépendance fréquentielle.

4. La procédure de caractérisation mécanique des coussins en très basses fréquences ($f < 60$ Hz), conjointement à un modèle rhéologique de Zener, à dérivée fractionnaire à quatre paramètres (modèle Zener), a permis d'obtenir une loi fréquentielle pour les paramètres mécanique du coussin pour toute la bande de fréquence d'étude, jusqu'à 6.4 kHz

5. En moyennes fréquences, l'insert en mousse original (mousse de polyuréthane) a un rôle négatif sur l'atténuation de l'atténuation de la coquille, du fait de son manque d'absorption dans cette zone de fréquences.

6. L'approche énergétique originalement développée et testée pour les systèmes {plaque mince + cavité d'air} a été adapté au cas de la coquille. L'utilisation de cette approche énergétique a permis de différencier les modes du système couplé, en distinguant ceux contrôlés par la coque, la contreplaque et le coussin, de ceux contrôlés par la cavité d'air. Il a été vu en particulier que les moyennes fréquences sont affectées par les vibrations de la contreplaque.

8.2.2 Retombées Technologiques

D'un point de vue technologique, les modèles développés pourront ultimement être utilisés comme outils prédictifs en vue de faire du prototypage virtuel et ainsi accélérer les phases de développement de produits. En particulier, on a constaté que l'atténuation de la coquille est sensible aux propriétés mécaniques du coussin, aux mouvements de flexions de la contreplaque et de la coque, ainsi que des couplages entre le coussin et la contreplaque. Ainsi, le recours au modèle permettrait de mener des études paramétriques, à la fois sur les propriétés mécaniques et géométriques des composants de la coquille et de déterminer les priorités d'optimisation pour le design des protecteurs.

Un des objectifs de la modélisation était de pouvoir aider au développement de la méthode de mesure de terrain F-MIRE. Malheureusement, cet objectif n'a pas été atteint par manque de temps. Ceci fait cependant l'objet d'une recherche annexe par l'IRSST (Gaudreau et al., 2015).

Enfin, les observations faites pour l'insert en mousse de la coquille montrent qu'une amélioration est possible, en utilisant d'autres matériaux (matériaux uniques ou

Rapport-Gratuit.com

multicouches) dont les propriétés d'absorption acoustique sont plus grandes en moyennes fréquences. Cette modification permettrait de pallier à l'effet négatif de l'insert sur le *IL* des coquilles, mesuré dans l'article 1.

8.2.3 Retombées sur la santé et la sécurité au travail

En terme de santé et sécurité au travail, le recours au modèles à des fins d'optimisation de produits et à des fins d'implémentation de mesure en temps réel de l'atténuation des coquilles, permettront à long terme, de disposer de nouveaux protecteurs aux performances accrues et adaptées, à la fois à l'utilisateur, mais aussi à son environnement de travail. De ce fait, on s'attend à augmenter la protection du travailleur, tout en garantissant son confort physique et acoustique et ainsi réduire le risque de surdités professionnelles.

8.3 Perspectives

Le travail doctoral traité jusqu'ici ne concernait que les protecteurs de type coquille, à simple coque, couplés à un baffle rigide et excité par un bruit continu sous une incidence normale au baffle. Les perspectives découlant de cette recherche sont donc nombreuses et une liste non exhaustive des pistes de recherches est présentée ci-dessous :

1. <u>Amélioration de la fidélité du modèle numérique par rapport aux mesures acoustiques de validation</u> :

   Le travail présenté jusqu'ici s'est attaché à modéliser des coquilles commerciales, dont la plupart des paramètres matériaux ont été approximées. Il a été vu que les prédictions du modèle FEM étaient sensibles à ces données d'entrée, dans la gamme de fréquences d'étude. Une amélioration du modèle passe donc par une meilleure connaissance des entités géométriques des éléments plastiques de la coquille et de la cavité d'air contenue dans la coquille et par l'intégration de l'arceau. Également, le modèle de coussin est à revisiter, afin de mieux tenir compte du chemin de transfert acoustique à travers ses parois qui apparaît en moyennes et hautes fréquences, mais

également pour mieux reproduire les couplages existants entre le coussin et les autres composants de la coquille. Parmi les approches de modélisations proposées au chapitre 2, il reste à explorer le cas du solide équivalent à isotropie transverse et le modèle de coussin « multi-domaine ». Le développement de tels modèles requiert cependant de trouver des méthodes de caractérisations adaptées.

En parallèle, il est nécessaire de pouvoir être certain de l'angle d'incidence de l'excitation considérée comme une onde plane, en connaissant à la fois le parfait positionnement et de la coquille et du haut-parleur.

2. Extension de la modélisation FEM en bande large au cas du protecteur PELTOR-OPTIME-98 :
   Seul le modèle FEM de la coquille EAR-MODE-1000 a été développé pour des fréquences jusqu'à 6.4 kHz. Il convient d'appliquer la même méthode de modélisation pour l'autre coquille étudiée

3. Étude de l'effet du modèle de coussin en large bande sur l'atténuation du protecteur (ressort équivalent, vs. solide équivalent) :
   Cette étude n'a été menée qu'en basses fréquences, il conviendrait de l'étendre à plus hautes fréquences.

4. Ajout d'une peau artificielle sans pavillon dans le modèle de coquille bafflée :
   Dans le chapitre 4, il a été vu que le recours au modèle permettrait d'expliquer les effets de la peau, en particulier autour des résonances de la coquille contrôlées par la cavité.

5. Augmentation du degré de complexité de la modélisation :
   Une première étape consiste en l'ajout d'un canal auditif terminé par une impédance tympanique dans le modèle de coquille bafflée. Bien entendu, la prédiction du modèle

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

nécessite une comparaison avec les résultats d'une mesure de validation, utilisant un coupleur IEC-711 à la place du microphone de mesure dans le système expérimental. Une seconde étape consiste en l'ajout d'un couplage à une tête artificielle (ATF), ayant une peau de silicone et un simulateur d'oreille. Il s'agit de modifier le modèle en remplaçant le baffle par la géométrie d'une tête artificielle. Il convient également de mener une nouvelle campagne de mesure du *IL* des coquille modélisées, au moyen d'un ATF. Ceci fait l'objet d'une recherche annexe par l'IRSST (Gaudreau et al., 2015).

6. Extension de l'étude (mesure et modèle) à d'autres coquilles aux designs différents :
   Il s'agit d'étendre le travail à des protecteurs passifs à double coques, ou de protecteur intégrants d'autres types de coussins (coussin de mousse à mémoire de formes, en gels, à géométrie adaptée au contour d'oreille…), mais également à des protecteurs à systèmes actifs.

7. Utilisation du modèle de coquille pour aider au développement de la méthode de mesure F-MIRE :
   Comme dit précédemment, l'implémentation de la F-MIRE requiert la connaissance à la fois des emplacements des microphones de mesure interne et externe à la coquille et à la fois des facteurs de compensation permettant de lier la mesure microphonique au niveau de pression sonore au tympan. Ceci fait l'objet d'une recherche annexe par l'IRSST (Gaudreau et al., 2015).

   Extension de l'étude à d'autres types d'excitation :
   Les résultats montrés dans le corps de texte de cette thèse s'est concentré sur l'étude du *IL* des coquilles en incidence normale. Il conviendrait d'étendre l'étude pour différentes incidence de l'excitation. Ceci fait l'objet d'une recherche annexe par l'IRSST (Gaudreau et al., 2015). Des recherches sont également en cours pour étendre l'étude aux bruits d'impacts.

8. Extension de l'étude à la double protection (coquille et bouchon ensemble) :

   Il est possible d'étudier la double protection, en couplant les outils de modélisations développés séparément pour les bouchons et le modèle de coquille.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

ANSI. 2008. « Methods for Measuring the Real-Ear Attenuation of Hearing Protectors ». *American National Standards Institute, S12.6-2008*, 31.p.

ANSI. 2010. « Methods for the Measurement of Insertion Loss of Hearing Protection Devices in Continuous or Impulsive Noise Using Microphones-in-Real-Ear or Acoustic Test Fixture ». *American National Standards Institute, S12.42-2010*, 66 p.

Anwar, A. 2005. « Low Frequency Finite Element Modeling of Passive Noise Attenuation in Ear Defenders ». Master thesis. Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, 123.p.

ASTM. 1999. « Standard Test Method for Rubber Property - Durometer Hardness ». *American Society for Testing and Materials, D2240*, 4 p.

ASTM. 2010 « Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials Using a Tube, Two Microphones and a Digital Frequency Analysis System ». *American Society for Testing and Materials, E1050:10*, 12 p.

Basten, T.G.H. 2001, June. *Noise Reduction by Viscothermal Acousto-Elastic Interaction in Double Wall Panels*. University of Twente, Enschede, The Netherlands, 206 p.

Basten, T.G.H., A.J. Materboer, and H. Tijdeman. 1998. « Spatial matching of structural and acoustic modes in air-cavity tight box ». *Proceeding of ISMA23*, Vol. 2, p. 639–646.

Berger, E. H. 1983. « Laboratory Attenuation of Earmuffs and Earplugs Both Singly and in Combination ». *American Industrial Hygiene Association Journal*, Vol. 44, n° 5, p. 321–329.

Berger, E. H. 1986. « Methods of measuring the attenuation of hearing protection devices ». *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 79, n° 6, p. 1655–1687.

Berger, E. H. 1993. « The Naked Truth About NRRs ». *EARLog#20*, 4 p.

Berger, E. H., and J. R. Franks. 1996. « The validity of predicting the field attenuation of hearing protectors from laboratory subject-fit data ». *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 100, n° 4, Pt 2, p. 2674.

Berger, E. H., and J. E. Kerivan. 1983. « Influence of physiological noise and the occlusion effect on the measurement of real-ear attenuation at threshold ». *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 74, n° 1, p. 81–94.

Berger, E. H., R. W. Kieper, and D. Gauger. 2003b. « Hearing protection: Surpassing the limits to attenuation imposed by the bone-conduction pathways ». *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 114, n° 4, p. 1955–1967.

Berger, E. H, R. W. Kieper, and M. E. Stergar. 2012. « Performance of new acoustical test fixtures complying with ANSI S12.42-2010, with particular attention to the specification of self insertion loss ». In Proceedings *Internoise 2012. (*New York City 2012),Vol.12, p. 517–528.

Berger E. H., and L.H. Royster 1996. « In Search of Meaningful Measures of Hearing Protector Effectiveness ». In *Spectrum Suppl. 1*, *the 21st Annual Conference of the National Hearing Conservation Association* (San Francisco, CA, 1996), Vol.13, p.29.

Berger, E. H., Royster L. H., and D. P. Driscoll. 2003a. *The noise manual* (Revised Fifth edition.), Fairfax (VA). AIHA Press, 796 p.

Boyer, S., O. Doutres, F. Sgard, F. Laville, and J. Boutin. 2013. « Sound transfer path analysis to model the vibroacoustic behaviour of a commercial earmuff ». In Proceedings *International Congress of Acoustics* , vol. 19, (Montreal, 2013) 040008, p.1-9.

Boyer, S., O. Doutres, F. Sgard, F. Laville, and J. Boutin. 2014. « Objective assessment of the sound paths through earmuff components ». *Applied Acoustics*, Vol. 83, p. 76–85.

Boyer, S., O. Doutres, F. Sgard, F. Laville, and J. Boutin. 2015a. « Low Frequency Finite Element Models of the Acoustical Behavior of Earmuffs ». *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 137, n° 5, p. 2602–2613

Boyer, S., O. Doutres, F. Sgard, F. Laville, and J. Boutin. 2015b. « Numerical prediction of the broadband attenuation of a commercial earmuff ». *submitted to Acta Acustica United with Acustica*, 4 p.

Boyer, S., F. Sgard, and F. Laville. 2011. « development of an equivalent solid model to predict the vibroacoustic behaviour of earmuff cushions ». *Canadian Acoustics*, Vol. 39, n° 3, p. 96–97.

Brummund, M.K., F. Sgard, Y. Petit, and F. Laville. 2014. « Three-dimensional finite element modeling of the human external ear: simulation study of the bone conduction occlusion effect ». *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 135, n° 3, p. 1433–1444.

Canetto, P. 2009. « Hearing Protectors: Topicality and Research Needs ». *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*, Vol. 15, n° 2, p. 141–153.

Casali, J. G., and J. F. Grenell. 1990. « Noise-attenuating earmuff comfort: A brief review and investigation of band-force, cushion, and wearing-time effects ». *Applied Acoustics*, Vol. 29, n° 2, p. 117—138.

Casali, J. G., and J. F. Grenell. 1989. « An exploratory study of moderate physical activity and selected design attribute effects on earmuff attenuation ». *American Industrial Hygiene Association Journal*, Vol. 50, n° 9, p. 480–485.

de Almeida-Agurto D., S. N. Y. Gerges, and J. P. Arenas. 2011. « MIRE-IL methodology applied to measuring the noise attenuation of earmuff hearing protectors ». *Applied Acoustics*, Vol. 72, p. 451–457.

Doutres, O., and N. Atalla. 2010. « Acoustic contributions of a sound absorbing blanket placed in a double panel structure: Aborption versus transmission ». *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 182, n° 2, p. 664–671.

Du, Y., and K. Homma. 2009. « Performance of a dual-cup-dualcushion earmuff design ». *Noise Control Eng. J.*, Vol. 57, n° 5, p. 459–475.

Duguay P., A. Boucher, M.-A. Busque, P. Prud'homme, and D. Vergara. 2012. « Lésions professionnelles indemnisées au Québec en 2005-2007, Profil statistique par industrie - catégorie professionnelle » rapport technique de l'IRSST No. R-749. 102 p.

Fahy, F. J, and P. Gardonio. 2007. *Sound and Structural Vibration - Radiation, Transmission and Response*. 2nd Edition. Academic Press., 665 p.

Gaudreau, M.-A., F. Sgard, F. Laville, J. Boutin, and S. Boyer. 2015. « A finite element model to simulate the sound attenuation of an earmuff in a directional sound field ». *to be submitted*.

Gerges, S. N. Y. 2012. « Earmuff Comfort ». *Applied Acoustics*, Vol. 73, p. 1003–1012.

Gerges, S. N. Y., and J . G. Casali. 2007. « Chapter 31.Hearing Protectors ».In *Handbook of Noise and Vibration Control*, sous la dir. de Crocker, Malcolm J, (p. 364–376), John Wiley & Sons, Inc.

Girard S., M. Picard, and M. Courteau. 2007. « Le bruit en milieu de travail : une analyse des coûts pour le régime d'indemnisation ». Institut national de santé public du Québec.

Hsu, Y.-L., C.-C. Huanga, C.-Y. Yoa, C.-J. Chen, and C.-M. Lien. 2004. « Comfort evaluation of hearing protection ». *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 33, n° 6, p. 543–551.

James, C. 2006. « Finite Element Modeling and Exploration of Double Hearing Protection Systems ». Master thesis. Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, 147 p.

Kalb J. T.. 2010. « A hearing protector model for predicting impulsive noise hazard ». In *Noise-Con 2010*, Baltimore, MA, p.1-12.

Khani, M., R. Kechroud, and A Soulaïmini. 2007. « Finite element analysis of an earmuff-earcanal system ».In *Canadian Acoustics*, Vol. 35, n° 3, p. 66–67.

Lamarche, D., J. Aubin, S. Blouin, S. Provencher, et J. Barbeau., 2014. *Statistiques annuelles 2013.* « coll.: rapports statistiques annuelles de la commission de la santé et sécurité au travail ». Québec : Centre de la statistique et de l'information de gestion. 158 p. Disponible en ligne :

<http://www.csst.qc.ca/publications/200/Documents/DC200_1046web.pdf>

Langlois, C, R Panneton, and N Atalla. 2001. « Polynomial relations for quasi-static mechanical characterization of isotropic poroelastic materials ». *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 110, n° 6, p. 3032–3040.

Lee C.-M., Royster L. H., and Ciskowski R. D. 1995. « Formulation for an FE and BE coupled problem and its application to the earmuffnext term-earcanal system ». *Engineering Analysis with Boundary Elements*, Vol. 16, n° 4, p. 305–315.

McKinley, R., and V. Bjorn. 2005. « Passive hearing protection systems and their performance ». In *Personal hearing protection including active noise reduction*, (Warsow, Poland, 2005), 14 p.

Munson, W. A., and F. M. Wiener. 1952. « In search of the missing 6 dB », Vol. 24, n° 5, p. 498–501.

Nélisse, H., C. Le Cocq, J. Boutin, J. Voix, and F. Laville. 2013. « Comparison of subjective and objective methods for the measurements of hearing protector devices attenuation and occlusion effect. ». In Proceedings *International Congress of Acoustics* (Montreal, 2013), Vol. 133, No. 5, Pt. 2, p. 3235.

Nélisse, H., M.-A. Gaudreau, J. Boutin, F. Laville, and J. Voix. 2010. « *Étude de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs et application d'une méthode pour évaluer leur efficacité effective en milieu de travail - Partie 1: Étude terrain* », rapport technique de l'IRSST R-662, Montréal, 106 p.

Nélisse, H., C. Le Cocq, J. Boutin, J. Voix, and F. Laville. 2014. « Comparison of subjective and objective methods for the measurements of hearing protector devices attenuation ». In *Proceedings of the 11th International Congress on Noise as a Public Health Problem (ICBEN)*, (Nara, 2014).p.1-8.

Nélisse, H., M.-A. Gaudreau, J. Voix, and F. Laville. 2012. « Measurement of hearing protection devices performance in the workplace during full-shift working operations ». *Ann. Occup. Hyg*, Vol. 56, n° 56, p. 221–232.

NIOSH. 1998. « Criteria for a recommended standard - Occupational Noise Exposure », National Institute for Occupational Safety and Health, p 122.

NIOSH. 1994. « The NIOSH Compendium of Hearing Protection Devices », National Institute for Occupational Safety and Health, No.95-105

Organisation mondiale de la santé (OMS). 2001. « Le bruit au travail et le bruit ambiant, Aide-Mémoire N°258 ». Organisation mondiale de la santé. 6 p.

Pääkkönen. R. 1992. « Effects of Cup, Cushion, Band Force, Foam Lining and Various Design Parameters on the Attenuation of Earmuffs ». *Noise Control Eng. J.*, Vol. 2, n° 38, p. 59–65.

Pan, J., and D. A Bies. 1990. « The effect of fluid-structural coupling on sound waves in an enclosure - Theoretical part ». *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 87, n° 2, p. 691–707.

Paurobally, M. R., and J. Pan. 2000. « The mechanisms of passive ear defenders ». *Applied Acoustics*, Vol. 60, n° 3, p. 293 – 311.

Pritz,T. 1996. « Analysis of four-parameter fractional derivative model of real solid materials ». *J. Sound Vib.*, Vol. 195, n° 1, p. 103–115.

Québec (Province).à jour au 31 décembre 2014. *Règlement sur la santé et la sécurité du travail : Loi sur la santé et la sécurité du travail*.En ligne. Québec (Qc.) : Éditeur officiel du Québec. <http://www2.publicationsduquebec.gouv.qc.ca/dynamicSearch/telecharge.php?type=3&file=/S_2_1/S2_1R13.HTM>

Rapport-Gratuit.com

Union Européenne *Directive 2003/10/CE du Parlement européen et du Conseil du 6 février 2003 concernant les prescriptions minimales de sécurité et de santé relatives à l'exposition des travailleurs aux risques dus aux agents physiques (bruit) (dix-septième directive particulière au sens de l'article 16, paragraphe 1, de la directive 89/391/CEE)*.: Éditeur Journal Officiel de l'U.E. <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/FR/TXT/HTML/?uri=CELEX:32003L0010&from=FR>

Rodriguez, Eduardo E., and Gabriel A. Gesnouin. 2007. « Effective Mass of an Oscillating Spring ». *The Physics Teacher*, Vol. 45, n° 2, p. 100–103.

Sahraoui, S., E. Mariez, and M. Etchessahar. 2000. « Mechanical testing of polymeric foams at low frequency ». *Polymer Testing*, Vol. 20, p. 93–96.

Schroeter, J. 1986. « The use of acoustical test fixtures for the measurement of hearing protector attenuation. Part I: Review of previous work and the design of an improved test fixture ». *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 79, n° 4, p. 1065–1081.

Schroeter, J., and C. Poesselt. 1986. « The use of acoustical test fixtures for the measurement of hearing protector attenuation. Part II : Modeling the external ear, simulating bone conduction, and comparing test fixture and real-ear data ». *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 80, n° 2, p. 505–527.

Sgard, F., H. Nélisse, M.-A. Gaudreau, J. Boutin, J. Voix, and F. Laville. 2010. « Étude de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs et application d'une méthode pour évaluer leur efficacité effective en milieu de travail. Partie 2 : étude préliminaire d'une modélisation des protecteurs auditifs par éléments finis ». rapport technique de l'IRSST R-680, Montréal, 115 p.

Sgard, F., H. Nélisse, F. Laville, and Y. Petit. 2009. « Développement d'outils et de méthodes pour mieux évaluer et améliorer la protection auditive individuelle des travailleurs ». Protocole de recherche 099-763 No. 099-763. IRSST, 56p.

Sgard,. 1995. « Étude numérique du comportement vibroacoustique d'un système plaque-cavité dans un écoulement uniforme, pour différents types d'excitation. ». Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, 279 p.

Sgard, F., M. Brummund, G. Viallet, S. Boyer, Y. Petit, F. Laville, and J. Boutin. 2012. « Acoustic finite element modeling of hearing protection devices ». In Proceedings *Internoise 2012*.(New-York, NY), vol.12, p.642-653.

Shaw, E. A. G. 1979. « Hearing protector attenuation: A perspective view ». *Applied Acoustics*, Vol. 12, n° 2, p. 139–157.

Shaw, E. A. G., and G. J. Thiessen. 1958. « Improved Cushion for Ear Defender ». *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 30, n° 1, p. 24–36.

Shaw, E. A. G., and G. J. Thiessen. 1962. « Acoustics of circumaural earphones ». *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 34, n° 9, p. 1233–1246.

Sides, J. D. 2004. « Low Frequency Modeling and Experimental Validation of Passive Noise Attenuation in Ear Defenders ». Master Thesis, Blacksburg, Virginia. 96 p.

SOQUIJ. 1999a. *Cause Bond*. <http://citoyens.soquij.qc.ca/php/decision.php?ID=2DF4ECD7BF69D0DA3F7DEA2CB66C0042>

SOQUIJ. 1999b. *Cause A.M.I. Mécanique Inc*. <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/FR/TXT/HTML/?uri=CELEX:32003L0010&from=FR>

Suter A. H.. 1998. « Hearing protectors: Five troubleshooting tips ». *3M JobHealth Highlights*, Vol. 16, n° 4, p. 8–11.

Sutherland, H. C., and J. E. Endicott. 1968, September. « Sound Attenuation Provided By Perforated Earmuffs ». *USAF School of Aerospace Medicine*. Brooks Air Force Base, Texas. 11p.

Vergara, F., S.N.Y. Gerges, and R.S. Birch. 2002. « Numerical and experimental study of impulsive sound attenuation of an earmuff ». *Shock and Vibration*, Vol. 9, p. 245–251.

Vergara, F., R.S. Birch, R. Junckes, and S.N.Y. Gerges. 2013. « Evaluation of earmuff attenuation by finite element method when subject to high-intensity impulsive noise». In Proceedings *Internoise 2013*.(Innsbruck, 2013), p.1-8.

Viallet, G., 2014. « Étude de la transmission sonore par voie externe d'un bouchon d'oreille couplé au conduit auditif : modélisation numérique et validation expérimentale ». Thèse de doctorat. École de technologie supérieure, Montréal, 208 p.

Vigneault, J. P. 2007. « Pour un meilleur support de la recherche au plan d'action 2006-2008 du réseau de santé publique en santé au travail ». In *La recherche sur le bruit en milieu de travail*. (Montréal, 2007) pour l'IRSST.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Voix, J. 2006. « Mise au point d'un bouchon d'oreille « intelligent » ». Thèse de doctorat. École de Technologie Supérieure, Montréal, 223 p.

Voix, J., and F. Laville. 2009. « The objective measurement of individual earplug field performance ». *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 125, n° 6, p. 3722.

Voix, J., and H. Nélisse. 2013. « Projet de Recherche: Développement d'une méthode de mesure de l'exposition sonore effective intra-auriculaire pour une utilisation en milieu de travail ». <http://www.irsst.qc.ca/-projet-developpement-d-une-methode-de-mesure-de-l-exposition-sonore-effective-intra-auriculaire-pour-une-utilisation-en-milieu-de-travail-2013-0017.html>

Wilkins, P., and A. M. Martin. 1987. « Hearing protection and warning sounds in industry –a review ». *Applied Acoustics*, Vol. 21, n° 4, p. 267–293.

Williams, W. 2007. « Is it reasonable to expect individuals to wear ear muffs for extended periods ? ».In *Noise at Work 2007* (Lille, 2007). p. 1317–1322.

Zannin, P. H.T, and S. N.Y Gerges. 2006. « Effects of cup, cushion, headband force, and foam lining on the attenuation of an earmuff ». *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 36, p. 165–170.

Zwislocki, J. 1955. « Factors determining the sound attenuation produced by earphone sockets ». *J. Acoust. Soc. Am*, Vol. 27, n° 1, p. 146–154.