

É

Bruit et vibrations

Études et recherches

RAPPORT R-680



Étude de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs et application d'une méthode pour évaluer leur efficacité en milieu de travail

Partie 2 – Étude préliminaire d'une modélisation par éléments finis

*Franck Sgard
Hugues Nélisse
Marc-André Gaudreau
Jérôme Boutin
Jérémy Voix
Frédéric Laville*



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

NOS RECHERCHES

travaillent pour vous !

Mission

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

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

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

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

Pour en savoir plus

Visitez notre site Web ! Vous y trouverez une information complète et à jour. De plus, toutes les publications éditées par l'IRSST peuvent être téléchargées gratuitement. www.irsst.qc.ca

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

Dépôt légal

Bibliothèque et Archives nationales
2011
ISBN : 978-2-89631-530-7 (PDF)
ISSN : 0820-8395

IRSST - Direction des communications
505, boul. De Maisonneuve Ouest
Montréal (Québec)
H3A 3C2
Téléphone : 514 288-1551
Télécopieur : 514 288-7636
publications@irsst.qc.ca
www.irsst.qc.ca
© Institut de recherche Robert-Sauvé
en santé et en sécurité du travail,
février 2011



Bruit et vibrations

Études et recherches



RAPPORT R-680

Étude de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs et application d'une méthode pour évaluer leur efficacité en milieu de travail Partie 2 – Étude préliminaire d'une modélisation par éléments finis

Avis de non-responsabilité

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

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

*Franck Sgard¹, Hugues Nélisse¹, Marc-André Gaudreau²,
Jérôme Boutin³, Jérémie Voix² et Frédéric Laville²*

¹Service de la recherche, IRSST

²École de technologie supérieure

³Service soutien à la recherche et à l'expertise, IRSST

Cliquez recherche
www.irsst.qc.ca



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

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

CONFORMÉMENT AUX POLITIQUES DE L'IRSST

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

SOMMAIRE

Le projet « Étude de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs et application d'une méthode pour évaluer leur efficacité effective en milieu de travail » comptait principalement deux parties : i) une étude terrain portant sur la mesure de l'efficacité effective des protecteurs auditifs en milieu de travail; ii) une étude exploratoire visant à examiner le potentiel de la modélisation par éléments finis à traiter le problème de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs. Compte tenu de l'ampleur des travaux effectués et de la quantité d'information à présenter, un rapport formé de deux documents distincts est proposé. Ce document constitue la deuxième partie du rapport final de ce projet.

La réduction du bruit à la source est la solution à privilégier pour combattre les effets du bruit sur la santé et la sécurité des travailleurs en milieu de travail. Malgré tout, de par sa simplicité à mettre en œuvre et de par son apparent faible coût, l'utilisation de protecteurs auditifs (serre-têtes ou bouchons) demeure très populaire. Il existe cependant des lacunes dans la compréhension de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs. Des réponses à ces questions via l'utilisation d'un modèle performant permettraient d'expliquer les observations expérimentales et de guider les développements techniques du dispositif de mesure de la performance des protecteurs proposé dans la partie 1 (position optimale des microphones utilisés dans le dispositif de mesure de la performance des protecteurs notamment des coquilles, meilleure compréhension des différentes fonctions de transfert entre les microphones et le tympan, influence de la directivité du champ acoustique incident sur l'atténuation des protecteurs). Un tel modèle pourrait également être utilisé dans une perspective d'amélioration de la conception acoustique des protecteurs auditifs.

Le présent rapport présente les résultats d'une étude exploratoire visant à examiner le potentiel de la modélisation numérique à traiter le problème de la transmission sonore à travers deux types de protecteur (bouchons et coquilles). Des modèles éléments finis d'un bouchon cylindrique bafflé inséré dans un conduit cylindrique rempli d'air muni d'une terminaison caractérisée par son impédance et de coquilles attachées à un baffle couplés au même conduit cylindrique ont été établis grâce au logiciel COMSOL Multiphysics. Le conduit cylindrique représente un conduit auditif simplifié terminé par le tympan. Un dispositif expérimental a été élaboré pour évaluer ces modèles. Il consiste en un simulateur d'oreille IEC 711 attaché à l'arrière d'une plaque métallique jouant le rôle de baffle acoustique et couplé à un bouchon moulé en silicone ou à des coquilles EARMUFF 1000 dans une chambre semi-anéchoïque. Le bouchon est excité par une onde acoustique alors que les coquilles sont excitées soit acoustiquement soit mécaniquement.

Les résultats du projet sont prometteurs. Dans le cas des bouchons, le modèle permet de bien représenter la physique du problème sur une grande partie de la gamme de fréquence avec des paramètres recalés à une température donnée. Les différences observées entre calcul et mesures sont probablement dues à des fuites acoustiques dans le montage expérimental. Dans le cas des coquilles, le modèle fournit les bonnes tendances pour les deux types d'excitation (acoustique et mécanique) mais il existe des écarts entre la mesure et le calcul à la fois au niveau de l'amplitude et des positions fréquentielles des pics. Ces écarts peuvent s'expliquer par la mauvaise connaissance du champ excitateur, l'inadéquation du modèle vibroacoustique du coussin, des problèmes liés au montage expérimental. Ce travail révèle l'importance de bien caractériser chaque composant du système (les matériaux, l'impédance du coupleur, l'excitation), de choisir un modèle plus approprié du coussin de confort des coquilles, de bien contrôler les fuites au niveau du dispositif expérimental. Des pistes sont proposées pour améliorer la qualité du modèle.

REMERCIEMENTS

Les auteurs désirent remercier toutes les personnes qui ont été impliquées dans le projet et qui ont participé à la réalisation de ce projet pour la partie validation expérimentale et pour les modèles CAD (Computer Aided Design) des coquilles.

TABLE DES MATIÈRES

1.	INTRODUCTION	1
2.	ÉTAT DES CONNAISSANCES.....	3
2.1	Modélisation du système auditif externe non occlus	3
2.2	Modélisation du système auditif externe occlus par un protecteur	4
2.3	Modélisation du couplage entre bouchon et canal auditif - caractérisation des propriétés du canal auditif.....	5
2.4	Bilan.....	6
3.	OBJECTIFS DE L'ÉTUDE.....	7
4.	MODÈLES ÉLÉMENTS FINIS DE PROTECTEURS AUDITIFS	9
4.1	Introduction.....	9
4.2	Modélisation des bouchons.....	12
4.2.1	Propriétés des bouchons.....	12
4.2.2	Excitation et conditions aux limites et de couplage.....	13
4.2.3	Maillage du système	13
4.2.4	Calcul des indicateurs acoustiques.....	14
4.3	Modélisation des coquilles EAR1000.....	14
4.3.1	Modèles CAD des coquilles.....	15
4.3.2	Propriétés des coquilles.....	17
4.3.3	Excitation et effet des capteurs	32
4.3.4	Conditions aux limites et de couplage	35
4.3.5	Maillage du système	38
4.3.6	Calcul des indicateurs acoustiques.....	39
4.4	Impédance acoustique normale du coupleur.....	40
5.	DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL.....	45
5.1	Cas des bouchons.....	46
5.2	Cas des coquilles.....	48
6.	RÉSULTATS.....	51
6.1	Introduction.....	51
6.2	Évaluation des modèles éléments finis	51
6.2.1	Cas des bouchons.....	51
6.2.2	Cas des coquilles EAR1000.....	59
6.3	Synthèse des résultats	79
7.	CONCLUSION.....	82
	BIBLIOGRAPHIE.....	85
	ANNEXE A	89

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Schéma relatif à la modélisation des bouchons (gauche : vue en perspective; droite : coupe de côté)	10
Figure 2: Schéma relatif à la modélisation des coquilles (gauche : vue en perspective; droite haut: coupe de côté, excitation acoustique; droite bas : coupe de côté, excitation mécanique)	11
Figure 3: Évolution du module d'Young du silicone en fonction de la fréquence	12
Figure 4: Maillage éléments finis du système bouchon+cavité d'air	13
Figure 5: Composition des coquilles EAR1000.....	14
Figure 6: Intérieur des coquilles EAR1000	15
Figure 7: Comparaison des coefficients d'absorption en incidence normale mesurés sur les 2 faces de 2 échantillons pour la mousse utilisée dans la coquille.....	18
Figure 8: Comparaison mesure- modèle : coefficient d'absorption en incidence normale de la mousse utilisée dans la coquille	19
Figure 9: Comparaison mesure- modèle : impédance normale de surface de la mousse utilisée dans la coquille	19
Figure 10: Impédance caractéristique Z_c et nombre d'onde k_c du fluide équivalent associé à la mousse utilisée dans la coquille	20
Figure 11: Dispositif expérimental pour mesurer les paramètres du coussin sous une charge donnée	22
Figure 12: Modèle éléments finis du dispositif expérimental utilisé pour mesurer la fonction de transfert entre l'accélération de la masse posée sur le coussin et de la base vibrante pour une charge donnée.....	23
Figure 13: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour 2 charges statiques différentes (10N et 15N).....	25
Figure 14: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour la masse de 1kg (10N)	27
Figure 15: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour la masse de 1.5kg (15N)	27
Figure 16: Déplacement statique pour une charge de 10N	29
Figure 17: Déplacement statique pour une charge de 15N	30
Figure 18: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour la masse de 1kg (10N) – Comparaison modèle déformé/modèle avec précontrainte	31
Figure 19: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour la masse de 1.5kg (15N) – Comparaison modèle déformé/modèle avec précontrainte	31
Figure 20: Description du système de fixation des têtes d'impédance à la coquille (haut) – tête d'impédance B&K 8001 (bas gauche) – tête d'impédance PCB 288D01 (bas droite). Voir description des lettres a,b,c,d,e dans le Tableau 7.....	34
Figure 21: Description des modèles utilisés pour corriger les fonctions de transfert – gauche : modèle (i) – droite : modèle (ii).....	35
Figure 22: Sous-domaines constituant la coquille couplée au conduit artificiel	36
Figure 23: Faces (rouges) soumises à l'excitation p_{ext} (partie extérieure de l'enveloppe en plastique et du coussin)	37

Figure 24: Faces (rouges) soumises à la pression acoustique dans la cavité d'air de la coquille (partie intérieure de l'enveloppe en plastique et coussin)	37
Figure 25: Face soumise à un blocage des déplacements (partie fixe du coussin)	37
Figure 26: Faces soumises à la condition de mur rigide (partie latérale du conduit et interface avec le baffle)	38
Figure 27: Faces soumises à l'accélération normale de l'enveloppe en plastique et du coussin	38
Figure 28: Face soumise à une condition d'impédance acoustique	38
Figure 29: Maillage éléments finis de la coquille EARMUFF1000	39
Figure 30: Module de l'impédance acoustique de surface du coupleur IEC711	40
Figure 31: Phase de l'impédance acoustique de surface du coupleur IEC711	41
Figure 32: Module de l'impédance acoustique Z_{IEC711} de l'oreille artificielle (Type 4195) pour de faibles fuites acoustiques – comparaison résultats théoriques fabricant [45] et résultats utilisant le schéma électrique de la Figure 34.	41
Figure 33: Module de l'impédance acoustique Z_{IEC711} de l'oreille artificielle (Type 4195) pour des fuites acoustiques importantes – comparaison résultats théoriques fabricant [45] et résultats utilisant le schéma électrique de la Figure 34.	42
Figure 34: Schéma électrique équivalent du coupleur IEC711 [45]	42
Figure 35: Dispositif expérimental de validation	45
Figure 36: Conduits cylindriques contenant le silicone et adaptables au coupleur IEC711	46
Figure 37: Exemple d'un bouchon en silicone de 21mm de longueur	46
Figure 38: Dispositif de mesure de validation dans le cas des bouchons – excitation acoustique	47
Figure 39: Vue rapprochée du dispositif de mesure de validation dans le cas des bouchons – excitation acoustique	47
Figure 40: Dispositif de mesure de validation dans le cas des coquilles – excitation acoustique	48
Figure 41: Vue rapprochée des coquilles excitées acoustiquement	49
Figure 42: Dispositif de mesure de validation dans le cas des coquilles – excitation mécanique	50
Figure 43: Vue rapprochée du dispositif d'excitation mécanique	50
Figure 44: Logigramme associé aux bouchons	51
Figure 45: Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre pour divers angles d'incidence – cas du bouchon 1	54
Figure 46: Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre pour divers angles d'incidence – cas du bouchon 2	55
Figure 47: Déformée spatiale du premier mode excité du bouchon 1 – fréquence 1645Hz	55
Figure 48: Déformée spatiale du second mode excité du bouchon 1 – fréquence 2964Hz	56
Figure 49: Déformée spatiale du troisième mode excité du bouchon 1 – fréquence 2964Hz	56
Figure 50: Influence des erreurs sur la mesure de l'épaisseur du bouchon et l'estimation de l'impédance acoustique normale du simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre – cas du bouchon 1	58

Figure 51: Logigramme associé aux coquilles.....	59
Figure 52: Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales brutes et corrigées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 – cas de la coquille nue	65
Figure 53: Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales corrigées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 et simulée – cas de la coquille nue	66
Figure 54: Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales brutes pour le modèle de tête d'impédance B&K 8001 et simulée avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas de la coquille nue	67
Figure 55: Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales brutes pour le modèle de tête d'impédance PCB 288D01 et simulée avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas de la coquille nue	68
Figure 56: Déformée spatiale du premier mode du système in vacuo (dans le vide)	71
Figure 57: Influence des paramètres mécaniques du coussin de confort sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique bloquée dans le cas où le coussin est excité acoustiquement en incidence normale	71
Figure 58: Schéma montrant l'excitation des coquilles dans le modèle – à gauche, le coussin (partie jaune) est excité par la pression acoustique p_{ext} ; à droite le coussin n'est pas excité	72
Figure 59 : Influence des paramètres mécaniques du coussin de confort sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique bloquée dans le cas où le coussin n'est pas excité acoustiquement en incidence normale.....	72
Figure 60: Influence de l'excitation ou de la non excitation acoustique du coussin de confort sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique extérieure dans le cas de la configuration où $(E,v)=(285\text{kPa},0.3)$	74
Figure 61: Influence de la présence de la mousse absorbante sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons des mesures pour le rapport des autospectres de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre en incidence normale.....	75
Figure 62: Influence de l'amortissement de l'enveloppe, de la présence de l'accéléromètre fixé à l'enveloppe et de la mousse absorbante sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons des calculs pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique extérieure dans le cas où le coussin est excité acoustiquement en incidence normale	76
Figure 63: Influence de l'angle d'incidence de l'onde excitatrice sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons des mesures pour le rapport des autospectres de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre.....	77

Figure 64: Influence de l'angle d'incidence de l'onde excitatrice sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons des calculs pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique bloquée dans le cas où le coussin est excité ou non acoustiquement.....	78
Figure A-1 : Comparaisons mesures-calculs pour le module de la fonction de transfert entre la pression acoustique au tympan et la pression acoustique extérieure (milieu ambiant) et le rapport des autospectres de la pression acoustique au tympan et la pression acoustique en champ libre lors d'une autre campagne de mesure pour une excitation acoustique en incidence normale	89
Figure A-2 : Réponse mesurée du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711 en fonction de la fréquence. Comparaisons du rapport des autospectres de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre et de la fonction de transfert entre la pression acoustique au tympan et la pression acoustique mesurée par le microphone de référence pour une excitation en incidence normale (résultats moyennés en 12 ^{ème} d'octave).....	90
Figure A-3 : Parties réelles et imaginaires de la masse embarquée des têtes d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 estimées à partir d'une mesure à vide des capteurs	91
Figure A-4 : Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales brutes et corrigées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 – cas des coquilles complètes	92
Figure A-5 : Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales corrigées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 et de la mobilité d'entrée simulée – cas des coquilles complètes	93
Figure A-6 : Comparaison de la mobilité d'entrée expérimentale brute pour le modèle de tête d'impédance B&K 8001 et des mobilité d'entrée simulées avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas des coquilles complètes.....	94
Figure A-7 : Comparaison de la mobilité d'entrée expérimentale brute pour le modèle de tête d'impédance PCB 288D01 et des mobilités d'entrée simulées avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas des coquilles complètes.....	95
Figure A-8 : Comparaison des rapports de la pression au tympan à la force corrigée mesurées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 avec les résultats de calcul – cas des coquilles complètes	96
Figure A-9 : Comparaison des rapports de la pression au tympan à la force brute mesurées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et simulés avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas des coquilles complètes.....	97
Figure A-10 : Comparaison des rapports de la pression au tympan à la force brute mesurées pour les modèles de tête d'impédance PCB 288D01 et simulés avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas des coquilles complètes.....	98
Figure A-11 : Comparaison des rapports de la pression au tympan à l'accélération de l'enveloppe mesurées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 avec les résultats de calcul – cas des coquilles complètes.....	99

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Les différents modèles CAD des coquilles EAR1000	16
Tableau 2 : Propriétés géométriques de la mousse utilisée dans la coquille	20
Tableau 3 : Ecrasement statique du coussin pour les forces de 10N et 15N appliquées sur ce dernier	24
Tableau 4 : Propriétés géométriques et physiques du modèle utilisé pour recalculer les paramètres du coussin	24
Tableau 5 : Quelques valeurs de couples (E, ν) fournissant une fonction de transfert identique pour une précontrainte correspondant à une force de 15N. (*) Ces valeurs sont adoptées comme référence	26
Tableau 6 : Propriétés physiques du solide équivalent pour les deux charges statiques	28
Tableau 7 : Masses du système de fixation et des têtes d'impédance utilisées pour les mesures dans le cas de l'excitation mécanique	34
Tableau 8 : Conditions aux limites et conditions de couplage pour l'enveloppe en plastique et le coussin	37
Tableau 9 : Conditions aux limites et conditions de couplage pour les cavités d'air internes	38
Tableau 10 : Dimensions des bouchons en silicone	52
Tableau 11 : Nomenclature des essais et calculs pour le bouchon	52
Tableau 12 : Synopsis des figures de comparaison mesures/calcul pour le bouchon	53
Tableau 13 : Nomenclature des essais et calculs pour les coquilles dans le cas de l'excitation mécanique	61
Tableau 14 : Nomenclature des essais et calculs pour les coquilles dans le cas de l'excitation acoustique par une onde plane en incidence normale	62
Tableau 15 : Synopsis des figures de comparaison mesures/calcul pour les coquilles excitées mécaniquement	62
Tableau 16 : Synopsis des figures de comparaison mesures/calcul pour les coquilles excitées acoustiquement	63
Tableau 17 : Configuration de référence pour les coquilles excitées acoustiquement	70
Tableau 18 : Tableau synthétique des comparaisons effectuées	79

LEXIQUE

BEM : Boundary element method – méthode des éléments de frontière

B&K : acronyme de la compagnie Bruël et Kjaer

CAD : Computed Aided Design – Conception assistée par ordinateur

Coupleur IEC 711 : conduit auditif artificiel normalisé terminé par un microphone dont l'impédance acoustique reproduit celle d'un tympan humain moyen

ERP : Ear Reference Plane – Plan de référence de l'oreille

ETS: Ecole de Technologie Supérieure

FEM/ MEF: Finite Element Method - Méthode des éléments finis

GAUS : Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke

HRTF: Head Related Transfer Function – Fonction de transfert de la tête

IFEM: Infinite Finite Element Method – Méthode des éléments infinis

MIRE: Microphone In the Real Ear - méthode de mesure de l'atténuation des protecteurs

PML : Perfectly Matched Layer – c'est une couche artificielle absorbante pour l'équation d'onde traditionnellement utilisée pour simuler des problèmes aux frontières ouvertes avec des méthodes numériques dédiées à des problèmes intérieurs (FEM par exemple)

ϕ : porosité du matériau

σ : résistivité au passage de l'air du matériau

α_{∞} : tortuosité du matériau

Λ : longueur caractéristique visqueuse du matériau

Λ' : longueur caractéristique thermique du matériau

ρ_1 : masse volumique apparente du matériau

1. INTRODUCTION

Le projet « Étude de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs et application d'une méthode pour évaluer leur efficacité effective en milieu de travail » comptait principalement deux parties : i) une étude terrain portant sur la mesure de l'efficacité effective des protecteurs auditifs en milieu de travail; ii) une étude exploratoire visant à examiner le potentiel de la modélisation par éléments finis à traiter le problème de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs. Compte tenu de l'ampleur des travaux effectués et de la quantité d'informations à présenter, un rapport formé de deux documents distincts a été constitué. Les deux documents sont intitulés :

- « 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 »
- « 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 »

La partie 2, qui fait l'objet du présent document, présente les développements et résultats de l'étude portant sur la modélisation de protecteurs auditifs de type coquille et de type bouchon moulé. Pour une discussion de la problématique des protecteurs auditifs en milieu de travail, le lecteur est invité à consulter la partie 1 du rapport [1].

2. ÉTAT DES CONNAISSANCES

Cette section présente un état de l'art sur les méthodes de modélisation du système auditif externe avec ou sans protection.

2.1 Modélisation du système auditif externe non occlus

De nombreux travaux se sont intéressés à la modélisation du système auditif externe non occlus (sans protecteur) éventuellement couplé à l'oreille moyenne. Shaw et Stinson [2] ont proposé un modèle de circuit électrique équivalent de l'oreille externe et moyenne et étudié la puissance absorbée par le tympan dans des conditions de champ diffus ainsi que l'effet de la géométrie du canal sur le profil de pression dans le conduit auditif. Khanna et Stinson [3] ont développé un modèle pour calculer le champ de pression acoustique dans le canal auditif. Ce modèle est basé sur l'équation des pavillons à forte courbure et de section droite variable et valide pour des conduits auditifs rigides acoustiquement. Ce modèle a permis de prédire de façon précise le champ acoustique dans des canaux auditifs de chats [3], [4]. Stinson [5] a étendu ce modèle pour prendre en compte l'absorption par la membrane tympanique et a validé cette approche avec des modèles réduits de canaux auditifs humains. Ce modèle permet de prédire la charge acoustique sur le tympan [6] et de calculer la vitesse particulaire, l'intensité acoustique [4] et la pression le long de l'axe courbe des sections droites, mais seulement en valeur constante dans une section droite. La théorie des guides ondes minces peut prendre en compte la présence de modes transverses lorsque le rapport du rayon à longueur de canal est faible [7]. Farmer-Fedor et Rabbitt sont les auteurs d'autres modèles analytiques paramétriques de pavillon curvilinéaire, mais supposent eux aussi que les grandeurs sont constantes sur une coordonnée de surface constante [8]. Stinson et Daigle [9] se sont intéressés à estimer la pression acoustique dans un conduit auditif humain synthétique excité par un piston plan à l'entrée du canal. Ils ont comparé la méthode BEM et le modèle analytique de pavillons. Les auteurs concluent que ce dernier est suffisant, si on s'intéresse à la pression acoustique le long de l'axe central du conduit et ce, jusqu'à 15kHz. Si la pression acoustique dans une section droite ailleurs qu'au centre est recherchée, un modèle BEM est nécessaire au-delà de 6kHz. Duda et Martens [10] se sont intéressés au calcul de la fonction de transfert pour un modèle de tête sphérique rigide avec canal auditif bloqué via une méthode semi-analytique basée sur la décomposition du champ acoustique en harmoniques sphériques. Ils ont étudié l'influence de la proximité de la source et de l'angle d'incidence sur la HRTF¹ ainsi que la réponse impulsionnelle. Plusieurs auteurs se sont intéressés aux méthodes numériques pour calculer la pression acoustique au niveau de l'entrée du canal auditif bloqué en tenant compte de la présence de la tête et du torse (HRTF) dans des conditions d'excitation par onde acoustique plane à diverses incidences ou en champ diffus. Weinrich [11] a été un des pionniers à utiliser les méthodes numériques de type éléments de frontière (BEM). Katz [12-14] s'est intéressé au calcul de 1 à 5 kHz de la HRTF de têtes artificielles rigides et de sujets réels à partir d'une BEM en intégrant les impédances mesurées de la peau et des cheveux. Khanna et al [15] ont également étendu les travaux de Katz en utilisant

¹ Head Related Transfer Function (Fonction de transfert de la tête). Cette grandeur décrit comment un champ sonore incident est modifié (diffracté) par la présence de la tête, la conche et le torse avant que celui-ci n'atteigne l'entrée du conduit auditif.

une technique BEM mais aussi IFEM (Infinite Finite Element Method) dans le cas d'une tête artificielle (KEMAR) jusqu'à 15kHz. Il a, en outre, étudié l'effet du pavillon et du torse sur les HRTF. Xiao et Liu [16] ont calculé la HRTF pour un modèle de tête sphérique excitée par une source ponctuelle ou une onde plane et une tête artificielle (KEMAR) supposée rigide. Nakazawa et Nishikita [17] ont estimé la HRTF pour une tête artificielle (Taro) en prenant en compte le conduit auditif (ouvert) et la présence d'une sonde microphonique dans ce conduit. Ces auteurs ont utilisé une approche par différences finies 3D dans le domaine temporel en utilisant une PML (Perfectly Matched Layer) [18] ou la condition de Mur du premier ordre [17] pour absorber les ondes acoustiques à la frontière entre le milieu borné et le milieu semi-infini. Walsh et Demkowicz [19,20] ont proposé une méthode d'éléments finis de frontière hp^2 adaptatifs appliquée à la modélisation du système auditif externe (conduit auditif humain synthétique ouvert + tête artificielle avec ou sans oreille). Ils ont développé une procédure adaptative pour faire converger la pression acoustique dans une zone localisée (près du tympan) plutôt que dans tout le domaine et une procédure adaptative pour le cas d'un second membre multiple (correspondant aux différents angles d'excitation). Ils ont étudié l'effet de l'angle d'incidence sur la réponse du système et comparé les modes du canal auditif et du pavillon calculés avec le modèle et mesurés expérimentalement. Qi et al [21] ont utilisé une approche par éléments finis tridimensionnels non linéaires pour modéliser l'interaction entre le conduit auditif et les tissus cartilagineux d'un nouveau-né. La loi de déformation de ces tissus est supposée hyper-élastique. Ils ont calculé les déplacements des parois du conduit auditif ainsi que le changement de volume du conduit sous grande pression statique. Gan et al [22] ont développé des modèles éléments finis 3D du conduit auditif (en négligeant la présence de la tête) couplé à l'oreille moyenne par la membrane tympanique. Ils ont adopté un modèle géométrique fidèle du système conduit auditif-oreille moyenne. Ils se sont attachés à prédire l'effet de l'épaisseur et de la raideur de la membrane tympanique, des propriétés de l'articulation incudostapédiale³ et de la charge cochléaire sur la réponse vibratoire de la membrane tympanique et la chaîne des osselets ainsi que la pression acoustique dans le canal. Gan et al [23] ont étendu leur modèle pour calculer la distribution de pression acoustique à l'intérieur de l'oreille moyenne et regarder l'influence d'une perforation tympanique sur les profils de pression acoustique dans l'ensemble de l'oreille.

2.2 Modélisation du système auditif externe occlus par un protecteur

Plusieurs auteurs se sont également intéressés à la modélisation du système auditif externe en présence d'un protecteur. Zwislocki [24,25] et Schroeter [26] ont proposé des modèles analytiques unidimensionnels de coquilles et bouchons basés sur des circuits électriques équivalents où les différents chemins de propagation (acoustique et conduction osseuse) sont représentés par des impédances acoustiques équivalentes. Lee et al [27] ont développé un modèle

² La méthode des éléments finis de type hp est une généralisation de la méthode des éléments finis. La lettre h réfère à la taille de l'élément et la lettre p à l'ordre de l'interpolation polynomiale utilisée au sein d'un élément fini. Dans la méthode des éléments finis, la convergence est obtenue par raffinement géométrique successif d'un maillage constitué d'éléments finis d'ordre d'interpolation faible. Dans la méthode des éléments finis de type hp , le maillage est raffiné en utilisant une combinaison appropriée de raffinement de type h (subdivision d'un élément en sous-éléments plus petits) et de type p (augmentation du degré du polynôme d'interpolation). La vitesse de convergence de cette méthode est de type exponentielle.

³ Articulation entre les osselets enclume et étrier.

numérique hybride basé sur la méthode des éléments finis (MEF) pour le protecteur et d'éléments de frontière (BEM) pour le canal auditif. Ils ont appliqué avec succès ce modèle à une cavité parallélépipédique couplée à une plaque vibrante et fourni des résultats sur la réponse stationnaire et transitoire d'une coquille simplifiée sur coussin, couplée à un canal auditif cylindrique. Ciskowski et Royster [28] ont traité le problème d'une structure couplée à une cavité en régime stationnaire et transitoire avec la technique BEM uniquement, avec une application au système protecteur-canal auditif. Xie et al. [29] et Mourad et al [30] ont étendu la technique au problème couplé viscoélastique. Vergara et al [31] a développé un modèle éléments finis bidimensionnel pour estimer l'atténuation d'une coquille avec matériau absorbant et coussin couplée à un canal auditif excitée par des bruits impulsif de hauts niveaux. La force de serrage était prise en compte sous forme d'une force statique uniformément répartie sur la coquille. Les comparaisons avec les mesures expérimentales indiquent que le modèle est capable de fournir les tendances observées au niveau des tests. Gerges et al ont appliqué le modèle au cas d'un bouchon moulé [32]. Bockstael et al [33] dans le cadre de la méthode MIRE se sont intéressés à l'étude de la fonction de transfert entre la pression au niveau du tympan et celle au niveau d'un microphone situé à l'extrémité d'un bouchon moulé obstruant le canal auditif. Pour prédire la réponse acoustique du système canal auditif occlus par un bouchon, ils ont utilisé une méthode de différences finies dans le domaine temporel. Dans les travaux susmentionnés, l'oreille, la tête et le torse ne sont pas modélisés.

2.3 Modélisation du couplage entre bouchon et canal auditif - caractérisation des propriétés du canal auditif

Très peu d'études se sont intéressées à la caractérisation des propriétés mécaniques de la peau et du cartilage constituant le canal auditif et la plupart des modèles de l'oreille externe utilisent des propriétés de matériaux peu précises. D'une part, Qi et al [21] ont défini le module d'élasticité du cartilage variant entre 30 et 90 kPa sur la base de connaissances *a priori* et des études numériques de Zhang et al. [34] et Liu et al. [35] réalisées sur le cartilage articulaire puisque, à leur connaissance, la raideur du cartilage du canal auditif des nouveau-nés n'a jamais été évaluée précisément. D'autre part, Gan et al [22] ont défini des propriétés élastiques du canal auditif variant de 10 MPa à 35 MPa en se basant sur des données publiées en 1960 (Kirikae [36] et von Békésy [37]). Il semble effectivement que plusieurs auteurs se soient intéressés à la caractérisation du cartilage humain mais aucun spécifiquement au cartilage du canal auditif. Or, bien que le cartilage articulaire ait une structure similaire au cartilage auditif, les deux étant constitués de collagène de type II, il semble, selon Fung [38], que le cartilage élastique (canal auditif) contienne plus de fibres et soit plus flexible que le cartilage articulaire. Grellmann et al [39] se sont intéressés à la caractérisation du cartilage humain pour déterminer les propriétés optimales de support servant à la régénération du cartilage en vue de chirurgies reconstructrices. Ils ont considéré la caractérisation de spécimens cartilagineux provenant de trois structures cartilagineuses, soit: le cartilage du canal auditif, du septum nasal, du sternum et le cartilage costal. Dans leur étude, ils ont notamment déterminé que la méthode optimale pour caractériser le cartilage du canal auditif serait la micro-indentation, étant donné la taille très faible des spécimens qui peuvent être prélevés. Toutefois, leur étude expérimentale n'a inclus que les cartilages costaux et du sternum, puisqu'ils ne possédaient pas les équipements nécessaires pour caractériser les autres tissus cartilagineux. D'autre part, les techniques de

caractérisation mécanique de la peau les plus utilisées dans la littérature sont la traction, la torsion, la succion et l'indentation. L'indentation est probablement la méthode la plus employée pour la détermination des propriétés de la peau et des tissus sous-jacents, parce qu'il s'agit d'une voie directe et efficace. Zheng et Mak [40] et Tönük et Sylver-Thorn [41] ont utilisé des indenteurs portables, d'une taille approximative à celle d'un stylo, pour caractériser *in vivo* les propriétés biomécaniques de la peau et des tissus sous-jacents des membres inférieurs. Huang et al. [42] ont évalué les propriétés viscoélastiques des tissus mous du cou après radiothérapie. Toutefois, aucune étude concernant les propriétés mécaniques de la peau et des tissus sous-jacents du canal auditif n'a pu être répertoriée. Il semble persister une lacune importante quant à l'évaluation précise des propriétés mécaniques du complexe peau-cartilage constituant la paroi du canal auditif. Finalement, le couplage entre le bouchon protecteur et les parois du conduit auditif n'a été abordé que de façon empirique (Pirzanski et al. [43]).

2.4 Bilan

L'état des connaissances sur la modélisation du système auditif externe avec protection révèle un certain nombre de manques. En effet, plusieurs modèles du système auditif externe non occlus (canal auditif/tête/torse) ont été proposés mais peu de travaux se sont intéressés à l'utilisation de méthodes numériques pour étudier le couplage de protecteurs avec le canal auditif. Un modèle numérique fin de ce système permettrait de mieux comprendre la physique d'un tel système et pourrait être exploité pour expliquer les observations expérimentales et pour guider les développements techniques du dispositif de mesure de la performance des protecteurs proposés dans la partie 1, notamment pour l'investigation de la position optimale des microphones utilisés dans le dispositif de mesure de la performance des protecteurs, notamment des coquilles; ainsi que pour mieux comprendre les différentes fonctions de transfert entre les microphones et le tympan, information nécessaire pour mieux estimer certains facteurs de corrections et de compensation. Il pourrait également être utilisé dans une perspective d'amélioration de la conception acoustique des protecteurs auditifs.

3. OBJECTIFS DE L'ÉTUDE

L'**objectif principal** du projet a été présenté dans la partie 1 du rapport. Il s'agit de déterminer l'efficacité effective des protecteurs auditifs sur le terrain pour un quart de travail complet soit: 1) établir les fondements d'une méthode de mesure de cette efficacité valide autant en laboratoire que sur le terrain; 2) initier des développements scientifiques et technologiques pour l'amélioration des protecteurs auditifs. Dans cette partie, on s'intéresse plus spécifiquement à ce deuxième point, notamment via l'exploration d'un modèle numérique du système protecteur/canal auditif.

Plus précisément, il s'agit de :

1. proposer des modèles éléments finis de deux types de protecteur dans des configurations expérimentales simplifiées dans un objectif d'évaluation de ces modèles. Plus spécifiquement, il s'agit de :

- a. mettre en place un modèle d'un bouchon cylindrique bafflé⁴
- b. implanter un modèle de coquilles de type EARMUFF 1000

Dans les deux cas a et b, le protecteur est couplé à un conduit auditif artificiel cylindrique terminé par un microphone et on vise à calculer le champ de pression acoustique au niveau de ce microphone.

2. mettre en place un dispositif expérimental pour évaluer ces modèles
3. évaluer la performance de ces modèles en comparant les résultats expérimentaux et les résultats de simulation
4. étudier de façon numérique l'influence des incertitudes sur les paramètres du modèle
5. à l'issue de cette étude, identifier les difficultés et indiquer les perspectives de recherche sous-jacentes. Cette étude servira ainsi de base à un projet de grande envergure intitulé «Développement d'outils et de méthodes pour mieux évaluer et améliorer la protection auditive individuelle des travailleurs » [44] financé par l'IRSST et qui a démarré à l'automne 2009.

⁴ Un baffle consiste en une surface rigide acoustiquement dans laquelle l'objet est inséré. L'objet ne peut ensuite rayonné acoustiquement que dans le demi-espace au-dessus du baffle.

4. MODÈLES ÉLÉMENTS FINIS DE PROTECTEURS AUDITIFS

4.1 Introduction

Dans cette section, on présente la méthodologie de modélisation utilisée dans cette étude.

Le choix a été fait d'utiliser la technique des éléments finis pour résoudre le problème plutôt que des modèles électro-acoustiques. En effet, l'un des objectifs de cette partie de l'étude est d'arriver à une compréhension approfondie de la physique du problème afin (i) d'expliquer certaines observations de la première partie du rapport « 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 » [1] comme la dépendance de l'atténuation du protecteur en fonction de la nature du champ incident et (ii) de guider le développement technique du dispositif expérimental de mesure d'atténuation terrain présenté dans [1] notamment pour les coquilles, (iii) préparer le terrain pour des développements de modélisation fine du système protecteur/conduit auditif (prise en compte de la tête, du torse, de l'effet de la peau du conduit auditif etc.) qui auront lieu dans le cadre du nouveau projet de recherche susmentionné [44]. L'utilisation de modèles unidimensionnels ne permet pas de répondre à ce cahier des charges. Basée sur une discrétisation des domaines géométriques en petit éléments au niveau desquels les champs acoustiques et de déplacement varient de façon polynomiale en fonction des valeurs aux nœuds de l'élément, la méthode des éléments finis est particulièrement adaptée à ces exigences. Cette méthode déterministe est très puissante car elle permet d'envisager des géométries, des cas de charges et des lois de comportement très complexes, des conditions aux limites et d'excitation quelconques. Les champs vibratoires et acoustiques peuvent être évalués en tout point des domaines. On a donc accès à une information locale indispensable pour l'objet de cette recherche. La méthode des éléments finis est cependant limitée par la bonne connaissance des paramètres d'entrée et par la puissance des ordinateurs. La taille physique des systèmes protecteurs/conduit auditif considérés et les capacités informatiques disponibles dans le cadre du projet ont permis de mener des calculs jusqu'à des fréquences de plusieurs kHz, typiquement 5kHz. Le logiciel d'éléments finis COMSOL Multiphysics a été utilisé pour effectuer les calculs. Ce logiciel comporte de multiples modules capables de traiter la majorité des problèmes de la physique allant de l'électromagnétisme à la chimie en passant par la mécanique et l'acoustique. Dans notre cas, il s'agit d'un problème couplé mécano-acoustique et les modules ACOUSTICS et STRUCTURAL MECHANICS ont été utilisés. COMSOL joue à la fois les rôles de (i) préprocesseur avec les fonctions de modelleur géométrique, de mailleur (génération des maillages éléments finis), (ii) de solveur (résolution du problème) et (iii) de postprocesseur (affichage des résultats). La méthode de résolution utilisée est une méthode directe en termes d'inconnues physiques utilisant le solveur SPOOLES⁵ (SParse Object Oriented Linear Equations Solver).

Deux types de protecteurs sont considérés dans cette partie: un bouchon moulé cylindrique en silicone et des coquilles de type EARMUFF 1000. Les modèles présentés aux pages suivantes cherchent à représenter la configuration expérimentale décrite dans la section 5. Dans cette configuration, chaque protecteur est couplé à un conduit auditif artificiel (EAR canal simulator

⁵ <http://www.netlib.org/linalg/spooles/spooles.2.2.html>

IEC711 de la compagnie Bruël&Kjaer) appelé aussi coupleur⁶ et est inséré (cas du bouchon [voir Figure 1]) dans une plaque en acier jouant le rôle de baffle ou bien s'appuie sur cette plaque (cas des coquilles [voir Figure 2]). A l'extrémité du conduit auditif artificiel, se situe un microphone qui permet de mesurer la pression acoustique et dont l'impédance acoustique normale connue représente l'effet acoustique d'une portion du canal auditif et du tympan. Le protecteur est soit excité acoustiquement (bouchon et coquilles) ou mécaniquement (coquilles). Dans le cas de l'excitation acoustique, les fonctions de transfert entre la pression acoustique au tympan et un microphone en champ libre disposé à l'emplacement du tympan peuvent ensuite être obtenues. Dans le cas de l'excitation mécanique, on utilise plutôt les fonctions de transfert entre la pression acoustique au tympan et la force injectée aux coquilles, la vitesse en l'un des points des coquilles et cette même force ou bien la pression acoustique au tympan et l'accélération des coquilles.

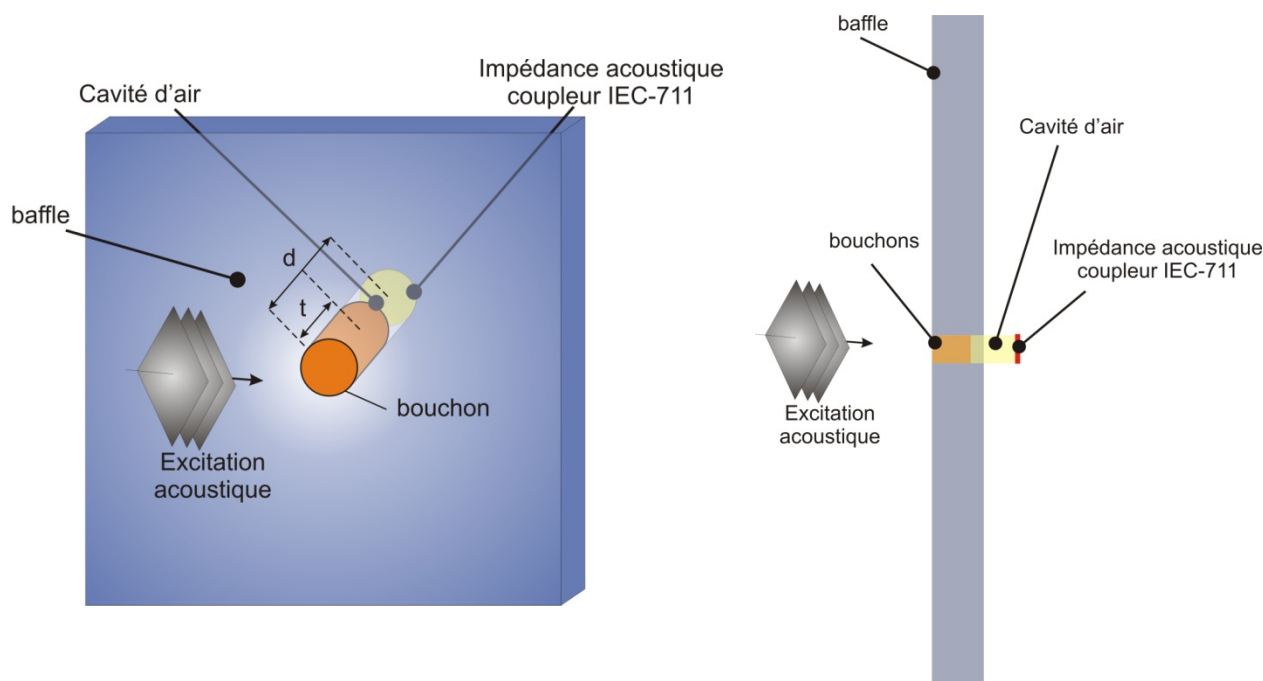


Figure 1: Schéma relatif à la modélisation des bouchons (gauche : vue en perspective; droite : coupe de côté)

Dans le modèle, chaque protecteur est couplé à un cylindre aux parois latérales acoustiquement rigides, terminé par une condition d'impédance acoustique normale à réaction localisée correspondant à celle reproduite dans les dispositifs expérimentaux de validation (voir Figure 1 et Figure 2). Cette impédance acoustique a été déterminée à l'aide d'un modèle électroacoustique fourni par la compagnie Bruël&Kjaer[45] (voir section 4.4). Les propriétés physiques des bouchons et des coquilles utilisés dans les modèles éléments finis proviennent à la fois des manufacturiers, des données de la littérature, de mesures en laboratoire pour certains des constituants ou de recalage entre calcul et mesures. Le bouchon a été modélisé directement dans COMSOL étant donné la simplicité géométrique du problème. Pour les coquilles, un logiciel de

⁶ Dans cette étude, il s'agit d'un coupleur normalisé de type IEC711

conception assistée par ordinateur (SOLIDWORKS) a été requis en raison de la complexité de la pièce. La géométrie a ensuite été importée dans COMSOL grâce au module d'importation CAD.

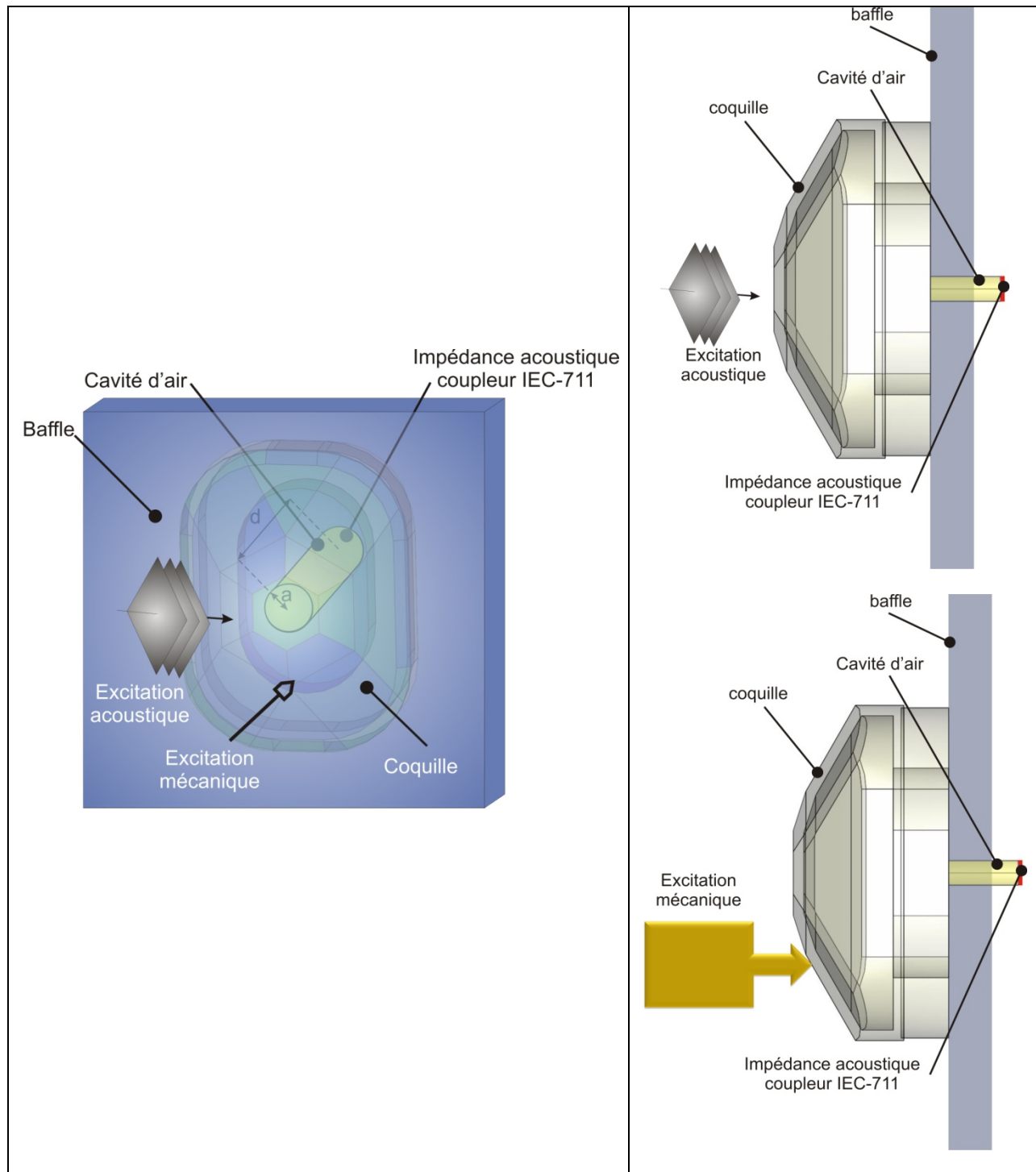


Figure 2: Schéma relatif à la modélisation des coquilles (gauche : vue en perspective; droite haut: coupe de côté, excitation acoustique; droite bas : coupe de côté, excitation mécanique)

Dans les paragraphes qui suivent, on décrit en détail le modèle du bouchon puis celui des coquilles. Puis, on discute du calcul de l'impédance acoustique du microphone utilisé dans le coupleur IEC 711.

4.2 Modélisation des bouchons

4.2.1 Propriétés des bouchons

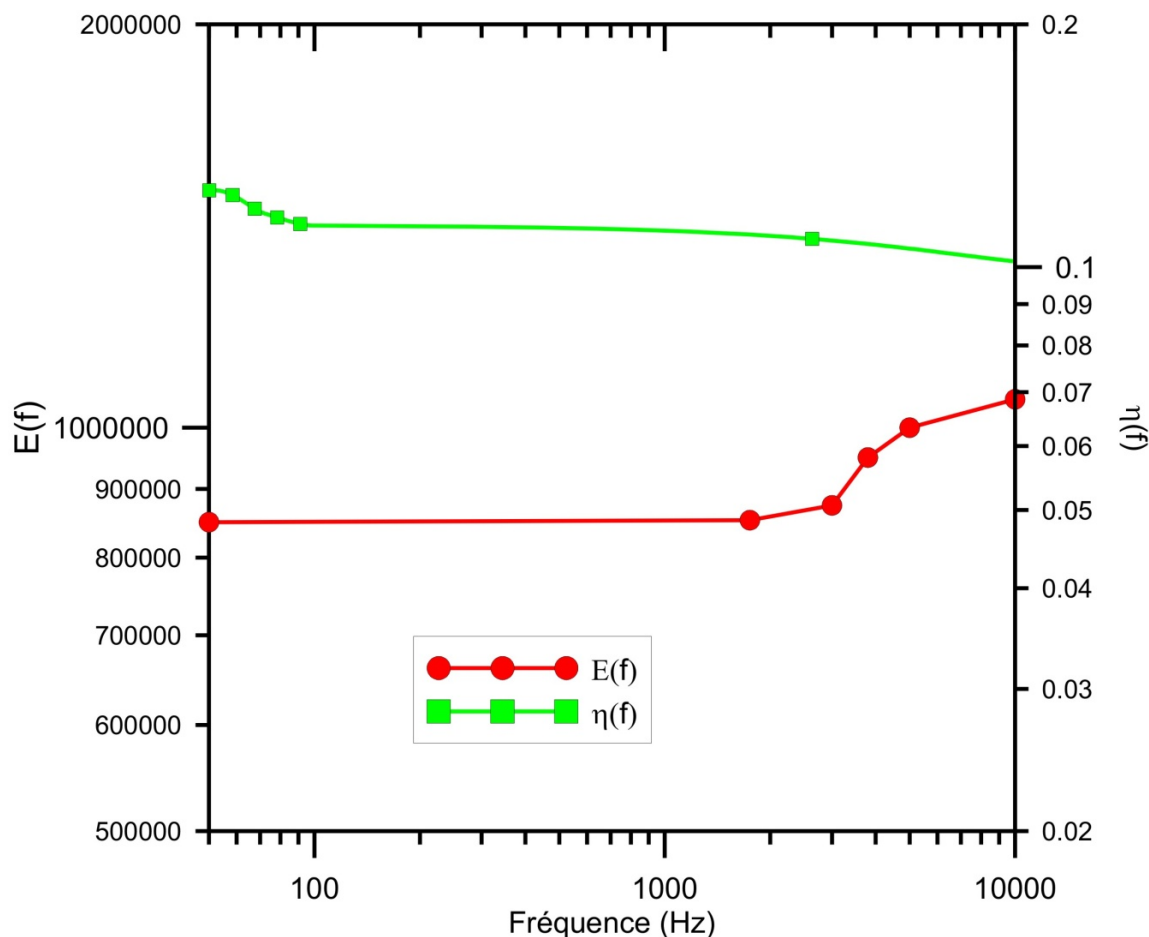


Figure 3: Évolution du module d'Young du silicone en fonction de la fréquence

Le bouchon est constitué, selon le fabricant, d'un silicone LSR5-9700-5, dont le coefficient de Poisson et la masse volumique ont des valeurs respectives⁷ de 0.48 et 1050 kg m^{-3} . Le silicone est un matériau viscoélastique qui possède des propriétés mécaniques dépendantes de la fréquence et de la température. Un module d'Young complexe dépendant de la fréquence a été utilisé pour prendre en compte ce comportement. Le module d'Young et le facteur de perte du silicone n'étaient pas disponibles et ont été ajustés de façon à ce que les calculs soient les plus proches des résultats de mesures (voir section 6.2.1). Les valeurs trouvées aux conditions de

⁷ Ces données sont issues du fabricant et d'une pesée.

température⁸ dans lesquelles ont été faites les mesures (21°C) sont tracées en fonction de la fréquence sur la Figure 3.

4.2.2 Excitation et conditions aux limites et de couplage

Le bouchon étant supposé être inséré dans un baffle rigide, on applique une pression bloquée égale à $2Ae^{j(k_x x + k_y y + k_z z)}$ sur la surface externe de ce dernier ($z=0$), où A et $\vec{k} = (k_x, k_y, k_z)$ sont respectivement l'amplitude et le vecteur d'onde de l'onde plane incidente. Cette pression correspond à une excitation par une onde plane $Ae^{j(k_x x + k_y y + k_z z)}$. Hormis cette excitation acoustique, la charge fluide externe (rayonnement acoustique du bouchon du côté de l'excitation) a été négligée. Cette hypothèse se justifie par le fait que l'air est un fluide léger. De plus, étant donné que le bouchon était légèrement plus grand en diamètre que celui du conduit auditif artificiel, on considère que le bouchon est bloqué dans le conduit et qu'il possède donc des conditions aux limites collées (déplacements selon les 3 axes nuls sur la surface latérale). La partie du conduit auditif artificiel remplie par de l'air est supposée avoir des conditions aux limites acoustiques rigides sur ses parois latérales. Sur la face arrière, on applique une condition d'impédance à réaction localisée correspondant à celle du coupleur IEC711 (voir section 4.4).

4.2.3 Maillage du système

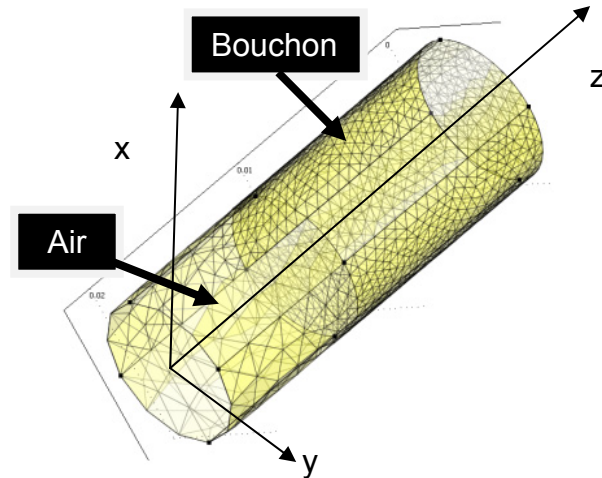


Figure 4: Maillage éléments finis du système bouchon+cavité d'air

Chaque élément du système (bouchon et cavité d'air) a été maillé avec des éléments finis solides et acoustiques quadratiques (voir Figure 4) sur la base d'un critère classique, qui consiste à prendre 4 éléments par longueur d'onde dans le milieu correspondant ($\lambda/4$). Pour les éléments finis solides, les degrés de liberté sont les déplacements dans les 3 directions et pour les éléments finis acoustiques, le degré de liberté est la pression acoustique.

⁸ Lorsque ces valeurs ont été utilisées pour prédire les résultats de mesure de perte par insertion produits un an plus tard avec la même cartouche de silicone, on a constaté un décalage entre courbes prédites et mesurées, ce qui semble indiquer une sensibilité des propriétés du silicone à la température ou bien au vieillissement. Ce point sera discuté dans la section 6.2.1.

4.2.4 Calcul des indicateurs acoustiques

Une fois le maillage effectué, le système couplé bouchon/cavité a ensuite été résolu et la pression acoustique $p(M_{\text{tymp}})$ au centre du coupleur calculée. Pour comparer les résultats du calcul avec les données expérimentales, on utilise la grandeur suivante, assimilable à une atténuation :

$$H_{\text{sim}} = 20 \log \left(\frac{|p(M_{\text{tymp}})|}{|p_{\text{inc}}(M_{\text{ref}})|} \right) \quad (1)$$

où $p_{\text{inc}}(M_{\text{ref}})$ est la pression acoustique incidente en un point de référence du milieu extérieur.

Comme mentionné précédemment, dans le modèle, on impose la valeur $2Ae^{j(k_x x + k_y y + k_z z)}$ à la pression bloquée qui excite le bouchon. Puisqu'on suppose que l'onde acoustique incidente est plane et se réfléchit sur un baffle plan, on a $|p_{\text{inc}}(M_{\text{ref}})| = \left| \frac{2Ae^{j(k_x x_{\text{ref}} + k_y y_{\text{ref}} + k_z z_{\text{ref}})}}{2} \right| = |A|$.

4.3 Modélisation des coquilles EAR1000

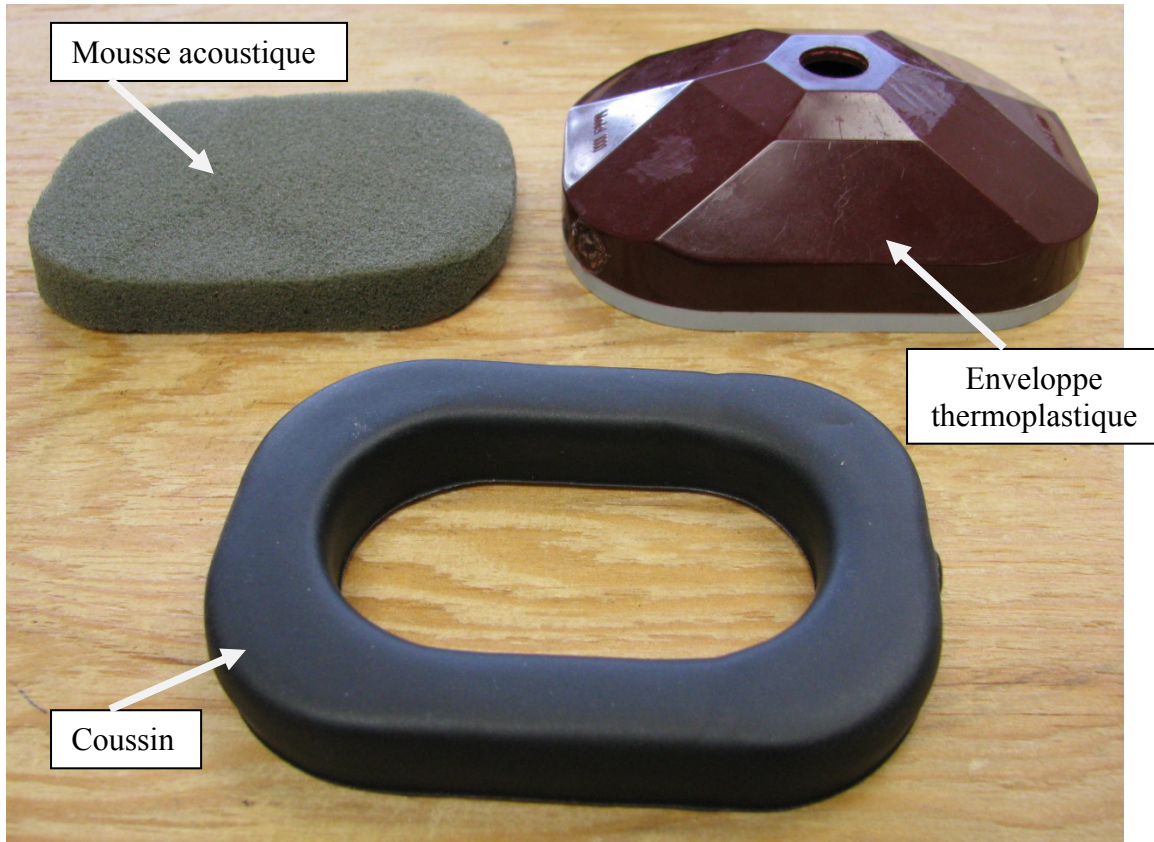


Figure 5: Composition des coquilles EAR1000

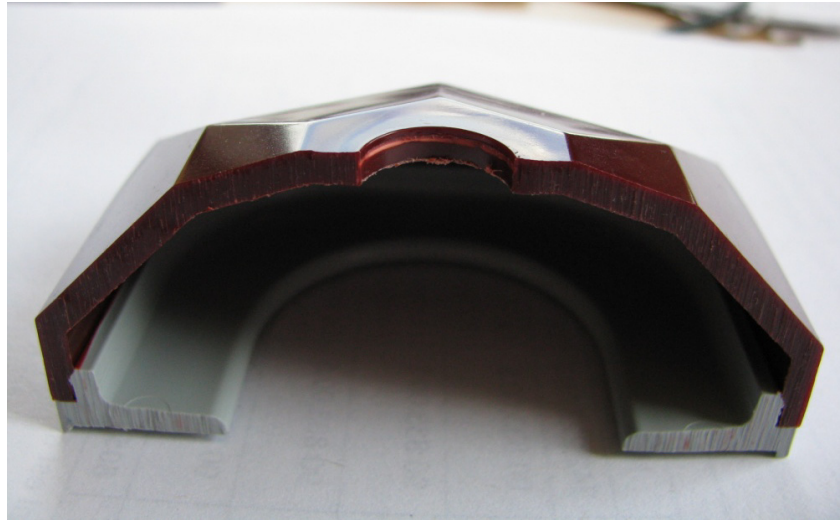


Figure 6: Intérieur des coquilles EAR1000

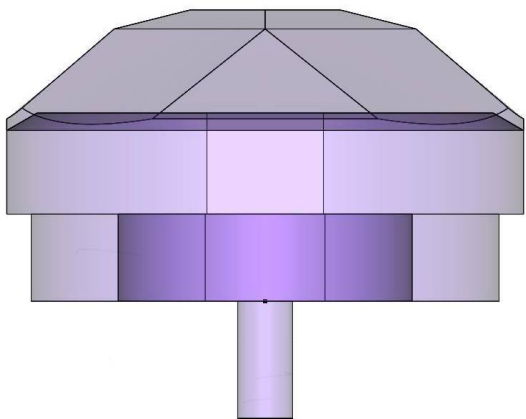
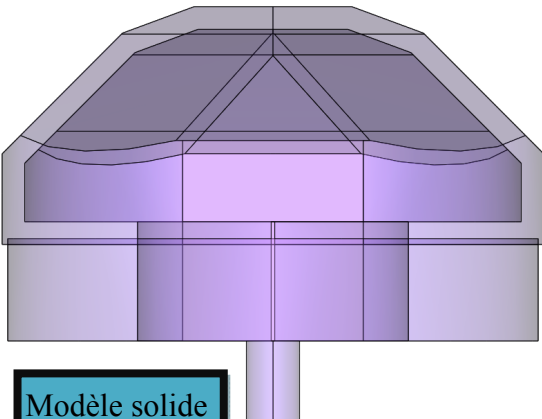
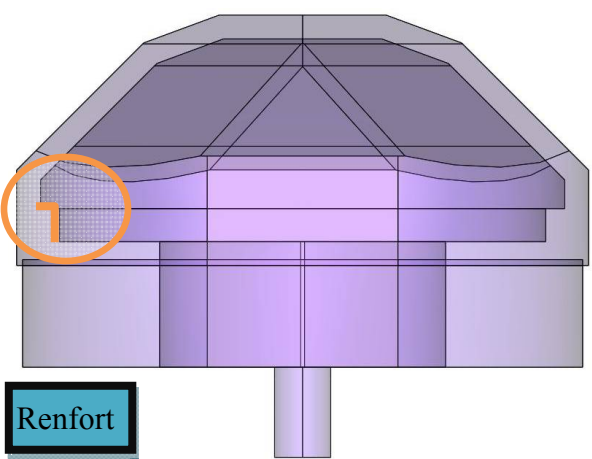
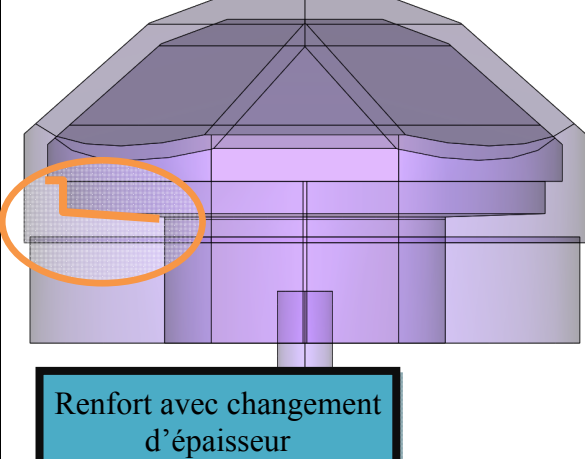
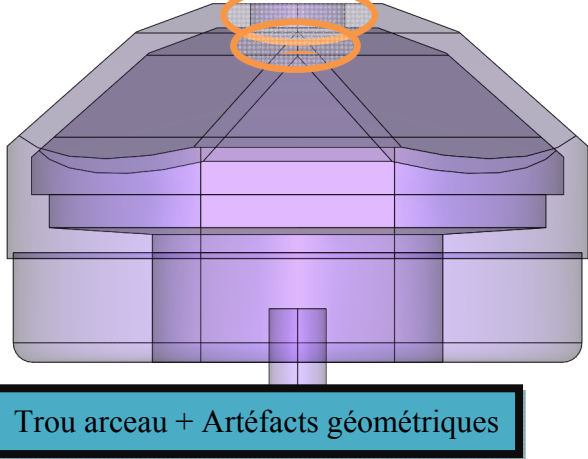
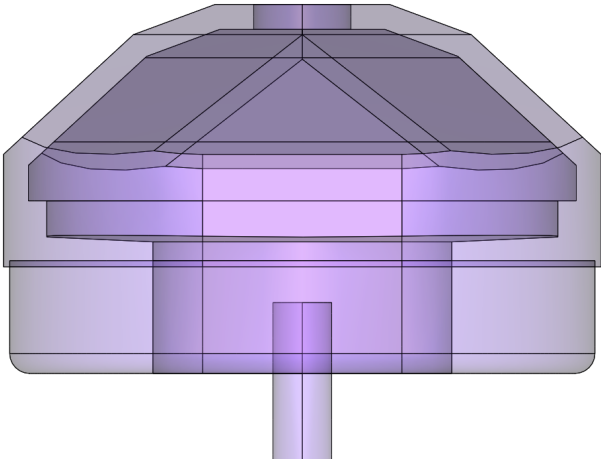
Les coquilles EAR1000 du fabricant AEARO consistent en une enveloppe en thermoplastique couplée à un coussin annulaire. Le coussin est constitué d'une gaine de caoutchouc contenant de l'air et une mousse de confort (cf Figure 5). L'intérieur de l'enveloppe, montré à la Figure 6, est fait d'une cavité d'air partiellement remplie d'une mousse acoustique. La cavité d'air est couplée au conduit cylindrique.

4.3.1 Modèles CAD des coquilles

Plusieurs modèles⁹ CAD des coquilles ont dû être réalisés au cours du projet, en raison des premières comparaisons insatisfaisantes entre mesures et calculs. Les modifications successives des modèles ont été conditionnées en partie par la grande sensibilité des résultats à la géométrie de la coquille. Ils sont résumés dans le Tableau 1. Le modèle initial *A*, développé par un étudiant, était notamment basé sur une discrétisation en éléments bidimensionnels de coque pour l'enveloppe et le coussin. Il avait en outre une géométrie simplifiée et nécessitait des précautions particulières au niveau des couplages fluide-structure, en raison de l'orientation des normales. Par ailleurs, les corrélations entre mesures et calculs étaient mauvaises. Les modèles suivants se sont basés sur une modélisation en éléments solides afin d'éviter ces sources d'erreur. Le modèle *B* était une version tridimensionnelle de l'enveloppe en plastique du précédent modèle. Les modèles *C* et *D*, directement adaptés du modèle *B*, comportaient un renfort simplifié d'épaisseur constante à l'intérieur de la coquille (modèle *C*) et un renfort d'épaisseur variable (modèle *D*), qui joue un rôle très important dans la dynamique du système global. Les comparaisons entre mesures et calculs ont été considérablement améliorées, sans pour autant être satisfaisantes.

⁹ Les modèles successifs étaient de complexité croissante et corrigeaient des erreurs de cotation initiale.

Tableau 1 : Les différents modèles CAD des coquilles EAR1000

	
Modèle A	Modèle B
	
Modèle C	Modèle D
	
Modèle E	Modèle F

Après une vérification minutieuse, les trois modèles B,C,D basés sur la même géométrie initiale, se sont révélés comporter quelques petites erreurs de cotes. Ces dernières ont été corrigées dans

le modèle *E* qui a été entièrement refait en incluant le trou de fixation de l'arceau¹⁰. Cependant, le modèle *E* incluait encore quelques artefacts géométriques qui ont posé quelques problèmes dans la modélisation par éléments finis avec le logiciel COMSOL. Ces derniers ont été supprimés grâce au modèle final *F*. Il nous a semblé important de préciser cette chronologie pour montrer l'importance d'une bonne description de la géométrie pour pouvoir confronter mesures et calculs. Dans le reste de l'étude, on se focalisera donc uniquement sur le dernier modèle *F*.

4.3.2 Propriétés des coquilles

4.3.2.1 Enveloppe

Les paramètres physiques de l'enveloppe thermoplastique sont issus d'une mesure directe ou de la littérature. Ainsi la masse volumique ($\rho=1200 \text{ kgm}^{-3}$) a été déterminée en faisant le rapport de la masse de la coquille évaluée avec une balance et de son volume calculé à partir du modèle CAD. Cette valeur est cohérente avec l'article de Vergara et al [31]. Le module d'Young et le coefficient de Poisson ($E=2.16 \text{ GPa}$, $\nu=0.38$) sont tirés de l'article de Vergara et al [31]. Le facteur de perte intrinsèque η est difficile à estimer. En conséquence, il a été considéré comme une variable dans la plage $[0.005;0.05]$ et son effet est discuté dans la section 6.

4.3.2.2 Mousse absorbante

La mousse absorbante est un matériau poreux, qui peut être décrit à l'échelle macroscopique comme un matériau diphasique comportant une phase fluide (l'air contenu dans les pores) et une phase solide (le squelette). Etant donné que le matériau est simplement inséré dans la coquille sans collage, son comportement acoustique peut être modélisé plus simplement à l'aide d'une seule phase (matériau fluide équivalent) [46]. Différents niveaux de complexité de modèles fluides équivalents existent dans la littérature. Le comportement acoustique dépend alors d'un certain nombre de paramètres macroscopiques, tels que la résistivité du matériau, sa porosité, et d'autres paramètres plus sophistiqués. L'ensemble de ces paramètres peuvent être déterminés par des techniques de mesure directe ou indirecte [47]. L'utilisation de certains de ces modèles est discutée ci-après. Dans la suite, on se base sur des techniques de mesure indirecte acoustique utilisant le tube à ondes stationnaires.

Des mesures d'impédance de surface et de coefficient d'absorption ont été réalisées dans un tube à ondes stationnaires du GAUS¹¹ sur des échantillons de mousse utilisée dans les coquilles. La Figure 7 montre les coefficients d'absorption mesurés pour les 2 faces de 2 échantillons différents. On a ensuite utilisé le logiciel Nova¹² pour recalculer les paramètres géométriques du matériau. Les paramètres identifiés sont fournis dans le Tableau 2. Les comparaisons entre calculs basés sur 3 modèles utilisant ces paramètres et les mesures expérimentales sont représentés sur la Figure 8 pour le coefficient d'absorption en incidence normale et la Figure 9

¹⁰ Dans les simulations, le trou est bouché par du plastique.

¹¹ Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke

¹² Logiciel de calcul basé sur la méthode des matrices de transfert développé par la compagnie Mecanum Inc.

pour l'impédance normale de surface. On représente un modèle fluide équivalent à squelette immobile à 2 paramètres (modèle de Miki: porosité + résistivité), un modèle fluide équivalent à squelette immobile à 5 paramètres (modèle de Johnson Allard Champoux (feq): porosité, résistivité, tortuosité, longueurs caractéristiques visqueuse et thermique) et un modèle fluide équivalent « limp » à squelette rigide à 6 paramètres mais pouvant se déplacer avec un mouvement de corps rigide (modèle de Johnson Allard Champoux (limp): porosité, résistivité, tortuosité, longueurs caractéristiques visqueuse et thermique, masse volumique du matériau). On constate un très bon accord entre modèle et mesure, en particulier avec les modèles fluides équivalents à 5 et 6 paramètres. Les paramètres identifiés dans le Tableau 2 permettent de calculer l'impédance caractéristique et le nombre d'onde dans le matériau, données qui sont utilisées dans le logiciel COMSOL pour modéliser un milieu poreux de type fluide dissipatif équivalent (voir Figure 10).

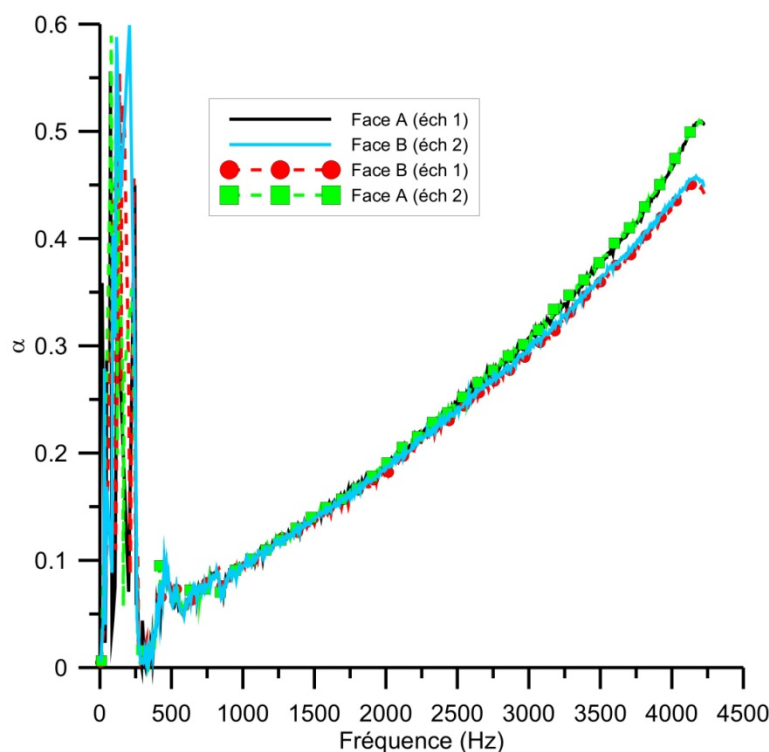


Figure 7: Comparaison des coefficients d'absorption en incidence normale mesurés sur les 2 faces de 2 échantillons pour la mousse utilisée dans la coquille

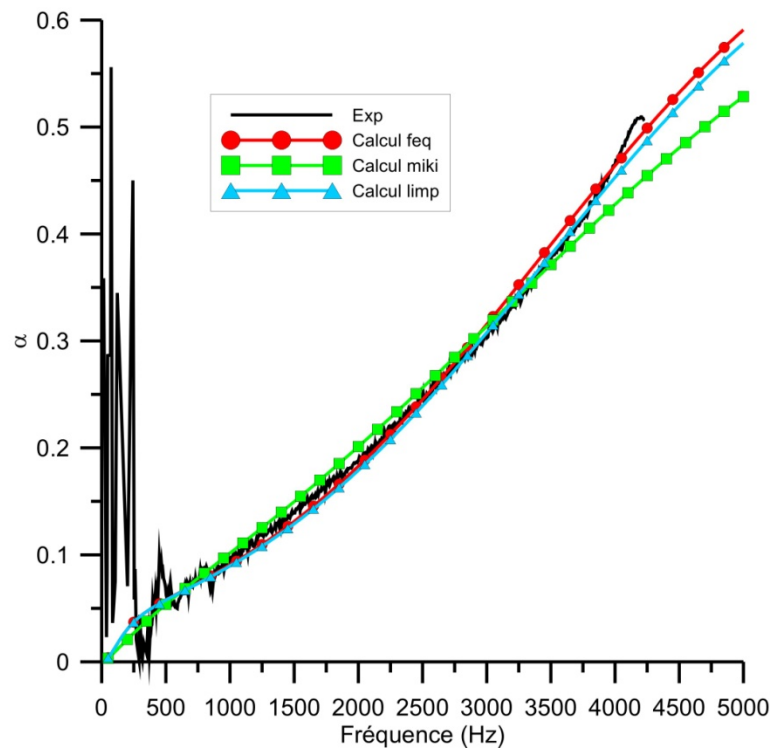


Figure 8: Comparaison mesure- modèle : coefficient d'absorption en incidence normale de la mousse utilisée dans la coquille

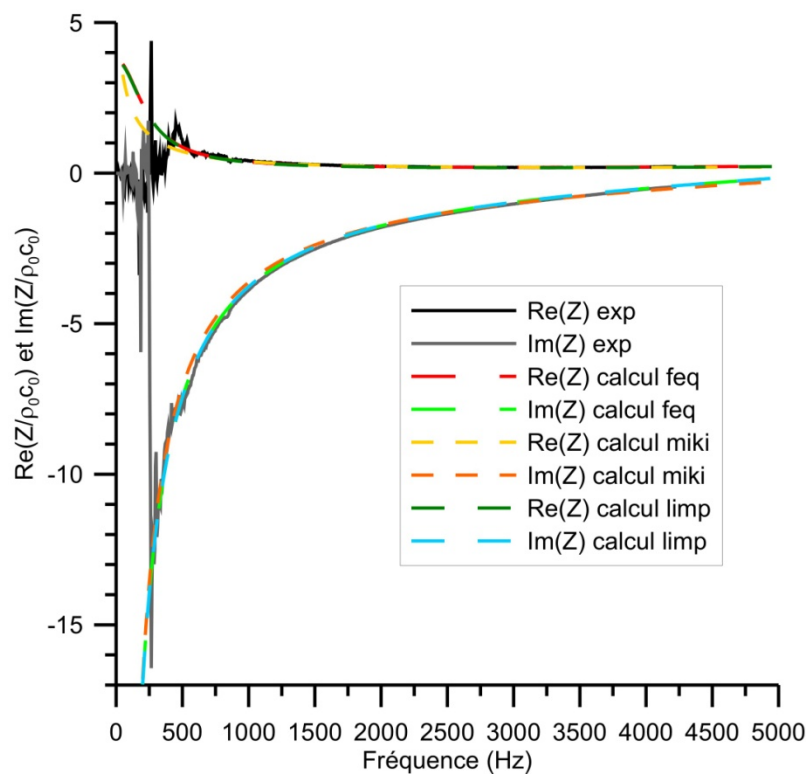


Figure 9: Comparaison mesure- modèle : impédance normale de surface de la mousse utilisée dans la coquille

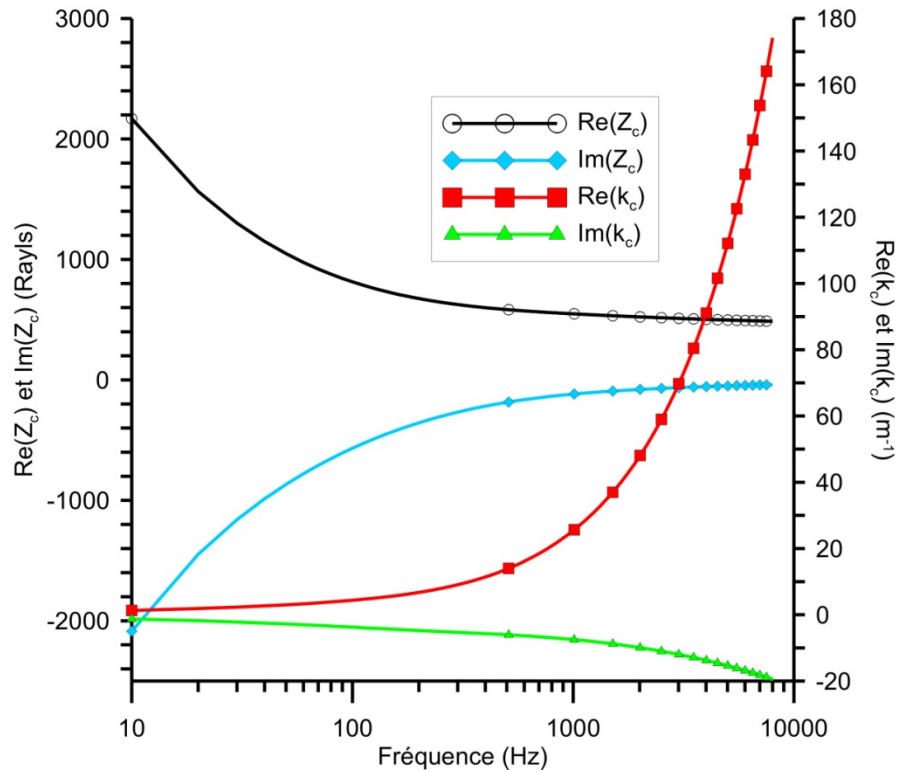


Figure 10: Impédance caractéristique Z_c et nombre d'onde k_c du fluide équivalent associé à la mousse utilisée dans la coquille

Tableau 2 : Propriétés géométriques de la mousse utilisée dans la coquille

ϕ [1]	σ [Nm^{-4}s]	α_∞ [1]	Λ [μm]	Λ' [μm]	ρ_1 [kgm^{-3}]
0.98	5500	1.1	105	340	27.9

4.3.2.3 Coussin et force de serrage

De par sa structure complexe (enveloppe caoutchouc perforée par 2 événements et contenant une mousse de confort et de l'air), le coussin est un élément très difficile à modéliser, comme nous le verrons dans la suite du rapport. Dans la littérature, le coussin est traditionnellement modélisé comme une suspension (ensemble de ressorts), sans que la transmission acoustique à travers cet élément ne soit prise en compte. La force de serrage est, quant à elle, modélisée comme une force statique s'appliquant sur la coquille [31].

On a fait le choix ici de modéliser le coussin comme un solide homogène équivalent tridimensionnel, de façon à pouvoir capter à la fois le rôle de suspension mécanique et le rôle de transmission acoustique. Ses propriétés équivalentes (masse volumique, module d'Young, coefficient de Poisson et facteur de perte) ont été ajustées par une corrélation entre mesures expérimentales et résultats de modélisation. Pour identifier les propriétés viscoélastiques du coussin, supposé être un solide isotrope équivalent, le dispositif expérimental montré sur la Figure 11 a été utilisé. Le coussin est collé sur une base excitée par un pot vibrant sur laquelle on mesure la force et l'accélération grâce à un accéléromètre. Au-dessus du coussin, est fixée une

masse de 1kg correspondant à une charge de 10N (force de serrage standard de coquilles) ou de 1.5kg correspondant à une force de 15N (force de serrage utilisée pour les tests de validation à l'Ecole de Technologie Supérieure [ETS]). Sur cette masse est fixé un accéléromètre. On mesure la fonction de transfert entre la base excitatrice et la masse. On en tire le rapport des accélérations de la masse et de la base vibrante.

Par le biais d'un modèle éléments finis de ce dispositif expérimental résolu à l'aide du logiciel COMSOL, on identifie le module d'Young, le coefficient de Poisson et le facteur de perte en recalant les résultats numériques avec les résultats expérimentaux. On a ainsi considéré une masse pleine de forme équivalente au coussin pour simplifier le modèle. Pour prendre en compte la force de serrage, deux modèles différents ont été considérés : (i) le coussin est déformé seulement dans l'épaisseur (on néglige les déformations latérales et on considère que le volume du coussin n'est modifié que par la variation d'épaisseur) et, dans ce cas, il n'y a pas de contrainte initiale (l'effet de cette dernière est contenu dans l'écrasement du coussin); (ii) le coussin est non déformé et une précontrainte est imposée via une contrainte initiale au coussin correspondant à la force de 10 ou 15N (poids de la masse). La Figure 12 montre une illustration du modèle éléments finis dans ce dernier cas.

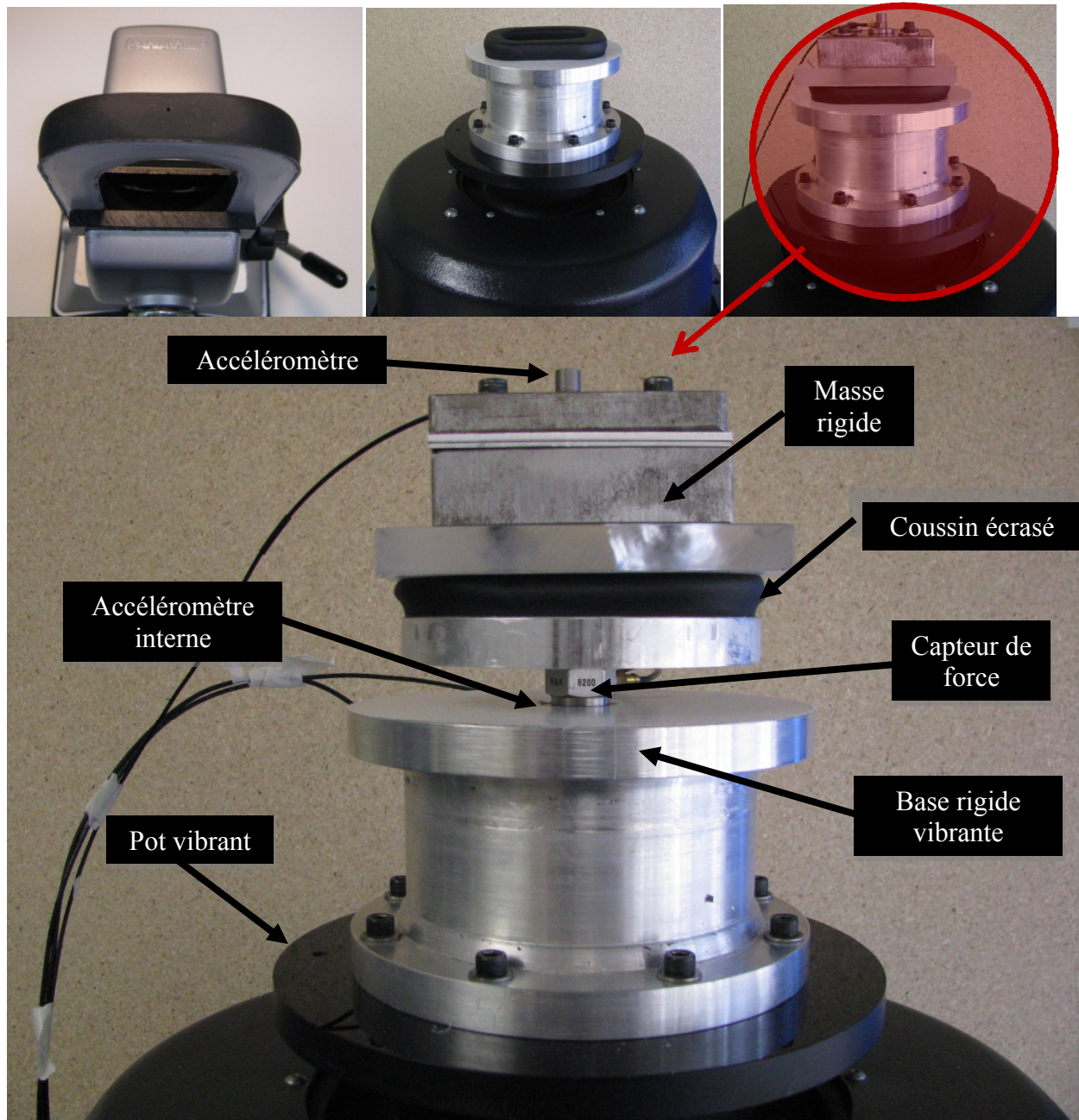


Figure 11: Dispositif expérimental pour mesurer les paramètres du coussin sous une charge donnée

Notons que le coussin est conçu pour avoir une faible raideur statique et une grande raideur dynamique, donc on ne peut pas en théorie utiliser les données statiques pour obtenir les paramètres (dynamiques) qui nous intéressent. Le modèle avec coussin non déformé soumis à une précontrainte est donc discutable, comme nous le verrons ensuite. On peut, par contre, utiliser les données statiques pour mesurer l'écrasement du coussin. Cet écrasement est mesuré très rapidement à l'aide d'une colonne munie d'un dispositif de détection de contact pour éviter

le phénomène de consolidation¹³ pour la force de 10N et 15N. Ces données sont fournies dans le Tableau 3. Par ailleurs, dans le calcul dynamique il est nécessaire de prendre en compte l'effet d'inertie de la masse rigide en lui attribuant une masse volumique équivalente. On calcule cette masse volumique équivalente en divisant la valeur de la masse utilisée dans l'expérience par le volume de la masse fourni par Comsol. Par ailleurs, la masse rigide est supposée avoir le module d'Young de l'acier. La base du coussin est excitée par un déplacement imposé harmonique d'amplitude 1mm. On calcule l'accélération de la masse. Les paramètres géométriques et physiques du coussin identifiés et utilisés dans le modèle sont fournis dans le Tableau 4.

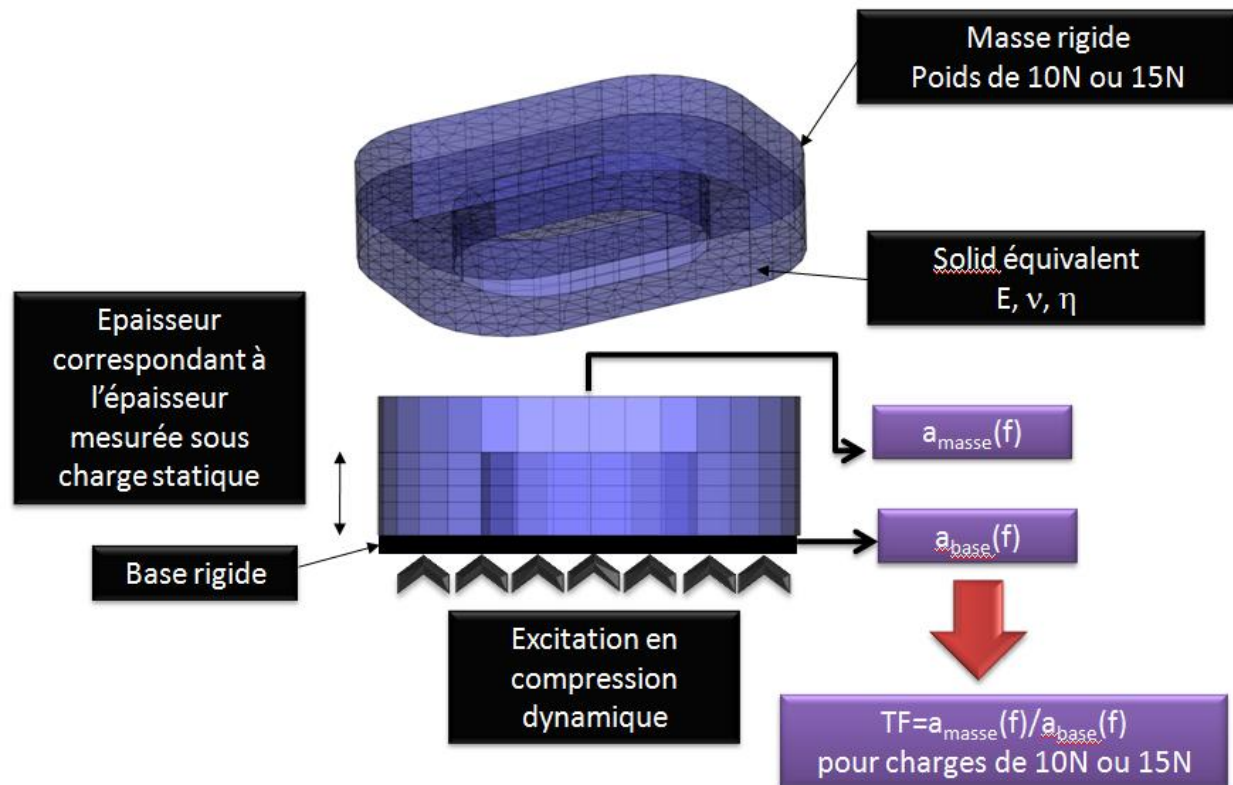


Figure 12: Modèle éléments finis du dispositif expérimental utilisé pour mesurer la fonction de transfert entre l'accélération de la masse posée sur le coussin et de la base vibrante pour une charge donnée

¹³ Un calcul statique a également été effectué dans Comsol en appliquant une force de 10N ou 15N sur le coussin. Les écrasements trouvés ne correspondent pas à ceux trouvés dynamiquement comme prévu, du fait que le coussin est un matériau complexe contenant de l'air et de la mousse et conçu pour avoir une faible raideur statique et une grande raideur dynamique. Des mesures complémentaires en statique et en dynamique, en bouchant les trous, ont montré que les événements n'avaient pas d'influence sur la fonction de transfert (accélération de la masse/accélération de la base).

Tableau 3 : Ecrasement statique du coussin pour les forces de 10N et 15N appliquées sur ce dernier

	Force de 10N	Force de 15N
Essai #	Déformation verticale (mm)	Déformation verticale (mm)
1	1.10	1.60
2	1.12	1.52
3	1.19	1.50
4	1.09	1.53
Moyenne	1.13	1.54

Tableau 4 : Propriétés géométriques et physiques du modèle utilisé pour recalcr les paramètres du coussin

Epaisseur (non comprimé)	0.015875 m
Epaisseur (10N) – écrasement de 1.13mm	0.014745m
Epaisseur (15N) – écrasement de 1.54mm	0.014335m
Masse du coussin	0.0072 kg
Volume du coussin (non comprimé)	$7.6612 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$
Volume du coussin (écrasement de 1.13mm)	$7.1159 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$
Volume du coussin (écrasement de 1.54mm)	$6.9180 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$
Masse volumique équivalente du coussin (non comprimé)	93.98 kgm^{-3}
Masse volumique équivalente du coussin (écrasement de 1.13mm)	101.18 kgm^{-3}
Masse volumique équivalente du coussin (écrasement de 1.54mm)	104.08 kgm^{-3}
Surface de la base du coussin (non comprimé)	0.004826 m^2
Surface de la base de la masse	0.006941 m^2
Volume de la masse	$6.9405 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$
Masse volumique de la masse pour une force de 10N	$14687.14 \text{ kgm}^{-3}$
Masse volumique de la masse pour une force de 15N	$22030.72 \text{ kgm}^{-3}$
Module d'Young de la masse	2e11 Pa
Précontrainte appliquée au coussin (10N)	-2072.11 $\mathbf{e}_z$ Pa
Précontrainte appliquée au coussin (15N)	-3108.16 $\mathbf{e}_z$ Pa

La Figure 13 montre les fonctions de transfert mesurées entre l'accélération de la masse et de la base entre 0 et 3000Hz pour les masses de 1kg (10N) et 1.5kg (15N)¹⁴. Pour chaque courbe on observe une résonance en basses fréquences : 60Hz pour 10N et 44Hz pour 15N. Les courbes

¹⁴ On utilise le même coussin dans les deux cas de charge.

sont bien amorties et aucun autre pic n'est décelé dans la gamme de fréquence [0;3000Hz]. Les raideurs dynamiques associées aux forces de 10N et 15N sont calculées à l'aide de la relation $k = \omega_0^2 M$, où M est la masse de 1kg ou 1.5kg et ω_0 la pulsation propre mesurée. On trouve $k_{10N} = 142122\text{N/m}$ et $k_{15N} = 114645\text{N/m}$. Les coussins de coquille ont généralement des raideurs dynamiques d'au moins 52538N/m et de préférence autour de 175126N/m [48]. Les grandeurs mesurées se situent donc dans la fourchette préconisée. Quant aux raideurs statiques, elles doivent être comprises entre 5254N/m et 10507N/m. Les raideurs statiques données par $k = F/\delta$ et mesurées pour le coussin (valeurs dans le Tableau 3) sont respectivement de 8849N/m et de 9740N/m.

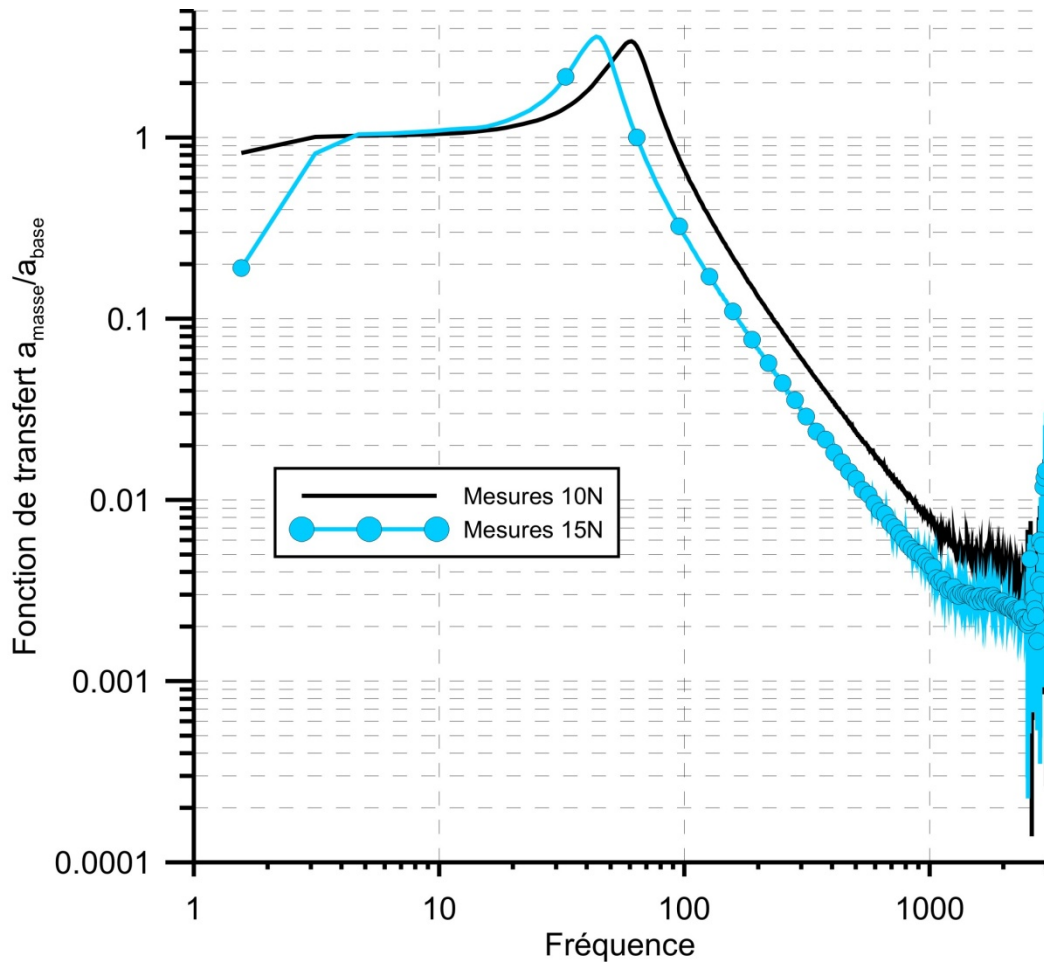


Figure 13: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour 2 charges statiques différentes (10N et 15N)

Le coussin est constitué d'une mousse et d'air entouré d'une enveloppe en caoutchouc contenant des petits trous (évents) permettant à l'air de s'échapper, lorsque la force de serrage de la coquille s'applique sur le coussin. Dans le modèle, on considère ce coussin comme un solide isotrope équivalent de module d'Young et de coefficient de Poisson à déterminer. Typiquement, les mousses ont un coefficient de Poisson entre 0.3 et 0.4. Dans un premier temps, on a supposé

que l'air et l'enveloppe en caoutchouc n'affectaient pas le coefficient de Poisson de la mousse de remplissage et que ce dernier était égal à 0.4.

Deux types de modèles ont été utilisés pour les calculs. Le premier se concentre sur le coussin ayant subi l'écrasement. Dans ce cas, aucune précontrainte n'est appliquée. Le second tient compte de la précontrainte induite par le poids de la masse par l'intermédiaire d'une contrainte initiale s'appliquant au coussin d'épaisseur nominale avant déformation induite par la précontrainte.

Considérons maintenant le **premier modèle**. Les Figure 14 et Figure 15 montrent la comparaison entre le calcul et la mesure pour la première fréquence de résonance. Dans le calcul, on a tenté d'ajuster le module d'Young pour le coefficient de Poisson de 0.4 pour que la courbe calculée corresponde à la courbe mesurée. Il est important de mentionner ici qu'aucun algorithme d'optimisation n'a été utilisé. Par ailleurs, d'autres calculs ont été faits, où le coefficient de Poisson était également considéré comme une variable. On constate qu'il existe plusieurs couples de (E, ν) qui permettent de se rapprocher de la courbe expérimentale. Le Tableau 5 indique les couples de valeurs obtenus dans le cas d'une force de 15N, qui fournissent la même fonction de transfert. Une fonction coût quantifiant l'écart quadratique entre la courbe mesurée et celle calculée ne serait probablement pas convexe et devrait comporter plusieurs minima locaux. Lorsqu'on utilise une des valeurs du couple (E, ν) déterminées pour l'écrasement correspondant à la force de 10N dans le calcul pour la force de 15N (et vice versa [courbe en rouge]), les simulations indiquent que ce couple de valeur ne permet pas de retrouver la courbe expérimentale. Ceci indique que le module d'Young et possiblement le coefficient de Poisson dépendent de la précontrainte. Dans la suite, on suppose que le coefficient de Poisson du solide équivalent ne dépend pas de la précontrainte. Seul le module d'Young est affecté. On retient donc les valeurs du Tableau 6 comme références pour les deux cas de charge.

Tableau 5 : Quelques valeurs de couples (E, ν) fournissant une fonction de transfert identique pour une précontrainte correspondant à une force de 15N. (*) Ces valeurs sont adoptées comme référence

E (kPa)	235 (*)	285	340	165
ν	0.4 (*)	0.3	0	0.49

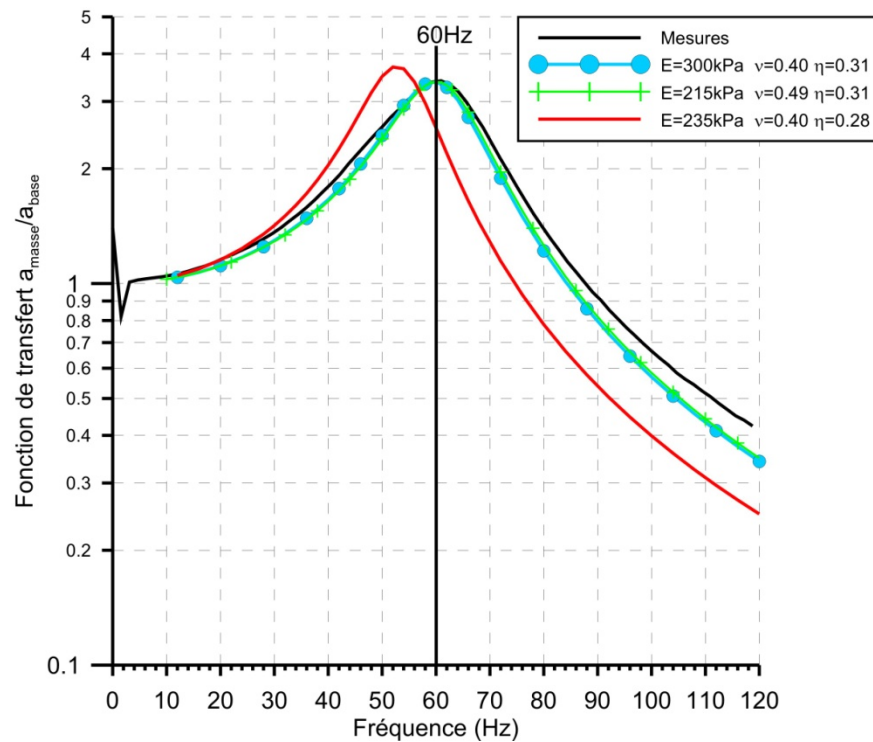


Figure 14: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour la masse de 1kg (10N)

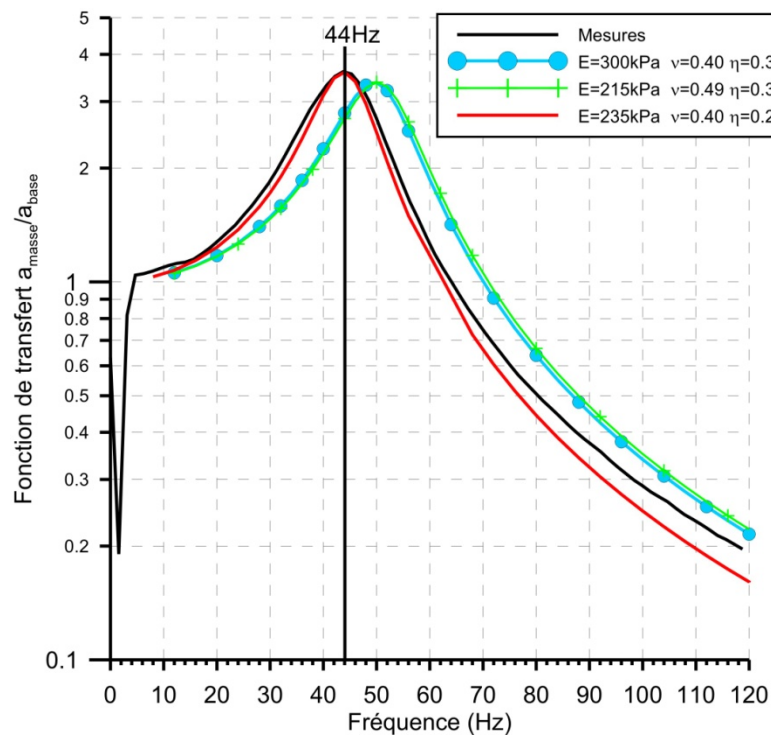


Figure 15: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour la masse de 1.5kg (15N)

Tableau 6 : Propriétés physiques du solide équivalent pour les deux charges statiques

	F=10N	F=15N
E (kPa)	300	235
ν	0.4	0.4
η	0.31	0.28
ρ (kgm ⁻³)	101.18	104.08

Considérons à présent le **second modèle**. Les Figure 18 et Figure 19 comparent le calcul basé sur le coussin non déformé (épaisseur nominale), auquel on applique la contrainte initiale correspondant à une charge respective de 10N et 15N et le calcul basé sur l'épaisseur du coussin écrasé sans précontrainte. On constate que si on utilise les valeurs déterminées dans le Tableau 6 dans le modèle avec précontrainte, il existe des différences entre les deux modèles. Dans le cas du modèle avec précontrainte, la fréquence de résonance est plus basse et les amplitudes plus faibles. Un calcul statique avec les valeurs du Tableau 6 montre que l'écrasement est respectivement de 0.1119mm et 0.2142mm (voir Figure 16 et Figure 17), ce qui est très inférieur à l'écrasement mesuré expérimentalement. Ceci est en accord avec le fait que les modules d'Young statiques sont donc beaucoup plus faibles qu'en dynamique, du fait de la conception même du coussin. Le coussin étant moins écrasé que dans les simulations qui ont permis d'obtenir le Tableau 6, la rigidité apparente est plus faible et donc la fréquence de résonance plus basse dans le cas du modèle où on utilise la précontrainte.

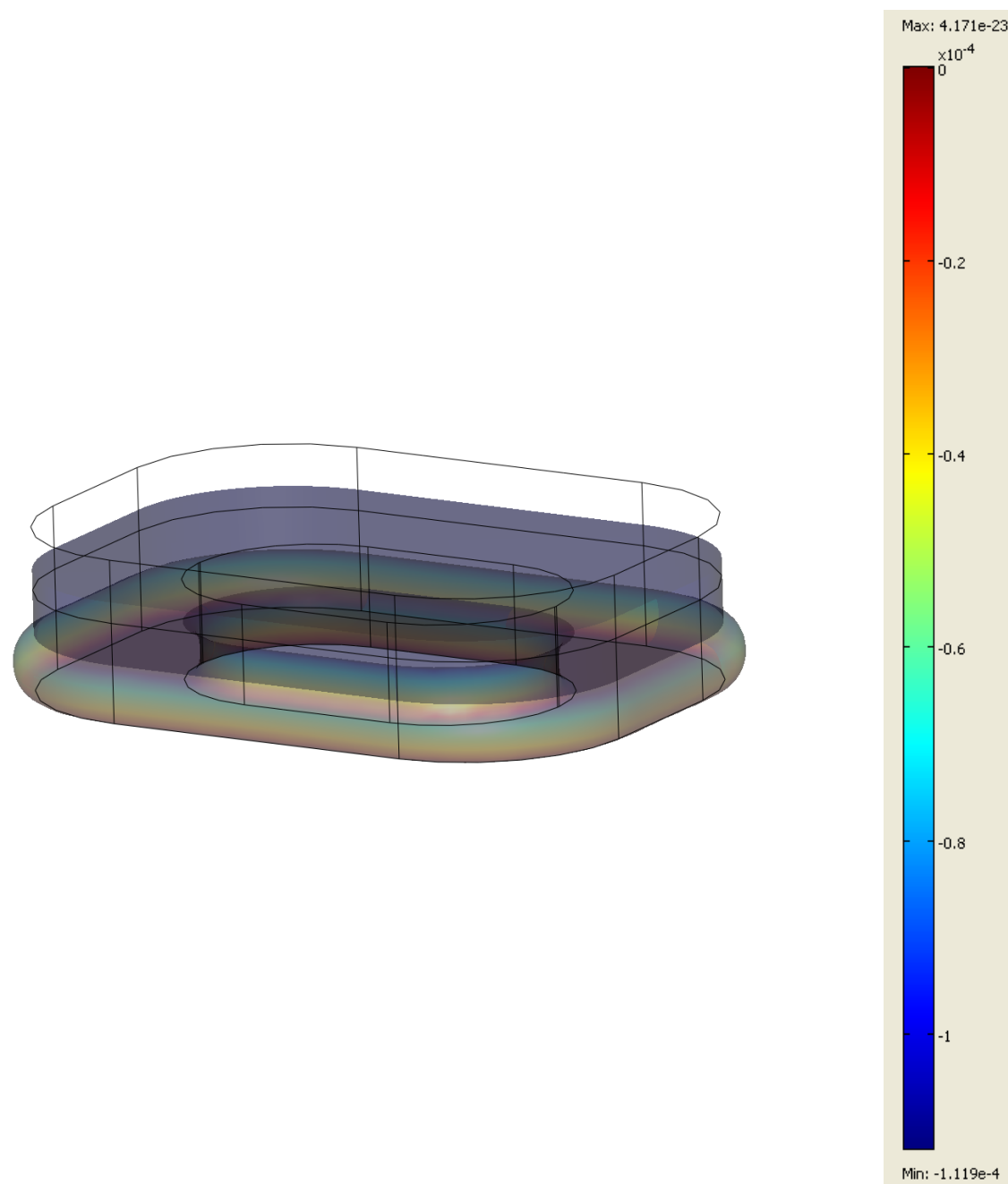


Figure 16: Déplacement statique pour une charge de 10N

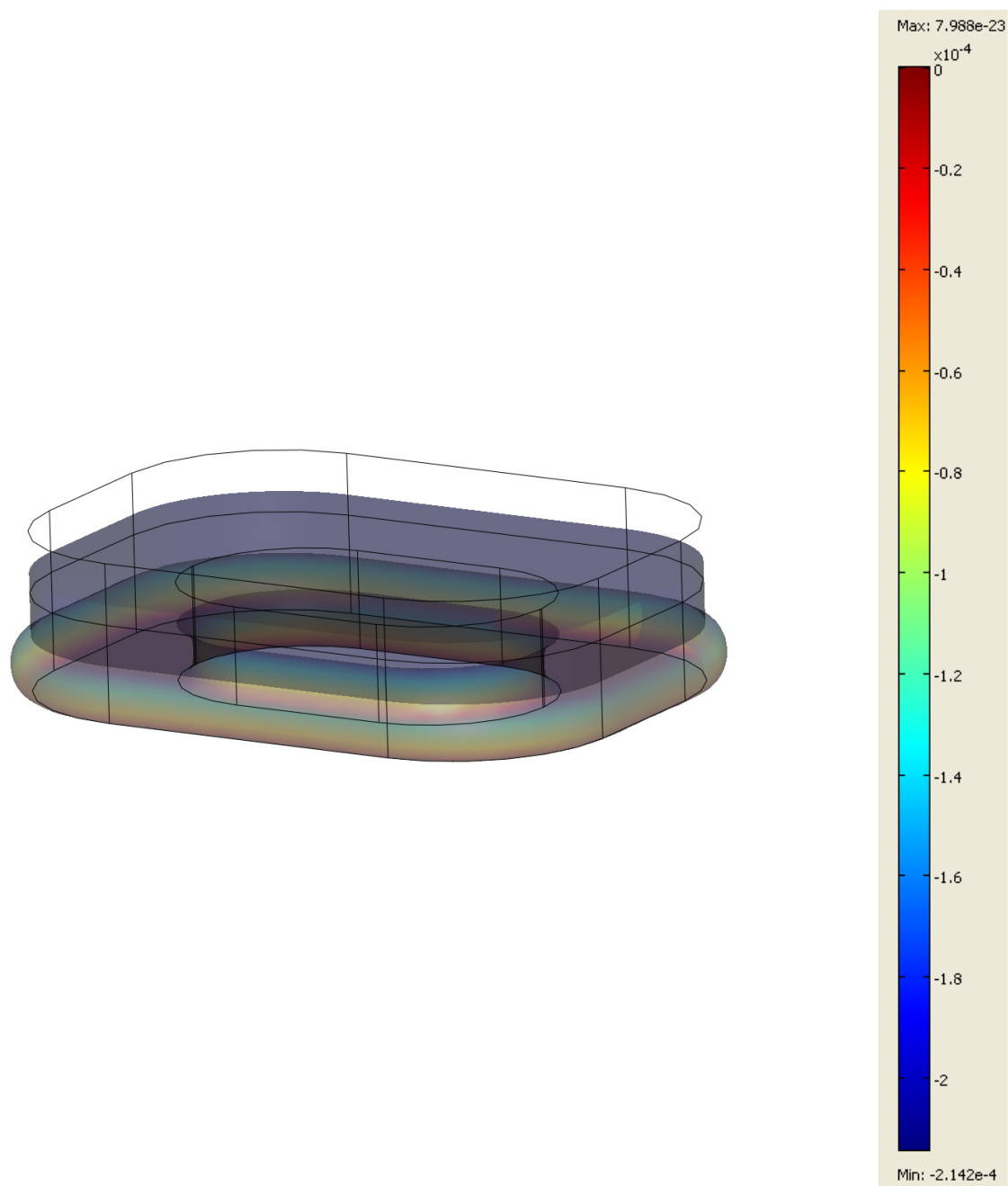


Figure 17: Déplacement statique pour une charge de 15N

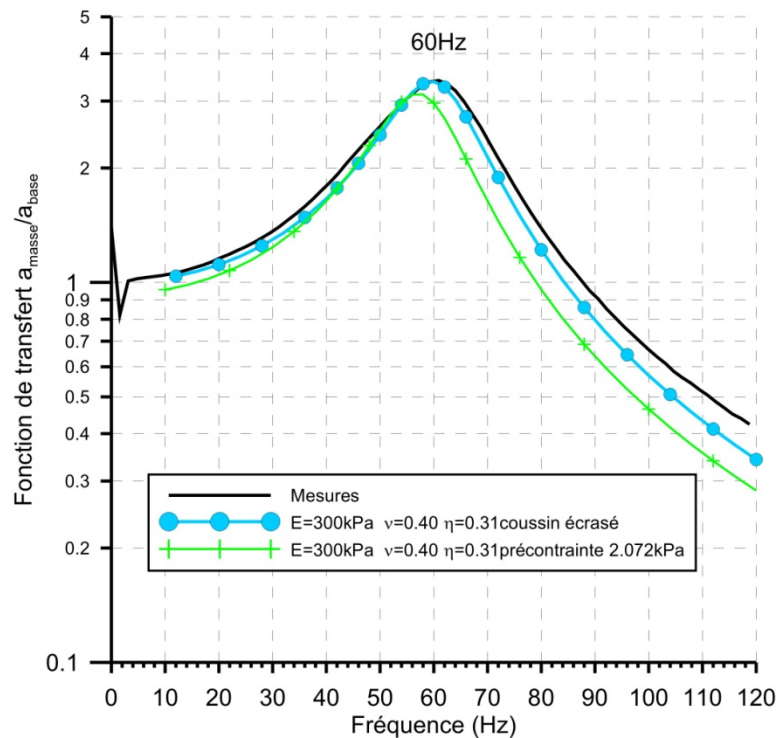


Figure 18: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour la masse de 1kg (10N) – Comparaison modèle déformé/modèle avec précontrainte

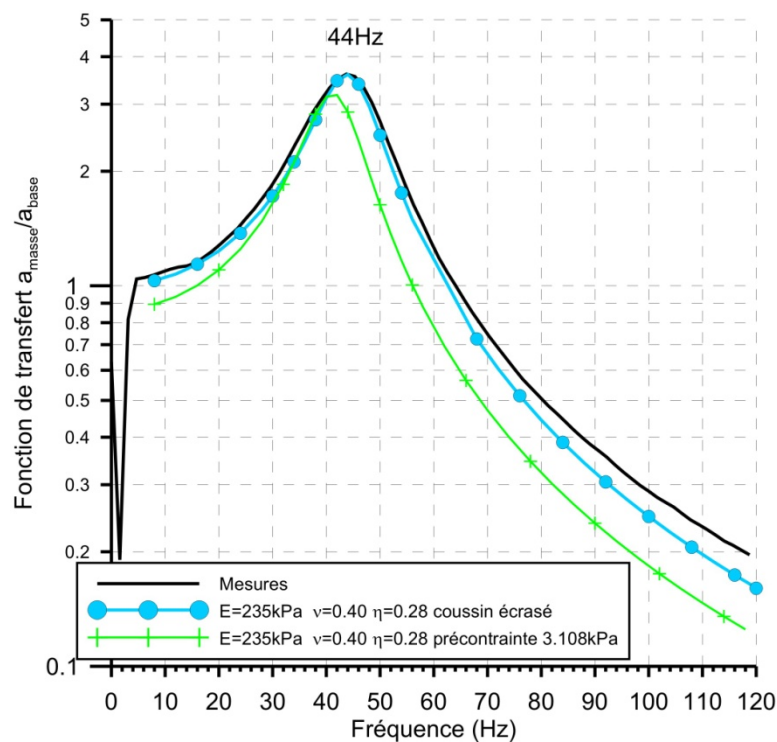


Figure 19: Fonctions de transfert (accélération de la masse/accélération de la base) du coussin pour la masse de 1.5kg (15N) – Comparaison modèle déformé/modèle avec précontrainte

En résumé, au vu des résultats précédents, le second modèle avec coussin non déformé soumis à une précontrainte est jugé moins pertinent que le premier modèle, qui considère le coussin ayant subi l'écrasement et qui tient compte dans cet écrasement de la précontrainte initiale due à la force de serrage. Dans la suite, on adoptera donc les valeurs déterminées dans le Tableau 6 comme références. L'influence du choix du couple de valeurs (E, ν) sur la réponse sera étudiée dans la section 5.2

4.3.3 Excitation et effet des capteurs

Comme mentionné précédemment, une **excitation acoustique** et une **excitation mécanique** ont été considérées dans le processus de validation. Notons que pour les deux cas d'excitation, un accéléromètre léger (masse $m_{acc}=0.2\text{g}$) a également été disposé sur la coquille afin de recueillir une information vibratoire. Dans le modèle, l'effet de ce capteur a été pris en compte comme une force inertielle additionnelle associée $\vec{F} = m_{acc} \omega^2 \vec{u}(M)$ placée au point M où était situé l'accéléromètre (voir Figure 21).

Dans le cas de l'**excitation acoustique** supposée être une onde plane, la partie supérieure de la coquille est soumise à l'excitation externe p_{ext} . Une simplification a dû être faite en ce qui concerne le champ de pression acoustique exciteur. En effet, il aurait fallu calculer la pression bloquée au niveau de l'enveloppe externe des coquilles en tenant compte de la diffraction par ces dernières. L'évaluation de cette pression avec le logiciel COMSOL a posé un certain nombre de difficultés liées au type d'approche adoptée dans ce logiciel (utilisation de PML [Perfectly Matched Layer]). Le temps imparti au projet ne nous a pas permis d'aller jusqu'au bout du calcul de la pression bloquée. La pression extérieure est considérée celle induite par une onde plane si la coquille n'était pas là et qu'ainsi, une pression p_{ext} égale à $Ae^{j(k_x x + k_y y + k_z z)}$ s'appliquait en tout point de la surface de la coquille. Il faudra donc être conscient de cette limitation dans l'interprétation des résultats numériques : on ne connaît pas le champ incident (qui existerait en champ libre), qui a causé la pression appliquée à la coquille.

Lorsqu'est apparue cette difficulté de modélisation du champ de pression pariétale s'appliquant sur les coquilles, il a été proposé de solliciter les coquilles avec un pot vibrant de façon à s'affranchir de ce problème. Pour ce type d'**excitation mécanique**, il est nécessaire de mesurer la force appliquée à la coquille. La force a été évaluée à l'aide d'une tête d'impédance. On verra plus loin l'intérêt d'utiliser ce transducteur plutôt qu'un simple capteur de force. Le dispositif expérimental est décrit dans la section 5.2. Néanmoins, dans le système de mesure, la force mesurée par le capteur de force n'est pas la force injectée à la structure, à cause de l'importance de la masse résiduelle à vide du capteur par rapport à la masse de la coquille et du système d'attache qui exerce une force sur les coquilles. La force injectée est alors la somme de la force mesurée et d'un terme inertiel associé à cette masse résiduelle. **Deux options** se sont offertes pour obtenir la force réelle s'exerçant sur la coquille : corriger les mesures expérimentales ou prendre en compte l'effet du capteur dans le modèle.

Option 1 : correction des mesures expérimentales pour obtenir la force réelle s'exerçant sur la coquille lorsqu'excitée par un pot vibrant

Dans ce premier cas, la fonction de transfert corrigée, entre une grandeur X et la force appliquée à la structure est obtenue de la manière suivante [49] :

$$H_{X-F_{corr}} = \frac{H_{X-F_{mes}}}{1 - \frac{H_{v-F_{mes}}}{H_0}} \quad (2)$$

où $H_{X-F_{mes}}$ est la fonction de transfert entre la grandeur X (cela peut être la vitesse, l'accélération en un point de la coquille ou la pression acoustique au tympan par exemple) et la force s'exerçant sur la coquille mesurée par le transducteur, $H_{v-F_{mes}}$ est la fonction de transfert entre la vitesse au point d'excitation et la force s'exerçant sur la coquille mesurée par le transducteur et H_0 est la fonction de transfert entre la vitesse et la force au même point mesurée par le transducteur à vide couplé au système de fixation (voir Figure 20) entre le capteur et la coquille.

$$H_0 = \frac{v_{mes, vide}}{F_{mes, vide}} = \frac{v_{mes, vide}}{j\omega m_{add} v_{mes, vide}} = \frac{1}{j\omega m_{add}} = \frac{1}{j\omega (m_{emb} + m_{sysfix})} \quad (3)$$

Dans l'équation précédente, $v_{mes, vide}$ et $F_{mes, vide}$ sont respectivement la vitesse et la force mesurées par le capteur avec le système de fixation à vide (i.e. non connecté à la coquille). On a supposé que l'effet du capteur et du système de fixation sur la mesure peut être assimilé à une masse ajoutée constituée d'une partie de la masse du capteur (masse embarquée m_{emb}) et de la masse du système de fixation (m_{sysfix}). La masse embarquée du capteur est fournie dans la documentation du fabricant ou peut être déduite directement de la mesure à vide grâce à l'équation (3). Cette mesure permet d'obtenir la masse embarquée, une valeur complexe qui est fonction de la fréquence. La partie réelle de la masse embarquée correspond en fait aux termes de masse et de raideur de l'impédance mécanique d'entrée du capteur. La partie imaginaire correspond à l'amortissement présent dans le système. Deux têtes d'impédance de deux fabricants différents ont été utilisées pour les tests : le modèle B&K 8001 et le modèle PCB 288D01 (voir Figure 20). Les masses des éléments du système de fixation (Figure 20) ainsi que les masses embarquées des deux têtes d'impédance sont données dans le Tableau 7. Dans la plage de fréquence concernée, les mesures (voir Figure Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document.-1 en 0) ont montré une partie réelle relativement stable de la masse complexe embarquée¹⁵. La valeur correspondait au terme de masse affiché par le fabricant pour le modèle B&K 8001, mais différait de 30% pour le modèle PCB 288D01. Le terme d'amortissement était relativement faible. Ce terme dépend fortement de la façon dont le capteur va être fixé à la structure à tester et n'a donc pas lieu d'être considéré vu son incertitude de mesure. Dans l'équation (3), pour simplifier, nous avons donc opté pour une masse m_{emb} constante en fonction de la fréquence correspondant à la valeur moyenne mesurée. La masse du système de fixation, quant à elle est obtenue par pesée. Pour pouvoir corriger la fonction de transfert mesurée, on voit

¹⁵ On observe une légère augmentation en hautes fréquences et de plus fortes variations en fonction de la fréquence pour la tête d'impédance PCB.

donc qu'il est nécessaire non seulement de mesurer la force exercée sur le capteur, mais également la vitesse au point d'excitation de façon à obtenir les mobilités d'entrée en présence de la structure et à vide. Ceci explique l'intérêt d'utiliser une tête d'impédance qui permet d'obtenir à la fois force et vitesse au même point et donc, la mobilité directement.

Élément	Masse (g)
(a) Colle	1.1
(b) Petite vis	0.71
(c) Ecrou	0.13
(d) Adaptateur	1.92
(e) goujon	1.12
Tête d'impédance B&K 8001 (complète)	29
Tête d'impédance B&K 8001 (partie embarquée)	2.1
Tête d'impédance PCB 288D01 (complète)	19.2
Tête d'impédance PCB 288D01 (partie embarquée)	6.3

Tableau 7 : Masses du système de fixation et des têtes d'impédance utilisées pour les mesures dans le cas de l'excitation mécanique

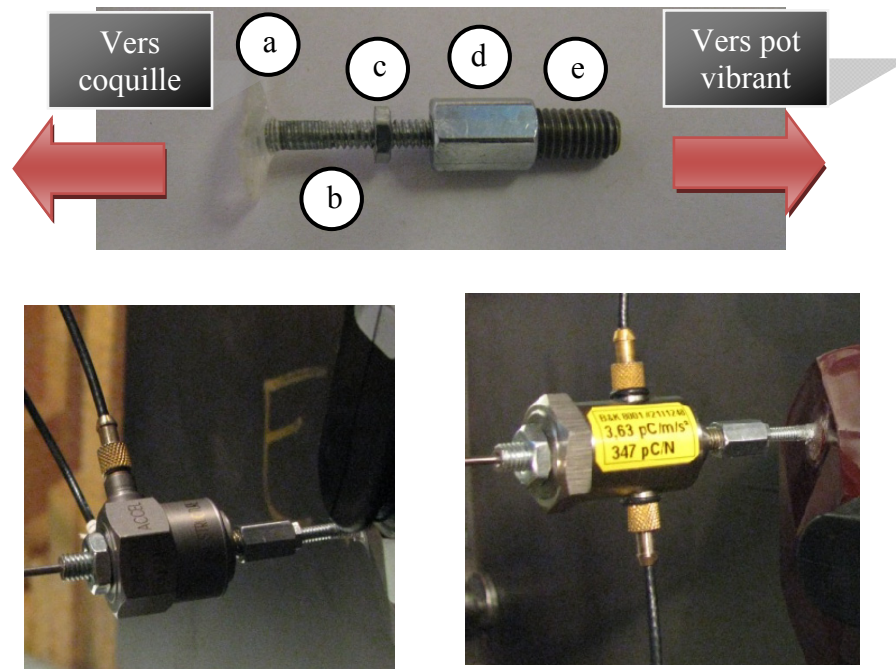


Figure 20: Description du système de fixation des têtes d'impédance à la coquille (haut) – tête d'impédance B&K 8001 (bas gauche) – tête d'impédance PCB 288D01 (bas droite). Voir description des lettres a,b,c,d,e dans le Tableau 7

Option 2 : prise en compte de l'effet du capteur dans le modèle pour obtenir la force réelle s'exerçant sur la coquille lorsqu'excitée par un pot vibrant

Dans cette **seconde option**, où on prend en compte l'effet du capteur directement dans le modèle, différents degrés de sophistication peuvent être considérés. Dans le cadre de ce projet, deux modèles ont été testés: (i) le capteur et son système d'attache sont assimilés à une masse rigide s'interposant entre la force appliquée et la structure; (ii) la tige du système de fixation

attachée à la coquille en plastique avec de la colle est modélisée comme un élément élastique pour la tige et comme une masse répartie pour la colle. Avec ces deux modèles, on peut en théorie comparer directement les résultats numériques avec les fonctions de transfert expérimentales brutes (sans correction du fait de la présence du capteur et du système de fixation).

Pour le modèle (i), on modélise l'excitation mécanique comme une force unitaire ponctuelle dirigée selon l'axe z . La force appliquée aux coquilles est alors égale à :

$$\vec{F} = 1\vec{e}_z + m_{add}\omega^2\vec{u}(M_0) \quad (4)$$

où m_{add} est la masse embarquée du capteur et du système de fixation et $\vec{u}(M_0)$ est le vecteur déplacement au point M_0 où s'applique la force.

Pour le modèle (ii), on utilise la même approche que pour le cas (i) mais on prend en compte la flexibilité de la tige de fixation. La masse m_{add} est remplacée par $m_{emb+écrou+adaptateur+goujon}$.

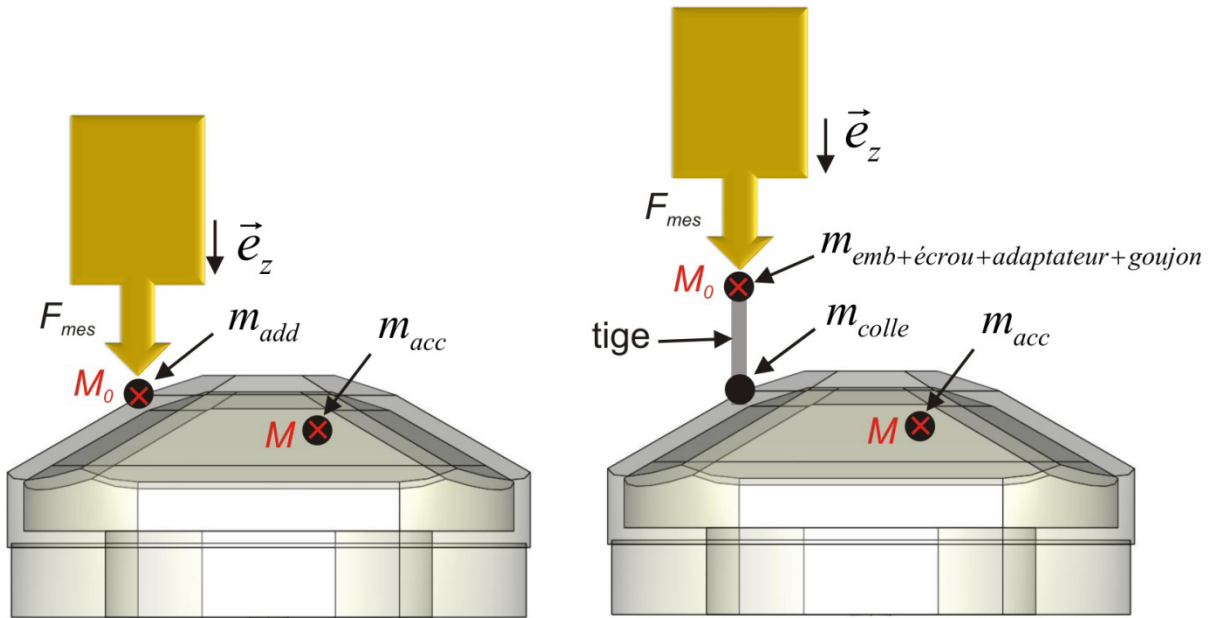


Figure 21: Description des modèles utilisés pour corriger les fonctions de transfert – gauche : modèle (i) – droite : modèle (ii)

4.3.4 Conditions aux limites et de couplage

La coquille est un ensemble de sous-domaines couplés. La Figure 22 résume sous forme de vue éclatée ces différents éléments structuraux et acoustiques. La partie extérieure de l'enveloppe et du coussin est excitée par un champ acoustique (ou une force ponctuelle). Les parties internes de l'enveloppe et du coussin sont soumises à la pression acoustique régnant dans les cavités acoustiques intérieures. Ces dernières sont en contrepartie soumises à l'accélération normale de

l'enveloppe et du coussin au niveau de l'interface. Le coussin est fixe sur sa base. Le conduit cylindrique artificiel comporte des parois latérales rigides acoustiquement et se termine par une condition d'impédance acoustique. L'ensemble des conditions aux limites et de couplage associées sont indiquées dans les Tableau 8 et Tableau 9 ci-dessous.

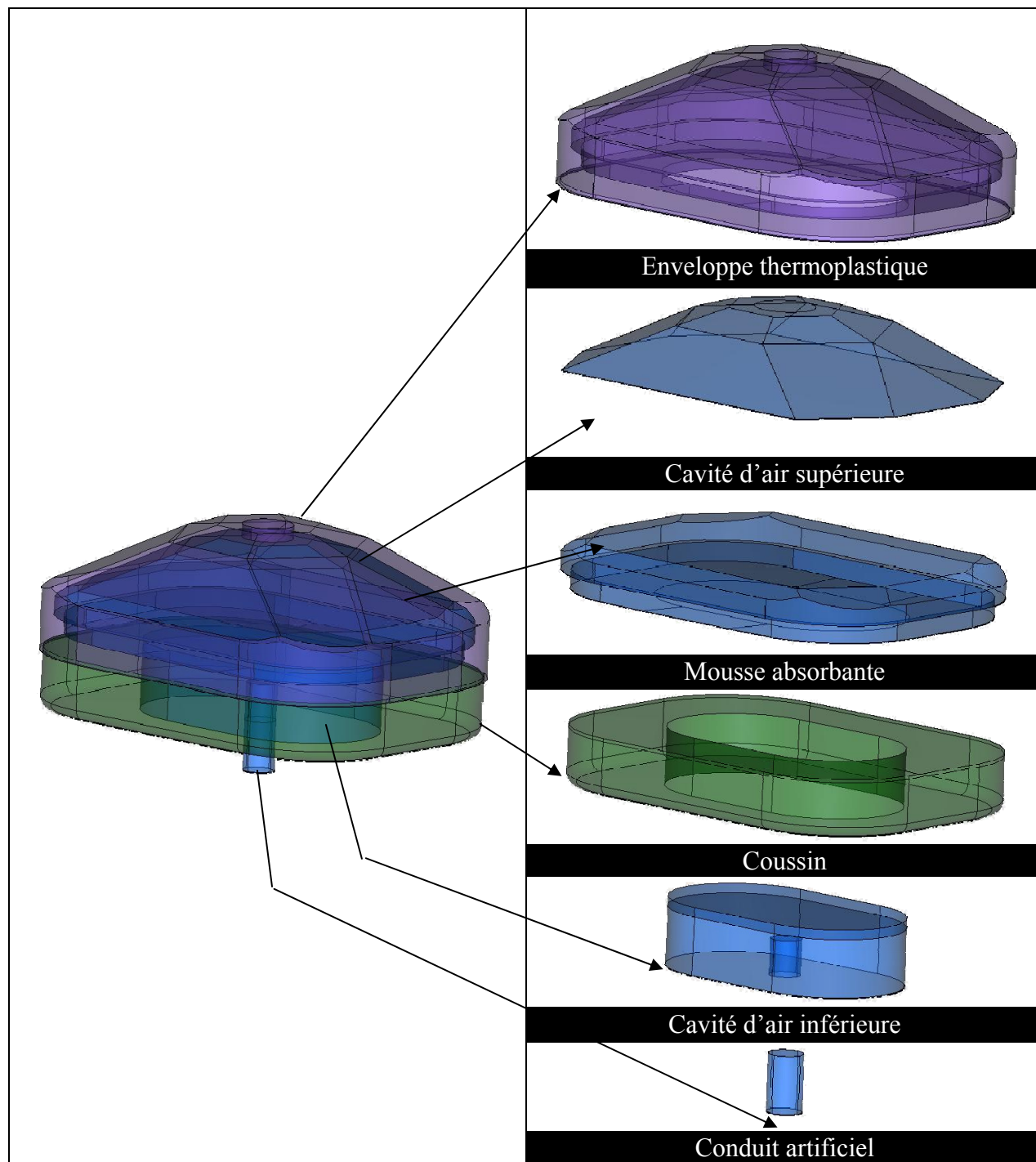


Figure 22: Sous-domaines constituant la coquille couplée au conduit artificiel

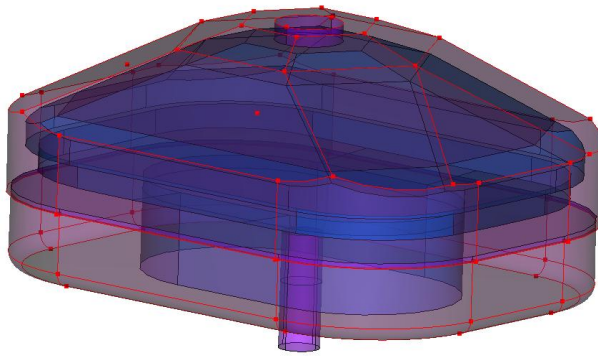


Figure 23: Faces (rouges) soumises à l'excitation p_{ext} (partie extérieure de l'enveloppe en plastique et du coussin)

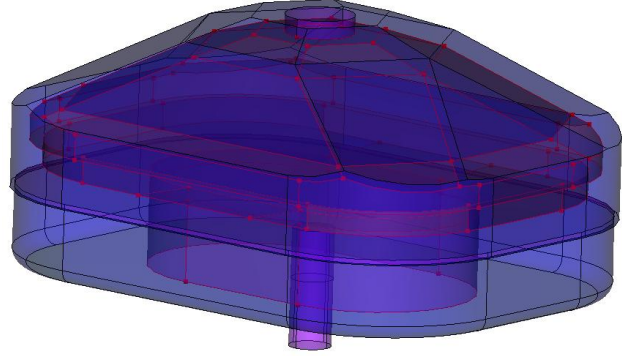


Figure 24: Faces (rouges) soumises à la pression acoustique dans la cavité d'air de la coquille (partie intérieure de l'enveloppe en plastique et coussin)

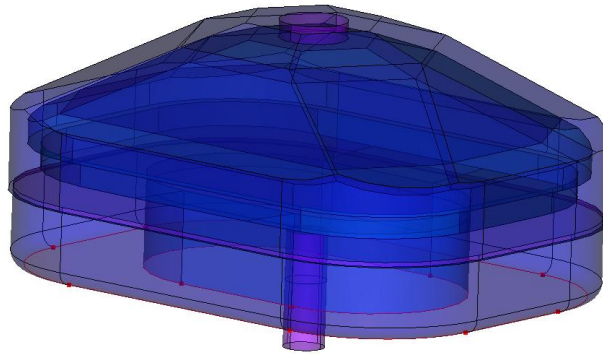


Figure 25: Face soumise à un blocage des déplacements (partie fixe du coussin)

Tableau 8 : Conditions aux limites et conditions de couplage pour l'enveloppe en plastique et le coussin

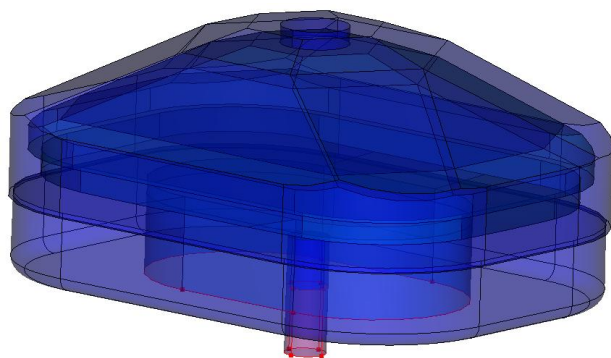


Figure 26: Faces soumises à la condition de mur rigide (partie latérale du conduit et interface avec le baffle)

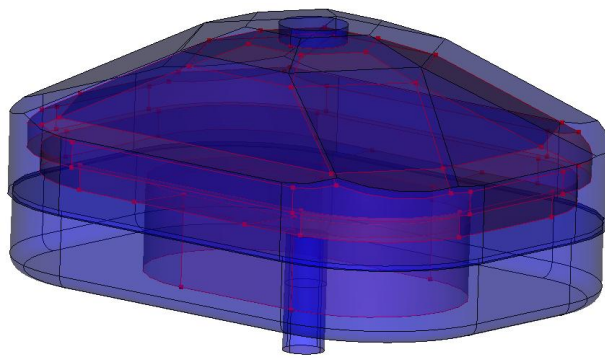


Figure 27: Faces soumises à l'accélération normale de l'enveloppe en plastique et du coussin

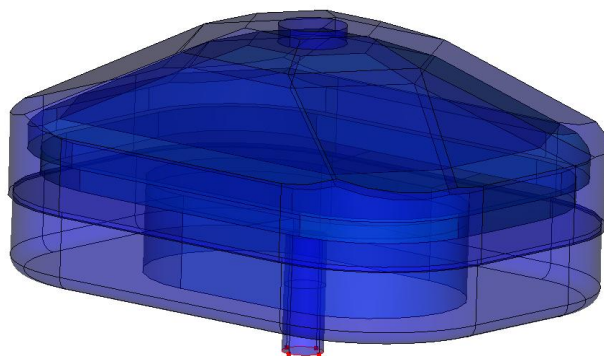


Figure 28: Face soumise à une condition d'impédance acoustique

Tableau 9 : Conditions aux limites et conditions de couplage pour les cavités d'air internes

4.3.5 Maillage du système

Chaque élément structural du système (enveloppe, coussin) a été maillé avec des éléments finis solides quadratiques, tandis que la mousse absorbante et les cavités d'air ont été discrétisées avec des éléments finis acoustiques quadratiques (voir Figure 29). Le nombre de degrés de liberté par nœud est celui spécifié dans la section 4.2.3. Le critère classique, qui consiste à prendre 4 éléments par longueur d'onde dans le milieu correspondant ($\lambda/4$), a été utilisé. Cependant, étant donné les petites dimensions du système, ce sont souvent les détails géométriques qui dictent la taille des éléments lors du maillage automatique.

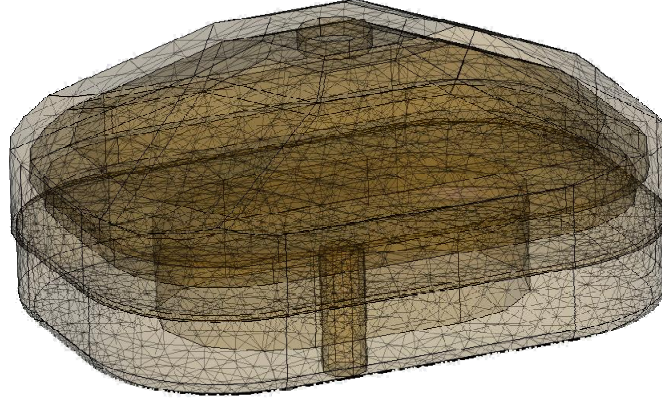


Figure 29: Maillage éléments finis de la coquille EARMUFF1000

4.3.6 Calcul des indicateurs acoustiques

Pour comparer les résultats du calcul avec les données expérimentales dans le cas d'une excitation acoustique, on utilise la grandeur suivante:

$$H_{p-p_b}^{sim} = \frac{p(M_{tympan})}{p_{ext}} \quad (5)$$

où $p(M_{tympan})$ est la pression calculée au niveau du microphone du coupleur et p_{ext} la pression excitatrice appliquée à la surface de la coquille où $|p_{ext}| = |Ae^{j(k_x x + k_y y + k_z z)}| = |A|$. Comme évoqué précédemment, on suppose connue la pression qui s'applique sur la coquille, mais cette valeur qui dépend de l'interaction du champ acoustique incident avec la coquille n'était pas accessible facilement dans COMSOL. La grandeur précédente est assimilable à une atténuation.

Dans le cas de l'excitation mécanique, on peut calculer plusieurs grandeurs comme :

$$H_{p-F}^{sim} = \frac{p(M_{tympan})}{F} \quad (6)$$

$$H_{v-F}^{sim} = \frac{j\omega w(M)}{F} \quad (7)$$

$$H_{p-a}^{sim} = \frac{p(M_{tympan})}{-\omega^2 w(M)} \quad (8)$$

où F est la force injectée à la coquille, w le déplacement vertical d'un point M de la coquille. Ce point peut être le point d'excitation ou l'emplacement de l'accéléromètre qui était collé sur la coquille (voir section 5).

4.4 Impédance acoustique normale du coupleur

L'impédance acoustique Z_{IEC711} à l'extrémité de la grille (ERP) du coupleur IEC 711 est calculée à partir du schéma électrique équivalent illustré à la Figure 34.

L'impédance acoustique normale à rentrer dans le modèle élément fini est obtenue par :

$$Z_n = Z_{IEC711} \times S_c \quad (9)$$

Avec $S_c = \pi a^2$ et $a=3.75\text{mm}$.

Le module et la phase de Z_n sont représentés sur les Figure 30 et Figure 31. Pour valider le calcul de l'impédance du coupleur Z_{IEC711} , on a comparé avec succès le module de l'impédance résultats avec ceux disponibles dans la documentation du coupleur B&K [45] pour un couplage avec une oreille artificielle comportant de faibles fuites (Figure 32) et des fuites importantes (Figure 33).

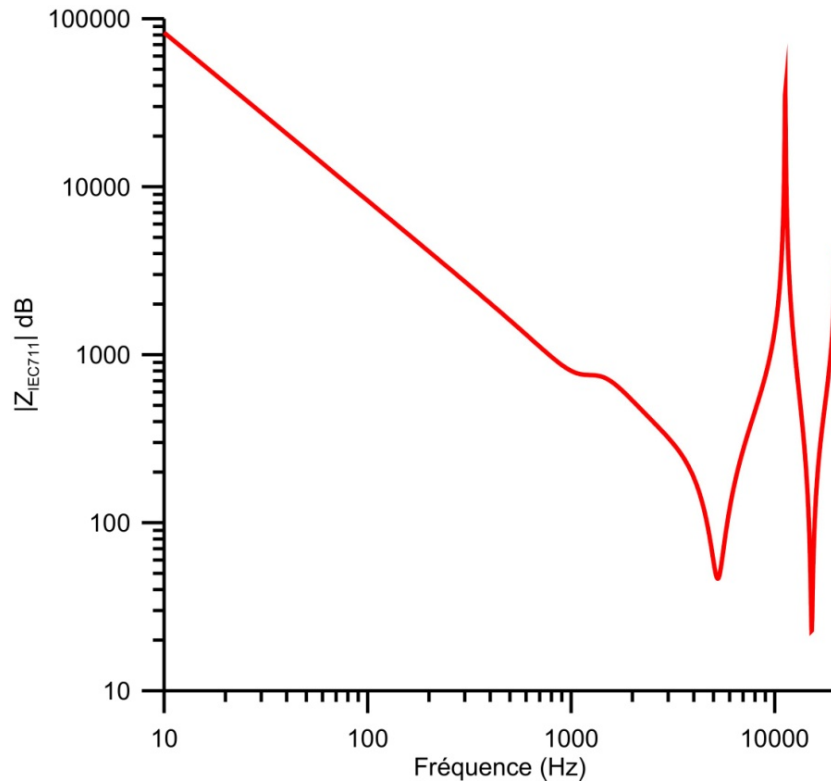


Figure 30: Module de l'impédance acoustique de surface du coupleur IEC711

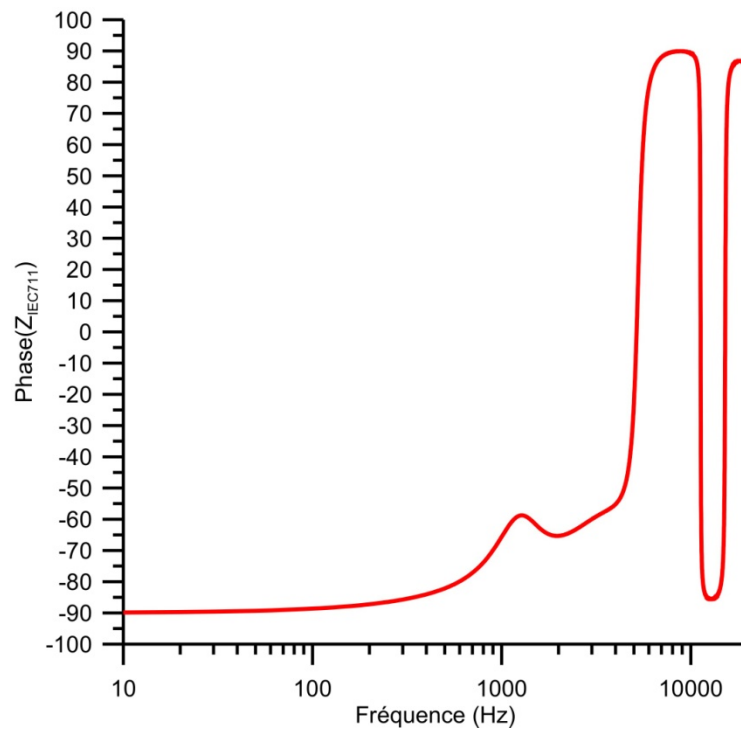


Figure 31: Phase de l'impédance acoustique de surface du coupleur IEC711

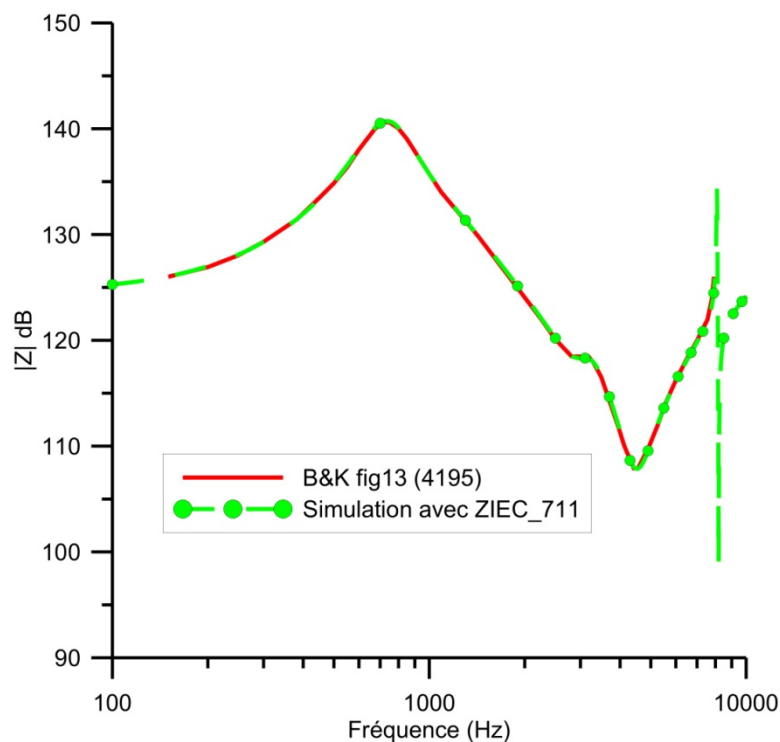


Figure 32: Module de l'impédance acoustique Z_{IEC711} de l'oreille artificielle (Type 4195) pour de faibles fuites acoustiques – comparaison résultats théoriques fabricant [45] et résultats utilisant le schéma électrique de la Figure 34.

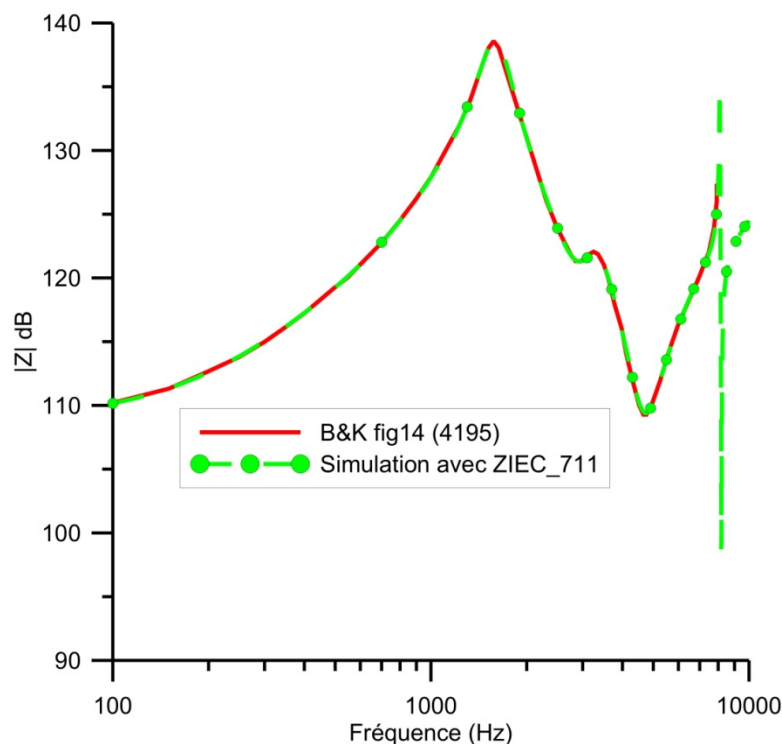


Figure 33: Module de l'impédance acoustique Z_{IEC711} de l'oreille artificielle (Type 4195) pour des fuites acoustiques importantes – comparaison résultats théoriques fabricant [45] et résultats utilisant le schéma électrique de la Figure 34.

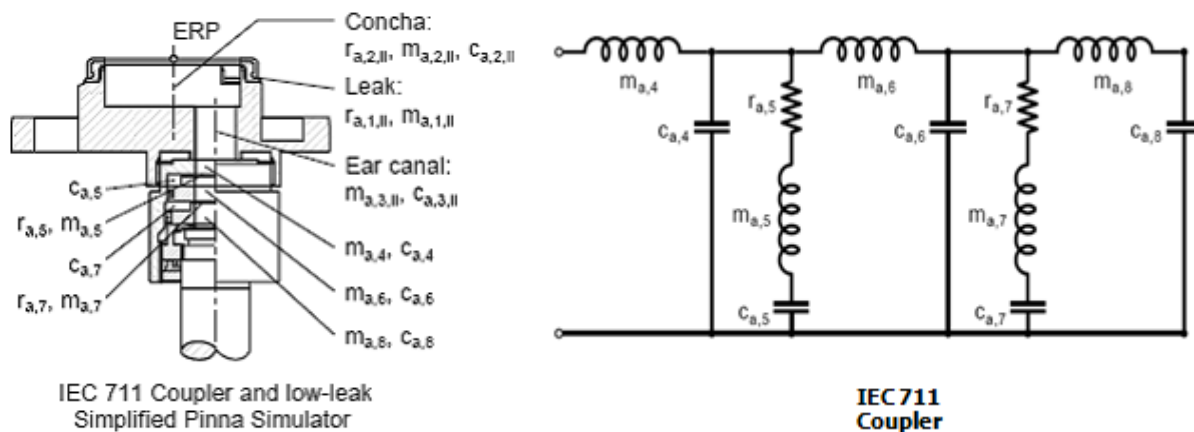


Figure 34: Schéma électrique équivalent du coupleur IEC711 [45]

Cependant, il n'a pas été possible avec le matériel disponible de vérifier si l'impédance acoustique actuelle du coupleur correspondait bien à celle fournie par la compagnie Brüel&Kjaer. En théorie, cette impédance pourrait être déduite de la fonction de transfert entre la pression au niveau du microphone du coupleur et la pression acoustique à la sortie du conduit cylindrique qui pourrait être mesurée avec une microsonde. Cependant, les différences de réponses des deux microphones nécessitent en pratique une calibration qui peut être par exemple réalisée en intervertissant les 2 microphones mais qui, dans le cas présent, est impossible. On suppose ici que le coupleur est encore bien étalonné. Cette incertitude devrait être levée en faisant effectuer un étalonnage de ce dernier.

5. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Dans le but d'évaluer les modèles éléments finis présentés dans la section 4, un dispositif expérimental simplifié a été construit et inséré dans la chambre semi-anéchoïque de l'ETS. Il consiste en un simulateur d'oreille IEC 711 (b) extrait d'une tête artificielle B&K (a), attaché à l'arrière d'une plaque jouant le rôle de baffle acoustique¹⁶ (c) et couplé à un bouchon en silicone (d) ou des coquilles (e).

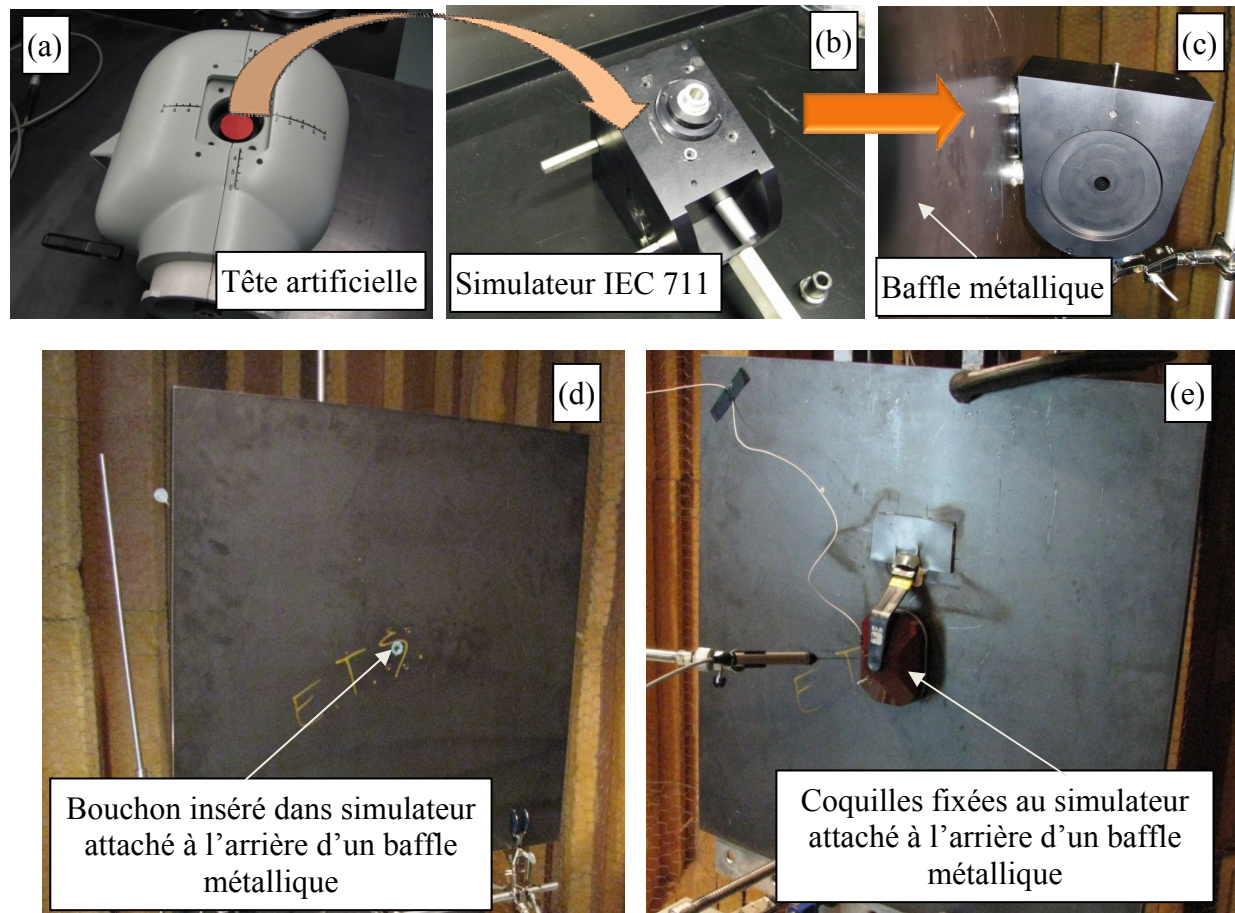


Figure 35: Dispositif expérimental de validation

Deux conduits cylindriques de longueur respective 21mm et 12mm et de diamètres internes et externes de 7.5mm et 13.2mm ont été fabriqués pour simuler une partie du canal auditif et s'adapter au simulateur d'oreille (voir Figure 36). Chacun de ces conduits cylindriques est fixé au simulateur d'oreille par une bague filetée. Ce simulateur est ensuite fixé par des vis à une plaque d'aluminium (1cm d'épaisseur, 24" de côté), qui comporte en son centre un trou de diamètre 13.2mm pour permettre le passage des conduits (voir Figure 35(c)). Afin d'éviter toute fuite acoustique dans le système, un matériau de scellement a été placé entre le conduit et le baffle (voir Figure 36, matériau bleu).

¹⁶ Un baffle est une surface sur laquelle la vitesse particulière acoustique normale est nulle. Cette hypothèse permet la simplification des calculs.

Le système protecteur+conduit artificiel+baffle acoustique a ensuite été excité acoustiquement (bouchons et coquilles) et mécaniquement (coquilles). Dans le cas de l'excitation acoustique, des panneaux de mousse absorbante ont été disposés sur le sol autour du dispositif entre la source de bruit et le baffle, de façon à minimiser les réflexions sur le sol.

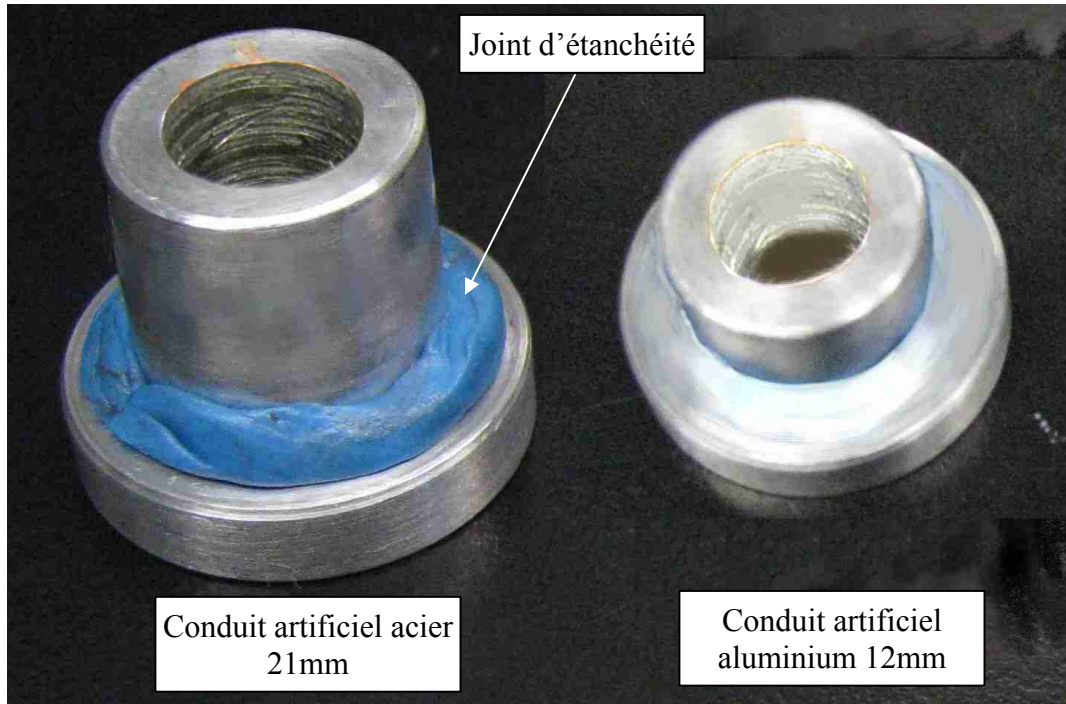


Figure 36: Conduits cylindriques contenant le silicone et adaptables au coupleur IEC711

5.1 Cas des bouchons

Le dispositif de mesure pour les bouchons est présenté aux Figure 38 et Figure 39. Les conduits cylindriques ont été remplis partiellement avec du silicone liquide (voir Figure 37). Une fois que le silicone a été solidifié, les conduits ont été fixés au coupleur grâce à une bague filetée et le coupleur a été attaché au baffle avec des vis.

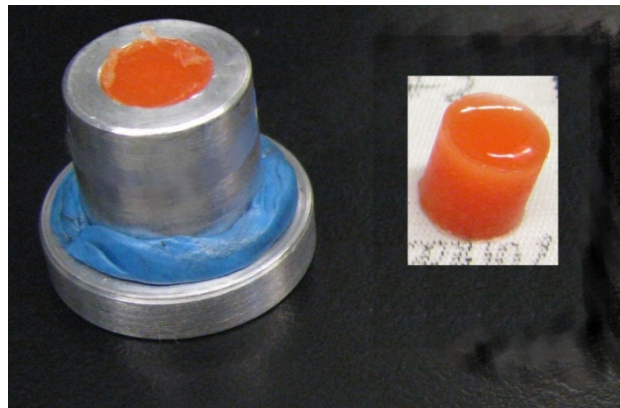


Figure 37: Exemple d'un bouchon en silicone de 21mm de longueur

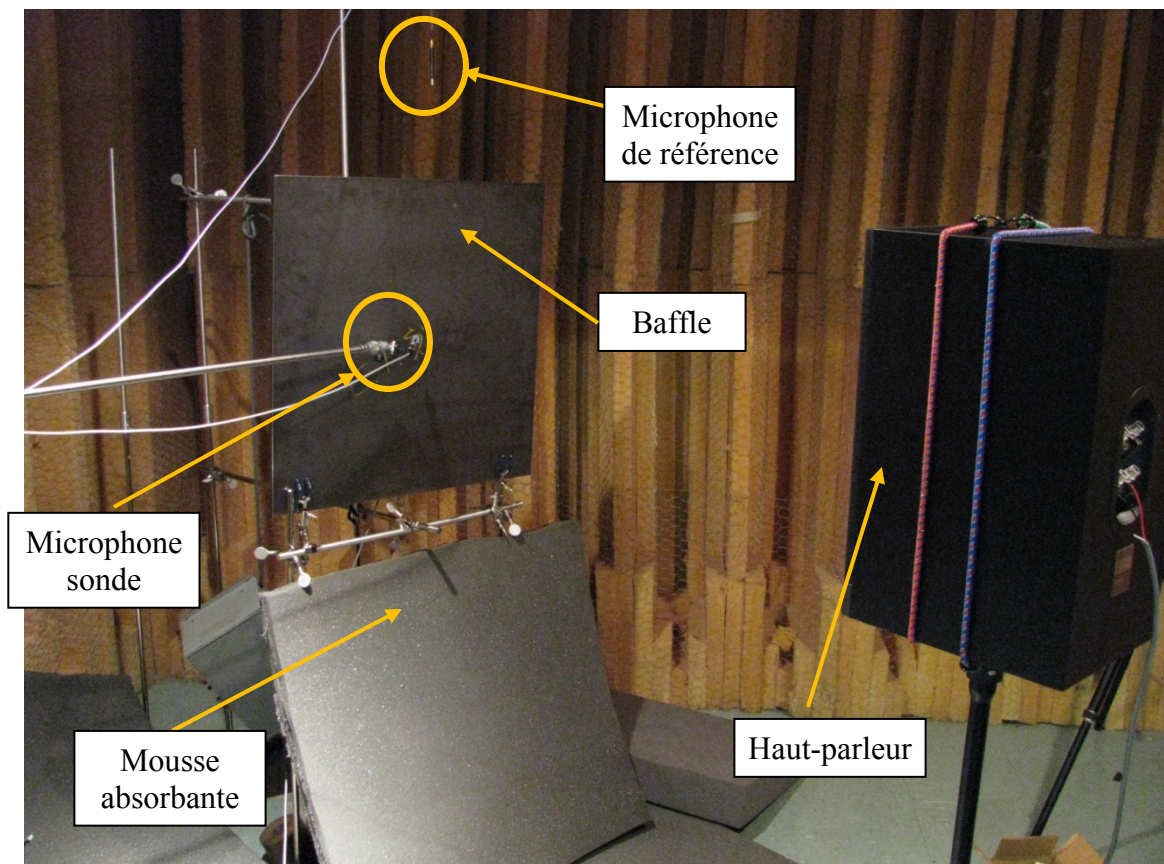


Figure 38: Dispositif de mesure de validation dans le cas des bouchons – excitation acoustique

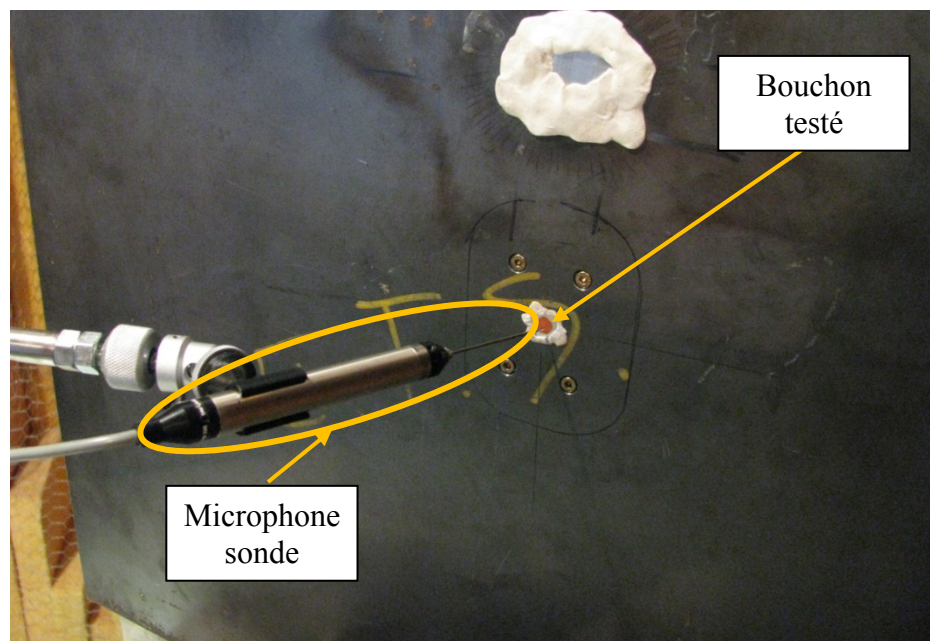


Figure 39: Vue rapprochée du dispositif de mesure de validation dans le cas des bouchons – excitation acoustique

L'utilisation de deux conduits nous permettait d'avoir à notre disposition plusieurs dimensions de bouchon et de cavités d'air entre le bouchon et le microphone du coupleur. Le système a ensuite été excité acoustiquement avec un haut-parleur placé sur un arc de cercle centré sur le dispositif à 0° ou à 45° par rapport à la normale au baffle. Un microphone B&K multifield (modèle 4961) a été utilisé pour mesurer le champ acoustique en champ libre et comme microphone de référence pour les mesures de champ acoustique ambiant en présence du système testé. Un microphone sonde B&K 4182 a également été placé à proximité du bouchon à des fins de contrôle du champ acoustique pariétal. Le microphone du coupleur IEC711 a permis de mesurer la pression acoustique à l'arrière du bouchon. L'acquisition simultanée des signaux au microphone du coupleur IEC711 et au micro de référence permet d'évaluer la fonction de transfert entre ces deux grandeurs. On est également en mesure de calculer le rapport des autospectres de la pression au tympan et de la pression au micro de référence en champ libre.

5.2 Cas des coquilles

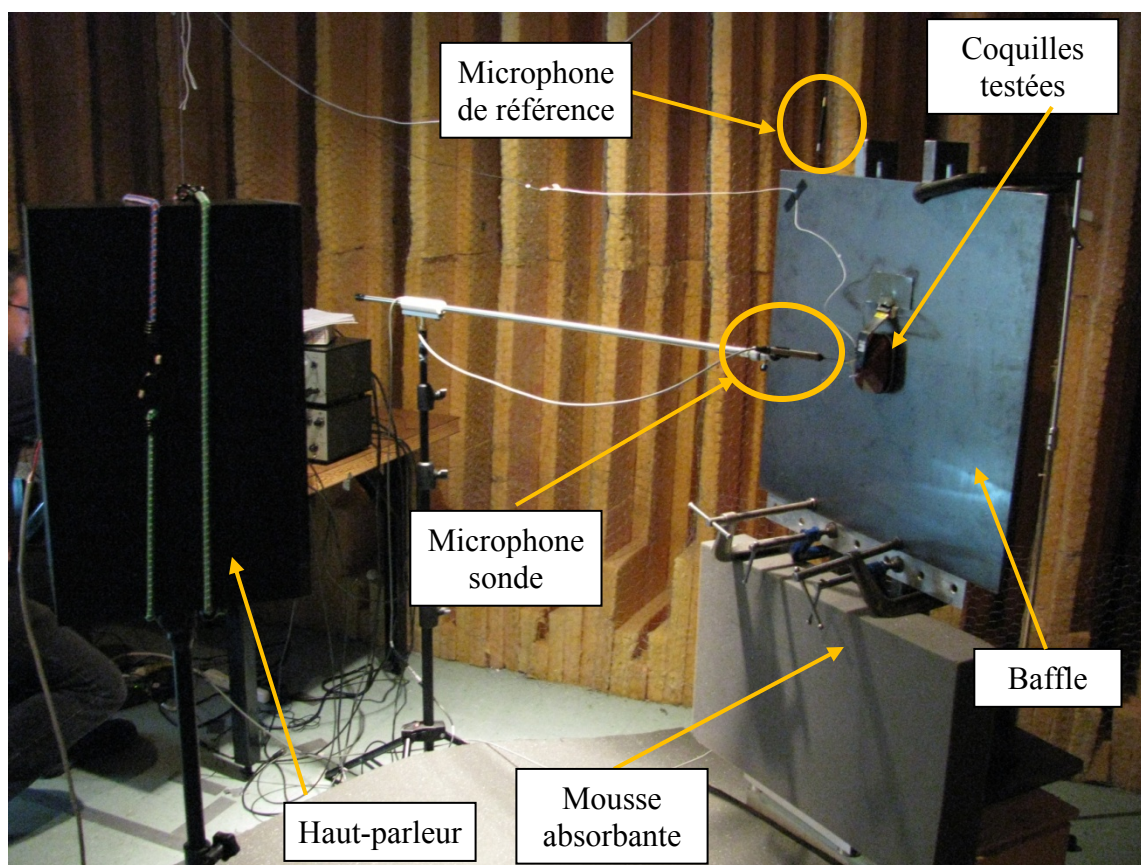


Figure 40: Dispositif de mesure de validation dans le cas des coquilles – excitation acoustique

Le dispositif de mesure pour les coquilles est présenté aux Figure 40 et Figure 41 (excitation acoustique) et aux Figure 42 et Figure 43 (excitation mécanique). Une ouverture a dû être pratiquée dans la plaque en métal, afin de faire passer l'arceau des coquilles et ainsi, de maintenir la force de serrage à une valeur de 15N. Les conduits cylindriques vides ont été fixés au coupleur

grâce à une bague filetée et le coupleur a été vissé au baffle. Dans le cas de l'excitation acoustique, les mêmes capteurs et sources de bruit que pour les bouchons (section 5.1) ont été utilisés. De plus, un accéléromètre très léger (masse de 0.2g) a été placé sur une des facettes de l'enveloppe des coquilles. Dans le cas de l'excitation mécanique, les coquilles sont excitées par un pot vibrant B&K (voir Figure 39) et une tête d'impédance (tête B&K 8201 ou tête PCB288D01) permet de mesurer la force et la vitesse injectées.

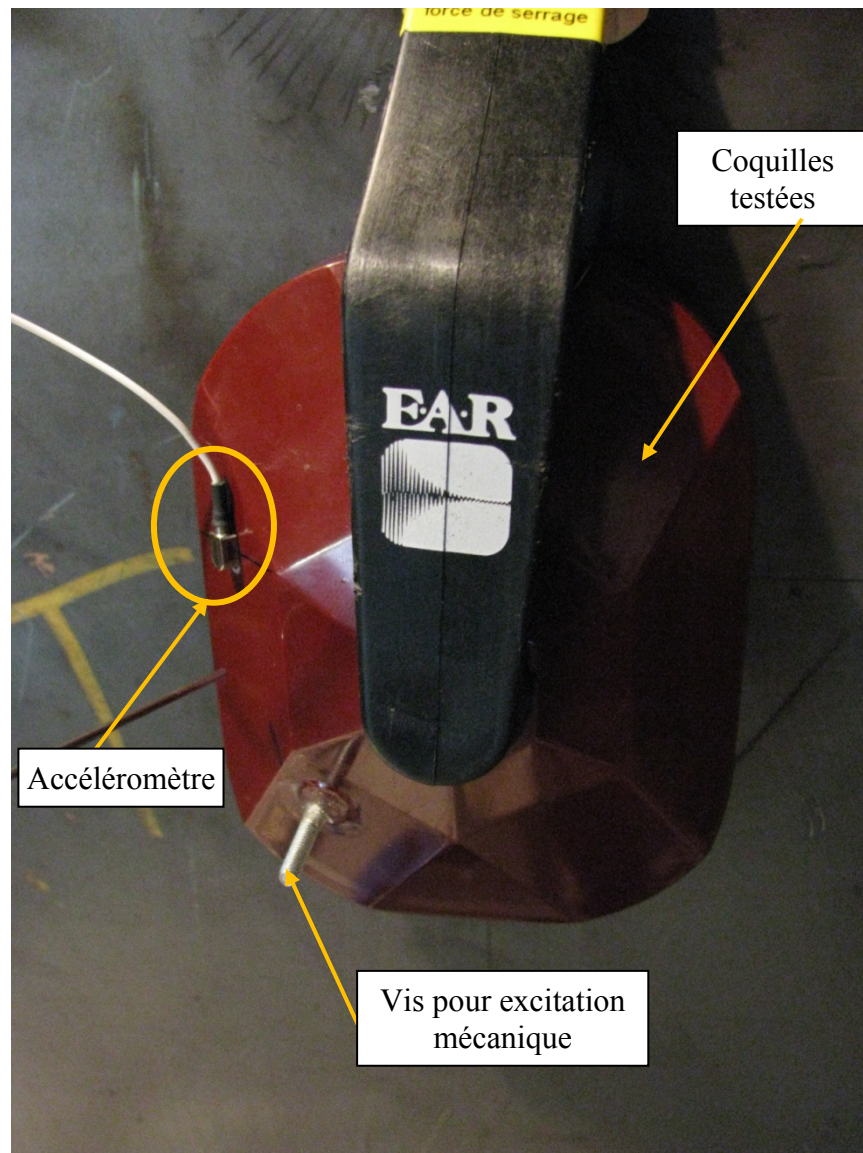


Figure 41: Vue rapprochée des coquilles excitées acoustiquement

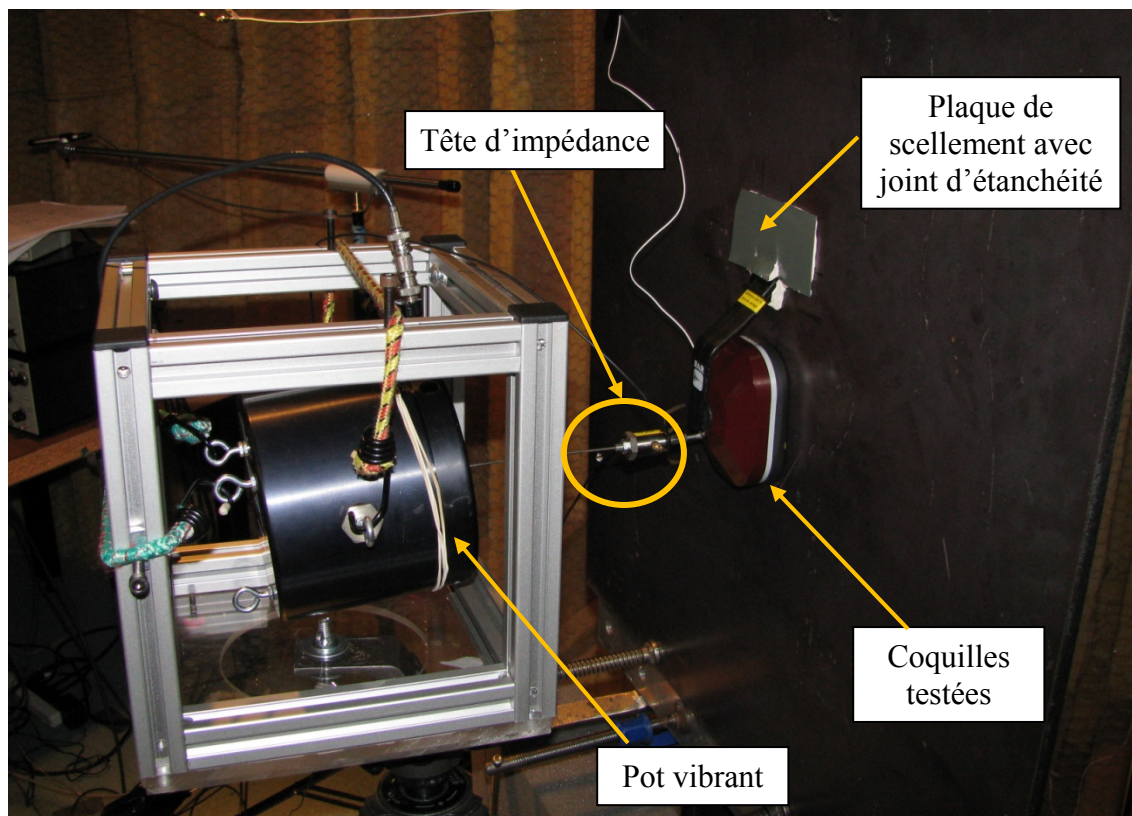


Figure 42: Dispositif de mesure de validation dans le cas des coquilles – excitation mécanique

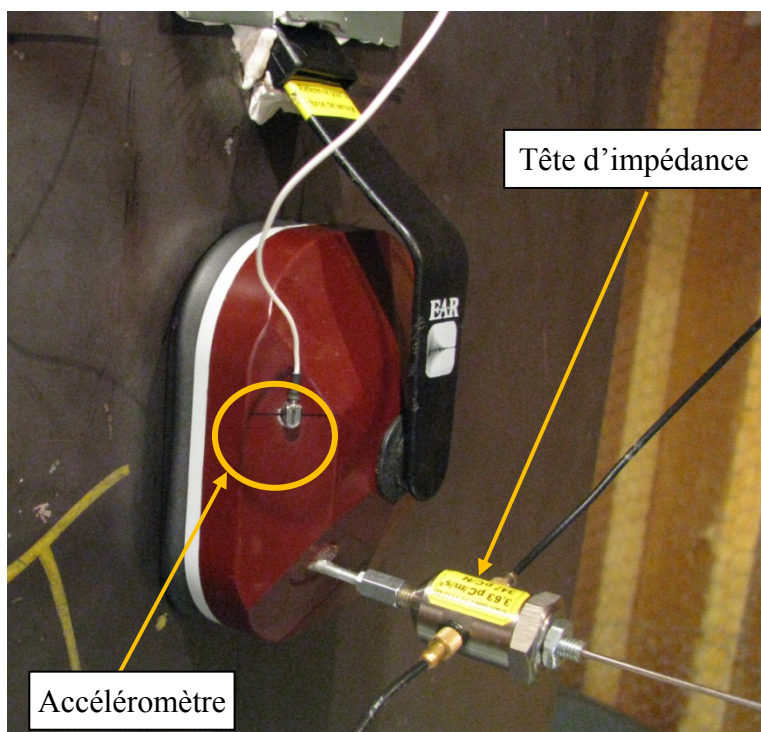


Figure 43: Vue rapprochée du dispositif d'excitation mécanique

6. RÉSULTATS

6.1 Introduction

Cette section s'intéresse à l'évaluation des modèles éléments finis présentés dans la section 4 à l'aide du dispositif expérimental décrit dans la section 5. On présente notamment des comparaisons entre résultats de calcul et mesures expérimentales dans le cas des bouchons excités acoustiquement et des coquilles excitées mécaniquement et acoustiquement.

6.2 Évaluation des modèles éléments finis

6.2.1 Cas des bouchons

La Figure 44 explique la logique de validation utilisée pour les bouchons en silicone. Les flèches rouges indiquent le sens de la progression de la démarche. Le module d'Young et le facteur de perte du silicone n'étaient pas disponibles et ont été recalés, de façon à ce que les calculs soient les plus proches des résultats de mesures. La fiabilité des paramètres déterminés dans le cas d'un premier bouchon a ensuite été évaluée en utilisant ces mêmes paramètres pour un bouchon d'une autre épaisseur.

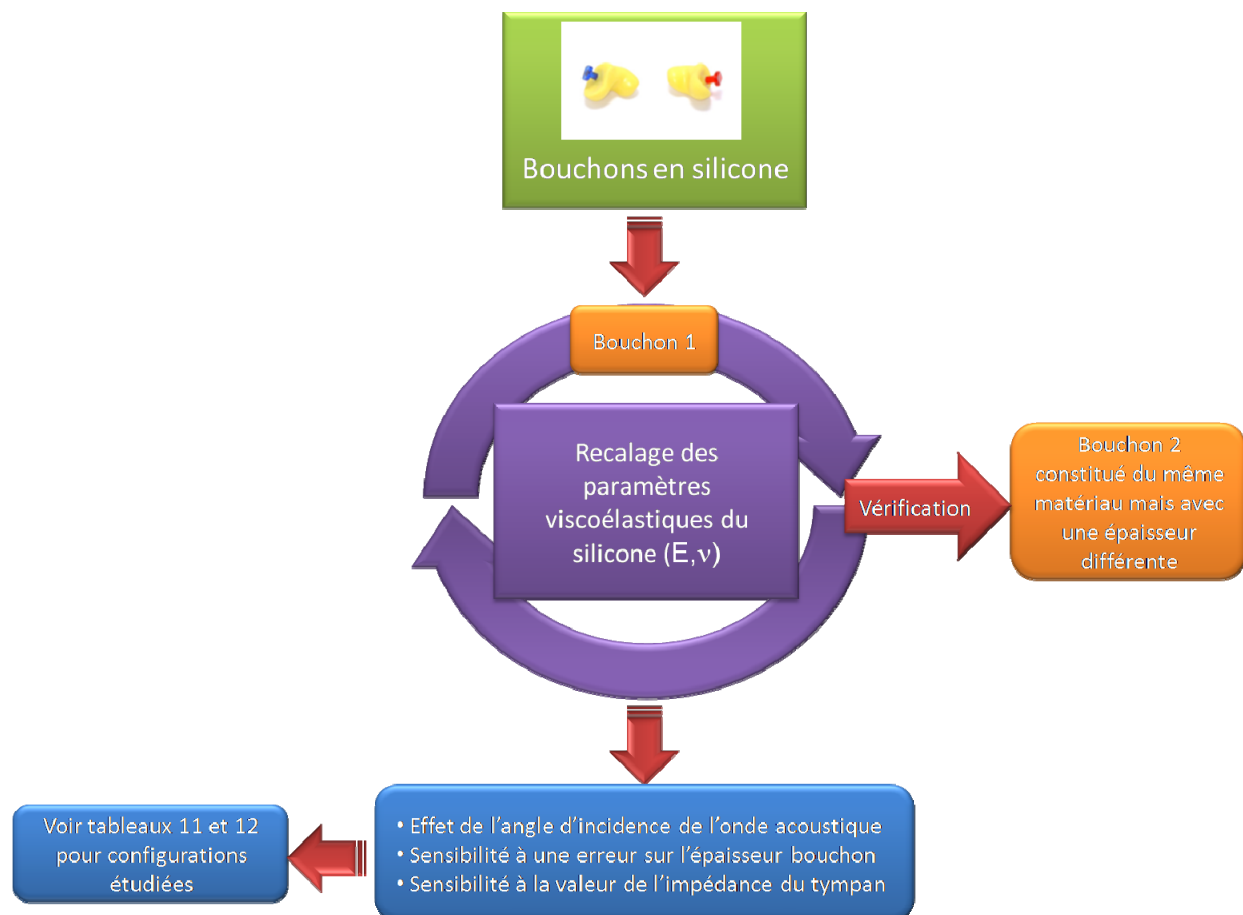


Figure 44: Logigramme associé aux bouchons

Les dimensions retenues dans le cadre des résultats du présent rapport sont reportées dans le Tableau 10.

Tableau 10 : Dimensions des bouchons en silicone

	Conduit cylindrique	Diamètre (mm)	Longueur canal d (mm) Voir Figure 1	Longueur bouchon t (mm) Voir Figure 1
Bouchon 1 (B1)	acier	7.5	21	12.5±1
Bouchon 2 (B2)	acier	7.5	21	6.5±1

Afin de faciliter la lecture et l'analyse des résultats qui suivent, les Tableau 11 et Tableau 12 récapitulent respectivement la liste des différents essais et modèles, ainsi qu'un synopsis des figures qui comparent les résultats de mesure et de calcul.

Tableau 11 : Nomenclature des essais et calculs pour le bouchon¹⁷

Numéro de référence	Bouchon	Type de résultat	Angle d'incidence en degrés	Epaisseur du bouchon (mm)	Condition d'impédance au niveau du tympan
B1_E1	B1	Mesure	0	12.5	IEC 711
B1_E2	B1	Mesure	45	12.5	IEC 711
B2_E1	B2	Mesure	0	6.5	IEC 711
B2_E2	B2	Mesure	45	6.5	IEC 711
B1_S1	B1	Simulation	0	12.5	IEC 711
B1_S2	B1	Simulation	45	12.5	IEC 711
B1_S3	B1	Simulation	80	12.5	IEC 711
B2_S1	B2	Simulation	0	6.5	IEC 711
B2_S2	B2	Simulation	45	6.5	IEC 711
B2_S3	B2	Simulation	80	6.5	IEC 711
B1_S4	B1	Simulation	0	12.5-1	IEC 711
B1_S5	B1	Simulation	0	12.5+1	IEC 711
B1_S6	B1	Simulation	0	12.5	Rigide

¹⁷ Dans le tableau, le numéro de référence est constitué de la façon suivante : la première lettre B correspond à l'initiale du protecteur (**B**ouchon), le deuxième symbole sert à repérer l'un des deux bouchons investigués (**1** ou **2**) , la troisième lettre correspond à l'initiale d'Essai ou de Simulation et le dernier symbole est un chiffre qui sert à repérer de façon unique la configuration.

Tableau 12 : Synopsis des figures de comparaison mesures/calcul pour le bouchon

Numéro de figure	Numéro de section	Effet étudié	Comparaisons effectuées
Figure 45	6.2.1	Angle d'incidence	B1_E1 / B1_E2 / B1_S1 / B1_S2 / B1_S3
Figure 46	6.2.1	Angle d'incidence	B2_E1 / B2_E2 / B2_S1 / B2_S2 / B2_S3
Figure 50	6.2.1	Epaisseur bouchon	B1_E1 / B1_S1 / B1_S4 / B1_S5 / B1_S6
		Impédance du tympan	

Les Figure 45 et Figure 46 comparent les résultats expérimentaux et les résultats du modèle pour les deux bouchons référencés dans le Tableau 10 et plusieurs angles d'incidence. Pour la mesure, on trace le rapport en dB des autospectres de la pression au tympan et du microphone extérieur de référence en champ libre moyennés en 12^{ème} d'octave. Dans les simulations, on calcule le rapport en dB de la pression au tympan et de la pression d'une onde plane en champ libre. Ces deux figures montrent que les paramètres du silicone identifiés à partir de la configuration avec le bouchon 1 permettent de représenter la physique du problème et de capturer les tendances des courbes expérimentales, en particulier pour la configuration avec le bouchon 2, qui repose sur l'utilisation de ces mêmes paramètres. L'accord entre mesures et calculs est particulièrement satisfaisant jusqu'à 4000Hz. On constate cependant qu'alors que les mesures sont sensibles à l'angle d'incidence en particulier au-dessus de 4000Hz, les simulations ne montrent pas ce phénomène. Compte tenu de la façon dont l'excitation est modélisée (imposition d'une pression acoustique sur la face avant du bouchon) et du petit diamètre du bouchon, il est logique que l'atténuation définie par l'équation (1) ne dépende que très peu de l'angle d'incidence. Une fois la campagne de mesures terminée, une autre explication de la sensibilité observée au niveau expérimental a été évoquée. Il s'agit d'une fuite acoustique au niveau du préamplificateur du coupleur IEC 711 derrière le baffle. Il n'a cependant pas été possible d'y remédier à cause de la découverte tardive de ce problème potentiel. Les pics observés sur les figures correspondent aux résonances de modes propres du système.

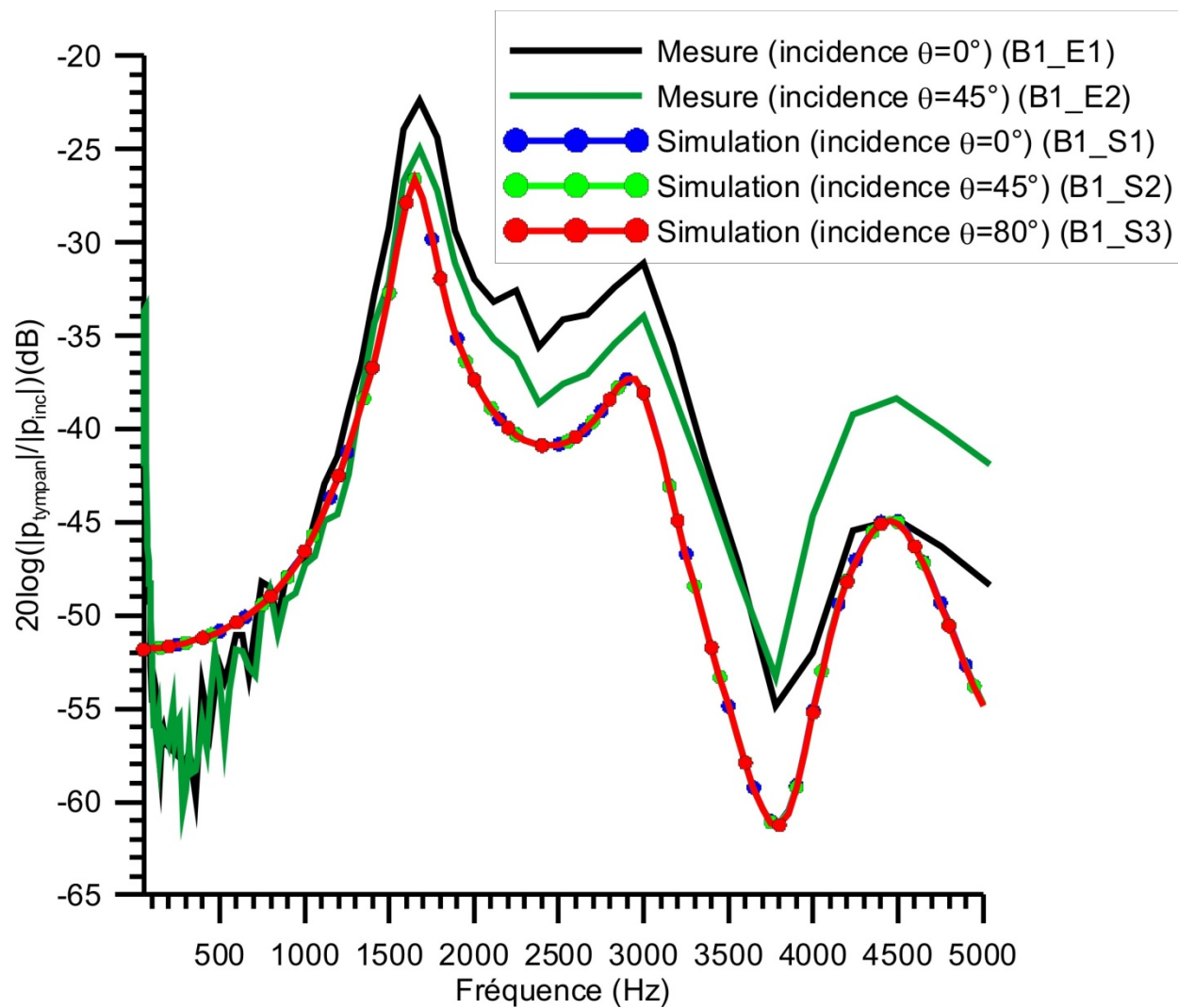


Figure 45: Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre pour divers angles d'incidence – cas du bouchon 1

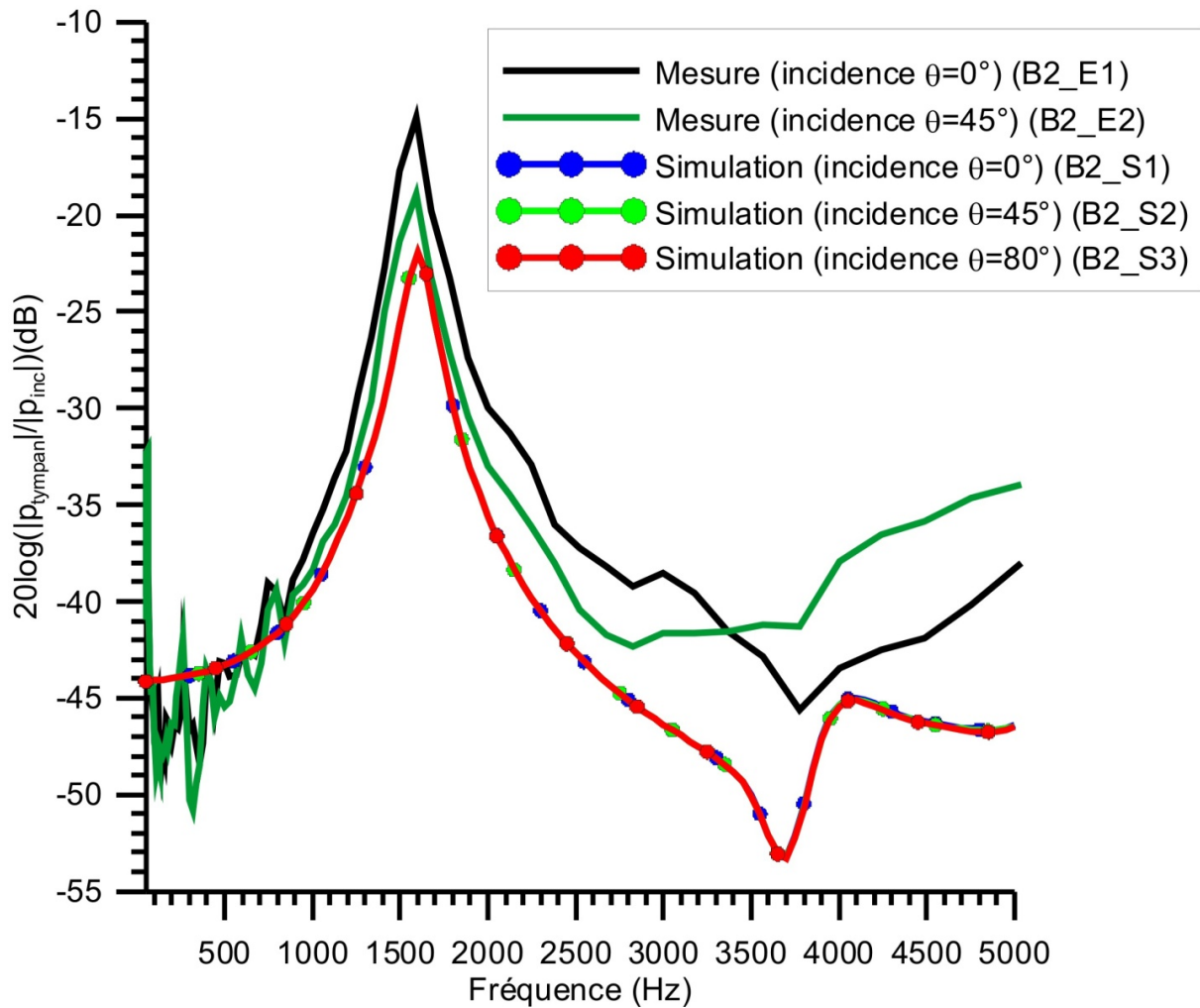


Figure 46: Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre pour divers angles d'incidence – cas du bouchon 2

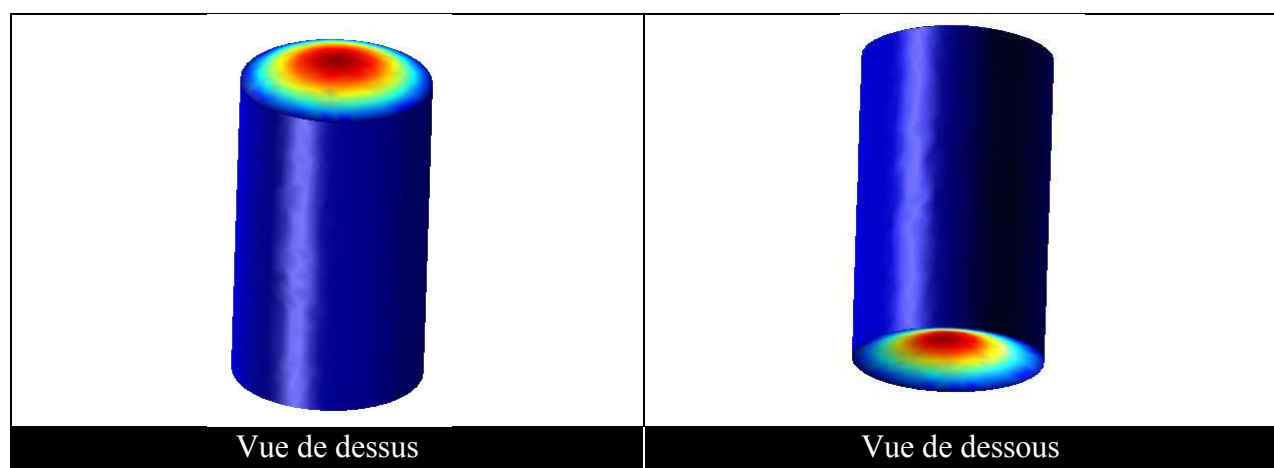


Figure 47: Déformée spatiale du premier mode excité du bouchon 1 – fréquence 1645Hz

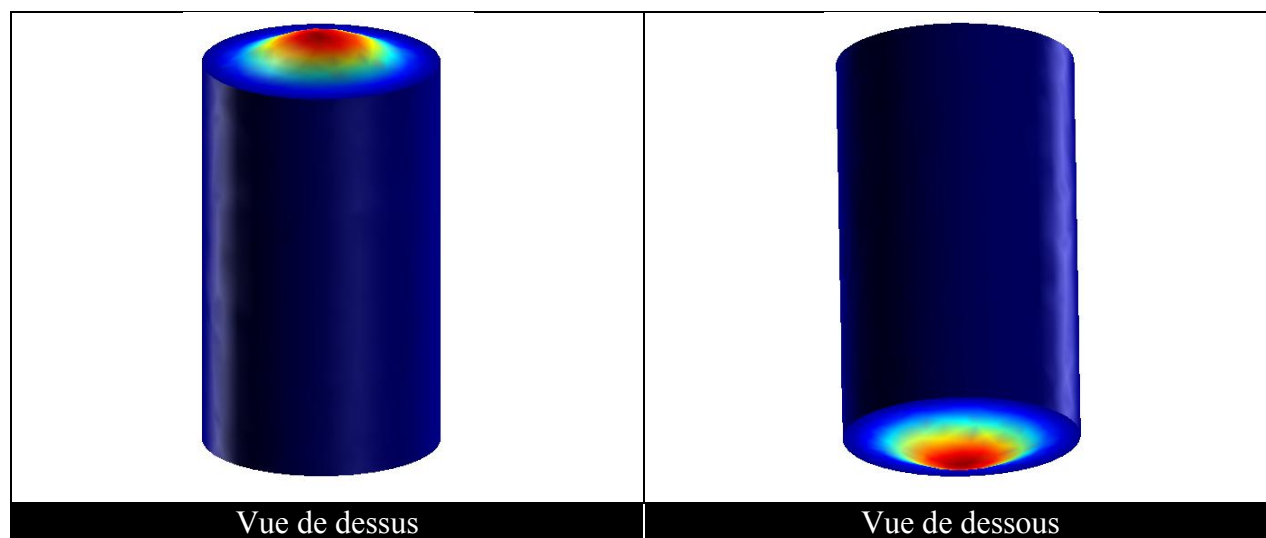


Figure 48: Déformée spatiale du second mode excité du bouchon 1 – fréquence 2964Hz

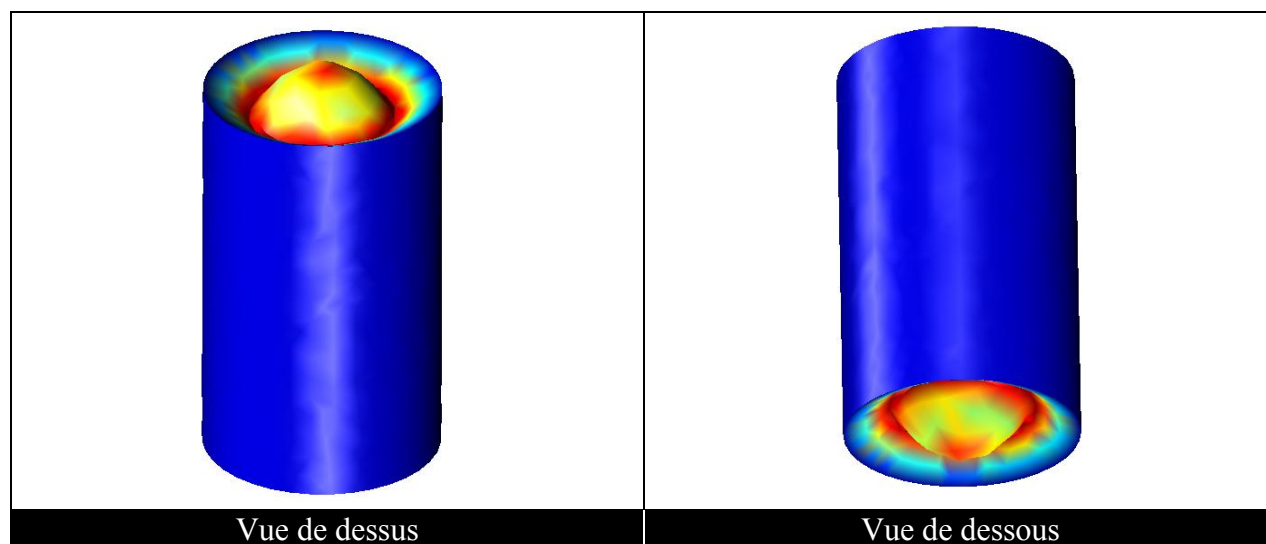


Figure 49: Déformée spatiale du troisième mode excité du bouchon 1 – fréquence 2964Hz

Les Figure 47 à Figure 49 montrent les déformées spatiales des modes propres¹⁸ du bouchon libre sur ses 2 faces circulaires et encastré sur son pourtour, qui sont sollicitées par l'excitation acoustique et qui ont été calculées via une analyse modale. Le premier mode correspond à un mouvement sans ligne nodale radiale ou selon l'angle polaire, où les 2 faces du bouchon bougent en phase (mode symétrique). La fréquence de ce mode ne dépend presque pas de la longueur du bouchon. Cette observation est cohérente si on assimile, à cette fréquence, le bouchon à une masse rigide cylindrique comportant sur son pourtour un ressort jouant le rôle de raideur en

¹⁸ L'algorithme de recherche des modes propres de COMSOL nécessite que les paramètres du milieu étudié ne dépendent pas de la fréquence. Or, le silicone est un matériau viscoélastique et donc son module d'Young dépend de la fréquence. On a donc fixé des valeurs de module d'Young constantes par bande de fréquences et la recherche des modes propres s'opérait dans chaque bande de fréquence.

cisaillement. En effet dans ce cas, une diminution de la longueur du bouchon induit une diminution de la masse et de la raideur dans les mêmes proportions et la fréquence reste inchangée. Le second mode est similaire au premier mais ici les 2 faces du bouchon bougent en opposition de phase (mode antisymétrique). Enfin pour le troisième, il existe une ligne nodale radiale et les 2 faces bougent en opposition de phase. Les fréquences de résonance du second et du troisième mode correspondent à des résonances de compression (qui varient en fonction de l'inverse de la longueur du bouchon). Il existe bien sûr une multitude d'autres modes dans la gamme de fréquence considérée, mais ils ne sont pas excités du fait qu'ils possèdent des lignes nodales selon l'angle polaire dans leur section ou bien ils ne contribuent pas acoustiquement, parce que le mouvement s'effectue dans le plan d'une section droite du bouchon (mouvement de membrane).

Les effets sur la réponse du système de plusieurs sources d'erreur relatives aux paramètres d'entrée ont été investigués afin d'expliquer les différences entre mesures et calculs. Ces sources d'erreur sont :

- L'évaluation de la longueur du bouchon, étant donné qu'il est difficile de connaître ce paramètre précisément du fait qu'il a une surface non plane côté conduit en raison de l'effet de capillarité lors du moulage. Un changement de longueur de $\pm 1\text{mm}$ pour une dimension totale d de 21mm a été considéré, afin de regarder la sensibilité de la réponse à ce paramètre.
- L'évaluation de l'impédance acoustique du coupleur IEC 711 (voir 4.4). Le cas extrême d'une impédance acoustique rigide a été considéré, afin de voir la variation de la réponse acoustique en fonction de ce paramètre.

La Figure 50 montre l'effet de ces deux sources d'erreur par rapport à la mesure et au cas de référence qui est celui retenu dans les résultats qui précèdent ($t=12.5\text{mm}$ et impédance acoustique du coupleur IEC711 calculée dans la section 4.4).

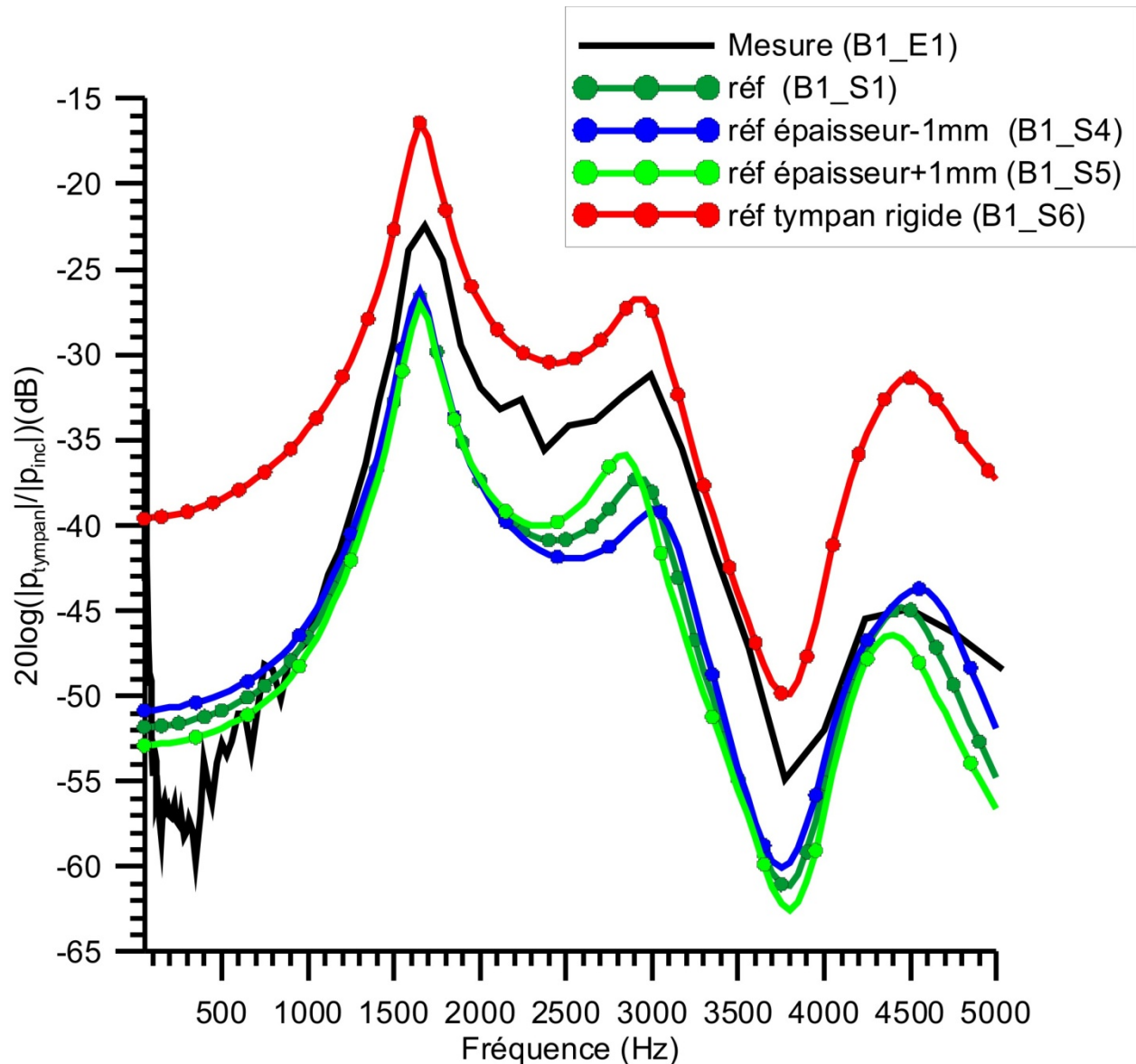


Figure 50: Influence des erreurs sur la mesure de l'épaisseur du bouchon et l'estimation de l'impédance acoustique normale du simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre – cas du bouchon 1

On constate qu'une erreur d'1mm sur les dimensions du bouchon induit des variations de niveaux de l'ordre de 1.5dB max aux résonances par rapport au cas de référence. Une augmentation (respectivement une diminution) de l'épaisseur du bouchon engendre une diminution (respectivement une augmentation) des fréquences de résonance (pics dans les courbes). Le cas de référence fournit une bonne prédiction à la fois sur les fréquences de résonance et les amplitudes. L'utilisation d'une impédance acoustique rigide en terminaison du conduit cylindrique artificiel, au lieu de celle estimée pour le coupleur IEC 711, amène une sous estimation de l'atténuation. C'est le scénario le plus conservateur. Dans l'ensemble, les résultats numériques utilisant l'impédance acoustique du coupleur IEC711 calculée dans la section 4.4

fournissent une surestimation de l'atténuation par rapport à la mesure, mais sont plus proches que le choix d'une impédance rigide. L'0 montre des résultats additionnels, notamment sur l'effet de la période de mesure sur les résultats (variation de la température lors de plusieurs campagnes de validation) et l'utilisation de la fonction de transfert entre la pression au tympan et la pression au micro de référence placé au-dessus du montage versus l'utilisation du rapport des autospectres de la pression au tympan à la pression au champ libre pour les comparaisons avec le calcul.

6.2.2 Cas des coquilles EAR1000

La Figure 51 explique la logique de validation utilisée pour les coquilles. Les flèches rouges indiquent le sens de la progression de la démarche. Les boîtes bleues donnent les informations sur l'étude paramétrique associée effectuée dans le cadre de l'évaluation du modèle.

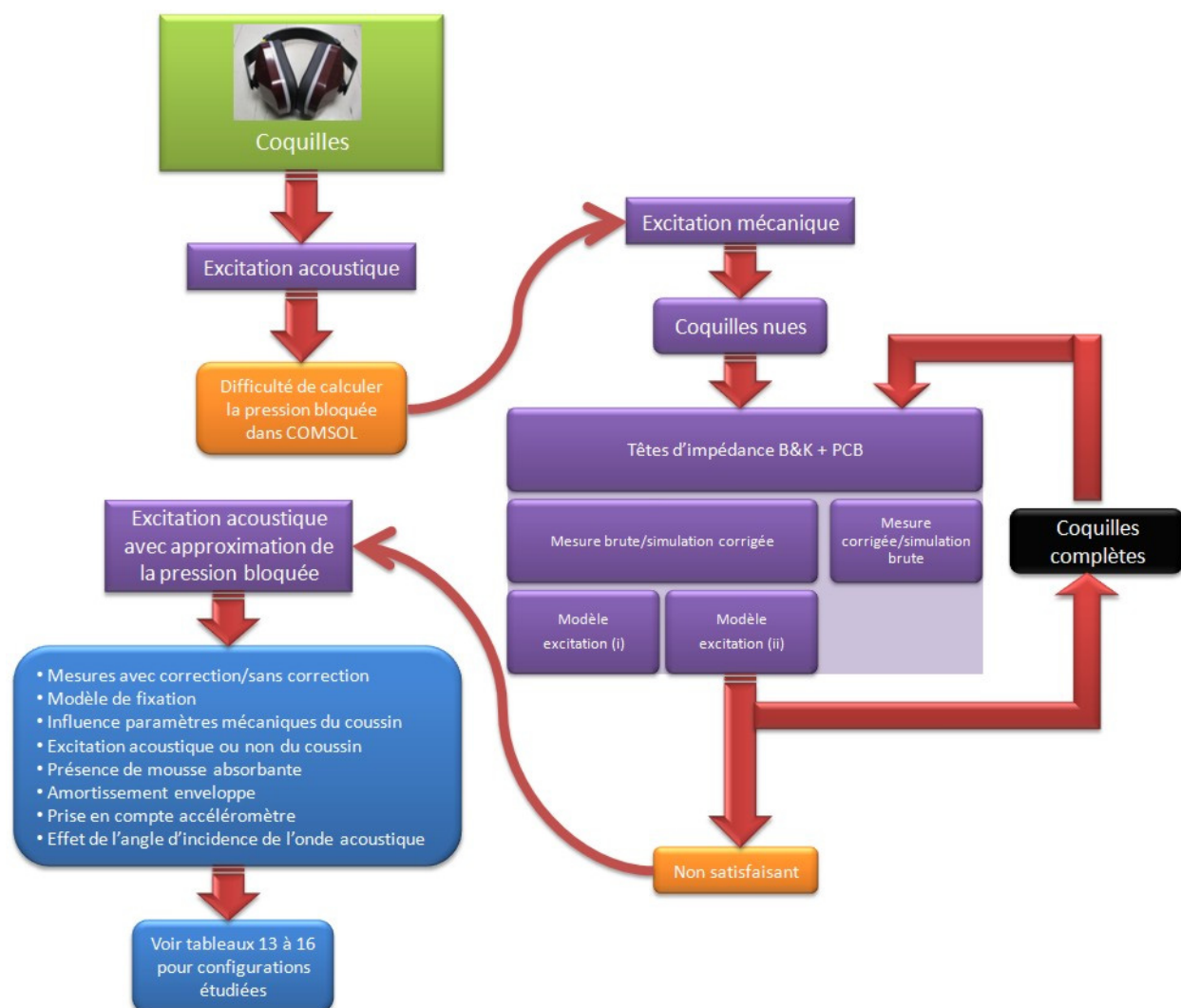


Figure 51: Logigramme associé aux coquilles

Dans cette section, on présente tout d'abord les résultats pour l'excitation par pot vibrant des coquilles libres c'est-à-dire débarrassées du coussin, de la mousse à l'intérieur et non couplées au conduit artificiel. Les résultats relatifs aux coquilles couplées au conduit auditif artificiel de longueur $d=12.1\text{mm}$ (voir Figure 2) sont présentés en 0. On rappelle que deux options ont été envisagées dans la section 4.3.3 pour obtenir la force réelle s'exerçant sur la coquille lorsqu'elle est excitée par un pot vibrant :

- **Option 1 : correction des mesures expérimentales**
- **Option 2 : correction du modèle**

Dans l'**option 2**, deux modèles de prise en compte de l'effet du capteur pour l'excitation ont été envisagés: (i) le capteur et son système d'attache sont assimilés à une masse rigide s'interposant entre la force appliquée et la structure (ii) la tige du système de fixation attachée à la coquille en plastique avec de la colle est modélisée comme un élément élastique pour la tige et comme une masse répartie pour la colle.

On montre ensuite les résultats pour l'excitation acoustique en mettant l'emphasis sur le rôle acoustique du coussin. L'effet de plusieurs paramètres sur la réponse vibroacoustique des coquilles est investigué. Comme pour le cas des bouchons et afin de faciliter la lecture et l'analyse des résultats qui suivent, les Tableau 13 à Tableau 16 récapitulent la liste des différents essais et modèles ainsi qu'un synopsis des figures qui comparent les résultats de mesure et de calcul pour les coquilles. Dans le Tableau 13, les termes « mesure corrigée » et « Simulation corrigée » font respectivement référence à l'**option 1** et l'**option 2** mentionnées précédemment. Dans le cas de l'option 2, la colonne « Modèle pour l'excitation » fait référence aux modèles (i) et (ii) rappelés précédemment.

Tableau 13 : Nomenclature des essais et calculs pour les coquilles dans le cas de l'excitation mécanique¹⁹

Numéro de référence	Configuration coquille	Type de résultat	Tête d'impédance	Modèle pour l'excitation
C_E1	nue	Mesure brute	B&K 8001	-
C_E2	nue	Mesure brute	PCB 288D01	-
C_E3	nue	Mesure corrigée	B&K 8001	-
C_E4	nue	Mesure corrigée	PCB 288D01	-
C_S1	nue	Simulation brute	-	-
C_S2	nue	Simulation corrigée	B&K 8001	(i)
C_S3	nue	Simulation corrigée	B&K 8001	(ii)
C_S4	nue	Simulation corrigée	B&K 8001	(i)
C_S5	nue	Simulation corrigée	B&K 8001	(ii)

¹⁹ Dans les tableaux, le numéro de référence est constitué de la façon suivante : la première lettre C correspond à l'initiale du protecteur (Coquilles), la deuxième lettre correspond à l'initiale d'Essai ou de Simulation et le dernier symbole est un chiffre qui sert à repérer de façon unique la configuration.

Tableau 14 : Nomenclature des essais et calculs pour les coquilles dans le cas de l'excitation acoustique par une onde plane en incidence normale

Numéro de référence	Configuration coquille	Coussin excité	Type de résultat	Module d'Young du coussin (kPa)	Coefficient de Poisson du coussin	Facteur de perte enveloppe
C_E5	Référence ($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Oui	Mesure	-	-	-
C_E6	Pas de mousse	Oui	Mesure	-	-	-
C_E7	Incidence oblique ($\varphi=-90^\circ, \theta=45^\circ$)	Oui	Mesure	-	-	-
C_S6	Référence ($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Oui	Simulation	235	0.4	5%
C_S7	($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Oui	Simulation	165	0.49	5%
C_S8	($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Oui	Simulation	285	0.3	5%
C_S9	($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Oui	Simulation	340	0	5%
C_S10	($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Non	Simulation	235	0.4	5%
C_S11	($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Non	Simulation	165	0.49	5%
C_S12	($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Non	Simulation	285	0.3	5%
C_S13	($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Non	Simulation	340	0	5%
C_S14	($\varphi=0^\circ, \theta=0^\circ$)	Oui	Simulation	235	0.4	0.5%
C_S15	Pas de mousse	Oui	Simulation	235	0.4	5%
C_S16	Pas d'accéléro	Oui	Simulation	235	0.4	5%
C_S17	Incidence oblique ($\varphi=-90^\circ, \theta=45^\circ$)	Oui	Simulation	235	0.4	5%
C_S18	Incidence oblique ($\varphi=-90^\circ, \theta=45^\circ$)	Non	Simulation	235	0.4	5%

Tableau 15 : Synopsis des figures de comparaison mesures/calcul pour les coquilles excitées mécaniquement

Numéro de figure	Numéro de section	Effet étudié	Comparaisons effectuées
Figure 52	6.2.2.1	Correction/sans correction	C_E1 / C_E2 / C_E3 / C_E4
Figure 53	6.2.2.1	-	C_E3 / C_E4 / C_S1
Figure 54	6.2.2.1	Modèle de fixation	C_E1 / C_S2 / C_S3
Figure 55	6.2.2.1	Modèle de fixation	C_E2 / C_S4 / C_S5

Tableau 16 : Synopsis des figures de comparaison mesures/calcul pour les coquilles excitées acoustiquement

Numéro de figure	Numéro de section	Effet étudié	Comparaisons effectuées
Figure 57	6.2.2.2	Influence paramètres mécaniques du coussin	C_E5 / C_S6 / C_S7 / C_S8 / C_S9
Figure 59	6.2.2.2	Influence paramètres mécaniques du coussin	C_E5 / C_S10 / C_S11 / C_S12 / C_S13
Figure 60	6.2.2.2	Excitation acoustique ou non du coussin	C_E5 / C_S8 / C_S12
Figure 61	6.2.2.2	Présence de mousse absorbante	C_E5 / C_E6
Figure 62	6.2.2.2	Amortissement enveloppe, présence de mousse absorbante, prise en compte accéléromètre	C_S6 / CS_14 / C_S15 / C_S16
Figure 63	6.2.2.2	Angle d'incidence	C_E5 / C_E7
Figure 64	6.2.2.2	Angle d'incidence, excitation acoustique ou non du coussin	C_S7 / CS_10 / CS_17 / CS_18

6.2.2.1 Cas de l'excitation mécanique

Comme mentionné dans la section 4.3.3, la présence de la masse embarquée du capteur et du système de fixation à la coquille nécessite de corriger les mesures expérimentales ou de prendre en compte cet effet dans le modèle.

Considérons tout d'abord le cas où la coquille a été débarrassée du coussin et de la mousse et est excitée par un pot vibrant (enveloppe en plastique seule).

Les Figure 52 et Figure 53 s'intéressent en premier lieu au cas où ce sont les mesures qui sont corrigées. La Figure 52 montre les mobilités expérimentales d'entrée H_{v-F} exprimées en dB pour les deux têtes d'impédance considérées. On présente à la fois les données brutes directement mesurées par les têtes d'impédance et corrigées par la masse du système embarqué. On constate comme attendu que les mobilités d'entrée brutes fournies par les deux têtes sont différentes, notamment au-dessus de 2200Hz. Lorsqu'on fait la correction, les courbes des mobilités se rapprochent et on retrouve des tendances similaires. On obtient quand même encore quelques différences en basses et hautes fréquences. Elles peuvent être dues au fait qu'on a pris une masse constante en fonction de la fréquence pour la correction, alors qu'on observe une légère évolution en particulier en hautes fréquences (voir Figure **Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document.**-1 en 0). La tête B&K est également très sensible à la façon dont le goujon est serré. Si le goujon est trop serré, le capteur voit sa sensibilité modifiée. Il est difficile de vérifier ce point au niveau expérimental. La variabilité des courbes de mobilités expérimentales obtenues donne une idée de l'incertitude sur la mesure. Il faut bien sûr garder cela en mémoire lorsqu'on compare avec les résultats de simulation.

La Figure 53 compare les mobilités expérimentales d'entrée H_{v-F} corrigées exprimées en dB pour les deux têtes d'impédance considérées ainsi que les résultats de la simulation. On obtient des tendances similaires avec le modèle mais il existe des différences au niveau de la position des résonances et des antirésonances de même que des amplitudes. Les coquilles sont moins mobiles dans le cas expérimental que dans le modèle. C'est probablement associé à un manque de raideur apporté par le système de fixation. Les courbes expérimentales sont plus amorties que la courbe simulée. On sous-estime probablement l'amortissement introduit dans le système par le dispositif de fixation.

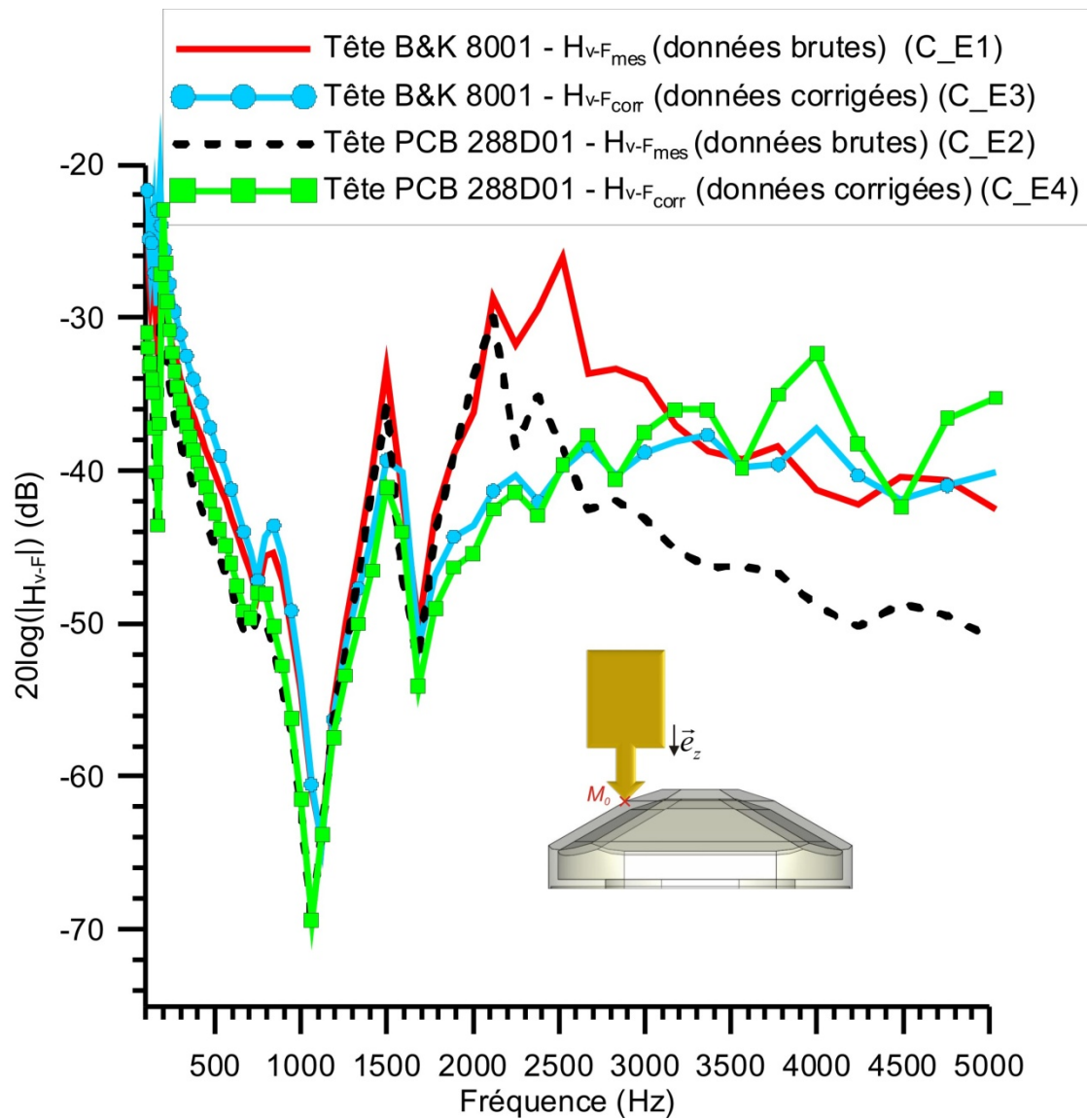


Figure 52: Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales brutes et corrigées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 – cas de la coquille nue

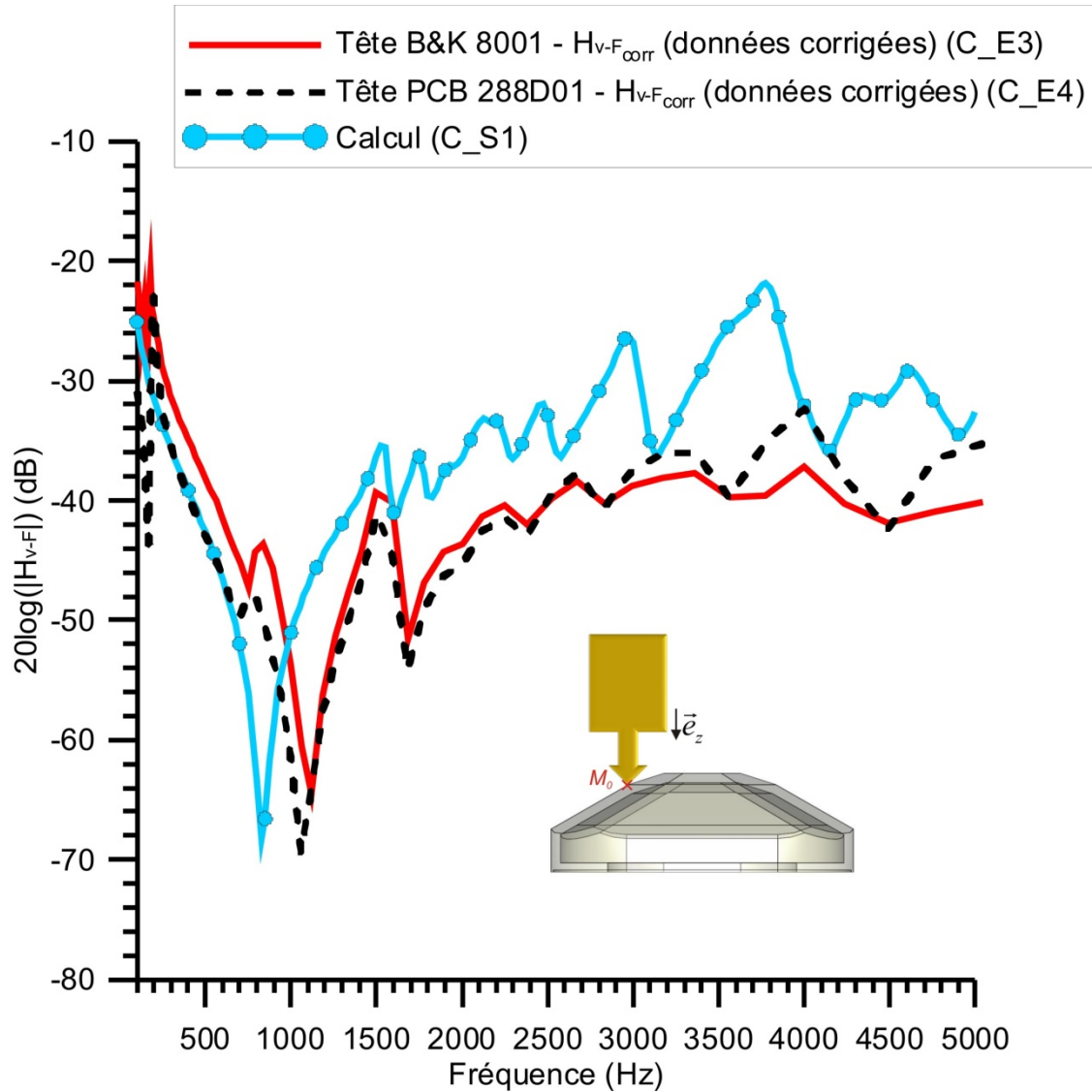


Figure 53: Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales corrigées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 et simulée – cas de la coquille nue

Considérons maintenant le cas où l'effet du capteur et du système de fixation est pris en compte dans le modèle. En se référant à la Figure 21, on peut considérer les 2 types de modèle (i) et (ii) pour le système d'excitation de l'enveloppe. On rappelle que dans le modèle (i), on considère une masse ajoutée additionnelle appliquée au point d'excitation correspondant à la masse embarquée du capteur et du système de fixation, tandis que dans le modèle (ii), on modélise la tige de fixation ancrée à la coquille, la colle et le reste du système est pris en compte par une masse ajoutée au sommet de la tige. Puisque la correction s'effectue maintenant au niveau du modèle, on compare les résultats du calcul avec les données brutes expérimentales.

Les Figure 54 et Figure 55 comparent respectivement les mobilités expérimentales d'entrée H_{v-F} brutes exprimées en dB pour les deux têtes d'impédance considérées, ainsi que les résultats de la simulation où l'effet du capteur et du système de fixation est pris en compte via les deux modèles

(i) et (ii). On constate que les allures de la courbe expérimentale correspondent aux simulations, en particulier aux résultats du modèle (ii). À nouveau, on constate un décalage des positions des pics de résonance et d'antirésonance, en particulier la première antirésonance autour de 1100-1200Hz et les résonances au-dessus de 1500Hz. L'amortissement modal dans certaines bandes de fréquence est également sous-estimé. Le premier pic de résonance élastique de l'enveloppe autour de 1500Hz est bien estimé par le modèle indiquant que les paramètres élastiques de la coquille sont pertinents. Tout cela semble indiquer qu'il faut une modélisation détaillée de cette partie du dispositif expérimental pour espérer se rapprocher des mesures (par exemple le pic expérimental observé vers 800-900Hz est retrouvé au niveau des simulations lorsque la tige est modélisée).

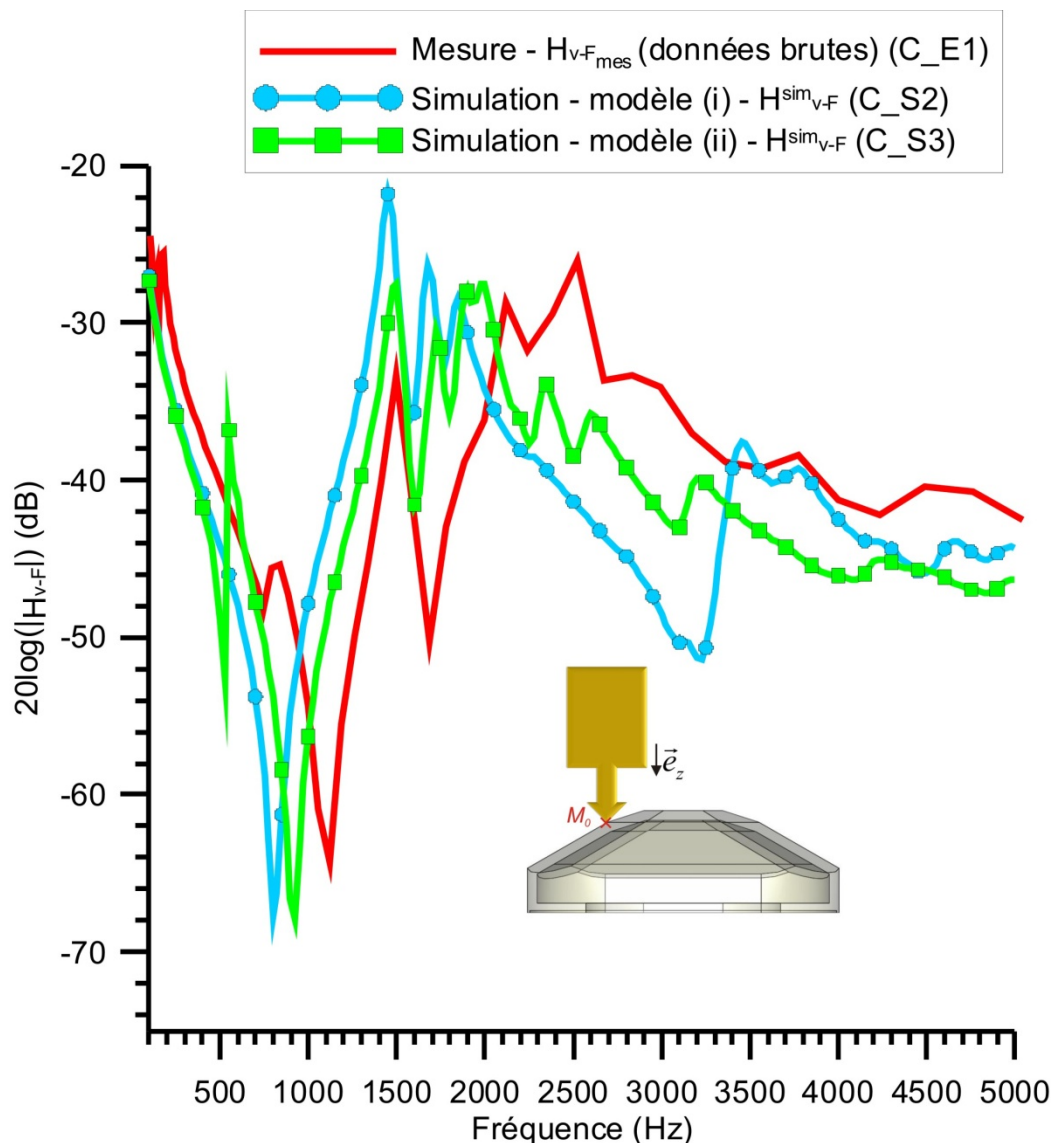


Figure 54: Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales brutes pour le modèle de tête d'impédance B&K 8001 et simulée avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas de la coquille nue

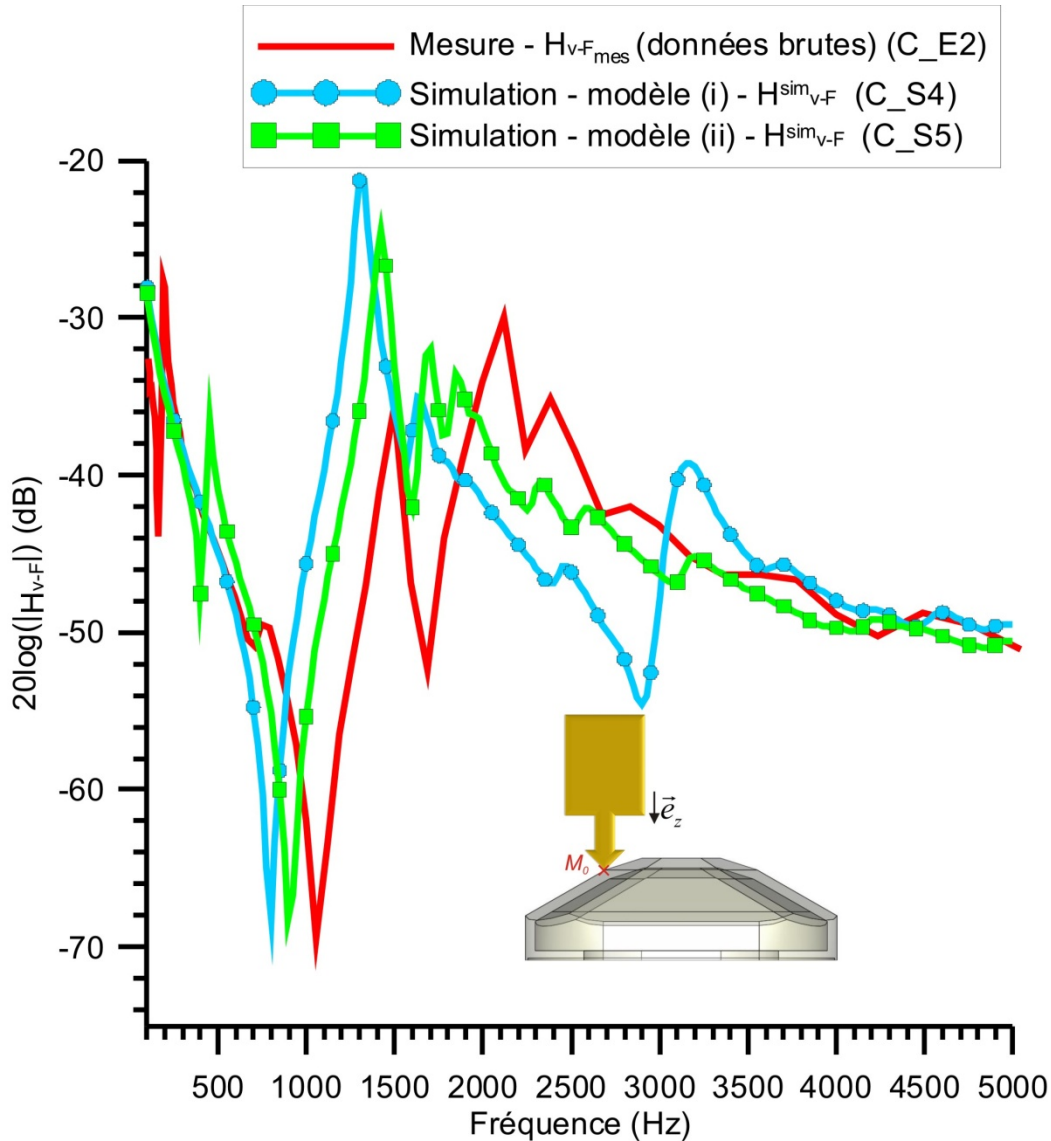


Figure 55: Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales brutes pour le modèle de tête d'impédance PCB 288D01 et simulée avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas de la coquille nue

Les résultats obtenus pour la coquille nue suggèrent un certains nombre de difficultés associées à l'utilisation de cette configuration pour évaluer le modèle numérique. L'analyse a été poussée un peu plus loin en considérant le dispositif expérimental décrit dans la section 5.2, où les coquilles complètes sont fixées à un baffle avec une force de serrage de 15N et excitées par un pot vibrant. Ces résultats sont présentés en 0. En résumé, on constate que le modèle fournit des tendances acceptables pour tous les indicateurs concernés (mobilités d'entrée, rapport pression tympan à la force injectée, rapport pression tympan à l'accélération des coquilles), même s'il existe des écarts d'amplitude et de positions fréquentielles des pics et des creux. Ces écarts peuvent être expliqués par l'influence du système de fixation et les capteurs entre le pot vibrant et les coquilles, les fuites possibles dans le système expérimental ou bien une modélisation inadaptée du coussin par un solide équivalent élastique. En ce qui concerne les indicateurs qui font

intervenir la force injectée, telles les mobilités d'entrée, les comparaisons entre mesures et calculs apparaissent meilleures, lorsqu'on compare directement les données expérimentales aux simulations prenant en compte la chaîne d'excitation. En ce qui concerne le rapport de la pression au tympan à la force injectée, c'est l'inverse qui est observé : les comparaisons entre données expérimentales corrigées et calculs ne prenant pas en compte la chaîne d'excitation fournissent le meilleur accord. Nous n'avons pas poussé plus loin l'analyse pour expliquer ces contradictions, du fait des raisons qui sont présentées ci-après.

Plusieurs écueils ont été rencontrés dans cette partie de l'étude, qui visait à s'affranchir du calcul du champ acoustique pariétal, difficile dans le logiciel COMSOL. On peut citer :

- Les coquilles sont constituées d'une structure très légère qui rend difficile toute mesure sous excitation mécanique. Il est en particulier difficile d'effectuer une analyse modale que cela soit avec un pot vibrant ou un marteau d'impact. De grandes variations dans la position des modes ont été observées entre les deux techniques de mesure, rendant difficile la validation du modèle. L'effet du système d'excitation et des capteurs devient important sur la réponse de la structure. Même si les données peuvent être corrigées pour tenir compte de la masse ajoutée, on peut se poser la question de la validité de cette correction lorsque cette masse est de l'ordre de 10 à 15% de la masse du système étudié.
- On observe des variations entre les résultats obtenus avec les deux modèles de têtes d'impédance. En particulier, il faut prendre garde de contrôler le vissage du système de fixation sur la tête d'impédance B&K 8001, car la sensibilité du capteur peut être affectée lorsque le système de fixation entre en contact avec sa partie sensible.
- Les résultats sont sensibles au montage et démontage du dispositif. L'une des raisons peut être le point précédent. Une autre raison peut être le fait qu'aucun dispositif de contrôle de la force statique s'exerçant sur la coquille par le système d'excitation n'était prévu. Entre un démontage et un remontage du dispositif, cette force pouvait varier du fait qu'on n'appuyait pas de la même façon sur les coquilles avec le dispositif d'excitation.
- Au niveau du modèle et en cohérence avec ce qui a été dit précédemment, il est important de bien modéliser le système de fixation si on veut comparer les résultats du calcul avec les données brutes. Un modèle de masse ajoutée ne semble pas suffisant. Un modèle plus sophistiqué, où la raideur des composants est prise en compte, semble indiqué.

Ces difficultés nous amènent à ne pas recommander ce type d'excitation pour évaluer notre modèle. On a donc quand même considéré le cas de l'excitation acoustique, même si l'expression de la pression pariétale excitatrice n'est pas celle qui correspondrait à une excitation par une onde plane interagissant avec les coquilles. Ce cas d'excitation est traité dans le paragraphe suivant.

6.2.2.2 Cas de l'excitation acoustique

Dans la suite, on appellera configuration de référence, la configuration qui est décrite dans le Tableau 17.

Tableau 17 : Configuration de référence pour les coquilles excitées acoustiquement

Enveloppe plastique	Coussin	Présence de mousse	Présence de l'accéléromètre
$E=2.16\text{GPa}$ $\nu=0.38$ $\rho=1200\text{kgm}^{-3}$ $\eta=0.05$	$E=235\text{kPa}$ $\nu=0.4$ $\rho=104.08\text{kgm}^{-3}$ $\eta=0.28$	OUI	OUI

Le coussin a une influence très importante dans la réponse acoustique du système. Il a un rôle de suspension mécanique, mais l'énergie acoustique peut également se propager à travers celui-ci. Le modèle d'un solide équivalent permet *a priori* de prendre en compte ces deux phénomènes. Dans le modèle éléments finis initial, l'enveloppe de la coquille ainsi que le coussin étaient excités par le champ de pression acoustique p_{ext} (voir section 4.3.3 et Figure 58). La Figure 57 compare les résultats du calcul versus les résultats expérimentaux pour la configuration de référence et une excitation acoustique par une onde plane en incidence normale. Comme on l'a vu dans la section 4.3.2.3, plusieurs couples (E, ν) peuvent fournir la même fonction de transfert vibratoire expérimentale pour le coussin. La Figure 57 illustre donc l'influence du choix du couple sur le rapport en dB de la pression au tympan au champ pariétal p_{ext} (pour le modèle) et de l'autospectre de la pression au tympan à l'autospectre du champ de pression en champ libre. Notons que la Figure **Erreur ! Il n'y a pas de texte répondant à ce style dans ce document.**-10 compare ce dernier rapport avec la fonction de transfert entre la pression au tympan et la pression au microphone de référence dans le cas des coquilles excitées par une onde plane en incidence normale. Cette figure donne une indication sur la perturbation du champ acoustique induite par le dispositif expérimental.

Le premier pic observé dans la courbe en très basses fréquences correspond au premier mode du système coussin+coquille et à un minimum d'atténuation. À cette fréquence, l'enveloppe en plastique ne se déforme pas et se comporte comme une masse couplée à un ressort (le coussin et l'air contenu dans la coquille) (voir Figure 56). On constate qu'il y a un bon accord entre les calculs (pour tous les couples (E, ν)) et la mesure dans cette zone. Au-dessus de cette fréquence et jusqu'à 2000Hz environ, on observe la présence d'un pic dans les calculs, absent dans la mesure. On voit également que la position et l'amplitude de ce pic sont très sensibles à la valeur du couple (E, ν). Plus le module d'Young diminue, plus la fréquence de résonance de ce pic diminue et plus son amplitude augmente en valeur algébrique (plus l'atténuation associée diminue). Une explication de la présence de ce pic est proposée ci-après. Au dessus de 2000Hz, l'allure des courbes simulées se rapproche de la courbe expérimentale, mais des différences importantes d'amplitude apparaissent. Là encore, on observe l'influence du choix du couple (E, ν) sur la réponse acoustique du système. Les différences entre le modèle et les mesures en

hautes fréquences peuvent peut-être venir de transmissions parasites via des fuites dans le montage expérimental.

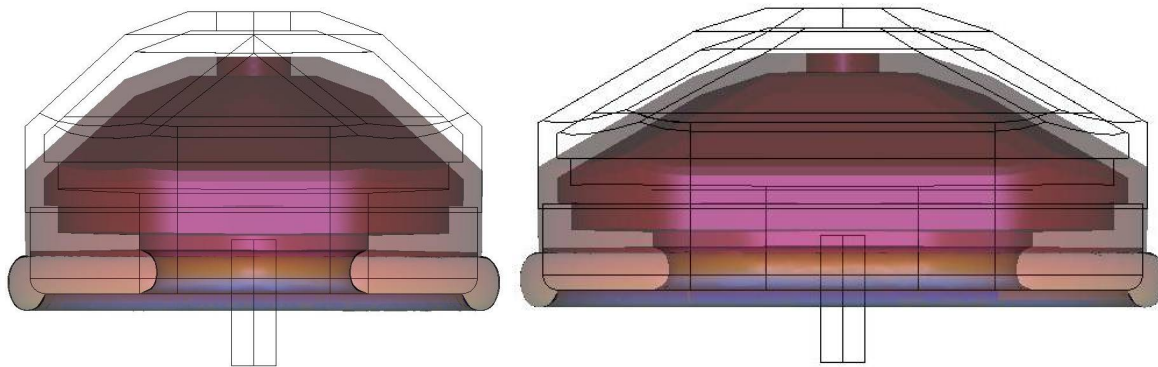


Figure 56: Déformée spatiale du premier mode du système in vacuo (dans le vide)

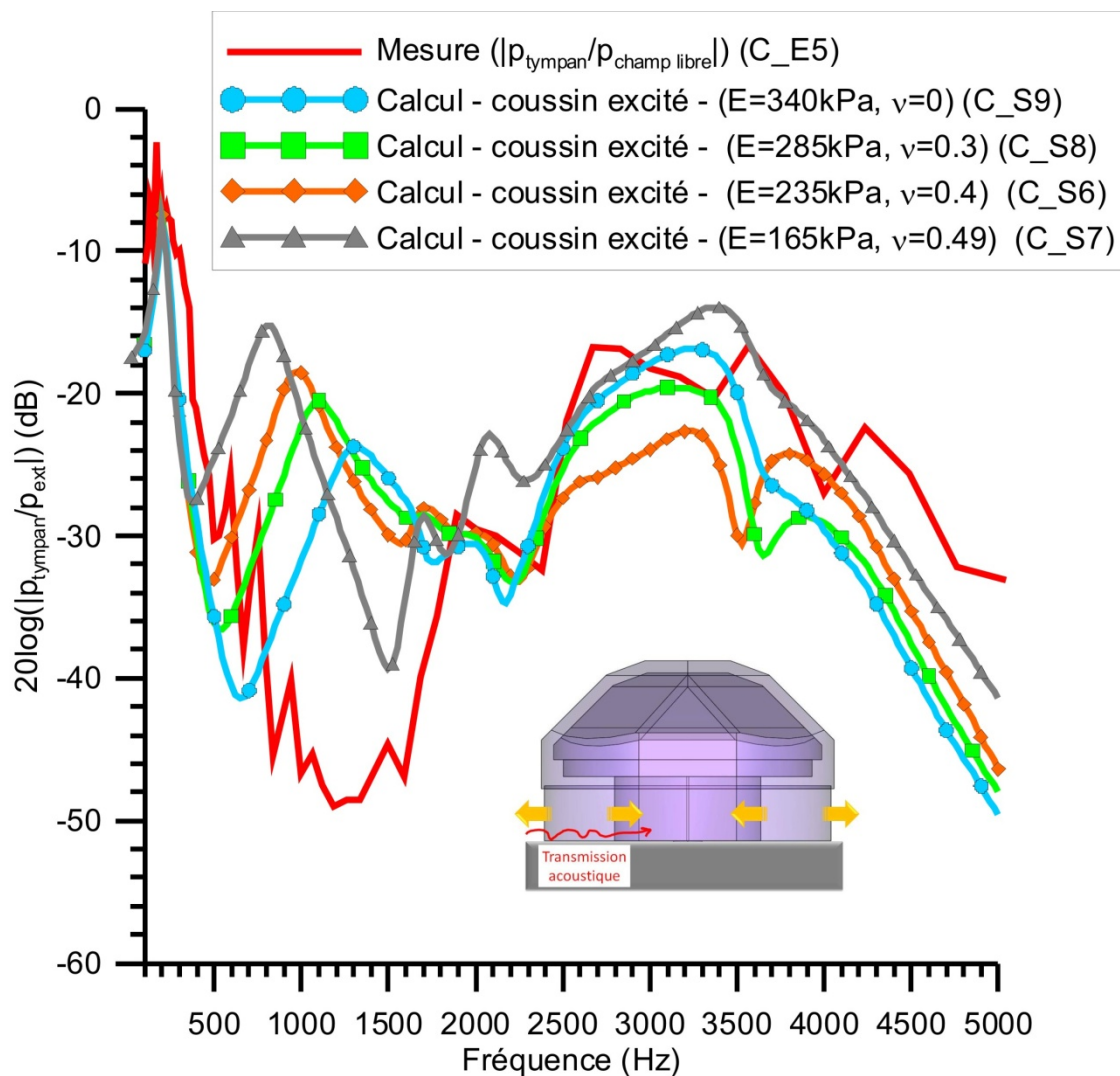


Figure 57: Influence des paramètres mécaniques du coussin de confort sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons mesures-calcul pour le

module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique bloquée dans le cas où le coussin est excité acoustiquement en incidence normale

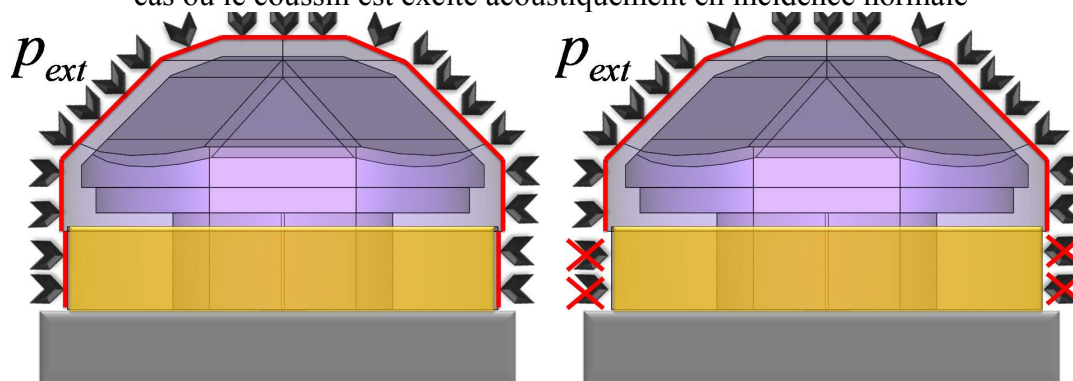


Figure 58: Schéma montrant l'excitation des coquilles dans le modèle – à gauche, le coussin (partie jaune) est excité par la pression acoustique p_{ext} ; à droite le coussin n'est pas excité

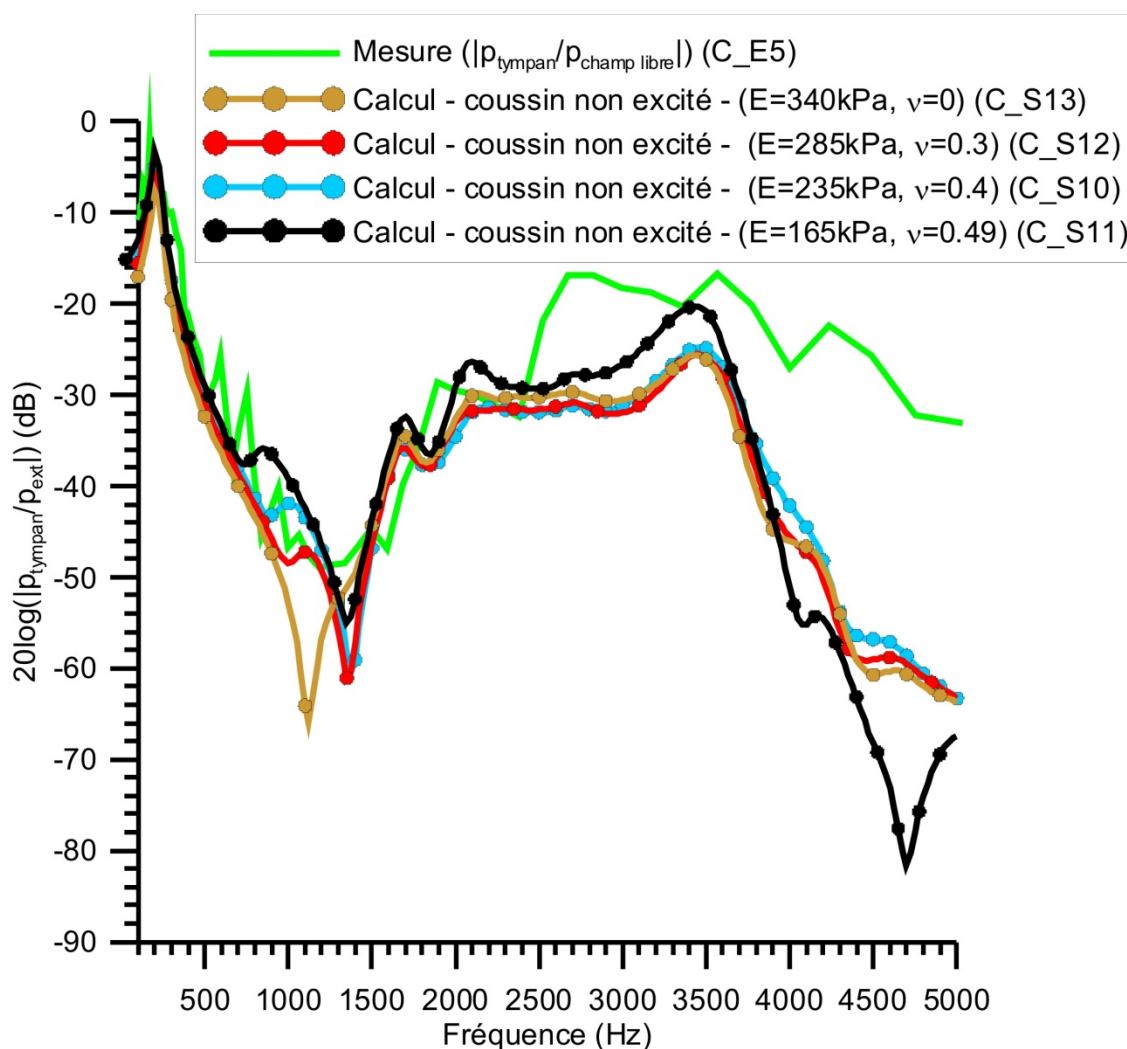


Figure 59 : Influence des paramètres mécaniques du coussin de confort sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons mesures-calcul pour le

module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique bloquée dans le cas où le coussin n'est pas excité acoustiquement en incidence normale

Afin d'expliquer la présence du pic dans les simulations dans la zone de fréquences 500Hz à 1800Hz, on a effectué des simulations où le coussin cette fois-ci n'est plus excité de façon externe par le champ de pression p_{ext} (voir Figure 58). Dans ce cas, le coussin a un rôle de suspension mais, est également excité acoustiquement indirectement par la pression acoustique régnant dans la cavité d'air interne. La Figure 59 compare les résultats des simulations avec la mesure.

On voit que lorsque le coussin n'est pas excité acoustiquement, le pic observé précédemment disparaît. Ce pic est en fait relié à une résonance de compression dans l'épaisseur latérale du coussin, qui est sollicitée par le champ acoustique exciteur (voir Figure 57). L'influence du choix du couple (E,v) est moins importante que dans le cas où le coussin est excité directement. On observe des différences entre les courbes simulées surtout en basses fréquence autour de 700 à 1300Hz. Un coefficient de Poisson nul fournit un creux plus bas en fréquence que les autres coefficients de Poisson. Le dernier couple (coefficient de Poisson = 0.49) amène à des différences importantes en hautes fréquences. Les principaux pics au-delà de 1500Hz correspondent à des modes élastiques de l'enveloppe en plastique couplée au coussin. Comme l'illustre la Figure 60, qui compare les calculs et la mesure pour la configuration où (E,v)=(285kPa,0.3), le coussin étant excité ou non, l'énergie acoustique passe de façon prédominante à travers le coussin en hautes fréquences (au delà de 3600Hz). En dessous de cette fréquence et jusqu'à 1500Hz environ, la transmission acoustique à travers le coussin et son effet de suspension contrôlent la réponse acoustique.

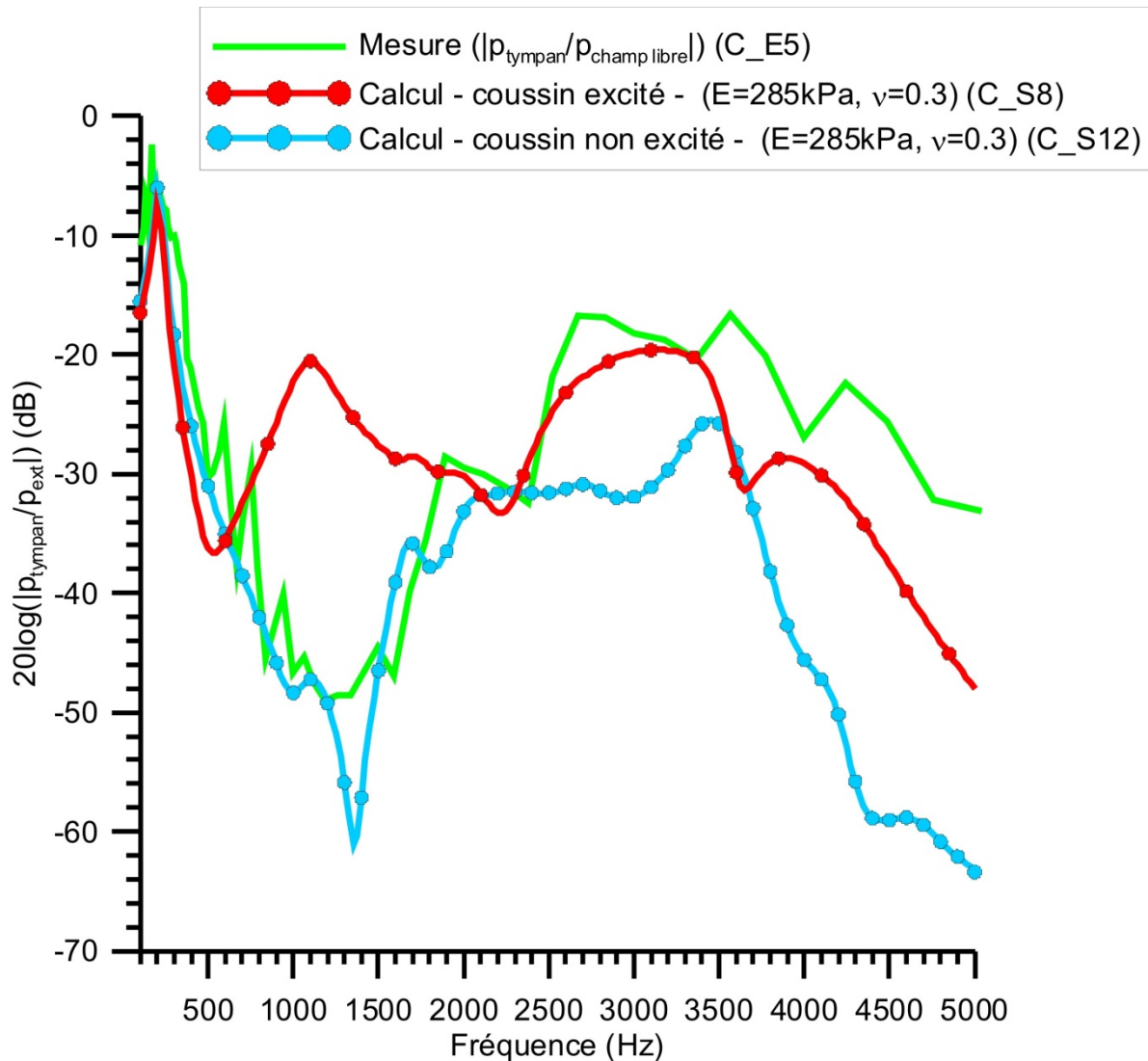


Figure 60: Influence de l'excitation ou de la non excitation acoustique du coussin de confort sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons mesures-calcul pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique extérieure dans le cas de la configuration où $(E,v)=(285\text{kPa},0.3)$

La Figure 61 montre l'effet de la présence de la mousse absorbante sur le rapport des autospectres mesurés de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre en incidence normale. L'effet de la mousse est surtout sensible au-dessus de 2800Hz. Étrangement, entre 3200Hz et 3800Hz, l'atténuation est plus grande dans le cas sans mousse absorbante. Ce phénomène est peut-être dû au fait que la résonance du conduit auditif couplée à la cavité interne des coquilles est décalée en fréquence du fait de la présence de la mousse absorbante, qui réduit le volume de la cavité. Le creux autour de 3300Hz correspondant à la résonance du conduit auditif se déplace en plus hautes fréquences lorsqu'on ajoute la mousse.

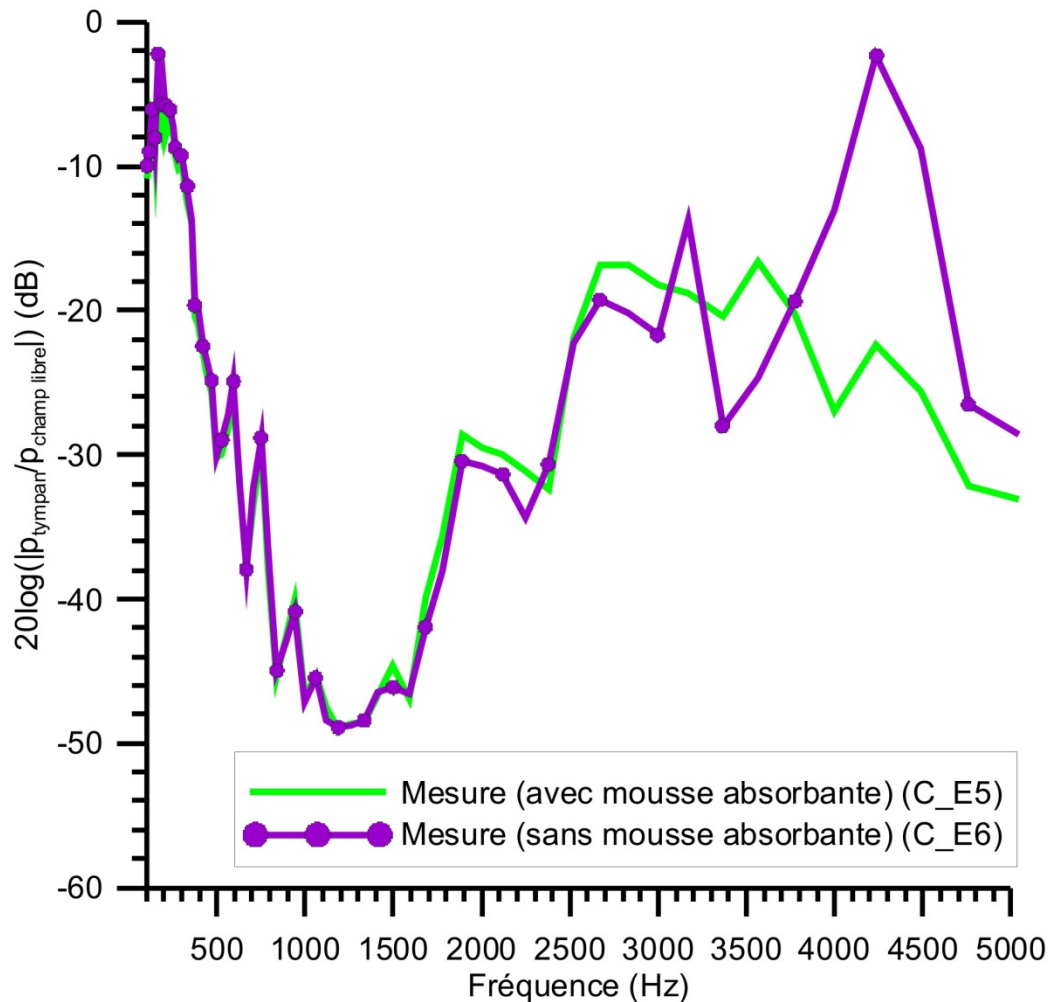


Figure 61: Influence de la présence de la mousse absorbante sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons des mesures pour le rapport des autospectres de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre en incidence normale

La Figure 62 s'intéresse à voir la sensibilité du modèle à certains paramètres. Elle compare les résultats de calculs et illustre l'influence de l'amortissement de l'enveloppe, de la présence de l'accéléromètre fixé à l'enveloppe et de la mousse absorbante sur la réponse acoustique du système. Deux valeurs d'amortissement de l'enveloppe (5% et 0.5%) sont utilisées dans le calcul. On constate essentiellement un effet sur les résonances et antirésonances du système. L'accéléromètre utilisé dans le dispositif expérimental est modélisé dans les simulations. Cependant étant donné sa masse, on voit sur la Figure 62 qu'il n'a pas d'effet sur la réponse acoustique et qu'on aurait pu ainsi se dispenser de le prendre en compte du moins pour l'indicateur acoustique concerné. L'effet de la mousse est similaire à celui observé pour la mesure (Figure 61) en hautes fréquences. Dans le cas de la simulation, l'augmentation d'atténuation par rapport au cas de référence se produit plus bas en fréquences (entre 2400 et 3500Hz) que pour les mesures. L'explication proposée dans le cas des mesures ne semble pas fonctionner ici. Le creux observé autour de 3600Hz pour le cas de référence, qui pourrait correspondre à la fréquence de résonance du conduit auditif couplé à la cavité, est légèrement

plus bas en fréquence lorsqu'on rajoute de la mousse. Nous n'avons pas trouvé d'explication convaincante pour l'augmentation d'atténuation dans la zone 2400 à 3500Hz.

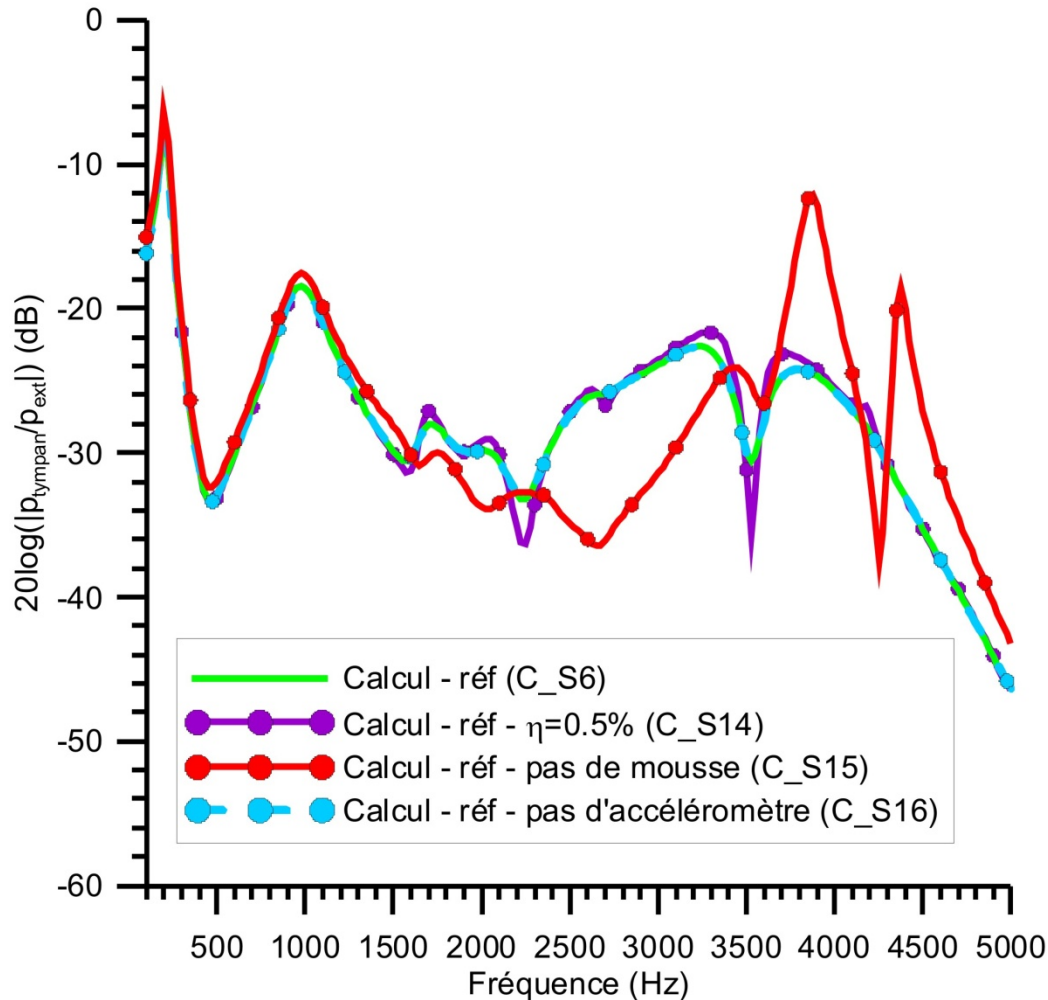


Figure 62: Influence de l'amortissement de l'enveloppe, de la présence de l'accéléromètre fixé à l'enveloppe et de la mousse absorbante sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons des calculs pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique extérieure dans le cas où le coussin est excité acoustiquement en incidence normale

La Figure 63 compare les rapports des autospectres expérimentaux de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre pour deux angles d'incidence (incidence normale et oblique), la source étant disposée à la même distance du centre du baffle. On constate que l'atténuation est plus importante en incidence oblique qu'en incidence normale au-dessus de 1500Hz.

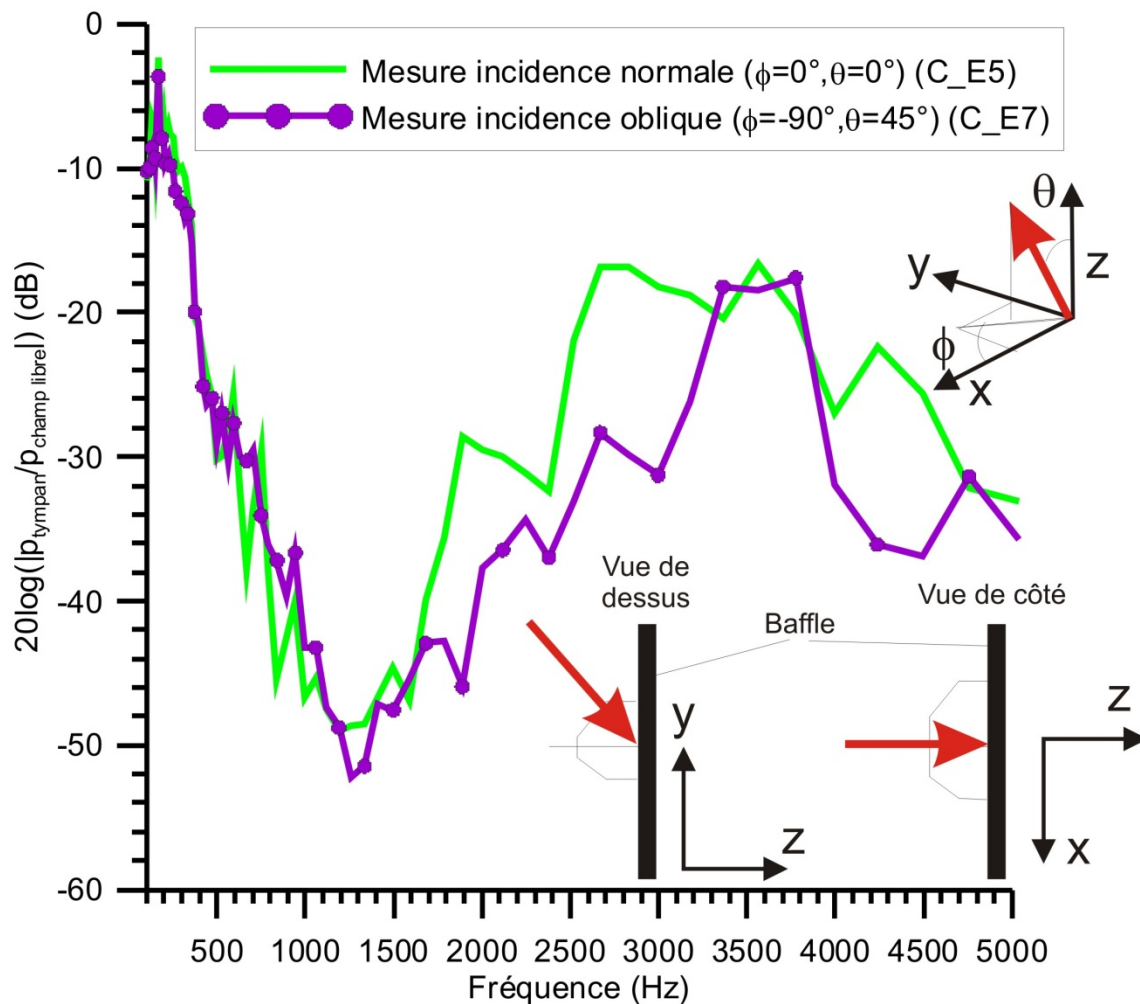


Figure 63: Influence de l'angle d'incidence de l'onde excitatrice sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons des mesures pour le rapport des autospectres de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre

La Figure 64 compare le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique bloquée dans le cas où le coussin est excité acoustiquement ou non pour deux angles d'incidence (incidence normale et oblique). En dessous de 1500Hz, c'est le calcul avec coussin non excité qui est le plus proche de la mesure. L'inspection de la figure montre que tout comme sur la Figure 63, l'incidence n'a pas d'effet sur l'atténuation. Au-dessus de 1500Hz, il faut plutôt se référer au calcul avec coussin excité. Le modèle prédit une augmentation de l'atténuation avec l'angle d'incidence tout comme les mesures, même si l'augmentation est plus uniforme dans le cas des simulations que pour les mesures.

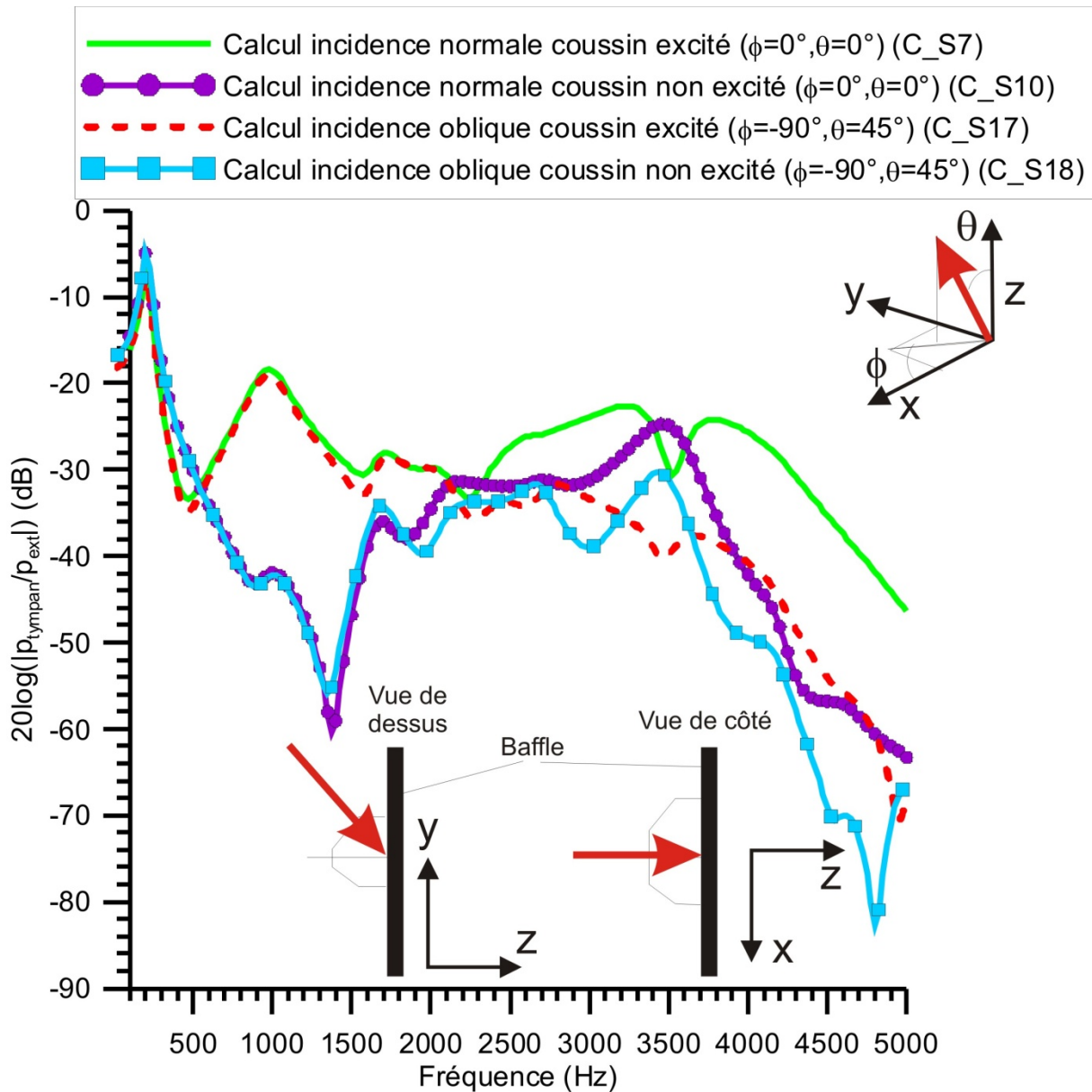


Figure 64: Influence de l'angle d'incidence de l'onde excitatrice sur la réponse du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711. Comparaisons des calculs pour le module du rapport de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique bloquée dans le cas où le coussin est excité ou non acoustiquement

En résumé et conformément à ce qui a été observé dans le cas de l'excitation mécanique, on constate que le modèle fournit de bonnes tendances, même s'il existe des écarts d'amplitude et de positions fréquentielles des pics. On a vu qu'il était nécessaire de bien modéliser le comportement acoustique du coussin. Le modèle actuel d'un solide équivalent isotrope ne permet pas de bien prendre en compte ce comportement, la résonance de compression latérale étant absente des mesures. Les différences entre mesures et calculs peuvent également être attribuées à la mauvaise description du champ de pression pariétal ainsi qu'aux éventuelles transmissions parasites dans le montage expérimental. Ultérieurement, il serait important de

regarder les échanges de puissance entre sous-domaines et où l'énergie est majoritairement dissipée.

6.3 Synthèse des résultats

Les deux sections précédentes se sont attachées à comparer les résultats par bandes de 12^{ème} d'octave. Afin de présenter une vision plus synthétique des comparaisons, le Tableau 18 récapitule l'ensemble des résultats des figures relatives aux bouchons et coquilles en utilisant la valeur moyenne des indicateurs dans 3 zones de fréquences, **Basse** [0-500Hz], **Moyenne** [500-2000Hz] et **Haute** [2000-5000Hz]. Ce découpage en 3 zones a été principalement dicté par la physique des coquilles. La première zone correspond à la zone du premier mode du système (résonance enveloppe avec coussin), la seconde au premier maximum d'atténuation et au premier mode élastique du système, la troisième aux modes élastiques supérieurs du système. Dans le but de garder une présentation uniforme pour l'ensemble des résultats, la même façon de représenter les choses a été adoptée pour les bouchons. L'indicateur choisi dans chaque cas correspond à la moyenne sur la bande de fréquence de la grandeur en dB reportée en ordonnée²⁰. Il faut attirer l'attention du lecteur sur le fait qu'il faut être prudent dans l'interprétation d'un indicateur global lorsqu'on cherche à évaluer un modèle à l'aide de sa réponse fréquentielle. Pour les bouchons et en gardant à l'esprit les résultats par bandes de fréquences, les indicateurs par zone indiquent que le modèle et la mesure sont en général en bon accord dans la zone M (autour de 1 à 3dB). Dans les autres zones, les écarts d'amplitude sont de l'ordre de 3 à 7dB. Il faut cependant se rappeler que le modèle capte bien l'évolution fréquentielle, même si des différences d'amplitude subsistent. Pour les coquilles excitées mécaniquement et acoustiquement, le Tableau 18 indique des écarts d'amplitude entre mesures et calculs, tels qu'observés dans le cas des analyses en 12^{ème} d'octave. Ces différences s'expliquent par la mauvaise estimation de l'amortissement du système dans la zone B, le modèle inadéquat du coussin et des paramètres de la structure, ainsi que la mauvaise description du champ de pression excitateur pour toutes les zones et enfin, l'éventuelle présence de fuites dans la zone H. À nouveau, il est très important de garder à l'esprit que bien qu'il puisse exister des différences importantes d'amplitudes entre le modèle et la mesure, le modèle fournit en général des courbes fréquentielles similaires à la mesure.

Tableau 18 : Tableau synthétique des comparaisons effectuées

Numéro de figure	Comparaisons effectuées					
Figure 45		B1 E1	B1 E2	B1 S1	B1 S2	B1 S3
	B	-56,4	-56,3	-51,4	-51,4	-51,4
	M	-42,5	-44,3	-40,7	-40,7	-40,7
	H	-39,6	-39,5	-46,8	-46,8	-46,9
Figure 46		B2 E1	B2 E2	B2 S1	B2 S2	B2 S3
	B	-46,3	-46,7	-43,8	-43,8	-43,8
	M	-34,0	-35,9	-34,7	-34,7	-34,7

²⁰ $I_{dB,Zone} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N I_{dB}(f_i)$ où les f_i appartiennent à la zone de fréquence considérée.

	H	-38,8	-38,7	-45,6	-45,7	-45,7
Figure 50		B1 E1	B1 S1	B1 S4	B1 S5	B1 S6
	B	-56,4	-51,4	-50,5	-52,5	-39,2
	M	-42,5	-40,7	-40,0	-41,4	-29,4
	H	-39,6	-46,8	-46,3	-47,5	-35,1
Figure 52		C E1	C E2	C E3	C E4	
	B	-31,2	-28,5	-37,0	-34,8	
	M	-46,5	-46,7	-50,3	-50,7	
	H	-35,7	-40,0	-42,8	-39,0	
Figure 53		C E3	C E4	C S1		
	B	-37,0	-34,8	-35,2		
	M	-50,3	-50,7	-45,1		
	H	-42,8	-39,0	-31,3		
Figure 54		C E1	C S2	C S3		
	B	-31,2	-37,0	-37,7		
	M	-46,5	-40,2	-42,5		
	H	-35,7	-43,0	-41,9		
Figure 55		C E2	C S4	C S5		
	B	-28,5	-37,9	-38,3		
	M	-46,7	-41,7	-42,8		
	H	-40,0	-47,0	-46,6		
Figure 57		C E5	C S6	C S7	C S8	C S9
	B	-11,2	-21,3	-21,2	-20,7	-20,0
	M	-39,2	-26,4	-27,8	-31,2	-26,9
	H	-23,7	-29,4	-29,5	-28,7	-23,8
Figure 59		C E5	C S10	C S11	C S12	C S13
	B	-11,2	-17,3	-18,2	-19,6	-15,8
	M	-39,2	-42,0	-43,2	-44,4	-39,3
	H	-23,7	-39,0	-40,0	-39,8	-40,6
Figure 60		C E5	C S8	C S12		
	B	-11,2	-20,7	-19,6		
	M	-39,2	-31,2	-44,4		
	H	-23,7	-28,7	-39,8		
Figure 61		C E5	C E6			
	B	-11,2	-10,3			
	M	-39,2	-39,4			
	H	-23,7	-21,7			
Figure 62		C S6	CS 14	C S15	C S16	
	B	-21,3	-21,4	-21,3	-20,5	
	M	-26,4	-26,4	-26,4	-26,1	
	H	-29,4	-29,2	-29,4	-29,3	
Figure 63		C E5	C E7			
	B	-11,2	-12,4			

Figure 64	M	-39,2	-39,4			
	H	-23,7	-30,3			
		C S7	CS 10	CS 17	CS 18	
	B	-21,2	-17,3	-21,8	-17,3	
	M	-27,8	-42,0	-27,3	-41,6	
	H	-29,5	-39,0	-41,3	-45,6	

7. CONCLUSION

Ce rapport a résumé les travaux accomplis dans le cadre de la seconde partie du projet intitulé « Étude de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs et application d'une méthode pour évaluer leur efficacité effective en milieu de travail », à savoir la modélisation numérique des protecteurs auditifs. Plus spécifiquement, il s'agissait d'une étude exploratoire visant à examiner le potentiel de la modélisation par éléments finis à traiter le problème de la transmission sonore à travers les protecteurs auditifs.

Après un état de la question sur le sujet et la présentation des objectifs spécifiques, la section 4 s'est intéressée à décrire en détail les modèles éléments finis de deux types de protecteurs (bouchons et coquilles) dans des configurations expérimentales simplifiées dans un objectif d'évaluation de ces modèles. Plus particulièrement, les modèles éléments finis d'un bouchon cylindrique bafflé inséré dans un conduit cylindrique rempli d'air muni d'une terminaison impédancielle et de coquilles attachées à un baffle couplées au même conduit cylindrique ont été décrits. Le conduit cylindrique correspond à un canal auditif simplifié et l'impédance acoustique placée à sa terminaison correspond à celle du tympan. L'emphase a été mise sur la détermination des différents paramètres du modèle, phase primordiale pour l'obtention de résultats pertinents.

La section 5 a présenté le dispositif expérimental utilisé pour évaluer les modèles. Le dispositif consistait en un simulateur d'oreille IEC 711 extrait d'une tête artificielle B&K attaché à l'arrière d'une plaque métallique jouant le rôle de baffle acoustique et couplé à un bouchon moulé en silicone ou à des coquilles EARMUFF 1000 dans une chambre semi-anéchoïque. Le bouchon était excité par une onde acoustique, alors que les coquilles étaient excitées soit acoustiquement soit mécaniquement. Le choix de la sollicitation mécanique pour évaluer le modèle numérique avait été fait afin de s'affranchir de la difficulté à calculer avec le logiciel COMSOL la pression bloquée au niveau de l'enveloppe externe des coquilles, en tenant compte de la diffraction induite par ces dernières.

Dans la section 6, on a présenté des comparaisons entre résultats de mesures effectuées avec le dispositif expérimental développé et résultats de calculs dans le cas de bouchons excités acoustiquement puis dans le cas de coquilles sollicitées mécaniquement et acoustiquement. L'influence de certains paramètres des modèles sur les réponses obtenues a été étudiée.

Dans le cas des bouchons, le modèle permet de bien représenter la physique du problème sur une grande partie de la gamme de fréquences. Les paramètres utilisés dans le modèle reposent néanmoins sur un recalage à une température donnée, alors que le comportement vibroacoustique silicone semble relativement sensible à la température ambiante. Il serait nécessaire d'effectuer une caractérisation directe en laboratoire de ce comportement. Le modèle a permis d'étudier l'effet de l'angle d'incidence sur l'atténuation. Comme attendu, les résultats de simulation ont montré que l'atténuation n'était pas sensible à ce facteur, compte tenu du diamètre du bouchon. Les mesures ont par contre montré une sensibilité à l'angle d'incidence, en particulier en hautes fréquences, ce que nous avons tenté d'expliquer par une fuite acoustique au niveau du préamplificateur du coupleur IEC 711 derrière le baffle.

Dans le cas des coquilles, le modèle fournit des tendances acceptables pour les deux types d'excitation (acoustique et mécanique), mais il existe des écarts entre la mesure et le calcul à la fois au niveau de l'amplitude et des positions fréquentielles des pics.

En ce qui concerne l'excitation mécanique, alors que ce type d'excitation avait été proposé comme alternative prometteuse à la sollicitation acoustique pour évaluer le modèle, de nombreuses difficultés sont apparues en raison des petites dimensions et de la légèreté de la structure étudiée. Il a donc été décidé de présenter les résultats concernant l'excitation acoustique, même si les indicateurs utilisés pour les comparaisons mesures/calculs ne sont pas directement comparables.

En ce qui concerne l'excitation acoustique, on a relevé l'importance du coussin dans la réponse du système. Le modèle actuel d'un solide équivalent isotrope et élastique ne permet pas de bien décrire le comportement vibroacoustique du système. Il serait nécessaire de le revoir, afin de capter à la fois le comportement de suspension et la transparence acoustique du coussin en moyennes et hautes fréquences. Par ailleurs, une caractérisation plus fine des différents composants tels que la mousse absorbante et le thermoplastique de l'enveloppe mériterait d'être effectuée. Les différences entre mesures et calculs ont également été attribuées à la mauvaise description du champ de pression exciteur ainsi qu'aux éventuelles transmissions parasites dans le montage expérimental.

En conclusion, la modélisation numérique des protecteurs apparaît prometteuse. Elle permet de mieux comprendre le comportement acoustique des protecteurs et pourrait être exploitée pour expliquer les observations expérimentales, de même que pour guider les développements techniques du dispositif de mesure de la performance des protecteurs proposé dans la partie 1, notamment pour l'investigation de la position optimale des microphones utilisés dans le dispositif de mesure de la performance des protecteurs, en particulier des coquilles. Elle pourrait également être utilisée dans une perspective d'amélioration de la conception acoustique des protecteurs auditifs. Plusieurs pistes devraient préalablement être explorées afin de gagner en confiance dans le modèle. Il s'agit par exemple :

- De vérifier les valeurs de l'impédance acoustique du coupleur IEC711 à l'aide de dispositifs électroacoustiques.

et plus spécifiquement, dans le cas des bouchons :

- De caractériser en laboratoire des paramètres viscoélastiques du silicone, par exemple avec un viscoanalyseur.

et dans le cas des coquilles :

- D'effectuer la validation sur une coquille de forme simplifiée dans un matériau, dont les propriétés sont bien connues.
- De caractériser finement et complètement les composants, tels que la mousse absorbante et l'enveloppe thermoplastique.

- De proposer un modèle adéquat du coussin.
- De se contenter d'une excitation acoustique et calculer la pression pariétale bloquée sur le protecteur en tenant compte de la diffraction induite par ce dernier, afin de pouvoir comparer les résultats numériques avec les résultats des mesures, par exemple avec une approche par éléments de frontière.
- De faire les tests entre une chambre réverbérante et une chambre anéchoïque pour éviter les problèmes de fuites à travers le montage expérimental côté excitation.
- D'examiner avec le modèle les échanges de puissance entre sous-domaines, où l'énergie est majoritairement dissipée afin de mieux comprendre le rôle de chaque composant des coquilles.
- D'expliquer l'augmentation de l'atténuation des coquilles en moyennes fréquences, lorsque la mousse absorbante est enlevée.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] H. Nélisse, M. Gaudreau, J. Boutin, F. Laville, et J. Voix, *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*, Montréal: IRSST, (2010), 106p.
- [2] E. Shaw et M.R. Stinson, "The human external and middle ear: models and concepts," *Mechanics of hearing*, Delft: E. de Boer and M.A Viergever, (1983), p. 3-10.
- [3] S.M. Khanna et M.R. Stinson, "Specification of the acoustical input to the ear at high frequencies," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **77** (2) , p. 577-589, (1985).
- [4] M.R. Stinson et S.M. Khanna, "Spatial distribution of sound pressure and energy flow in the ear canals of cats," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **96** (1) , p. 170-180, (1994).
- [5] M.R. Stinson, "The spatial distribution of sound pressure within scaled replicas of the human ear canal," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **78** (5) , p. 1596-1602, (1985).
- [6] M.R. Stinson et S.M. Khanna, "Sound propagation in the ear canal and coupling to the eardrum, with measurements on model systems," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **85** (6) , p. 2481-2491, (1989).
- [7] R.D. Rabbitt et M.H. Holmes, "Three-dimensional acoustic waves in the ear canal and their interaction with the tympanic membrane," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **83** (3) , p. 1064-1080, (1988).
- [8] B.L. Farmer-Fedor et R.D. Rabbitt, "Acoustic intensity, impedance and reflection coefficient in the human ear canal," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **112** (2) , p. 600-620, (2002).
- [9] M.R. Stinson et G.A. Daigle, "Comparison of an analytic horn equation approach and a boundary element method for the calculation of sound fields in the human ear canal," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **118** (4) , p. 2405-2411, (2005).
- [10] R.O. Duda et W.L. Martens, "Range dependence of the response of a spherical head model," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **104** (5) , p. 3048-3058, (1998).
- [11] S. Weinrich, *Sound field calculations around the human head*, Denmark: The acoustics laboratory, Technical University of Denmark, (1984).
- [12] B.F.G. Katz, "Boundary element method calculation of individual head-related transfer function. I. Rigid model calculation," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **110** (5) , p. 2440-2448, (2001).
- [13] B.F.G. Katz, "Boundary element method calculation of individual head-related transfer function. II. Impedance effects and comparisons to real measurements," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **110** (5) , p. 2449-2455, (2001).
- [14] B.F.G. Katz, "Acoustic absorption measurement of human hair and skin within the audible frequency range," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **108** (5) , p. 2238-2242, (2000).
- [15] S.M. Khanna, J. Tonndorf, et J.E. Queller, "Mechanical parameters of hearing by bone conduction," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **60** (1) , p. 139-154, (1976).
- [16] T. Xiao et Q.H. Liu, "Finite difference computation of head-related transfer function for human hearing," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **113** (5) , p. 2434-2441, (2003).

- [17] M. Nakazawa et A. Nishikita, "Development of sound localization system with tube earphone using human head model with ear canal," *IEICE Trans. Fundamentals*, **E88-A** (12), p. 3584-3592, (2005).
- [18] C. Liu, J. Pekkarinen, et J. Starck, "Application of the probe microphone method to measure attenuation of hearing protectors against high impulse sound levels," *Applied Acoustics*, **27** (1), p. 13—25, (1989).
- [19] T. Walsh, L. Demkowicz, et R. Charles, "Boundary element modeling of the external human auditory system," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **115** (3), p. 1033-1043, (2004).
- [20] T. Walsh et L. Demkowicz, "hp Boundary element modeling of the external human auditory system—goal-oriented adaptivity with multiple load vectors," *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg*, **192**, p. 125-146, (2003).
- [21] L. Qi, H. Liu, J. Lutfy, W. Funnell, et S. Daniel, "A nonlinear finite-element model of the newborn ear canal," *Journal of the Acoustical Society of America*, **120** (6), p. 3789-3798, (2006).
- [22] R.Z. Gan, B. Feng, et Q. Sun, "Three-Dimensional Finite Element Modeling of Human Ear for Sound Transmission," *Annals of Biomedical Engineering*, **32** (6), p. 847–859, (2004).
- [23] R. Gan, Q. Sun, B. Feng, et M. Wood, "Acoustic–structural coupled finite element analysis for sound transmission in human ear—Pressure distributions," *Medical Engineering & Physics*, **28**, p. 395-404, (2006).
- [24] J. Zwislocki, "Design and Testing of Earmuffs," *The Journal of the Acoustical Society of America*, **27** (6), p. 1154-1163, (1955).
- [25] J. Zwislocki, *An investigation of certain means of sound attenuation at the ear*, Syracuse University Research Institute, (1961), p. 133.
- [26] J. Schroeter, "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*, **79** (4), p. 1065-1081, (1986).
- [27] C. Lee, L. Royster, et R. Ciskowski, "Formulation for an FE and BE coupled problem and its application to the earmuff-earcanal system," *Engineering Analysis with Boundary Elements*, **16**, p. 305-315, (1995).
- [28] R. Ciskowski et L. Royster, "Boundary element solution to predict transient response of a 3-D coupled fluid cavity-elastic structure system.," *Boundary Element Methods in Applied Mechanics*, New York: M. Tanaka & T. A. Cruse, (1988), p. 545-554.
- [29] K. Xie, R. Ciskowski, et L. Royster, "An investigation of wave propagation in viscoelastic media modeled by fractional derivative using the boundary element method.," *Boundary Element Methods in Applied Mechanics*, New York: M. Tanaka & T. A. Cruse, (1988), p. 523-531.
- [30] K. Mourad, L. Royster, et R. Ciskowski, "Using the boundary element method to investigate internal earmuff-earcanal resonances," *Advances in Boundary Elements*, Southampton: C. A. Brebbia & J. J. Connor, (1989), p. 297-308.
- [31] F. Vergara, S. Gerges, et R. Birch, "Numerical and experimental study of impulsive sound attenuation of an earmuff," *Shock and Vibration*, **9**, p. 245-251, (2002).
- [32] S. Gerges, F. Vergara, et R. Birch, "Finite element method (FEM) model for the hearing protector noise attenuation for impulsive noise," Nice, France: (2000), p. 4.
- [33] A. Bockstael et al., "Verifying the attenuation of earplugs in situ: Method validation using artificial head and numerical simulations," *The Journal of the Acoustical Society of*

- America*, **124** (2) , p. 973-981, (2008).
- [34] M. Zhang, Y. Zheng, et A. Mak, "Estimating the effective Young's modulus of soft tissues from indentation tests—Nonlinear finite element analysis of effects of friction and large deformation," *Med. Eng. Phys.*, **19**, p. 512-517, (1997).
 - [35] Y. Liu, A. Kerdok, et R. Howe, "A nonlinear finite element model of soft tissue indentation," *Proceedings of Medical Simulation: International Symposium*, Cambridge, MA, USA: (2004), p. 67-76.
 - [36] I. Kirikae, *The Structure and Function of the Middle Ear*, Tokyo: University of Tokyo Press, (1960).
 - [37] G. von Békésy, *Experiments in Hearing*, New York, USA: McGraw-Hill, (1960).
 - [38] Y. Fung, *Biomechanics: Mechanical Properties of Living Tissues*, Berlin, Germany: Springer-Verlag, (1993).
 - [39] W. Grellmann et al., "Determination of strength and deformation behavior of human cartilage for the definition of significant parameters," *J. Biomed Mater Res A.*, **78** (1) , p. 168-174, (2006).
 - [40] Y. Zheng et A. Mak, "Extraction of Quasi-Linear Viscoelastic Parameters for Lower Limb Soft Tissues From Manual Indentation Experiment," *Transactions of the ASME*, **121**, p. 330-339, (1999).
 - [41] E. Tönük et B. Silver-Thorn, "Nonlinear Elastic Material Property Estimation of Lower Extremity Residual Limb Tissues," *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, **11** (1) , p. 43-53, (2003).
 - [42] Y. Huang, Y. Zheng, et S. Leung, "Quasi-linear viscoelastic properties of fibrotic neck tissues obtained from ultrasound indentation tests in vivo," *Clinical Biomechanics*, **20**, p. 145–154, (2005).
 - [43] C. Pirzanski, M. Chasin, M. Klenk, V. Maye, et J. Purdy, "Attenuation Variables in Earmolds for hearing protection devices," *The Hearing Journal*, **53** (6) , p. 44-53, (2000).
 - [44] F. Sgard, H. Nélisse, F. Laville, et Y. Petit, *Développement d'outils et de méthodes pour mieux évaluer et améliorer la protection auditive individuelle des travailleurs*, IRSST, (2009).
 - [45] Brüel & Kjær, "Product Data - Wideband Ear Simulator for Telephonometry - Type 4195," (BP1423 – 13 97) , (2008).
 - [46] J. Allard et N. Atalla, *Propagation of sound in porous media, Modelling sound absorbing materials*, 2nd ed., Chichester, UK: Wiley-Blackwell, (2009).
 - [47] X. Olny, *Absorption acoustique des milieux poreux à simple et double porosité. Modélisation et validation expérimentale*, Doctorat, INSA de Lyon, (1999).
 - [48] J. Gardner et G. Simon, "Acoustical Earmuff," US patent, US5420318, 31p, (1995).
 - [49] M. Norton et D. Karczub, *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*, Cambridge, UK: Cambridge University Press, (2003).

ANNEXE A

Cette annexe présente des résultats complémentaires à ceux montrés dans les sections 6.2.1. et 6.2.2.1.

Dans un premier temps, on s'intéresse au cas du bouchon (section 6.2.1).

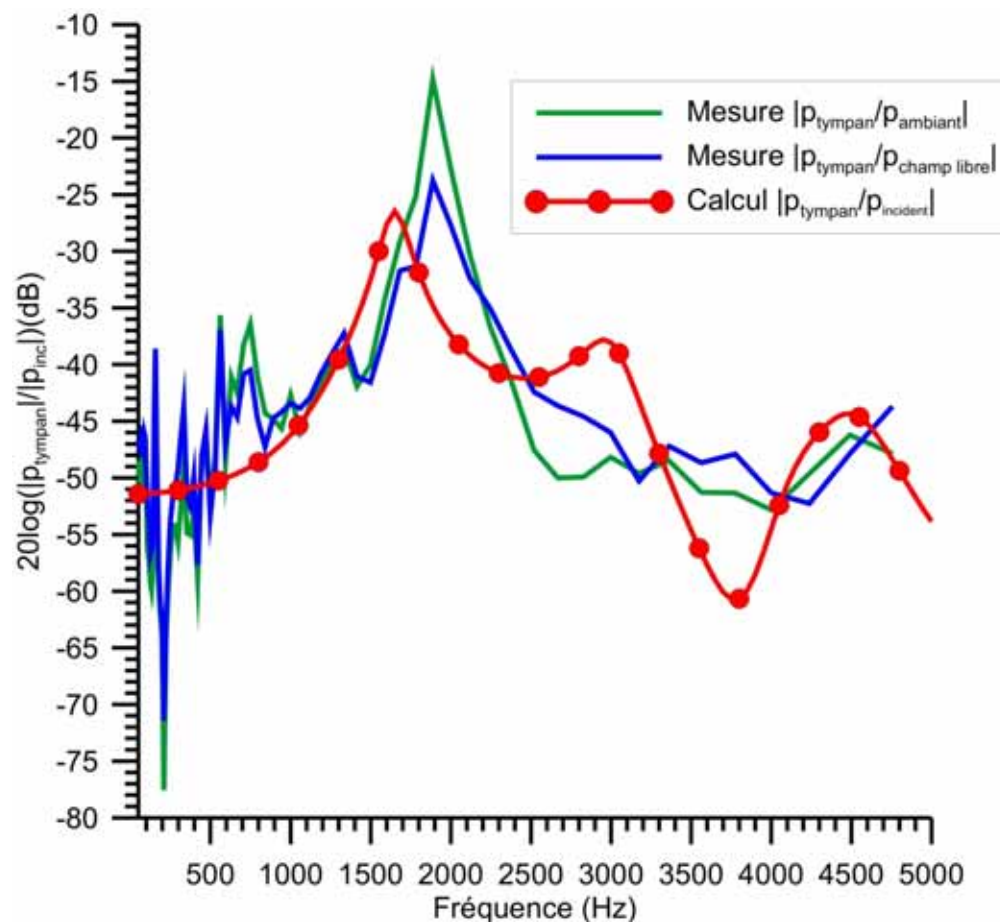


Figure A-1 : Comparaisons mesures-calculs pour le module de la fonction de transfert entre la pression acoustique au tympan et la pression acoustique extérieure (milieu ambiant) et le rapport des autospectres de la pression acoustique au tympan et la pression acoustique en champ libre lors d'une autre campagne de mesure pour une excitation acoustique en incidence normale

Lors d'une autre campagne de mesures, un bouchon très similaire au bouchon 2 a été remoulé et excité par une source acoustique différente. Pour les calculs, on a utilisé les paramètres du silicone identifiés lors de la première campagne. La Figure A-1 compare les nouvelles mesures aux résultats du calcul. Pour les mesures, on a calculé (i) la fonction de transfert entre la pression au tympan et la pression mesurée par le micro de référence simultanément (en présence du baffle) (ii) le rapport des autospectres de la pression au tympan et la pression mesurée par le micro de référence en champ libre (en absence de baffle). Dans ce dernier cas, les mesures n'ont pas été faites simultanément. L'allure générale des 2 courbes expérimentales est similaire, bien

que localement on observe des différences de plusieurs dB. La fonction de transfert a l'avantage de s'affranchir du bruit qui pourrait polluer le signal excitateur, mais la pression acoustique qui est alors utilisée n'est plus exactement celle en champ libre du fait de la présence du baffle. Le calcul suppose que la pression acoustique au dénominateur est celle en champ libre et qu'il n'y a pas de bruit perturbateur. On constate que les résultats du calcul collent moins bien qu'avant aux nouvelles données expérimentales. Cela est probablement dû au fait que le silicone est sensible à la température qui avait changé entre les deux campagnes et que ses propriétés mécaniques ont donc été modifiées, ce qui pourrait expliquer les changements observés. Comme mentionné précédemment, il est important de connaître les propriétés du silicone en fonction de la fréquence, mais aussi de la température (utilisation d'un nomogramme).

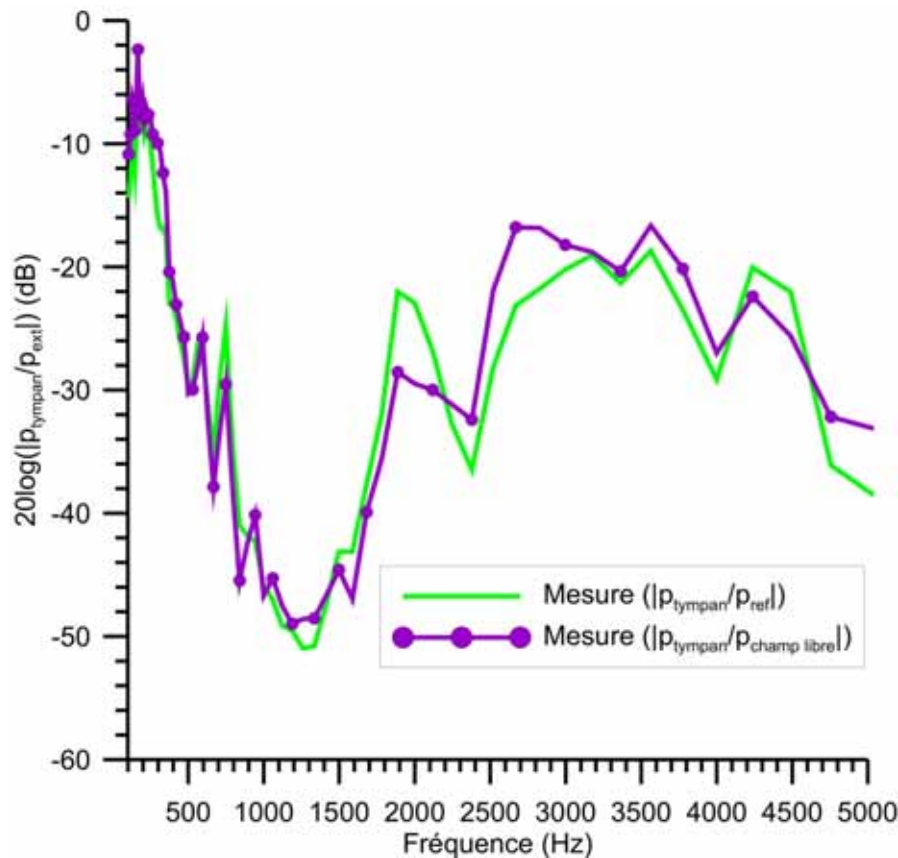


Figure A-2 : Réponse mesurée du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711 en fonction de la fréquence. Comparaisons du rapport des autospectres de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre et de la fonction de transfert entre la pression acoustique au tympan et la pression acoustique mesurée par le microphone de référence pour une excitation en incidence normale (résultats moyennés en 12^{ème} d'octave)

La Figure A-2 compare les mesures de deux indicateurs d'atténuation du système coquille+conduit artificiel+simulateur d'oreille IEC711 en fonction de la fréquence pour une excitation en incidence normale. Le premier indicateur est obtenu par le rapport des autospectres de la pression acoustique au tympan à la pression acoustique en champ libre. Le second est calculé à partir de la fonction de transfert entre la pression acoustique au tympan et la pression acoustique mesurée par le microphone de référence. Les résultats sont moyennés en 12^{ème} d'octave. Les

différences entre les deux courbes évaluent la perturbation du champ acoustique par le système expérimental. On constate que les allures se suivent. Les différences les plus importantes (de l'ordre de 5 à 6dB) sont localisées autour des bandes de fréquences centrées sur 2000Hz, 2700Hz et 5000Hz.

On s'intéresse à présent au cas des coquilles excitées mécaniquement (section 6.2.2.1).

La Figure A-3 illustre les parties réelles et imaginaires de la masse embarquée des têtes d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 estimées à partir d'une mesure à vide des capteurs.

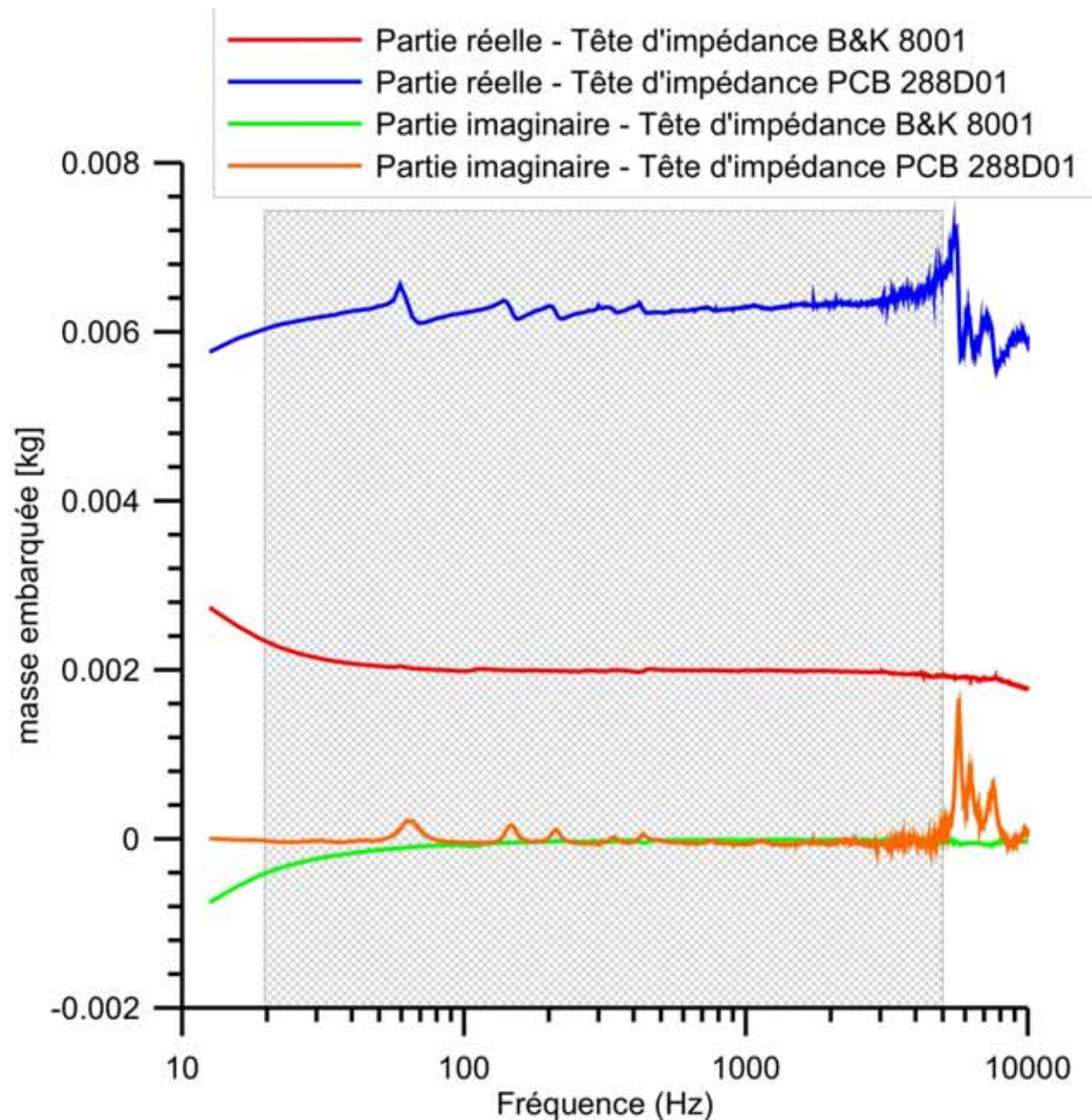


Figure A-3 : Parties réelles et imaginaires de la masse embarquée des têtes d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 estimées à partir d'une mesure à vide des capteurs

Considérons à présent le cas correspondant au dispositif expérimental décrit dans la section 5.2 (Figure 42 et Figure 43) où les coquilles complètes sont fixées à un baffle avec une force de serrage de 15N et excitées par un pot vibrant. Comme dans le cas des coquilles nues, on peut comparer les mobilités d'entrée expérimentales brutes et corrigées (voir Figure A-4), les mobilités d'entrée expérimentales corrigées et la simulation (voir Figure A-5), les mobilités d'entrée expérimentales brutes et les résultats basés sur les modèles de fixation (i) et (ii) pour les 2 modèles de tête d'impédance (voir Figure A-6 et Figure A-7).

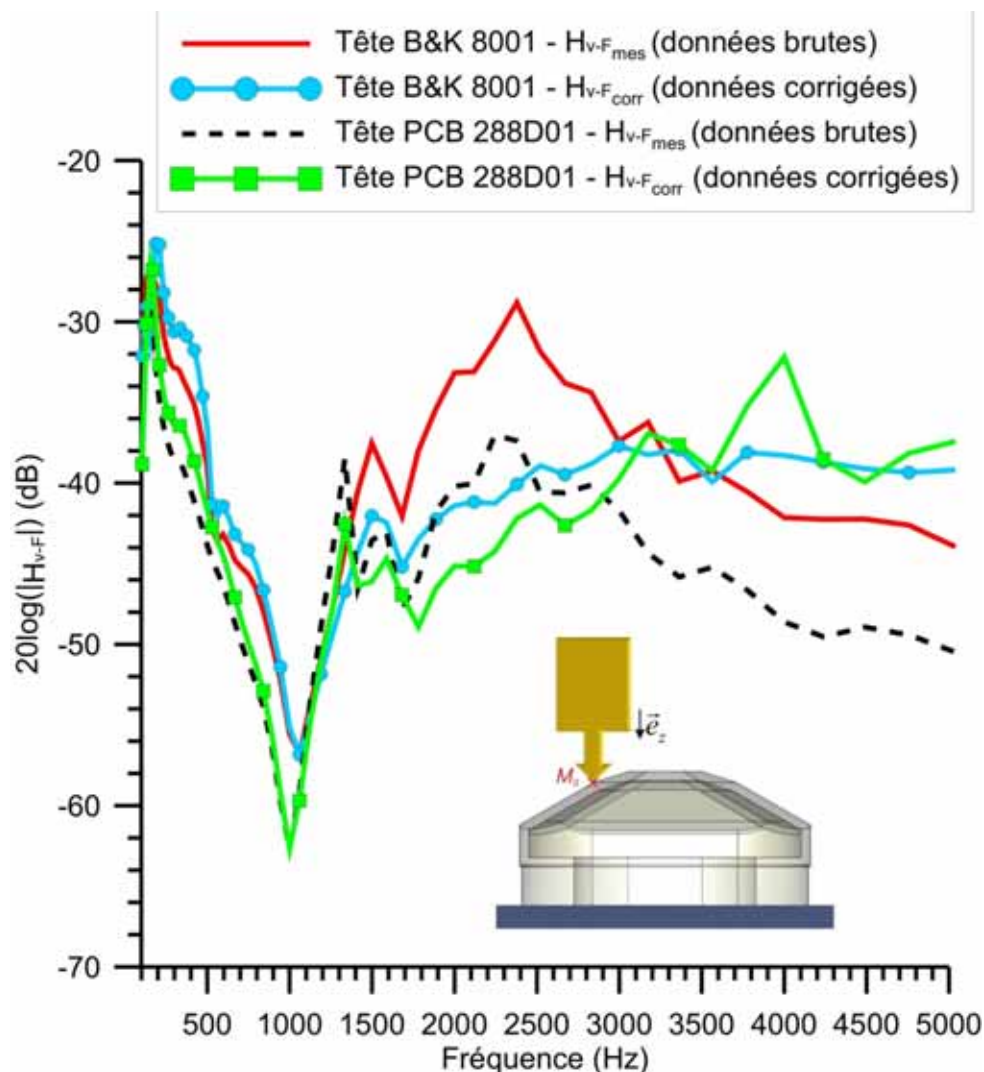


Figure A-4 : Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales brutes et corrigées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 – cas des coquilles complètes

On obtient des conclusions identiques à ce qui est présenté dans la section 6.2.2.1 quant à l'obtention de résultats différents en fonction de la tête d'impédance utilisée. À cela, il faut ajouter la sensibilité particulière des mesures au montage et remontage entre les différents essais. Il est difficile de contrôler la force statique appliquée par le système de fixation et le pot vibrant sur les coquilles, même si on s'assurait que la force excitatrice s'appliquait bien normalement au baffle (axe z). Il est également confirmé qu'une modélisation détaillée du système de fixation

(modélisation de la tige) fournit un meilleur accord avec les données expérimentales pour ce qui est des mobilités d'entrée. Comme dans le cas des coquilles nues, la Figure A-4 indique que les mobilités d'entrée expérimentales H_{v-F} corrigées exprimées en dB pour les deux têtes d'impédance considérées affichent des tendances similaires. On obtient néanmoins des différences sur l'ensemble du spectre de fréquence de l'ordre de 2 à 4dB avec une différence plus importante de 6dB autour de 4200Hz. Notons que la réponse obtenue est également sensible au démontage et remontage du dispositif, quelque soit la tête d'impédance utilisée. En effet, dans le dispositif expérimental, aucun système de contrôle de la force statique appliquée par l'excitation n'était prévu. Il est donc probable que cette force ait varié entre des essais successifs modifiant de ce fait, le système d'une fois sur l'autre. La variabilité des courbes de mobilités expérimentales obtenues donne à nouveau une idée de l'incertitude de la mesure.

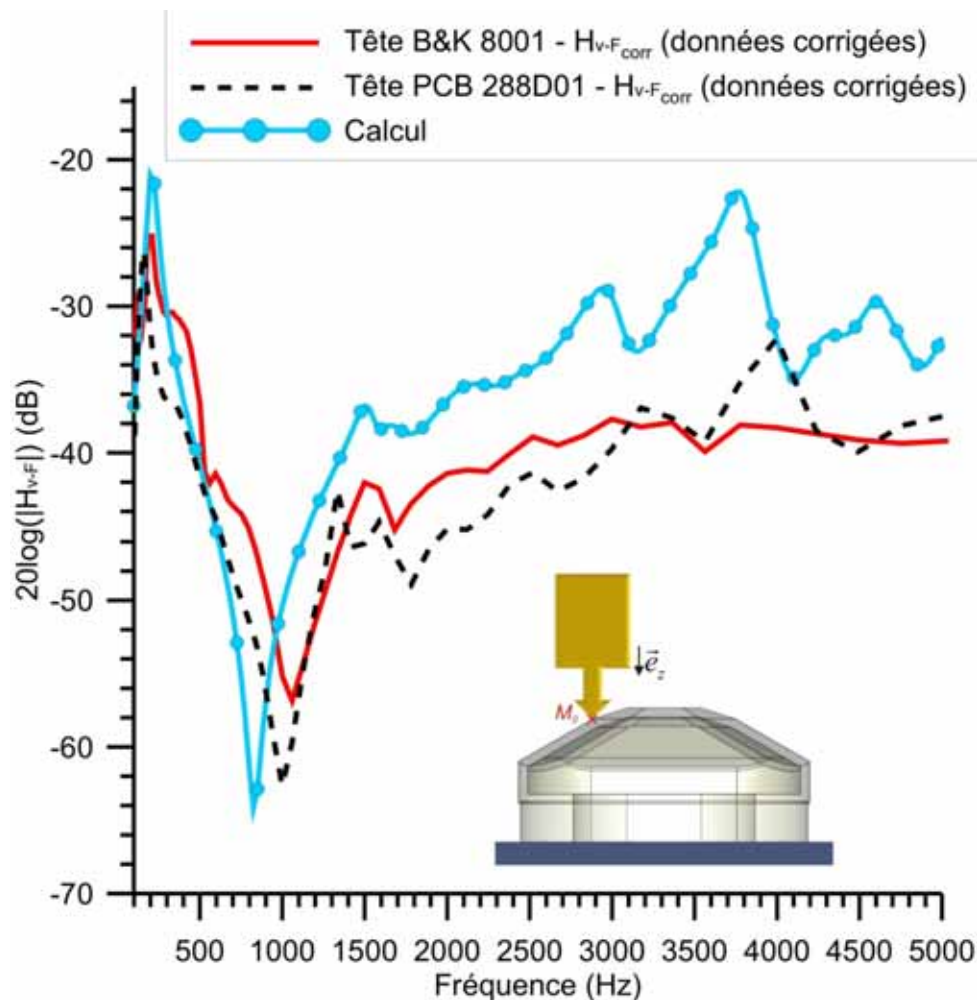


Figure A-5 : Comparaison des mobilités d'entrée expérimentales corrigées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 et de la mobilité d'entrée simulée – cas des coquilles complètes

La Figure A-5 illustre les comparaisons des mobilités d'entrée expérimentales corrigées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 et la courbe simulée pour les coquilles complètes. L'allure de la courbe simulée est similaire aux données expérimentales, mais il existe

un décalage des pics de résonance et des creux d'antirésonances vers la gauche ainsi que des différences d'amplitude importantes. Dans le modèle, la coquille bouge beaucoup plus qu'expérimentalement. La raison en est probablement un manque de raideur apporté par le système de fixation.

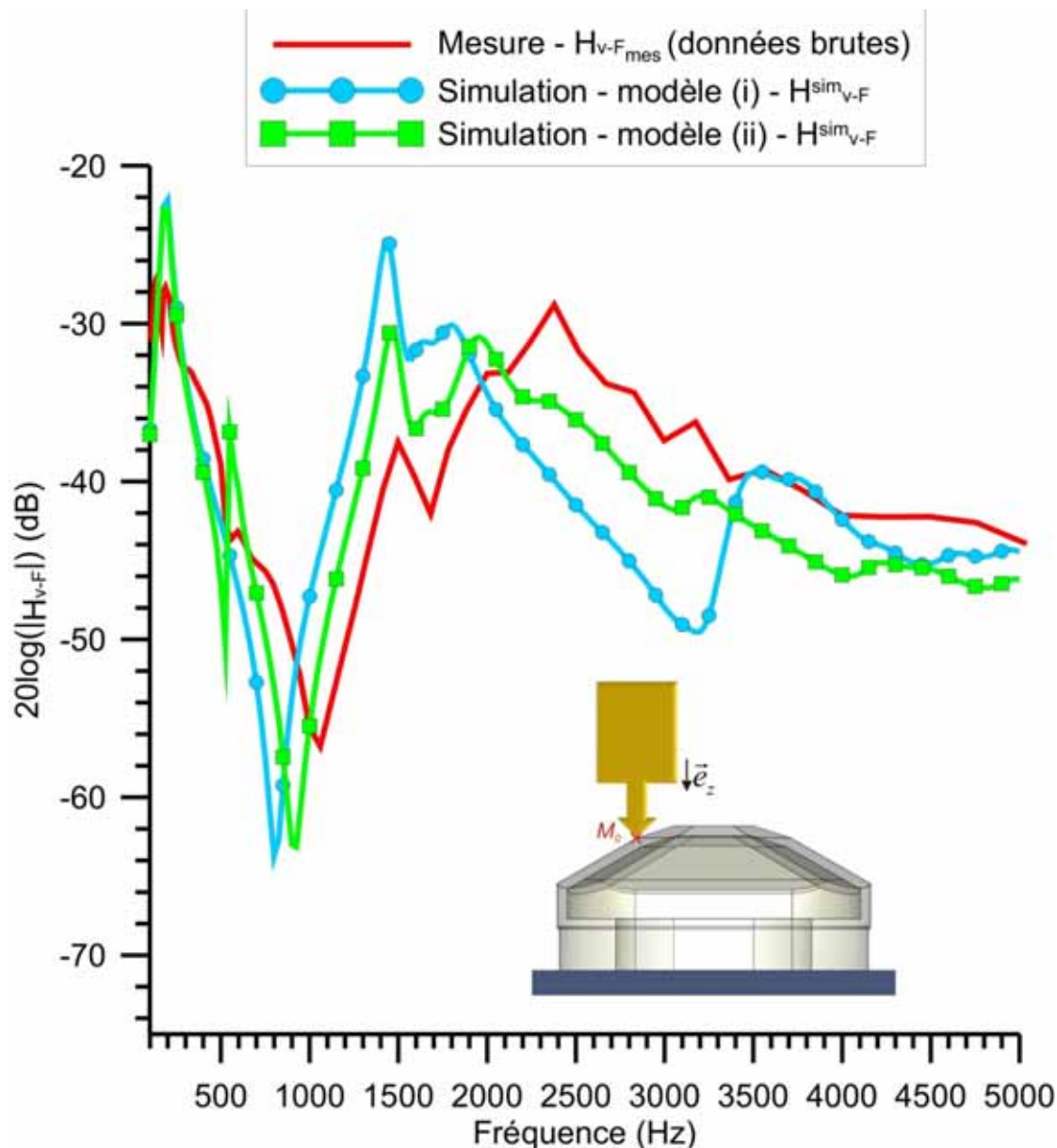


Figure A-6 : Comparaison de la mobilité d'entrée expérimentale brute pour le modèle de tête d'impédance B&K 8001 et des mobilités d'entrée simulées avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas des coquilles complètes

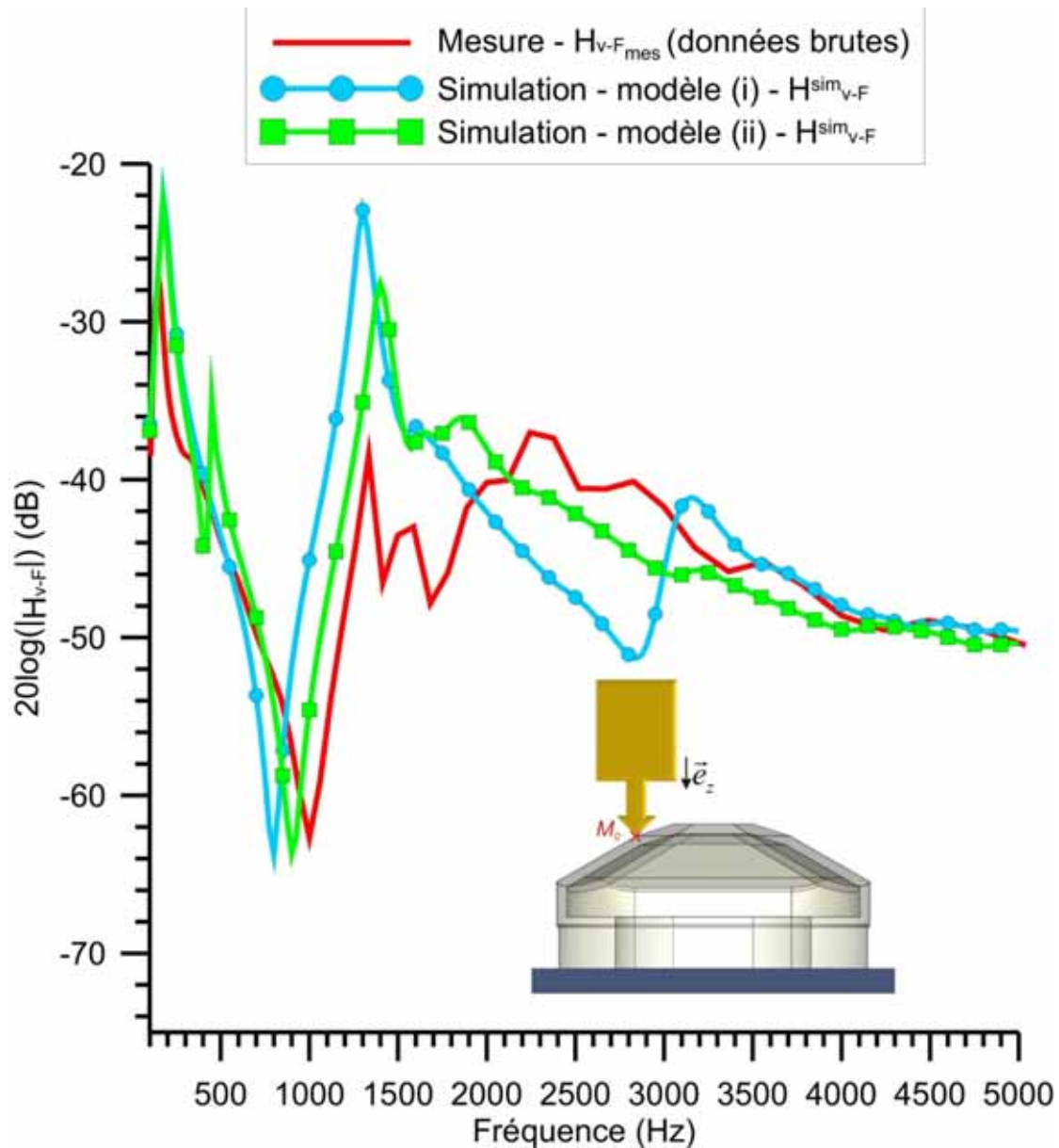


Figure A-7 : Comparaison de la mobilité d'entrée expérimentale brute pour le modèle de tête d'impédance PCB 288D01 et des mobilités d'entrée simulées avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas des coquilles complètes

Les Figure A-6 et Figure A-7 montrent les comparaisons des mobilités d'entrée expérimentales brutes pour les modèles respectifs de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 avec les résultats de simulation utilisant les modèles de fixation (i) et (ii) pour les coquilles complètes. Comme précédemment, les pics de la courbe simulée sont décalés vers la gauche. L'accord est par contre bon en hautes fréquences, en particulier pour la tête PCB 288D01 et meilleur dans le cas du modèle (ii). Le modèle semble également manquer d'amortissement.

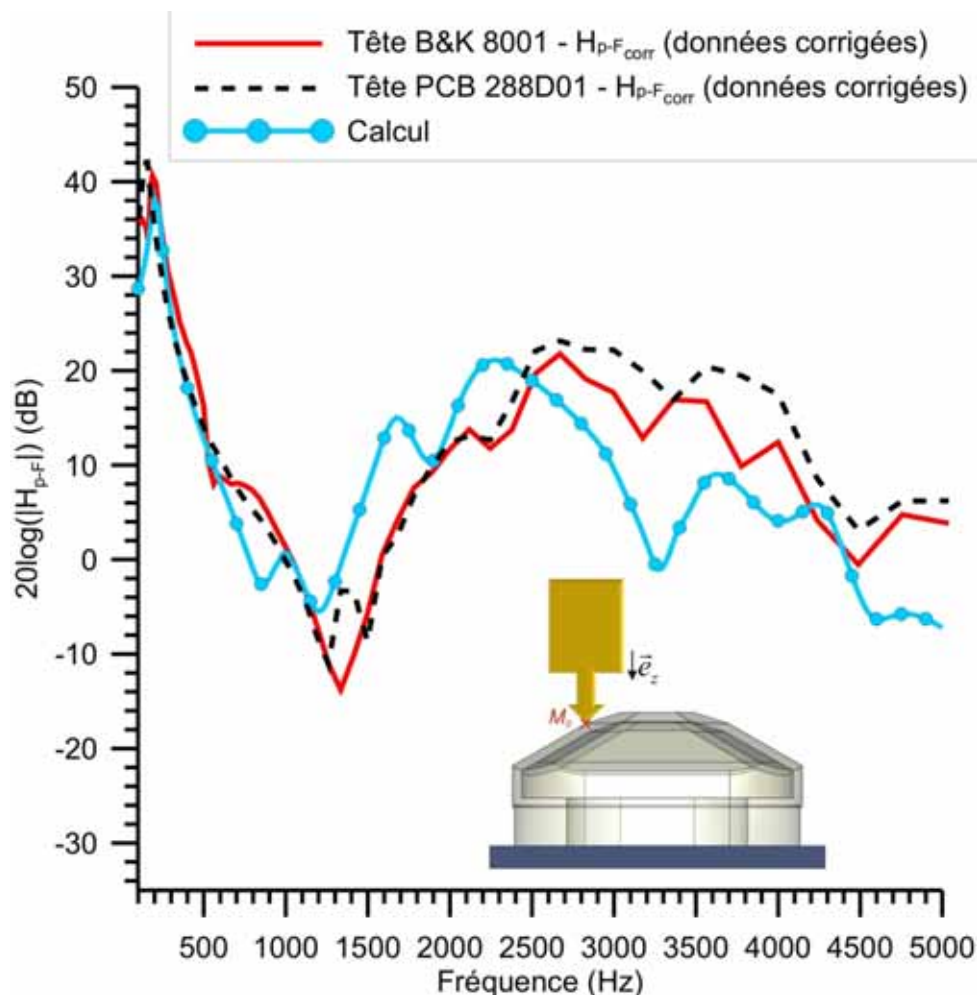


Figure A-8 : Comparaison des rapports de la pression au tympan à la force corrigée mesurées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 avec les résultats de calcul – cas des coquilles complètes

On s'intéresse maintenant à la comparaison des rapports de la pression au tympan à la force mesurées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 avec les résultats de calcul. La Figure A-8 montre les données corrigées et les résultats du calcul (sans prise en compte de l'effet du capteur et du système de fixation). De la même manière que les mobilités d'entrée, les fonctions de transfert pression au tympan/force expérimentales ont des allures similaires pour les deux têtes avec quelques différences d'amplitude dépendamment de la zone de fréquence considérée. L'allure de la courbe simulée est semblable aux courbes expérimentales jusqu'à au moins 3000Hz, mais on observe un décalage vers les basses fréquences. Il semble que le système modélisé ne soit pas assez raide. Quelques tests ont été faits avec un module d'Young du coussin accru pour vérifier que ce n'était pas dû à l'augmentation de raideur de ce dernier dû à une force statique plus importante que 15N. Cela ne semble pas en être la raison, tout en gardant à l'esprit qu'un modèle solide équivalent du coussin n'est pas complètement adapté. Une autre raison pourrait être la raideur ajoutée par le système de fixation du capteur d'impédance à la coquille. On constate également des différences en hautes fréquences où le rapport calculé est

plus faible que le rapport mesuré. Ceci est peut-être dû aux fuites acoustiques possibles dans le système expérimental.

Les Figure A-9 et Figure A-10 comparent respectivement les rapports de la pression au tympan à la force brute mesurées en dB pour les deux têtes d'impédance considérées, ainsi que les résultats de la simulation où l'effet du capteur et du système de fixation est pris en compte via les deux modèles (i) et (ii). Les résultats sont moins bons que pour la Figure A-8.

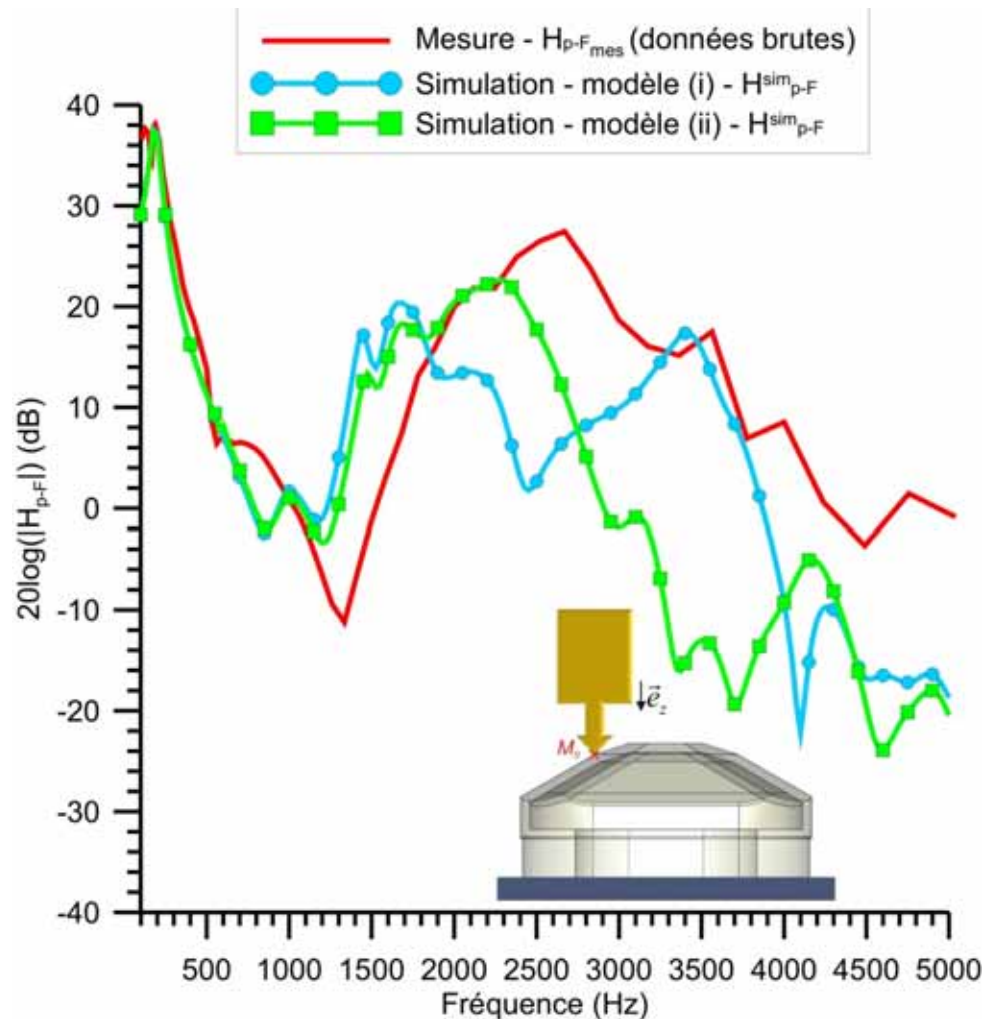


Figure A-9 : Comparaison des rapports de la pression au tympan à la force brute mesurées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et simulés avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas des coquilles complètes

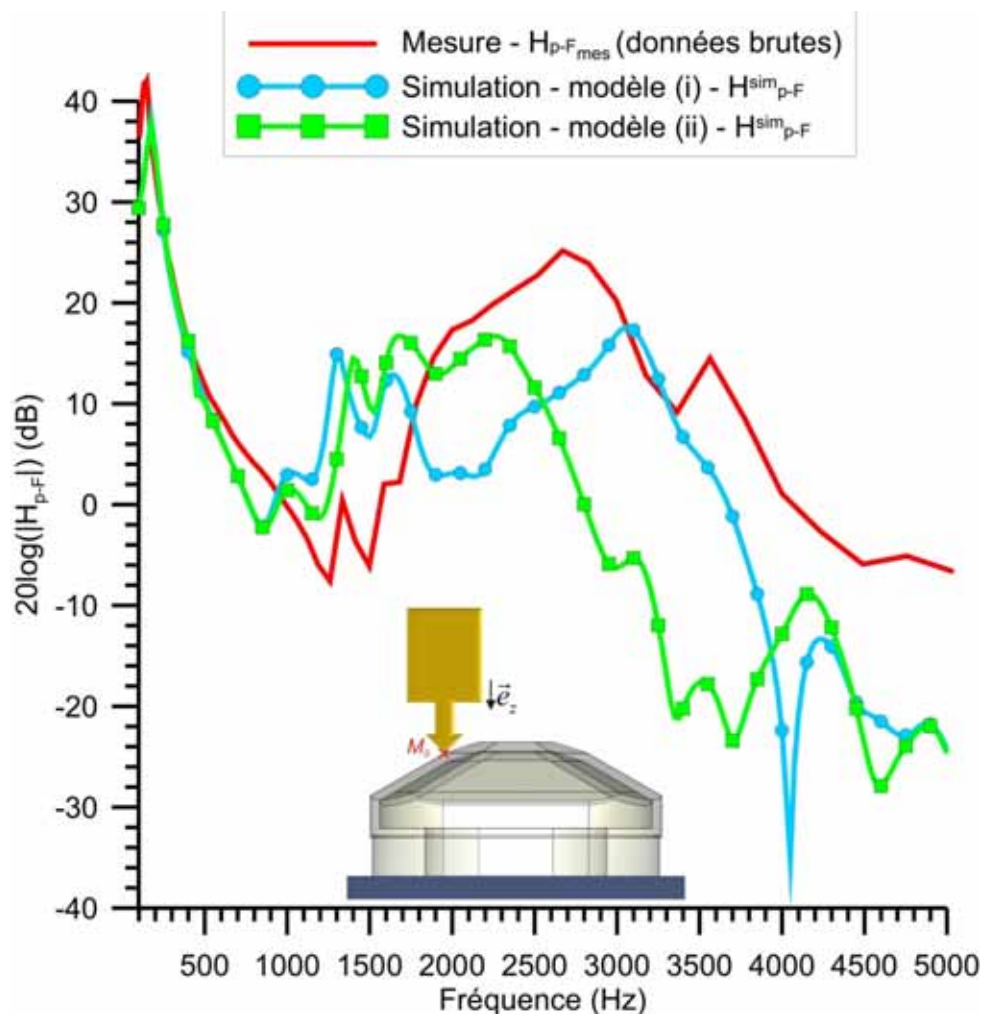


Figure A-10 : Comparaison des rapports de la pression au tympan à la force brute mesurées pour les modèles de tête d'impédance PCB 288D01 et simulés avec les modèles de fixation (i) et (ii) – cas des coquilles complètes

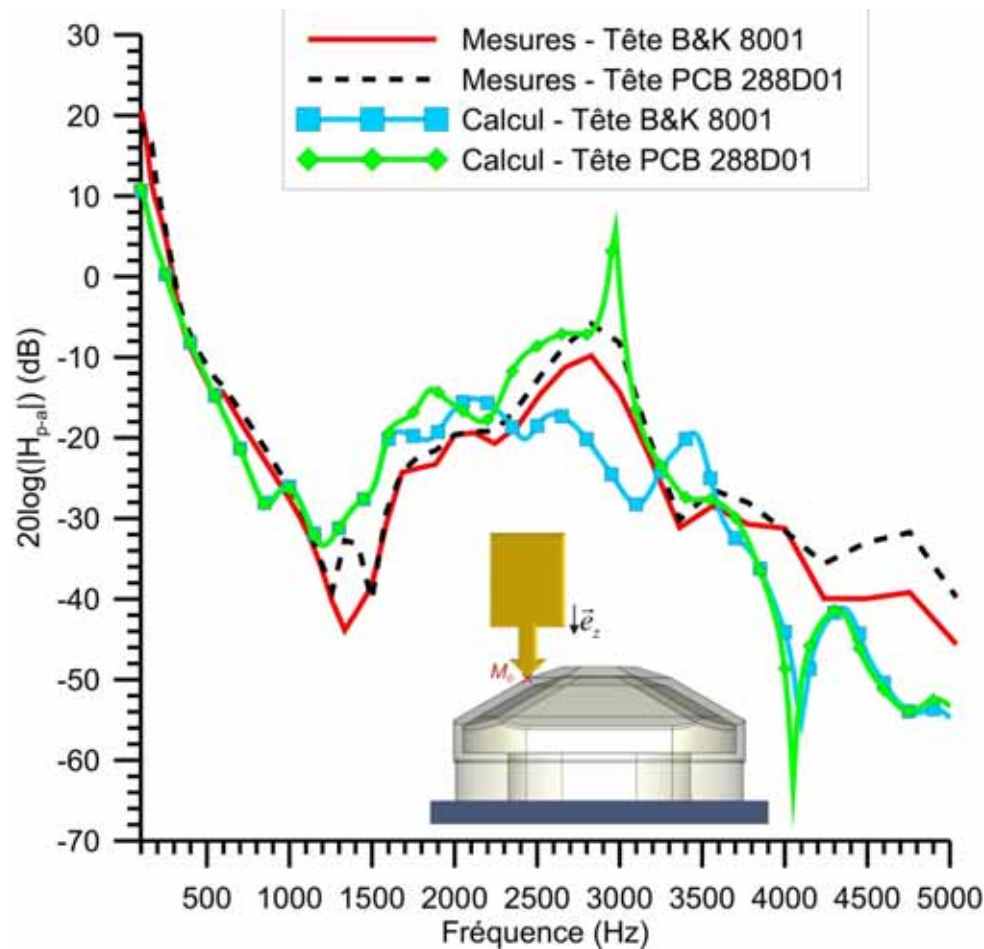


Figure A-11 : Comparaison des rapports de la pression au tympan à l'accélération de l'enveloppe mesurées pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01 avec les résultats de calcul – cas des coquilles complètes

La Figure A-11 compare les rapports de la pression au tympan à l'accélération²¹ de l'enveloppe mesurés pour les modèles de tête d'impédance B&K 8001 et PCB 288D01, ainsi que les rapports calculés en tenant compte de l'effet des capteurs (sous forme de masse ajoutée). On constate à nouveau que les allures des courbes expérimentales et simulées sont similaires, en particulier pour la tête d'impédance PCB 288D01. On a toujours un décalage des pics et antirésonances vers la gauche et les amplitudes du rapport pression au tympan à l'accélération en hautes fréquences sont inférieures aux amplitudes mesurées.

²¹ L'accéléromètre est collé sur une des faces de l'enveloppe des coquilles (voir Figure 41, section 5.2)