

Paupières d'oreilles

Tome II : Modélisation numérique
du comportement acoustique
des protecteurs auditifs

Sous la direction de Jérémie Voix



PAUPIÈRES D'OREILLES - TOME II

Modélisation numérique du comportement acoustique des protecteurs auditifs

FRANCK SGARD

JÉRÉMIE VOIX

École de technologie supérieure

Montréal, Québec



Paupières d'oreilles - Tome II Copyright © 2024 by Franck Sgard is licensed under a Licence Creative Commons Attribution - Pas d'utilisation commerciale - Pas de modification 4.0 International, except where otherwise noted.

DÉPÔT LÉGAL

Bibliothèque et Archives nationales du Québec, 2024

Bibliothèque et Archives Canada, 2024

NUMÉRO INTERNATIONAL NORMALISÉ DU LIVRE - ISBN

Selon le Guide sur l'utilisation de l'ISBN de *Bibliothèque et archives nationales du Québec*, un ouvrage publié en plusieurs volumes pouvant être vendus ou distribués séparément doit se voir attribuer un ISBN pour l'ensemble et un ISBN différent pour chacun des volumes de cet ensemble. On mettra au verso de la page de titre de chaque volume l'ISBN désignant l'ensemble de la publication suivi de l'ISBN spécifique à chaque volume. Ainsi, pour ce Tome II de *Paupières d'oreilles*, on insérera l'inscription suivante :

- ISBN 978-2-921145-95-4 (ensemble)
- ISBN 978-2-921145-92-3 (Tome 2)
- ISBN 978-2-925481-00-3 (ensemble des tomes papier)
- ISBN 978-2-925481-02-7 (Tome 2 papier)

TABLE DES MATIÈRES

Nomenclature	vii
Introduction	1
Crédits illustrations	2
Liste des figures	iv
Liste des tableaux	vii
Comment citer cet ouvrage?	viii
Historique des révisions majeures	x
TOME II : MODÉLISATION NUMÉRIQUE DU COMPORTEMENT ACOUSTIQUE DES PROTECTEURS AUDITIFS	
1. Modélisation acoustique dans le domaine de la protection auditive	11
2. Modélisation par éléments finis de la réponse vibroacoustique de l'oreille externe occluse par un protecteur auditif	55
3. Défis et pistes de recherche pour la modélisation dans le domaine de la protection auditive	100
	115

NOMENCLATURE

$TFOE$	Fonction de transfert de l'oreille ouverte (<i>Transfer function of open ear</i>) (entre membrane tympanique et point au centre de la tête) [dB]
TF_{canal}	Fonction de transfert de l'oreille ouverte (entre point dans le canal auditif et la membrane tympanique) [dB]
TF'_{canal}	Fonction de transfert de l'oreille occluse (entre point dans le canal auditif et la membrane tympanique) [dB]
TF'_{ext}	Fonction de transfert de l'oreille occluse (entre point extérieur et point au centre de la tête) [dB]
r_{EC}	Rayon du canal auditif [m]
\hat{a}	Variable complexe et dépendante de la fréquence
$\Re(\hat{a})$	Partie réelle de la variable complexe \hat{a}
$\Im(\hat{a})$	Partie imaginaire de la variable complexe \hat{a}
\hat{a}^*	Complexe conjugué de la variable \hat{a}
$ \hat{a} $	Module de la variable complexe \hat{a}
$\underline{e}_i \quad i \in \{1, 2, 3\}$	Vecteur unitaire d'une base orthonormée en coordonnées cartésiennes
\underline{a}	Vecteur en 3 dimensions. En coordonnées cartésiennes $\underline{a} = \sum_i a_i \cdot \underline{e}_i$
$\underline{\underline{a}}$	Tenseur de coordonnées $a_{ij} \in [1, 3]^2$
\underline{a}	Vecteur en N dimensions contenant les valeurs nodales de la variable
$\underline{\nabla} \hat{p}$	Opérateur gradient ($\underline{\nabla} \underline{a} = \sum_{i=1}^3 \frac{\partial^2 \underline{a}}{\partial x_i} \underline{e}_i$ en coordonnées cartésiennes)
$\underline{\nabla} \cdot$	Opérateur divergence ($\underline{\nabla} \cdot \underline{\underline{a}} = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{\partial^2 a_{ij}}{\partial x_j} \underline{e}_i$ en coordonnées cartésiennes)
∇^2	Opérateur Laplacien ($\nabla^2 \underline{a} = \sum_{i=1}^3 \frac{\partial^2 \underline{a}}{\partial x_i^2}$ en coordonnées cartésiennes)
\underline{x}	Vecteur position d'un point dans un domaine. $\underline{x} = \sum_i x_i \underline{e}_i$ en coordonnées cartésiennes
\underline{x}_0	Vecteur position d'une source ponctuelle acoustique
\underline{x}_{ext}	Vecteur position d'un point à l'extérieur du canal auditif
\underline{x}_c	Vecteur position d'un point dans le canal auditif
\hat{A}	Amplitude complexe d'une source monopolaire positionnée en un point \underline{x}_0 [Pa]

\hat{A}_{inc}	Amplitude complexe d'une onde plane [Pa]
ϕ_{inc}, θ_{inc}	Angles sphériques définissant l'incidence d'une onde plane [rad]
\underline{k}_{inc}	Vecteur d'onde d'une onde plane incidente, d'angles d'incidence sphériques ϕ_{inc} et θ_{inc} : $\underline{k}_{inc} = (k_0 \sin \theta_{inc} \cos \phi_{inc}, k_0 \sin \theta_{inc} \sin \phi_{inc}, k_0 \cos \theta_{inc})$
$r = \underline{x} $	Norme Euclidienne du vecteur \underline{x} (distance entre l'origine et le point \underline{x})
i	Nombre complexe $i^2 = -1$
$\delta(\underline{x} - \underline{x}_0)$	Distribution de Dirac : $\int_{\Omega_f} \delta(\underline{x} - \underline{x}_0) dV = 1$ si $\underline{x}_0 \in \Omega_f$; 0 sinon
ρ_0	Masse volumique de l'air [kg m^{-3}]
c_0	Célérité du son dans l'air [m s^{-1}]
ρ_f	Masse volumique d'un domaine fluide [kg m^{-3}]
c_f	Célérité du son dans un domaine fluide [m s^{-1}]
ω	Pulsation [rad s^{-1}]
f	Fréquence [Hz]
$k = \frac{\omega}{c_0}$	Nombre d'onde acoustique [m^{-1}]
$\lambda = \frac{c_0}{f}$	Longueur d'onde acoustique [m]
η_f	Facteur de perte global d'un fluide [1]
μ	Viscosité dynamique [Pa s]
κ	Coefficient de conductivité thermique [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
γ	Ratio des chaleurs spécifiques [1]
C_p	Capacité thermique à pression constante [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
C_v	Capacité thermique à volume constant [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
$\rho_0 c_0$	Impédance acoustique spécifique de l'air [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]
$Z_c = \frac{\rho_0 c_0}{\Sigma}$	Impédance acoustique caractéristique de l'air [$\text{kg m}^{-4} \text{s}^{-1}$]
\hat{Z}_r	Impédance acoustique spécifique de rayonnement [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]
$\hat{\underline{u}}$	Champ de déplacement du domaine solide Ω_s [m]

$\underline{\hat{u}}$	Valeur imposée du champ de déplacement [m]
$\underline{\hat{v}}$	Champ de vitesse du domaine solide Ω_s [m s^{-1}]
$\underline{\hat{\sigma}}$	Tenseur des contraintes dans le domaine solide Ω_s [Pa]
$\underline{\hat{\varepsilon}}$	Tenseur des déformations dans le domaine solide Ω_s [1]
ρ_s	Densité du domaine solide Ω_s [kg m^{-3}]
E_s	Module d'Young du domaine solide Ω_s [Pa]
ν_s	Coefficient de Poisson du domaine solide [1]
η_s	Facteur de perte du domaine solide [1]
c_p	Célérité des ondes de compression dans un solide 3D infini [m s^{-1}]
c_s	Célérité des ondes de cisaillement dans un solide 3D infini [m s^{-1}]
k_{eq}	Raideur équivalente du coussin de confort d'un serre-tête [N m^{-1}]
η_{eq}	Facteur de perte équivalent du coussin de confort d'un serre-tête [1]
M_0	Raideur statique intervenant dans l'expression de la raideur dynamique du coussin de confort d'un serre-tête [Pa]
M_∞	Limite haute fréquence de la raideur statique intervenant dans l'expression de la raideur dynamique du coussin de confort d'un serre-tête [Pa]
$M(f)$	Raideur dynamique du coussin de confort d'un serre-tête [Pa]
t_r	Temps de relaxation intervenant dans l'expression de la raideur dynamique du coussin de confort d'un serre-tête [s]
α	Exposant intervenant dans l'expression de la raideur dynamique du coussin de confort d'un serre-tête [1]
Ω_s	Domaine solide
$\partial\Omega_s$	Frontière du domaine solide Ω_s
$\partial\Omega_{s,u}$	Frontière du domaine solide Ω_s sur laquelle est imposé un déplacement $\underline{\hat{u}}$
$\partial\Omega_{s,F}$	Frontière du domaine solide Ω_s sur laquelle est imposée une force mécanique
$\partial\Omega_m$	Frontière du domaine solide Ω_s en contact avec le domaine fluide (sur laquelle n'est imposée aucune condition aux limites purement mécanique)
\underline{n}	Normale à une frontière
\hat{p}	Pression acoustique totale dans Ω_f [Pa]
\underline{v}_a	Vitesse particulière acoustique [m s^{-1}]
$\underline{\gamma}_a$	Accélération particulière acoustique [m s^{-2}]

Ω_f	Domaine fluide
$\partial\Omega_f$	Frontière du domaine fluide Ω_f
$\partial\Omega_{f,conv}$	Domaine fluide convexe
$\partial\Omega_{f,conv,ext}$	Frontière d'un domaine fluide convexe en contact avec une PML
$\delta\hat{u}$	Fonction régulière admissible pour le déplacement du domaine solide Ω_s
$\delta\hat{p}$	Fonction régulière admissible pour la pression acoustique dans Ω_f
\hat{p}_{inc}	Pression acoustique incidente [Pa]
\hat{p}_{sc}	Pression acoustique diffractée [Pa]
\hat{p}_b	Pression acoustique bloquée [Pa]
\hat{p}_r	Pression acoustique rayonnée [Pa]
L_p	Niveau de pression acoustique [dB]
$ \hat{p}_d $	Module de la pression acoustique en champ diffus
\hat{q}	Dérivée normale de la pression acoustique $\hat{q} = \frac{\partial\hat{p}}{\partial n}$ [Pa m ⁻¹]
s	Abscisse curviligne d'un guide d'onde [m]
s_1, s_2	Abscisses curvilignes en deux points d'un guide d'onde [m]
\hat{w}_1, \hat{w}_2	Débits acoustiques en s_1, s_2 [m ³ s ⁻¹]
\hat{p}_1, \hat{p}_2	Pressions acoustiques en s_1, s_2 [Pa]
\hat{T}_{ij}	Élément (i,j) de la matrice de transfert
$\hat{Z}_{T1}, \hat{Z}_{T2}, \hat{Z}_T$	Composants du schéma en « T »
$\hat{Z}_{\Pi1}, \hat{Z}_{\Pi2}, \hat{Z}_{\Pi}$	Composants du schéma en « Π »
V	Volume d'une portion de guide d'onde comprise entre s_1 et s_2 [m ³]
L	Longueur d'un domaine unidimensionnel [m]
Σ	Surface de la section droite d'un guide d'onde (à section constante) [m ²]
M_a	Masse acoustique [kg m ⁻⁴]
C_a	Souplesse acoustique d'un volume V [m N ⁻⁵]
M_m	Masse mécanique [kg]

C_m	Souplesse mécanique [m N ⁻¹]
\bar{p}	Pression spatiale imposée [Pa]
$\bar{\phi}$	Fonction spatiale imposée intervenant dans l'expression de la condition initiale impliquant la dérivée temporelle de la pression (méthode des différences finies)
CFL	Paramètre de Courant-Friedrichs -Lewy $CFL = c_0 \frac{\Delta t}{\Delta x}$ [1]
M	Nombre d'éléments du maillage spatial (méthode des différences finies)
Δx	Longueur d'un élément de maillage spatial [m] (méthode des différences finies)
N	Nombre d'éléments du maillage temporel (méthode des différences finies)
T	Temps maximum pour le calcul de la réponse temporelle [s] (méthode des différences finies)
Δt	Pas de temps [s] (méthode des différences finies)
$x_i = i\Delta x$	Position d'un nœud i du maillage spatial [m] (méthode des différences finies)
$t^n = n\Delta t$	Instant correspondant au nième pas de temps [s] (méthode des différences finies)
p_i^n	Pression au nœud x_i et à l'instant t^n (méthode des différences finies) [Pa]
$\{p^n\}$	Vecteur contenant les valeurs nodales à l'ensemble des nœuds du maillage à l'instant t^n (méthode des différences finies)
$[A], [B], [C]$	Matrices intervenant dans le système linéaire d'un schéma implicite de différences finies
$C^+(\underline{x})$	Coefficient intervenant dans l'équation intégrale intervenant dans la méthode des éléments finis de frontière
$\hat{G}(\underline{x}, \underline{y})$	Fonction de Green associée à l'équation de Helmholtz en champ libre
$G_0(\underline{x}, \underline{y})$	Fonction de Green associée à l'équation de Poisson en champ libre $G_0(\underline{x}, \underline{y}) = \frac{1}{4\pi r}$
N_p	Nombre d'inconnues nodales en pression acoustique
N_q	Nombre d'inconnues nodales en dérivée normale de la pression acoustique
$[\hat{A}(\omega)]$	Matrice du système d'équations obtenus après discrétisation de l'équation intégrale intervenant dans la méthode des éléments finis de frontière
$\{\hat{X}\}$	Vecteur des inconnues nodales en pression et en dérivée normale $= \{\hat{p}_1 \cdots \hat{p}_{N_p}, \hat{q}_1 \cdots \hat{q}_{N_q}\}$
$\pm \hat{f}(\omega) \pm$	Vecteur second membre du système d'équations obtenus après discrétisation de l'équation intégrale intervenant dans la méthode des éléments finis de frontière
$[K]$	Matrice de raideur du domaine solide
$[M]$	Matrice de masse du domaine solide
$[H]$	Matrice d'énergie cinétique du domaine fluide

$[Q]$	Matrice d'énergie de compression du domaine fluide
$[C_{up}]$	Matrice de couplage structure-fluide
$\{\hat{u}\}$	Vecteur des déplacements structuraux nodaux
$\{\hat{p}\}$	Vecteur des pressions nodales
$\{\hat{F}\}$	Vecteur des forces nodales
$\partial\Omega^e$	Élément de frontière
η_G	Facteur de perte global [1]
ϕ	Porosité [1]
σ	Résistivité au passage de l'air [$\text{N m}^{-4} \text{s}$]
α_∞	Tortuosité [1]
Λ	Longueur caractéristique visqueuse [m]
Λ'	Longueur caractéristique thermique [m]
ρ_1	Masse volumique apparente du matériau [kgm^{-3}]
$V_{EP,c}$	Volume d'un bouchon comprimé [m^3]
l_{EP}	Longueur d'un bouchon [m]
$\langle V_n^2 \rangle$	Vitesse quadratique moyenne normale d'un domaine solide [$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$]
$\langle V_i^2 \rangle$	Vitesse quadratique moyenne d'un domaine solide dans la direction i ($i=1,2,3$) [$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$]
$\Pi_{ech,f-s}$	Puissance échangée entre un domaine fluide et un domaine solide au niveau de leur interface [W]
$\Pi_{diss,s}$	Puissance dissipée dans un domaine solide [W]
$\Pi_{diss,f}$	Puissance dissipée dans un domaine fluide [W]

La modélisation peut-elle contribuer à l'avancement des connaissances dans le domaine de la protection auditive ? Ce tome II de « Paupières d'oreille » s'efforce de répondre à cette question. Il compile l'expérience que j'ai acquise depuis 2007, date où mon collègue Hugues Néliste m'a invité à me joindre au premier projet sur la protection auditive financé par l'IRSST. Depuis lors, je n'ai cessé de m'intéresser aux problématiques associées qui sont passionnantes et riches en défis scientifiques. Ce travail d'écriture s'appuie fortement sur les recherches effectuées au laboratoire ICAR avec mes collègues Olivier Doutres, Jérémie Voix de l'ÉTS; Hugues Néliste, Fabien Bonnet, Luiz Melo de l'IRSST; Marc-André Gaudreaude l'UQTR, ainsi que sur les travaux de Pascal Hamery, Véronique Zimpfer et Cyril Blondé-Weinmann de l'Institut Saint-Louis en France. Une très large partie de ces connaissances provient du travail d'étudiants au doctorat et à la maîtrise qui ont été formés au fur et à mesure des années et sans qui, les avancées qui sont présentées, n'auraient pu avoir lieu. Je tenais sincèrement à remercier Olivier Doutres, Hugues Néliste, Fabien Bonnet, Pascal Hamery et Marc-André Gaudreau pour leur travail de révision approfondi ainsi que Jérémie Voix pour nous avoir donné l'opportunité de participer à cet ouvrage complet dédié au domaine de la protection auditive.

Ce tome II est organisé de la façon suivante. Dans le premier chapitre introductif, on discute de la modélisation du comportement acoustique de l'oreille externe occluse par un protecteur auditif. On aborde les divers concepts liés à la modélisation, ses avantages pour le domaine de la protection auditive, tels que la capacité de prédire l'atténuation et l'effet d'occlusion des protecteurs auditifs pour améliorer leur conception, d'estimer d'autres indicateurs liés au risque auditif, d'aider à développer des protocoles expérimentaux et d'améliorer la conception des têtes artificielles. Le chapitre s'attache ensuite à la description du problème spécifique à résoudre et propose un bilan des différents modèles existants, allant des plus simples aux plus sophistiqués, en incluant leurs avantages et inconvénients.

Le deuxième chapitre se concentre sur l'utilisation d'une technique numérique basée sur la méthode des éléments finis pour résoudre le problème exposé dans le premier chapitre. Les étapes de modélisation dans le domaine fréquentiel du comportement vibratoire/acoustique de l'oreille externe occluse par des protecteurs auditifs tels que les bouchons d'oreille et les coquilles, pour des excitations stationnaires, sont décrites pas-à-pas. Des exemples de comparaison entre les mesures et les calculs issus des travaux de notre équipe sont présentés pour l'atténuation acoustique des bouchons, des coquilles, de la double protection ainsi que pour l'effet d'occlusion des bouchons.

Le troisième chapitre met en lumière les défis restants à relever pour améliorer les modèles existants et propose des pistes de recherche pour y répondre.

CRÉDITS ILLUSTRATIONS

Couverture : Illustration exclusive par Kaitlin Walsh pour l'ouvrage « Paupières d'oreilles »

Figure 1 : Illustration par Franck Sgard adaptée d'une illustration de Beisbart et Saam, (Beisbart et Saam, 2019) avec permission de Springer Nature BV, autorisation transmise via Copyright Clearance Center, Inc.

Figure 2 : Illustrations par Franck Sgard, rendu 3D de la tête par Franck Sgard extrait du logiciel COMSOL Multiphysics et adapté d'un modèle géométrique 3D de Huiyang Xu (Xu, 2021)

Figure 3 : Illustration par Franck Sgard

Figure 4 : Illustration par Franck Sgard

Figure 5 : Illustration par Franck Sgard

Figure 6 : Illustration par Franck Sgard

Figure 7 : Illustration par Franck Sgard

Figure 8 : Illustration par Franck Sgard

Figure 9 : Illustration par Franck Sgard, rendu 3D de la tête par Franck Sgard extrait du logiciel COMSOL Multiphysics et adapté d'un modèle géométrique 3D de Huiyang Xu (Xu, 2021)

Figure 10 : Illustration par Franck Sgard, rendu 3D de la tête par Franck Sgard extrait du logiciel COMSOL Multiphysics et adapté d'un modèle géométrique 3D de Huiyang Xu (Xu, 2021)

Figure 11 : Illustration obtenue avec le logiciel COMSOL Multiphysics

Figure 12 : Illustration par Franck Sgard, rendu 3D de la tête par Franck Sgard extrait du logiciel COMSOL Multiphysics et adapté d'un modèle géométrique 3D de Huiyang Xu (Xu, 2021)

Figure 13 : Illustration par Franck Sgard

Figure 14 : Illustrations par Franck Sgard, rendu 3D de la tête par Franck Sgard adapté du modèle 3D de Huiyang Xu (Xu, 2021)

Figure 15 : Illustrations par Franck Sgard

Figure 16 : Photo (a) par Franck Sgard adaptée du Visible Human Project , illustration (a) par Franck Sgard adaptée du modèle 3D de Martin Brummund (Brummund *et al.*, 2014a), photo (b) par Simon Benacchio, illustration (b) par Franck Sgard adaptée du modèle 3D de Simon Benacchio (Benacchio *et al.*, 2018), photo (c) par Huiyang Xu, illustrations (c) par Franck Sgard, rendu 3D de la tête par Franck Sgard extrait du logiciel COMSOL Multiphysics et adapté du modèle 3D de Huiyang Xu (Xu, 2021)

Figure 17 : Rendu 3D par Franck Sgard à partir de modèles 3D de Michael Moreau

Figure 18 : Illustration (a) par Franck Sgard adaptée d'illustrations de Sylvain Boyer (Boyer, 2015, illustration (b) par Franck Sgard

Figure 19 : Illustrations par Franck Sgard adaptée de photos de Simon Benacchio

Figure 20 : Illustrations par Franck Sgard adaptées d'illustrations de Sylvain Boyer (Boyer, 2015

Figure 21 : Illustrations par Franck Sgard, rendu 3D par Franck Sgard extrait du logiciel COMSOL Multiphysics et adapté d'un modèle géométrique 3D de Huiyang Xu (Xu, 2021)

Figure 22 : Illustrations et graphes par Franck Sgard adaptés de Guilhem Viallet (Viallet *et al.*, 2014) avec permission de l'Acoustical Society of America

Figure 23 : Illustration et photos (a) par Guilhem Viallet (Viallet *et al.*, 2014) avec permission de l'Acoustical Society of America, illustrations (b) et (c) par Franck Sgard adaptées d'illustrations de Guilhem Viallet (Viallet *et al.*, 2014) avec permission de l'Acoustical Society of America

Figure 24 : Illustration par Franck Sgard adaptée de Guilhem Viallet (Viallet *et al.*, 2015)

Figure 25 : Graphes par Franck Sgard adaptés de Guilhem Viallet (Viallet *et al.*, 2015)

Figure 26 : Illustration (a) par Franck Sgard à partir d'une image extraite du logiciel COMSOL Multiphysics , graphes par Franck Sgard adaptés de Kevin Carillo (Carillo *et al.*, 2018)

Figure 27 : illustrations par Franck Sgard à partir d'images extraites du logiciel COMSOL Multiphysics, graphe par Franck Sgard adapté de Yu Luan (Luan *et al.*, 2022) avec permission de l'Acoustical Society of America

Figure 28 : photos par Yu Luan, illustrations par Franck Sgard à partir d'images extraites du logiciel COMSOL Multiphysics

Figure 29 : graphe par Franck Sgard, adapté de Yu Luan (Luan *et al.*, 2022) avec permission de l'Acoustical Society of America

Figure 30 : graphe par Franck Sgard, adapté de Kevin Carillo (Carillo *et al.*, 2021b) avec permission de NHCA Spectrum

Figure 31 : illustration (a) par Franck Sgard adaptée de Kevin Carillo (Carillo *et al.*, 2021b) avec permission de NHCA Spectrum, graphe (b) par Franck Sgard adapté de Kevin Carillo (Carillo *et al.*, 2021b) avec permission de NHCA Spectrum

LISTE DES FIGURES

Sauf mention contraire, toutes les illustrations du Tome II sont le fruit du travail de l'auteur. Les exceptions sont indiquée par la mention de(s) l'auteur(s) ainsi que la mention de(s) l'ayant(s) droits au sein même de la légende de la figure.

Couverture : Illustration exclusive par Kaitlin Walsh

Figure 1 : Concepts de vérification, validation et prédiction d'un modèle [Utilisée et adaptée avec permission de Springer Nature BV, tirée de (Beisbart et Saam, 2019), autorisation transmise via Copyright Clearance Center, Inc.]

Figure 2 : Description du problème à modéliser

Figure 3 : (a) Guide d'onde curviligne de section variable rempli d'un fluide (b) représentation par un quadripôle

Figure 4 : Exemple d'une portion de guide d'onde de section droite Σ rempli d'un fluide

Figure 5 : Schémas en « T » et en « Π »

Figure 6 : Exemple d'une portion de guide d'onde de section conique rempli d'un fluide.

Figure 7 : Schéma électrique équivalent

Figure 8 : Schémas électriques équivalents en « T » et en « Π »

Figure 9 : Configuration du problème à résoudre numériquement (a) domaines solides et fluides (b) décomposition de l'enveloppe du système tête-protecteurs en sous frontières

Figure 10 : Remplacement du milieu fluide infini Ω_f par un domaine fluide convexe $\Omega_{f,conv}$ entourant le système tête-protecteurs Ω_s et une couche parfaitement adaptée. $\partial\Omega_s$ représente la frontière du domaine Ω_s et la frontière interne du domaine Ω_f . $\Omega_{f,conv,ext}$ correspond à la frontière externe du domaine $\Omega_{f,conv}$

Figure 11 : Exemple de maillage volumique des domaines solides et fluides dans le cas de la tête sans protecteur obtenu avec le logiciel COMSOL Multiphysics 5.6 (© COMSOL). Une coupe est effectuée dans un plan frontal passant par le centre de la tête. Les éléments finis tétraédriques solides (tissus de la tête) sont indiqués en blanc alors que ceux fluides (air environnant et contenu dans les canaux auditifs ainsi que le fluide cérébrospinal à l'intérieur de la tête) sont indiqués en jaune.

Figure 12 : (a) Exemple du problème de la tête sans protecteur résolu avec la méthode **BEM** (b) exemple de maillage de la surface $\partial\Omega_s$ discrétisée en triangles $\partial\Omega^e$ à l'aide du logiciel COMSOL Multiphysics 5.6 (© COMSOL).

Figure 13 : Modèles géométriques axisymétriques d'oreille externe sans tissus environnants de différente complexité élaborés et étudiés par l'équipe de recherche. (a) canal auditif à section droite constante (b) canal auditif à section droite variable.

Figure 14 : Modèles géométriques 3D d'oreille externe sans tissus environnants de différente complexité élaborés et étudiés par l'équipe de recherche. (a) canal auditif seul (b) oreille externe tronquée (c) oreille externe et tête.

Figure 15 : Modèles géométriques axisymétriques d'oreille externe avec tissus environnants de différente complexité élaborés et étudiés par l'équipe de recherche du Groupe de Recherche en Acoustique à Montréal (GRAM). (a) canal cylindrique avec peau (Viallet *et al.*, 2014) (b) oreille externe sans pavillon tronquée – canal cylindrique à section constante (Brummund *et al.*, 2015) (c) oreille externe sans pavillon tronquée – canal cylindrique à section variable (Viallet *et al.*, 2015).

Figure 16 : Modèles géométriques 3D d'oreille externe avec tissus environnants de différentes complexités élaborés et étudiés par l'équipe de recherche. (a) oreille externe sans pavillon tronquée obtenue à partir d'images cadavériques (Brummund *et al.*, 2014a) (b) oreille externe avec pavillon tronquée obtenue à partir d'images **IRM** d'un participant (Benacchio *et al.*, 2018) (c) oreille externe et tête complète obtenue à partir de techniques d'imagerie **IRM** et **CB-CT** d'un participant (Xu, 2021).

Figure 17 : Exemples de CAD de bouchons d'oreille. De gauche à droite : bouchons en mousse à comprimer (3M classic et Honeywell Howard Leigh max), bouchon prémoulé (Ultrafit (sans la tige en plastique)) et bouchon en mousse prémoulé avec tige (push-in (sans la tige en plastique))

Figure 18 : (a) Exemples de **CAD** et de composition de deux serre-tête du commerce. Colonne de gauche : EAR1000 (3M) – Colonne de droite PELTOR OPTIME 98 (3M) (b) Concept de serre-tête à double enveloppe

Figure 19 : Exemple d'images obtenues par **CT-scan** de bouchons d'oreille insérés dans une oreille artificielle réaliste – (a) Ultra-fit ©3M, (b) Classic ©3M (c) bouchon sur mesure en silicone ©Laboratoire Laviolette

Figure 20 : Modèles de coussin (a) Ressort équivalent dissipatif de raideur et facteur de perte (amortissement structural) (b) Solide équivalent (c) multi-domaines

Figure 21 : Notations utilisées pour le calcul des indicateurs acoustiques

Figure 22 : Comparaison des simulations et des mesures de **IL** pour deux configurations de systèmes bouchon/canal auditif avec peau artificielle (deux longueurs de bouchon et de canal auditif) – [[Adaptée avec permission de l'Acoustical Society of America, tirée de (Viallet *et al.*, 2014).]

Figure 23 : (a) Dispositif expérimental pour valider le modèle 2D axisymétrique aux parois avec peau – schéma de principe (gauche) ; vue de la tête artificielle sans pavillon (droite haut) ; canal auditif avec peau synthétique et bouchons en silicone testés (droite bas). Représentation schématique du modèle EF 2D axisymétrique du canal auditif ouvert (b) et occlus (c). – [Adaptée avec permission de l'Acoustical Society of America, tirée de (Viallet *et al.*, 2014).]

Figure 24 : Représentation schématique du modèle EF 2D axisymétrique du canal auditif occlus par un bouchon moulé en silicone R1 (gauche) et en mousse (droite) – [Tirée et adaptée de (Viallet *et al.*, 2015).]

Figure 25 : Comparaison entre les IL mesurés (moyenne \pm écart type) et simulés en tiers d’octave (sans fuite, fuites de diamètre 0,2 mm et 0,5 mm). Pour la mesure, les IL minima et maxima sont aussi représentés en pointillés : (a) silicone; (b) mousse. [Tirée et adaptée de (Viallet *et al.*, 2015).]

Figure 26 : (a) modèle EF (1/4 est représenté)(a) IL mesuré (la zone grise représente l’intervalle de confiance à 95% centré autour de la valeur moyenne des données) et IL simulé à l’aide de différents modèles de coussins de confort (isotrope excité acoustiquement sur ses flancs externes, isotrope non excité et isotrope transverse excité). [Tirée et adaptée de (Carillo *et al.*, 2018)].

Figure 27 : (a) modèle élément finis du dispositif expérimental (b) NR mesuré et simulé d’un serre-tête EAR-1000 où le coussin de confort a été remplacé par un coussin en silicone [Adaptée avec permission de l’Acoustical Society of America, tirée de (Luan *et al.*, 2022).]

Figure 28 : (a) dispositif expérimental (b) modèle EF associé

Figure 29 : NR du bouchon seul et en configuration double protection mesurés et simulés. [Adaptée avec permission de l’Acoustical Society of America, tirée de (Luan *et al.*, 2022).]

Figure 30 : Effet d’occlusion objectif induit par un bouchon en mousse moyennement inséré: simulations avec des modèles EF d’oreille externe tronqué et complet versus données expérimentales de (Reinfeldt *et al.*, 2013). [Adaptée avec permission de NHCA Spectrum, tirée de (Carillo *et al.*, 2021b).]

Figure 31 : (a) modèle EF 2D axisymétrique associé [Adaptée avec permission de NHCA Spectrum, tirée de (Carillo *et al.*, 2021b).] (b) Effet d’occlusion objectif induit par des bouchons en mousse et en silicone moyennement insérés : simulations avec un modèle EF 2D axi-symétrique et données expérimentales. L’effet d’occlusion où les bouchons sont remplacés par une impédance infinie au niveau de leur surface médiale est également représenté. [Adaptée avec permission de NHCA Spectrum, tirée de (Carillo *et al.*, 2021b).]

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Domaine d'application, avantages et inconvénients des différents modèles utilisés en protection auditive.

Tableau 2 : Propriétés typiques des tissus de la tête (Xu, 2022 ; Benacchio *et al.*, 2020a ; Poissenot-Arrigoni *et al.*, 2019 ; Chang *et al.*, 2016 ; Brummund, 2014 ; Viallet, 2014)

Tableau 3 : Propriétés des composants de l'EAR1000 et de la Peltor Optime 98 (Boyer *et al.*, 2015)

Tableau 4 : Paramètres mécaniques du modèle solide équivalent isotrope du coussin du serre-tête EAR1000 (modèle de Zener)

Tableau 5 : Propriétés géométriques de la mousse utilisée dans le serre-tête EAR-1000.

Tableau 6 : Propriétés typiques de bouchon en mousse (EAR-classic) et en silicone (moulé en laboratoire) à température ambiante (Benacchio *et al.*, 2020a)

Tableau 7 : Masse volumique ρ_0 , célérité c_0 , viscosité dynamique μ , coefficient de conductivité thermique κ , ratio des chaleurs spécifiques C_p , et capacité thermique à pression constante pour l'air ambiant à 19°C, pression atmosphérique de 1013 hPa et humidité relative 20 %.

COMMENT CITER CET OUVRAGE?

NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE ET CITATION DE CET OUVRAGE

Citer l'ouvrage *Paupières d'oreilles* dans son intégralité :

Voix, J. (Éd). (2023-), *Paupières d'oreilles*. 4 tomes. Montréal, QC, Canada: École de technologie supérieure. Repéré à : <https://pressbooks.etsmtl.ca/jvoix>. Sous licence CC BY-NC-ND (Creative Commons Attribution – Pas d'Utilisation Commerciale – Pas de Modification).

Citer ce Tome II uniquement :

Sgard, F. (2024), *Modélisation numérique du comportement acoustique des protecteurs auditifs*. Dans Voix, J. (Éd.), *Paupières d'oreilles*. (Montréal, QC, Canada: École de technologie supérieure; Tome II). Repéré à : <https://pressbooks.etsmtl.ca/modelisationcomportementacoustique>. Sous licence CC BY-NC-ND (Creative Commons Attribution – Pas d'Utilisation Commerciale – Pas de Modification).

Citation au format Bibtex

```
@book{sgard_paupieres_2024,  
address = {Montréal},  
title = {Paupières d'oreilles – Tome II : Modélisation numérique du comportement acoustique des  
protecteurs auditifs},  
isbn = {978-2-921145-92-3},  
url = {https://pressbooks.etsmtl.ca/modelisationcomportementacoustique},  
language = {French},  
urldate = {2024-02-16},  
publisher = {École de technologie supérieure},  
author = {Sgard, F.},  
year = {2024},  
}
```

DÉPÔT LÉGAL

Bibliothèque et Archives nationales du Québec, 2024

Bibliothèque et Archives Canada, 2024

NUMÉRO INTERNATIONAL NORMALISÉ DU LIVRE - ISBN

Selon le Guide sur l'utilisation de l'ISBN de *Bibliothèque et archives nationales du Québec*, un ouvrage publié en plusieurs volumes pouvant être vendus ou distribués séparément doit se voir attribuer un ISBN pour l'ensemble et un ISBN différent pour chacun des volumes de cet ensemble. On mettra au verso de la page de titre de chaque volume l'ISBN désignant l'ensemble de la publication suivi de l'ISBN spécifique à chaque volume. Ainsi, pour ce Tome II de *Paupières d'oreilles*, on insérera l'inscription suivante :

- ISBN 978-2-921145-95-4 (ensemble)
- ISBN 978-2-921145-92-3 (Tome 2)
- ISBN 978-2-925481-00-3 (ensemble des tomes papier)
- ISBN 978-2-925481-02-7 (Tome 2 papier)

HISTORIQUE DES RÉVISIONS MAJEURES

MODÉLISATION ACOUSTIQUE DANS LE DOMAINE DE LA PROTECTION AUDITIVE

La modélisation peut-elle aider à faire progresser les connaissances dans le domaine de la protection auditive ? Cette section tente de montrer au lecteur ou à la lectrice en quoi le recours à la modélisation comme complément aux méthodes de mesure et à l'empirisme est une voie prometteuse pour les chercheurs et les industriels qui cherchent à résoudre les problématiques de protection auditive évoquées dans le Tome I de cet ouvrage. Les symboles utilisés dans ce document sont listés dans la section Nomenclature.

INTÉRÊT DE LA MODÉLISATION

En science, un modèle est une représentation d'un système réel qui vise à comprendre ce système. Aujourd'hui cette représentation est à la fois de nature conceptuelle et informatique. Le modèle conceptuel inclut toutes les informations physiques pertinentes, les hypothèses de modélisation et les équations mathématiques qui régissent le système physique. Le modèle (ou code) informatique met en œuvre le modèle conceptuel à l'aide de la programmation informatique. La vérification traite de la relation entre le modèle conceptuel et le modèle informatique alors que la validation traite de la relation entre le modèle informatique et la réalité. Outre décrire, analyser, expliquer ou simplement documenter un système complexe, un modèle peut s'avérer particulièrement utile pour fournir une estimation indirecte de quelque chose qui est difficile à mesurer directement, aider à concevoir des expériences pour tester des hypothèses, faire des prédictions ou prendre des décisions, aider à concevoir efficacement des prototypes via une réduction des délais et des coûts de développement et des tests réalisés dans des conditions qui ne pourraient l'être en pratique pour des raisons d'éthique, de sécurité ou de destruction.

Dans le cadre de la protection auditive, un modèle du comportement acoustique de l'oreille occluse par un protecteur auditif peut, par exemple, (i) aider à comprendre finement les mécanismes de transmission sonore à travers le protecteur auditif (ii) être de ce fait une alternative efficace à l'empirisme et aux méthodes d'essais/erreurs utilisés pour concevoir des protecteurs auditifs adaptés à l'environnement sonore (iii) aider à estimer les variables physiques corrélées *a priori* au confort du protecteur (iv) aider à élaborer des méthodes de mesures pour caractériser les performances des protecteurs auditifs ou l'exposition sonore du travailleur (v) améliorer la conception des ATF pour la mesure d'atténuation sonore des protecteurs auditifs (vi) concevoir des ATF réalistes permettant d'évaluer les variables objectives associées au confort des protecteurs auditifs.

En effet, en ayant le contrôle sur chaque paramètre d'entrée du modèle¹, l'effet individuel ou combiné de ces derniers peut être étudié précisément de façon virtuelle en s'affranchissant des difficultés

1. Exemple : paramètres de conception du protecteur, conditions environnementales de mesure, positionnement et nombre de micros, etc.

associées aux conditions expérimentales (ex éthique, difficultés techniques, variabilité intra et inter-individuelle des sujets, erreurs de l'opérateur, bruit aléatoire dans la mesure des signaux, mauvais placement du microphone). Des analyses de sensibilité peuvent être utilisées afin de déterminer quels sont les paramètres du modèle les plus importants. Un modèle permet également de comparer virtuellement des variantes de situations expérimentales ou de prototypes de protecteurs ou d'ATF avant leur développement.

Bien sûr, avant d'être exploité, le modèle doit être vérifié, calibré et validé dans un cadre qui tient compte des incertitudes de la modélisation et de l'expérimentation. Les concepts de vérification, validation et calibration sont discutés en détails dans plusieurs excellents ouvrages de référence que le lecteur ou la lectrice sont invités à consulter (Oberkampf et Roy, 2010 ; Murray-Smith, 2015 ; Beisbart et Saam, 2019) et sur lesquels on se base ici pour présenter de façon générale ces concepts.

La validation est l'évaluation de l'exactitude du modèle mathématique par rapport aux observations dans le monde réel de la « vraie valeur » qu'on cherche à prédire et qui se présentent sous la forme de mesures expérimentales (c'est-à-dire de données). Notons que la « vraie valeur » n'est jamais connue et donc les données expérimentales s'accompagnent d'incertitudes aléatoires et systémiques. L'exactitude du modèle peut être par exemple évaluée grâce à un opérateur de validation métrique qui mesure la concordance entre les résultats de simulation et les observations expérimentales. La validation est très souvent confondue avec la vérification, qui elle, consiste à évaluer la précision numérique d'une simulation par rapport à la solution exacte du modèle mathématique. Il est important d'utiliser les bons termes pour éviter les incompréhensions. La vérification et la validation fournissent un moyen d'évaluer la crédibilité et l'exactitude des modèles mathématiques et de leurs simulations ultérieures. En pratique, l'étape de vérification doit être faite avant celle de validation auquel cas les résultats du modèle mathématique correspondent à ceux du modèle informatique. La différence entre la valeur de l'indicateur que l'on cherche à prédire, fournie par le modèle mathématique et sa « vraie valeur » est appelée le biais ou erreur de forme du modèle. Le biais inclut l'effet de toutes les hypothèses et approximations du modèle mathématique mais dépend également des mesures expérimentales accompagnées de leurs incertitudes, que ce soit à travers celles associées à la quantité qu'on cherche à simuler mais également celles associées aux paramètres d'entrée du modèle (géométrie, propriété des matériaux, conditions aux limites et initiales). Si l'étape de vérification a été faite, le biais peut s'exprimer en termes de différence entre la réalité et la simulation. La Figure 1 illustre ces concepts.

Alors que la validation implique l'évaluation quantitative d'un modèle par rapport aux données expérimentales, la calibration implique l'ajustement de paramètres d'entrée du modèle pour améliorer la concordance entre résultats du modèle et données expérimentales. On fait ici référence aux paramètres d'entrée qui doivent être ajustés du fait qu'ils ne peuvent pas être mesurés directement et/ou sont affectés par les couplages à l'intérieur du système, par exemple les propriétés mécaniques *in vivo* des tissus mais aussi aux paramètres ad-hoc qui n'ont pas nécessairement de signification physique (ex les paramètres statistiques de l'émulateur du modèle (voir section 3.4)). Dans la littérature, le terme « calibration » peut être plutôt réservé à ce dernier type de paramètres alors qu'on parlera d'« estimation de paramètres » pour les premiers (Oberkampf et Roy, 2010). La calibration du modèle fournit un modèle modifié, car les paramètres du modèle sont mis à jour mais son exactitude

doit encore être évaluée lorsque de nouvelles données expérimentales deviennent disponibles² (Beisbart et Saam, 2019).

Si on peut faire confiance au processus de mesure incluant les appareils de mesure et l'ensemble des hypothèses qui y sont associées, alors lorsque des différences entre modèle et observations expérimentales effectuées dans le cadre de l'expérience de validation sont importantes, il y a lieu de remettre en cause le modèle et de formuler de nouvelles hypothèses de modélisation avant de recommencer le processus de validation. Le processus de validation d'un modèle est donc en général itératif. Les observations expérimentales permettent potentiellement d'affiner le modèle. Le schéma circulaire de la figure devrait en fait plutôt être représenté sous forme de spirale où un modèle permet de faire une prédiction qui est confrontée à une observation faite à l'occasion d'une expérience montée pour valider le modèle. Si l'accord entre la prédiction et l'observation n'est pas bon alors on affine le modèle qui est alors différent de celui de départ et on recommence le cycle d'où l'image de la spirale (Postulat, 2021).

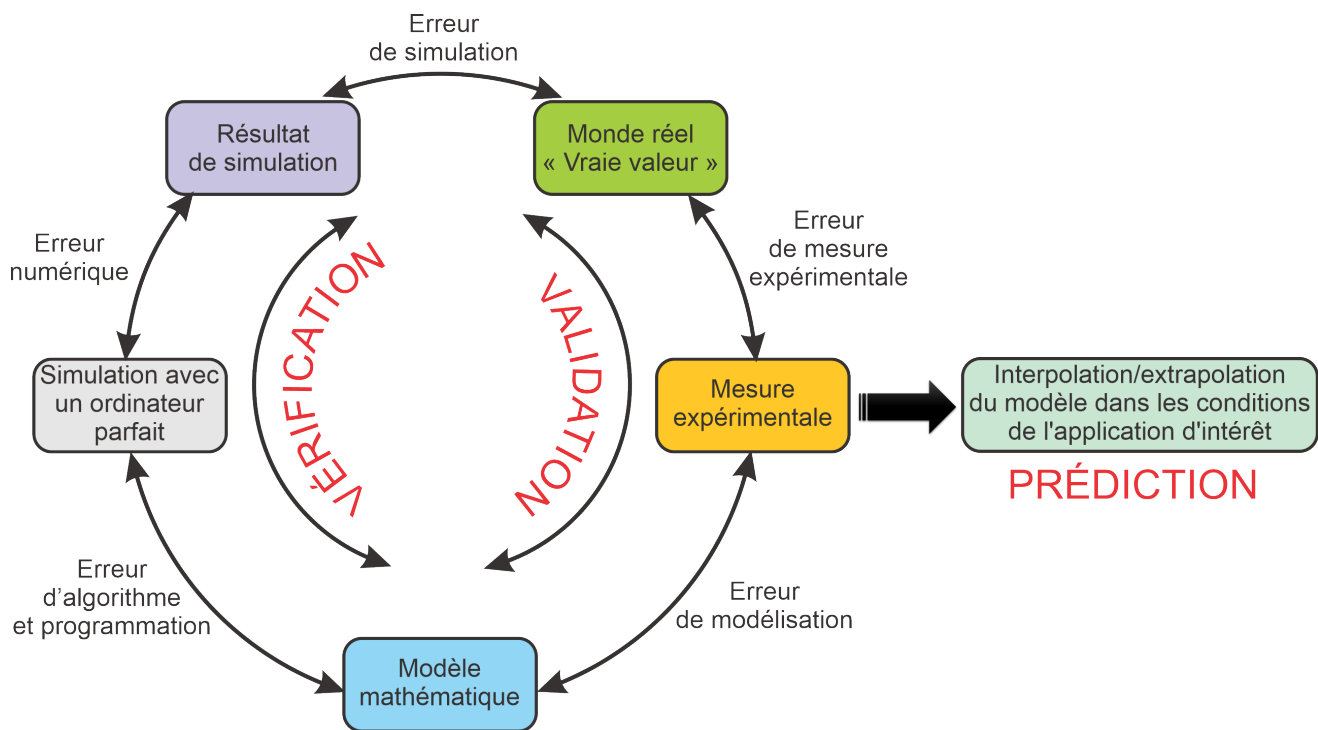


Figure 1 : Concepts de vérification, validation et prédiction d'un modèle. [Utilisée et adaptée avec permission de Springer Nature BV, tirée de (Beisbart et Saam, 2019), autorisation transmise via Copyright Clearance Center, Inc.]

DESCRIPTION DU PROBLÈME À MODÉLISER

La Figure 2 montre un schéma de la configuration physique à modéliser dans le but de prédire les variables physiques corrélées a priori au confort du protecteur (voir Tome 2 – Chapitre 1). Cette configuration illustre une schématisation de la tête d'un sujet portant un protecteur auditif intra-

- Il est généralement admis que les données expérimentales utilisées pour calibrer le modèle ne doivent pas être utilisées simultanément avec celles utilisées dans le cadre de la validation du modèle. Dans un cadre de validation Bayésien, cette pratique peut être relaxée en intégrant la distribution a posteriori des paramètres de calibration dans l'évaluation globale des incertitudes (Bayarri *et al.*, 2007).

auriculaire. Ce protecteur peut être également de type supra-auriculaire ou une combinaison des deux (double protection)³. Le sujet peut être excité de façon externe par un bruit provenant d'une source acoustique externe (ex machines, trafic, etc) où par une vibration mécanique générée par un transducteur mécanique (ex. ossivibrateur) imposée directement à sa tête. Il peut également être soumis à une sollicitation interne comme ses bruits physiologiques (ex. mastication) ou sa propre voix. Dans tous les cas, la pression acoustique dans le canal auditif est le résultat d'une superposition d'ondes se propageant par voie aérienne dans le canal auditif et par voie solidienne dans les tissus de la tête et le protecteur. En fonction de la nature de l'excitation, les contributions respectives aérienne et solidienne seront plus ou moins importantes. Par exemple en oreille ouverte et une source de bruit externe, la pression acoustique dans le canal sera principalement due à la contribution aérienne. A l'inverse pour une excitation externe ou interne solidienne (voix, ossivibrateur), la pression acoustique dans le canal occlus sera principalement associée à la contribution solidienne.

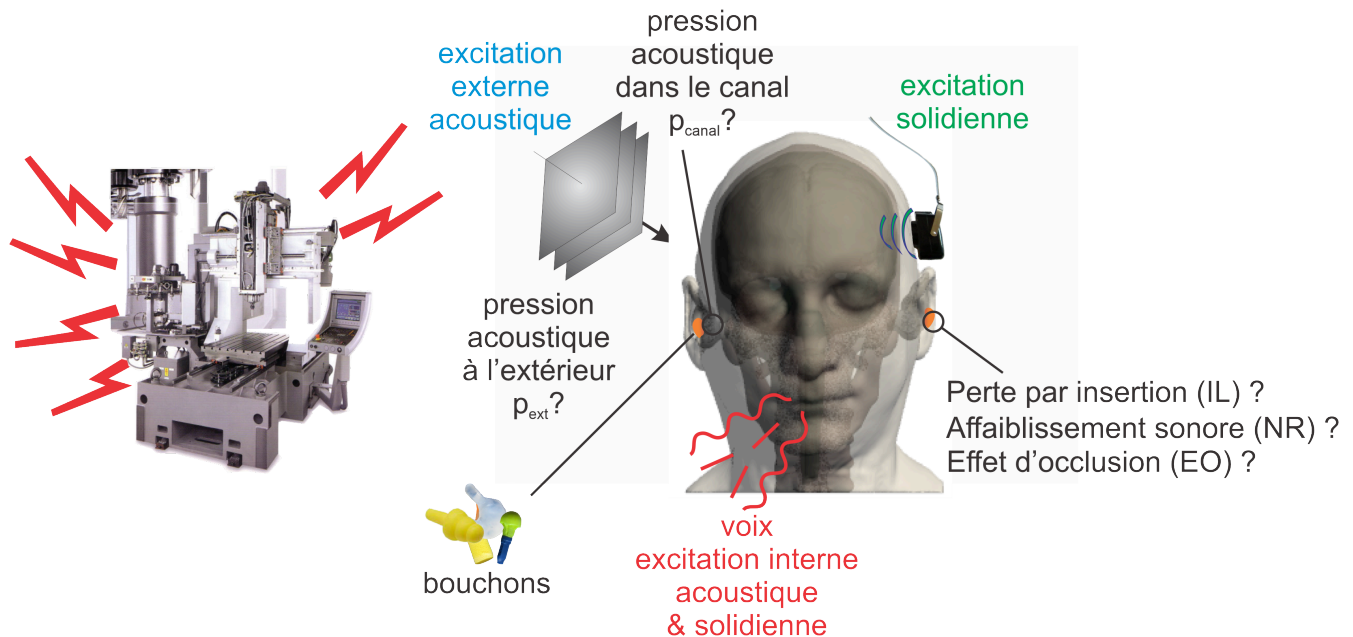


Figure 2 : Description du problème à modéliser

Les ondes se propageant à la fois dans un fluide (l'air ou le fluide cochléaire) et dans des structures solides (tissus de la tête, protecteur auditif) voire poroélastiques (inserts de mousses dans les coquilles des serre-tête), on voit donc qu'on a un problème vibroacoustique poro-élasto-acoustique complexe à résoudre. Plus spécifiquement, dans ce chapitre, on s'intéresse au calcul de la pression acoustique à l'extérieur et à l'intérieur du canal auditif du système « tête seule » ou « tête avec protecteur ». La connaissance de la pression acoustique dans le canal ouvert et occlus pour les deux types d'excitation susmentionnés permet en outre d'en déduire la perte par insertion (**IL**) du protecteur ainsi que son effet d'occlusion (**EO**). La détermination du champ de pression acoustique à l'extérieur permet de calculer d'autres indicateurs comme l'affaiblissement sonore (**NR**). A noter qu'ici on se concentre sur l'oreille externe puisque c'est la seule partie anatomique d'un sujet vivant qui est accessible à des capteurs pour évaluer la pression acoustique à condition bien sûr de respecter les règles d'usage en

3. Les casques protégeant à la fois l'oreille et la tête pour des bruits très intenses dans des secteurs très spécifiques comme celui de l'armée (ex casques de pilotes d'avion de chasse ou des soldats sur les porte-avions) ne sont pas considérés dans ce chapitre. Les développements proposés peuvent cependant être adaptés à ce type de protecteur.

éthique. Par contre, on tient compte de l'effet de l'oreille moyenne et interne sur la pression acoustique dans le canal auditif .

En fonction de la nature de l'excitation et du type de phénomène à prendre en compte dans le modèle, il peut être souhaitable de résoudre le problème dans le domaine fréquentiel ou dans le domaine temporel. Par exemple, une résolution dans le domaine temporel⁴ peut s'avérer plus judicieuse et efficace que dans le domaine fréquentiel pour une excitation par bruits impulsions et si des mécanismes non-linéaires interviennent. Dans le cas d'une résolution du problème dans le domaine fréquentiel, il est judicieux d'introduire le formalisme complexe en régime harmonique (une seule fréquence $f = \omega/2\pi$ avec ω la pulsation). On notera pour le champ de pression acoustique en un point de l'espace \underline{x} à l'instant t ,

$$p(\underline{x}, t) = \Re [\hat{p}(\underline{x}, \omega)e^{i\omega t}] = \Re \left[|\hat{p}(\underline{x}, \omega)| e^{i\varphi(\underline{x}, \omega)} e^{i\omega t} \right]$$
 où $\Re [.]$, $|\hat{p}(\underline{x}, \omega)|$ et $\varphi(\underline{x}, \omega)$ sont respectivement la partie réelle de l'argument, l'amplitude et la phase du champ de pression complexe $\hat{p}(\underline{x}, \omega)$ (Pierce, 1994). En régime harmonique, on peut s'affranchir de la dépendance temporelle. Il suffit ainsi de déterminer $\hat{p}(\underline{x}, \omega)$ et $p(\underline{x}, t)$ est obtenu par la formule précédente. Dans le cas où le signal n'est pas harmonique, le calcul est fait à chaque fréquence et on obtient alors le spectre $\hat{p}(\underline{x}, \omega)$ sur la bande de fréquence de calcul. Le signal temporel $p(\underline{x}, t)$ est alors obtenu par transformée de Fourier inverse de $\hat{p}(\underline{x}, \omega)$.

Enfin, dans le reste de ce chapitre, on suppose que tous les composants du système se comportent de manière linéaire à moins qu'il en soit fait mention autrement. Par ailleurs, seuls les protecteurs passifs i.e n'intégrant pas d'éléments électroniques sont considérés .

LES TYPES DE MODÈLES

Dans cette section, on recense les différents types de modèles rencontrés dans la littérature pour résoudre le problème susmentionné, qui se différencient par leur niveau de simplification du système à modéliser. Les travaux mentionnés se concentrent sur la protection auditive mais certaines références relatives à d'autres types d'application, comme l'émission d'un son dans l'oreille, peuvent être citées du fait qu'elles se basent sur ces mêmes types de modèles et comportent des similitudes méthodologiques. On peut par exemple penser aux travaux sur les dispositifs intra-auriculaires comme les aides auditives et écouteurs ou supra-auriculaires comme les casques d'écoute.

Pour chaque type de modèles, on décrit brièvement le principe et on recense, pour le lecteur ou la lectrice intéressé à approfondir ses connaissances, des exemples de travaux associés. À la fin de cette section le Tableau 1 résume les domaines d'application des modèles recensés dans la littérature ainsi que de leurs avantages et limitations.

MODÈLES ANALYTIQUES

Dans cette catégorie de modèles, la solution du problème s'exprime sous la forme d'expressions mathématiques contenant des fonctions plus ou moins simples des paramètres du modèle. Ces

4. Une formulation des équations dans le domaine temporel amène cependant son lot de difficultés car certaines lois de comportement ou conditions aux limites sont plus facilement décrites dans le domaine fréquentiel.

modèles peuvent se décliner en semi-analytiques, matrices de transfert et constantes localisées, les deux derniers types étant souvent associés au terme « modèles de circuits électro-mécano-acoustiques ».

Modèles semi-analytiques

Principe

Les modèles semi-analytiques représentent la solution du problème sous forme d'équations mathématiques qui nécessitent l'utilisation de méthodes numériques pour la résoudre. Cette équation est obtenue en faisant des hypothèses simplificatrices au niveau de la géométrie du problème, et de ses conditions aux limites et de chargement ainsi que des lois de comportement associées. Elle fait généralement intervenir des développements en série.

Exemples de travaux de la littérature

Plusieurs auteurs ont utilisé des modèles semi-analytiques pour étudier le champ de pression dans un canal auditif et comment celui-ci est influencé par la géométrie du canal et la présence de la membrane tympanique en fonction de la fréquence. La plupart des travaux considèrent le canal auditif comme un guide d'onde curviligne dont l'extrémité tympanique est assimilée à une impédance acoustique représentant l'effet acoustique de l'oreille moyenne/interne. Le guide d'onde est caractérisé par son axe curviligne et une section droite dont la surface varie en fonction de sa position le long de cet axe. L'hypothèse de propagation plane dans le guide d'onde est justifiée par le fait que les dimensions transverses du canal sont petites par rapport aux longueurs d'ondes considérées et le rayon de courbure de l'axe curviligne. L'équation de propagation associée est celle de Webster (Eisner, 1967) ou équation des pavillons et est résolue de façon numérique. Cette équation fournit une approximation raisonnable de la solution du champ de pression au niveau de l'axe curviligne jusqu'à 15kHz (Stinson et Daigle, 2005) et suffisamment loin des discontinuités d'impédance (ex. membrane tympanique, entrée du canal, face médiale du bouchon), typiquement quelques millimètres.

Khanna et Stinson ont développé un modèle pour calculer le champ de pression acoustique dans le canal auditif (Khanna et Stinson, 1985). Ce modèle est basé sur l'équation des pavillons à forte courbure et de section droite variable et valide pour des canaux auditifs rigides acoustiquement. Ce modèle a permis de prédire de façon précise le champ acoustique dans des canaux auditifs de chats (Khanna et Stinson, 1985 ; Stinson et Khanna, 1994). Stinson 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 (Stinson, 1985). Ce modèle permet de prédire la charge acoustique sur le tympan (Stinson et Khanna, 1989) et de calculer la vitesse particulière, l'intensité acoustique (Stinson et Khanna, 1994) et la pression le long de l'axe courbe des sections droites, mais seulement en valeur constante dans une section droite. 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 (Farmer-Fedor et Rabbitt, 2002). Hudde a proposé une méthode acoustique inverse pour déterminer la variation de la surface de section droite le long du canal en se basant sur l'équation de Webster à partir de plusieurs mesures de pression dans le canal. Le modèle d'onde plane est raisonnable à basses fréquences mais est surtout limité aux hautes fréquences en partie à cause de l'influence des déformées modales complexes de la membrane

tympanique et de l'inclinaison de la membrane tympanique (Cheng *et al.*, 2015 ; Hudde, 1983). Rabbitt et Holmes ont ainsi proposé un modèle 3D de la propagation des ondes dans le canal auditif incluant le couplage avec la membrane tympanique (Rabbitt et Holmes, 1988). Ces travaux supposent que le rapport du rayon à la longueur de canal est faible et se basent sur la théorie des guides d'ondes minces. Une méthode de décomposition asymptotique adaptée est utilisée et la solution est exprimée par une superposition modale. Duda et Martens (Duda et Martens, 1998) ont utilisé une méthode semi-analytique basée sur la décomposition en harmoniques sphériques pour calculer la distribution du champ de pression sur un modèle de tête sphérique rigide avec un canal auditif et étudier l'effet de diffraction lié à la tête.

Matrices de transfert

Principe

La seconde classe de modèles analytiques correspond à la méthode des matrices de transfert⁵. Elle assimile chaque élément du système considéré à un guide d'onde unidimensionnel, i.e les ondes se propagent de manière plane⁶ le long d'un axe donné, possiblement curviligne et de section variable. Cela signifie que la longueur d'onde dans l'élément est très grande devant les dimensions de sa section droite. Les champs des variables physiques décrivant le problème ne varient donc pas sur cette section.

Si l'on s'intéresse à la propagation d'ondes acoustiques harmoniques dans un guide d'onde fluide entre deux abscisses s_1 et s_2 ($s_2 > s_1$) de l'axe de ce guide (voir Figure 3a), on peut relier la pression acoustique \hat{p}_1 et le débit acoustique \hat{w}_1 qui passe à travers la section droite en s_1 à la pression \hat{p}_2 et le débit acoustique \hat{w}_2 en s_2 par un quadripôle⁷ (voir Figure 3b) :

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_1 \\ \hat{w}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{T}_{11} & \hat{T}_{12} \\ \hat{T}_{21} & \hat{T}_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{p}_2 \\ \hat{w}_2 \end{pmatrix} \quad (1.1)$$

Plus spécifiquement, le débit acoustique qui passe à travers une section droite de surface Σ est l'intégrale sur la section droite de la composante selon l'axe de propagation (de vecteur unitaire \underline{s}) de la vitesse particulaire acoustique \hat{v}_a ce qui dans le cas présent donne $\hat{w} = \hat{v}_a \cdot \underline{s} \Sigma = \hat{v}_{a,s} \Sigma$.

La matrice qui relie le vecteur d'entrée à celui de sortie est appelée matrice de transfert et ses composantes caractérisent entièrement l'élément. Ces termes dépendent des dimensions et propriétés physiques de chaque élément. Ils peuvent être mesurés (ex (Hiselius, 2004, 2005, 2006 ; Hudde, 1983) ou calculés (Allard et Atalla, 2009). Par exemple dans le cas d'une portion de guide d'onde acoustique

5. Transfer matrix method en anglais. On trouve aussi les dénominations « network model », « transmission line », « two-port model ».
6. Dans le cas de guides d'ondes à section variable (ex guide d'onde conique, pavillon), un modèle d'onde sphérique peut s'avérer mieux adapté et améliorer la convergence de la méthode (Kulik, 2007 ; Mapes-Riordan, 1991).
7. Dispositif qui comporte 2 accès (appelés aussi ports), chaque accès comportant deux pôles. Quatre grandeurs physiques caractérisent le quadripôle. En électricité, on utilise la tension aux bornes des deux ports (et en acoustique) et le courant traversant chaque port (et en acoustique).

(non dissipatif) droit, à section constante de surface Σ comprise entre les deux abscisses s_1 et s_2 (voir Figure 4), on a :

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_1 \\ \hat{w}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos k(s_2 - s_1) & Z_c \sin k(s_2 - s_1) \\ \frac{i}{Z_c} \sin k(s_2 - s_1) & \cos k(s_2 - s_1) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{p}_2 \\ \hat{w}_2 \end{pmatrix} \quad (1.2)$$

où $Z_c = \frac{\rho_0 c_0}{\Sigma}$ est l'impédance acoustique caractéristique du milieu et $k = \frac{\omega}{c_0}$ le nombre d'onde.

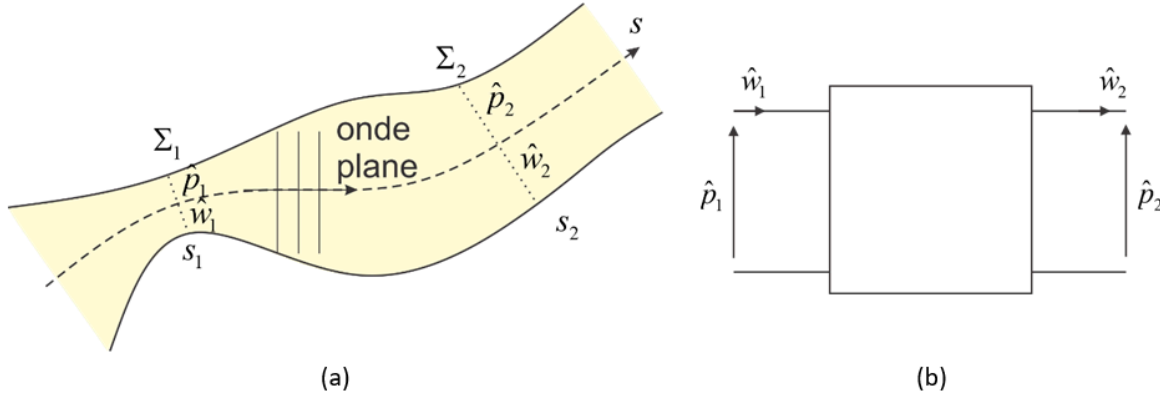


Figure 3 : (a) Guide d'onde curviligne de section variable rempli d'un fluide (b) représentation par un quadripôle

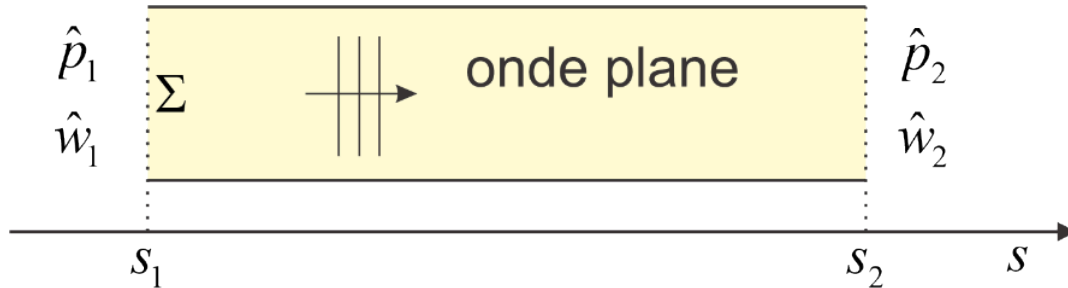


Figure 4 : Exemple d'une portion de guide d'onde de section droite Σ rempli d'un fluide

Un quadripôle peut également être représenté par un circuit électrique équivalent composés de dipôles⁸ (ou impédances) avec par exemple un schéma de type « T » ou « Π » (voir Figure 5). Plusieurs analogies acousto-mécano-électriques existent. L'analogie directe (ou analogie impédance) consiste à faire correspondre à la vitesse d'une masse acoustique/mécanique le courant électrique et associer une impédance électrique à une impédance acoustique/mécanique. Une masse acoustique/mécanique est alors associée à une inductance alors que la compressibilité acoustique/raideur mécanique est représentée par une capacitance. L'analogie inverse (ou analogie admittance) consiste à faire correspondre la tension électrique à la vitesse d'une masse acoustique/mécanique et associer une admittance électrique à une impédance acoustique/mécanique. Une masse acoustique/mécanique est alors associée à une capacitance alors que la compressibilité acoustique/raideur mécanique est représentée par une inductance. Dans les deux types d'analogie, la résistance acoustique/mécanique qui traduit un effet dissipatif dû aux frottements de l'élément est associée à une résistance électrique.

8. Aussi appelés « 1-port » model en anglais.

Par exemple les éléments matriciels de (1.1) sont reliés à ceux du système en « T » par :

$$\begin{aligned} \hat{T}_{11} &= \frac{\hat{Z}_{T1} + \hat{Z}_T}{\hat{Z}_T}; & \hat{T}_{12} &= \frac{(\hat{Z}_{T1} + \hat{Z}_T)(\hat{Z}_{T2} + \hat{Z}_T)}{\hat{Z}_T} + \hat{Z}_T \\ \hat{T}_{21} &= \frac{1}{\hat{Z}_T}; & \hat{T}_{22} &= \frac{\hat{Z}_{T2} + \hat{Z}_T}{\hat{Z}_T} \end{aligned} \quad (1.3)$$

avec

$$\begin{cases} \hat{Z}_{T1} = \hat{Z}_{T2} = iZ_c \tan \frac{k(s_2 - s_1)}{2} \\ \hat{Z}_T = \frac{Z_c}{i \sin k(s_2 - s_1)} \end{cases} \quad (1.4)$$

et

$$\begin{cases} \hat{Z}_{\Pi1} = \hat{Z}_{\Pi2} = \frac{Z_c}{i \tan \frac{k(s_2 - s_1)}{2}} \\ \hat{Z}_{\Pi} = iZ_c \sin k(s_2 - s_1) \end{cases} \quad (1.5)$$

Remarque 1 : Le système d'équations (1.1) peut se réécrire (Hiselius, 2004)

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_1 \\ \hat{p}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{Z}_{11} & \hat{Z}_{12} \\ \hat{Z}_{21} & \hat{Z}_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{w}_1 \\ \hat{w}_2 \end{pmatrix} \quad (1.6)$$

et les termes de la matrice correspondent alors à des impédances acoustiques. On ne parle donc plus de matrice de transfert mais de matrice d'impédance.

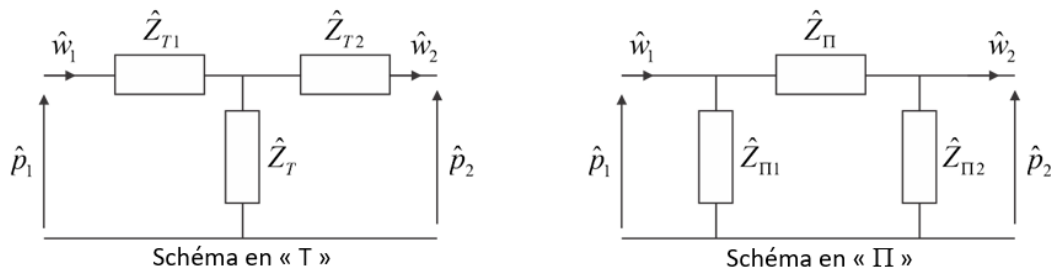


Figure 5 : Schémas en « T » et en « Π »

In fine, un guide d'onde peut être modélisé comme une série de quadripôles en série dont l'entrée est reliée à la sortie par un produit des matrices de transfert de chaque quadripôle. L'imposition des conditions limite à l'entrée et à la sortie du système permet d'obtenir la solution par l'inversion de la matrice globale. Les pressions et débits peuvent alors être calculés simplement sans avoir recours à des méthodes de résolution numérique.

Remarque 2 : Il peut arriver que le système soit représenté par des quadripôles connectés à des

impédances (ou dipôles), par exemple un guide d'onde connecté en parallèle à un résonateur de Helmholtz caractérisé par son impédance (Hansen, 1998 ; Hudde et Engel, 1998a ; Luan *et al.*, 2019). Dans ce cas, on peut montrer qu'on peut remplacer le dipôle par un quadripôle de manière à pouvoir utiliser la propriété de multiplication des matrices de transfert. Par exemple si un dipôle (impédance \hat{Z}) est connecté aux 2 ports de sortie d'un quadripôle, ce dipôle peut être représenté par un quadripôle dont la matrice est donnée par $\begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 1/\hat{Z} & 0 \end{pmatrix}$. Si ce même dipôle est placé en série au port d'entrée d'un quadripôle, il peut être représenté par un quadripôle dont la matrice est donnée par $\begin{pmatrix} 1 & \hat{Z} \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$.

Remarque 3 : On peut introduire de la dissipation par effets visqueux et thermiques dans le fluide en utilisant un nombre d'onde et d'une impédance caractéristique complexes. Ça peut être le cas pour un matériau poreux acoustique modélisé comme un fluide équivalent (rigide ou « limp ») ou un guide d'onde de petite section (généralisant des dissipations visco-thermiques au niveau des parois du canal et ce, dans la gamme de fréquence audible souvent considérée).

Remarque 4 : Dans le cas d'un guide d'onde à section variable, on peut discrétiser ce dernier en éléments cylindriques à section constante (voir Eq(1.2) pour la matrice de transfert associée) supposant une propagation d'ondes planes ou bien en éléments tenant compte de la variation de section (ex. éléments coniques) supposant une propagation d'onde sphérique. Dans ce dernier cas (voir Figure 6), la matrice de transfert est donnée par Eq(1.7). En utilisant ce type d'élément, la méthode peut s'avérer beaucoup plus efficace sur le plan numérique car le nombre d'éléments coniques nécessaires pour faire converger la solution est très inférieur au nombre d'éléments cylindriques (Kulik, 2007 ; Mapes-Riordan, 1991).

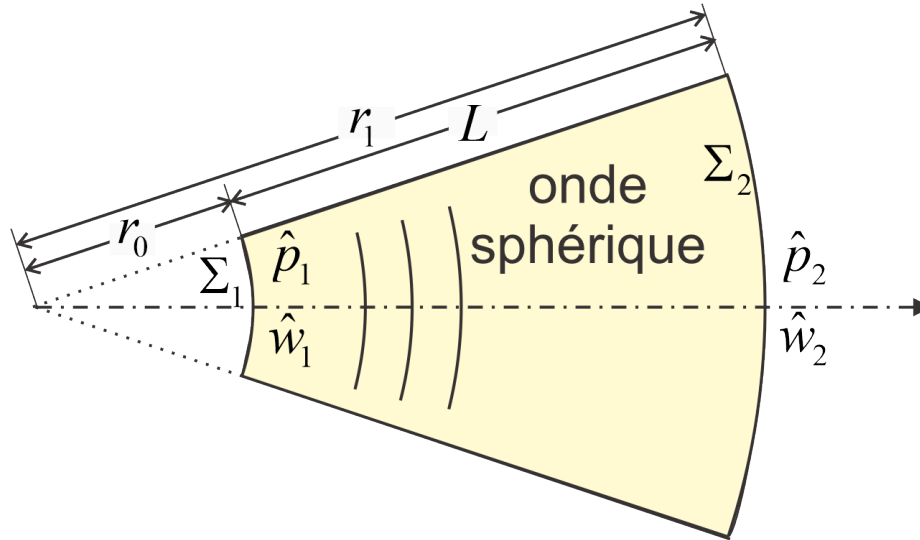


Figure 6 : Exemple d'une portion de guide d'onde de section conique rempli d'un fluide.

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_1 \\ \hat{w}_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{r_1}{r_0} \cos kL - \frac{1}{kr_0} \sin kL & \frac{r_0}{r_1} i \frac{\rho_0 c_0}{\Sigma_1} \sin kL \\ \frac{i \Sigma_1}{\rho_0 c_0} \left[\left(\frac{r_1}{r_0} + \left(\frac{1}{kr_0} \right)^2 \right) \sin kL - \frac{L}{kr_0^2} \cos kL \right] & \frac{r_0}{r_1} \left[\cos kL + \frac{1}{kr_0} \sin kL \right] \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{p}_2 \\ \hat{w}_2 \end{pmatrix} \quad (1.7)$$

Exemples de travaux de la littérature

La propagation dans les canaux ouverts et occlus a été modélisée à l'aide de la méthode des matrices de transfert par plusieurs auteurs.

Hudde a utilisé une représentation par matrice de transfert combinée à l'équation de Webster pour évaluer par méthode inverse l'évolution de la surface de la section droite d'un canal auditif ouvert en fonction de sa position sur son axe curviligne (Hudde, 1983).

Les modèles de matrice de transfert ont également été utilisés pour développer des simulateurs d'oreille pour des tests d'aides auditives (Egolf *et al.*, 1992), des tests d'écoute (Hiipakka, 2008), pour proposer une méthodologie de conception d'un simulateur d'oreille occlus (Rodrigues *et al.*, 2015), pour calculer l'impédance d'entrée du simulateur d'oreille EIC 60318-4 sur la base d'une évaluation directe de ses dimensions géométriques ainsi que l'impédance tympanique équivalente (Luan *et al.*, 2019), pour décrire la propagation du son dans l'appareil auditif complet (Hudde et Engel, 1998a, 1998b, 1998c) et pour calculer l'impédance d'entrée de l'oreille ouverte (Withnell et Gowdy, 2013).

D'autres travaux se sont intéressés à l'atténuation des protecteurs (Schroeter et Poesselt, 1986 ; Hiselius, 2004, 2005, 2006), l'effet d'occlusion des protecteurs (Schroeter et Poesselt, 1986) et d'aides auditives (Hansen, 1998 ; Zurbrügg *et al.*, 2014). Schroeter & Poesselt ont développé un modèle de matrices de transfert pour évaluer l'erreur sur la perte par insertion de protecteurs, d'aides auditives et la sensibilité de casques due à une reproduction incorrecte de l'impédance terminale d'une ATF (Schroeter et Poesselt, 1986). Ce modèle a également été utilisé pour étudier les effets de conduction osseuse (effet d'occlusion et masquage physiologique) dus à un protecteur auditif pour une source interne (bruit physiologique). Dans le but de prédire l'atténuation, Hiselius a mesuré les matrices de transfert de plusieurs types de bouchons en les insérant à l'extrémité d'un tube cylindrique excité acoustiquement par un haut-parleur à l'autre extrémité et en effectuant une mesure de pression en amont et en aval du bouchon pour deux impédances terminales différentes (Hiselius, 2004, 2005, 2006). Le bouchon est soit inséré dans un porte échantillon à parois rigides cylindrique de section constante (Hiselius, 2004) ou variable (Hiselius, 2005) pour se rapprocher de l'insertion dans un canal auditif géométriquement réaliste. Cette méthode valide pour des dispositifs dont l'impédance d'entrée est grande devant l'impédance de rayonnement de la face arrière (ce qui est le cas pour les bouchons) évite la mesure des débits en amont et en aval.

D'autres auteurs ont proposé des modèles de l'effet d'occlusion induit par les aides auditives (Zurbrügg *et al.*, 2014) et les moules d'aides auditives (Hansen, 1998) pour une excitation par la voix, considérant de ce fait une excitation simultanée par voie aérienne et par conduction osseuse. Ces modèles ont été étudiés pour comprendre le rôle du dispositif d'occlusion, l'effet de la profondeur d'insertion et celui des facteurs géométriques du canal auditif et des événements sur l'effet d'occlusion. Dans les travaux précédents, le canal auditif est modélisé comme une succession de matrices de transfert de tubes cylindriques aux parois rigides incluant les effets viscothermiques (Luan *et al.*, 2019 ; Zurbrügg *et al.*, 2014) ou non (Hansen, 1998 ; Hudde et Engel, 1998a, 1998b, 1998c ; Schroeter et Poesselt, 1986). L'oreille moyenne est décrite par une série de matrices de transfert (Hudde et Engel, 1998a, 1998b, 1998c) ou par une impédance équivalente constituée d'éléments à constantes localisées comme par exemple celle de Stirnemann (Stirnemann, 2011), Kringlebotn (Kringlebotn, 1988) ou

Shaw et Stinson (Hahn, 1985 ; Shaw et Stinson, 1981, 1983). Dans le cas de l'oreille ouverte, une impédance de rayonnement d'un tube bafflé ou celle de Hudde est imposée à l'entrée du canal. Dans le cas où les effets de conduction osseuse (effet d'occlusion et masquage physiologique) induits par le bruit physiologique (Schroeter et Poesselt, 1986) ou la voix (Hansen, 1998 ; Zurbrügg *et al.*, 2014) sont étudiés, une ou plusieurs sources de débit volumique internes sont introduites pour représenter la contribution des vibrations de la partie cartilagineuse du canal (Hansen, 1998 ; Schroeter et Poesselt, 1986 ; Zurbrügg *et al.*, 2014) et celle des parois de la cavité de l'oreille moyenne (Schroeter et Poesselt, 1986). Les amplitudes de ces sources sont estimées à partir de mesure sur des cadavres. Les dispositifs d'occlusion sont modélisés comme une impédance infinie⁹. (Hansen, 1998 ; Zurbrügg *et al.*, 2014) ou comme celle d'une tube étroit en présence d'évents (Hansen, 1998 ; Zurbrügg *et al.*, 2014), comme une matrice de transfert (bouchons dans (Hiselius, 2004, 2005) ou une combinaison de constantes localisées (coquilles dans (Schroeter et Poesselt, 1986), bouchons dans (Hiselius, 2004, 2005)) (voir section Modèles à constantes localisées) ou décrits par une impédance mesurée expérimentalement (bouchons dans (Schroeter et Poesselt, 1986)).

Modèles à constantes localisées

Principe

Lorsque la longueur d'onde dans l'élément est très grande devant sa plus grande dimension notée L ($kL \ll 1$), son comportement acoustique peut être représenté par celui d'une masse, raideur ou résistance. D'autres éléments comme des transformateurs ou des girateurs peuvent être nécessaires comme par exemple dans la modélisation de l'oreille moyenne. On parle alors de modèle à constante localisée ou « lumped parameters models » en anglais. La dépendance spatiale des variables est éliminée. En d'autres termes seules les variables en entrée et en sortie de l'élément suffisent à décrire son comportement. Avec cette représentation et à l'instar des modèles de matrices de transfert, un système peut être caractérisé par un circuit électrique constitué d'éléments simples de type inductance, capacités et résistance. Là encore, la détermination des pressions et débits se fait sans avoir recours à des méthodes de résolution numérique.

Remarque 5 : Les grandeurs physiques varient de façon linéaire entre l'entrée et la sortie de l'élément. En d'autres termes les dérivées partielles peuvent s'écrire comme des différences finies.

Remarque 6 : Lorsque la longueur de l'élément considéré ne peut plus être considérée grande devant la longueur d'onde, il est possible de discrétiser ce dernier en petits éléments en série pour lesquels cette hypothèse sera vérifiée et qui chacun, vont pouvoir être représentés par des constantes localisées. Ainsi lorsque le canal auditif est discrétisé le long de son axe curviligne en une infinité d'éléments à constantes localisées, la solution converge vers la solution de l'équation de Webster.

9. Dans le cas de (Hansen, 1998), le moule de l'aide auditive a également un effet de masse qui affecte l'amplitude de la source de débit dans le canal.

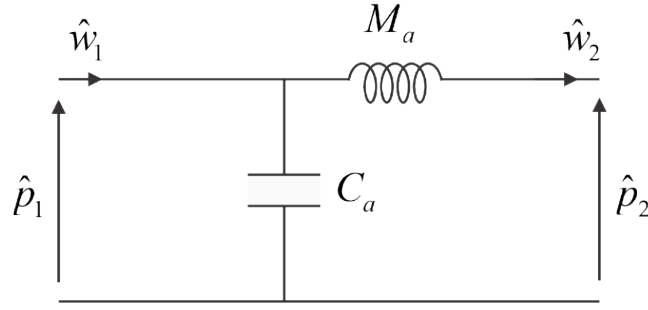


Figure 7 : Schéma électrique équivalent

A titre d'exemple, si on considère le comportement acoustique en basses fréquences d'une portion de tube de fluide entre les abscisses s_1 et s_2 (voir Figure 4), on peut montrer qu'on a les relations suivantes :

$$\hat{p}_1 - \hat{p}_2 \approx i\omega \frac{\rho_0 L}{\Sigma} \hat{w} = i\omega M_a \hat{w} \quad (1.8)$$

$$\hat{w}_1 - \hat{w}_2 \approx i\omega \frac{V}{\rho_0 c_0^2} \hat{p} = i\omega C_a \hat{p} \quad (1.9)$$

où $L = s_2 - s_1$, $V = \Sigma L$, $\hat{w} = \hat{w}_1 = \hat{w}_2$ et $\hat{p} = \hat{p}_1 = \hat{p}_2$. L'équation (1.8) traduit l'effet inertiel du fluide caractérisé par son débit \hat{w} et sa masse acoustique M_a [kgm^{-4}]¹⁰ et associé à une chute de pression. L'équation (1.9) traduit l'effet de compressibilité du fluide contenu dans le volume V et caractérisé par sa pression acoustique \hat{p} et sa souplesse acoustique¹¹ C_a [m^5N^{-1}] et associé à la chute de débit. On peut associer un circuit électrique équivalent (Figure 7).

Il est intéressant de noter qu'en fonction du type de terminaison, le comportement du tube sera dominé par l'effet inertiel ou l'effet de compressibilité. Ainsi si on impose que le guide d'onde soit fermé en s_2 alors $\hat{w}_2 = 0$ et le comportement du guide est assimilable à celui d'un pur ressort (souplesse acoustique). A l'inverse si le guide d'onde est ouvert en s_2 alors de façon approximative $\hat{p}_2 = 0$ et le comportement du guide est assimilable à celui d'une masse acoustique incompressible.

En utilisant le formalisme des matrices de transfert en basse fréquence, on peut obtenir les schémas en « T » et en « Π » associés. Ainsi, en utilisant le fait que dans ces conditions $\tan \frac{k(s_2 - s_1)}{2} \approx \frac{k(s_2 - s_1)}{2}$ et $\sin \frac{k(s_2 - s_1)}{2} \approx \frac{k(s_2 - s_1)}{2}$ alors (1.4) et (1.5) se réécrivent respectivement :

10. Attention la masse acoustique n'a pas les mêmes unités que la masse mécanique M_m qui s'exprime en [kg]. On a

$$M_a = M_m / \Sigma^2.$$

11. Attention la souplesse acoustique n'a pas les mêmes unités que la souplesse mécanique C_m qui s'exprime en [mN^{-1}]. On a

$$C_a = C_m \Sigma^2.$$

$$\begin{cases} \hat{Z}_{T1} = \hat{Z}_{T2} = iZ_c \frac{k(s_2 - s_1)}{2} = \frac{i\omega\rho_0 L}{2S} = \frac{i\omega M_a}{2} \\ \hat{Z}_T = \frac{Z_c}{ik(s_2 - s_1)} = \frac{\rho_0 c_0^2}{i\omega V} = \frac{1}{i\omega C_a} \end{cases} \quad (1.10)$$

et

$$\begin{cases} \hat{Z}_{\text{II}1} = \hat{Z}_{\text{II}2} = \frac{Z_c}{i \frac{k(s_2 - s_1)}{2}} = \frac{2\rho_0 c_0^2}{i\omega V} = \frac{2}{i\omega C_a} \\ \hat{Z}_{\text{II}} = iZ_c k(s_2 - s_1) = \frac{i\omega\rho_0 L}{S} = i\omega M_a \end{cases} \quad (1.11)$$

On aboutit aux schémas équivalents de la Figure 8.

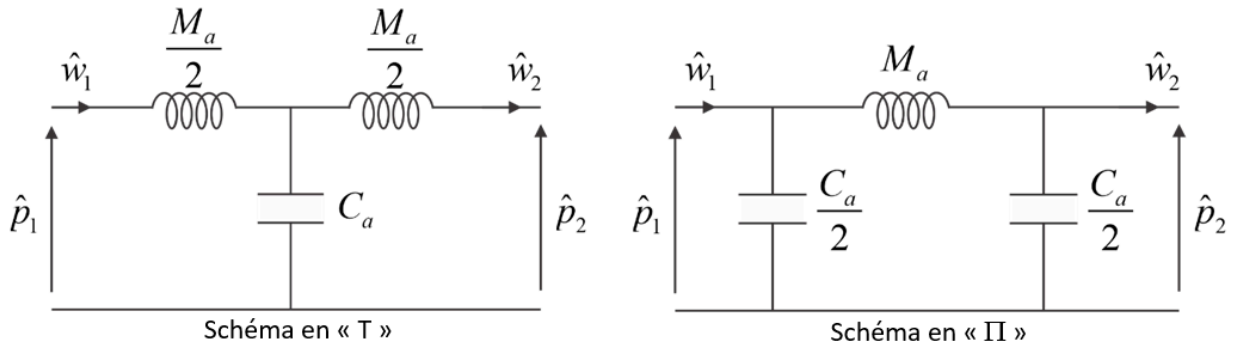


Figure 8 : Schémas électriques équivalents en « T » et en « II »

Sur le même principe, des modèles à constantes localisées mécaniques peuvent être utilisés pour décrire le comportement acoustique de protecteurs auditifs.

Exemples de travaux de la littérature

Les simulateurs d'oreille sont souvent décrits par des circuits électriques à constantes localisées (Brüel & Kjaer, 2015 ; Hiipakka, 2008 ; IEC 60318-4, 2010 ; Zuercher et Burkhard, 1976). Plusieurs modèles à constantes localisées de l'impédance tympanique qui représente l'effet acoustique des oreilles moyenne et interne ont été publiés (Kringelbotn, 1988 ; Pascal *et al.*, 1998 ; Shaw, 1977 ; Shaw et Stinson, 1981, 1983 ; Zwislocki, 1962). Gardner a étudié la discrétisation en éléments à constantes localisées d'un canal auditif cylindrique à section constante ou décroissante soumise à une excitation acoustique pour représenter adéquatement son comportement acoustique (Gardner et Hawley, 1972).

Plusieurs auteurs se sont intéressés à la réponse du canal occlus par un bouchon en vue prédire son atténuation (Fedele et Kalb, 2015 ; Hahn, 1985 ; Hiselius, 2005 ; Kalb, 2010). Généralement, cette dernière est considérée comme le résultat de deux chemins de transmission. Le premier est dû au mouvement du bouchon considéré comme une masse rigide couplée à une raideur et un amortissement induit par la peau en contact avec le bouchon. Le second résulte de la présence de fuites acoustiques à l'interface peau/bouchon. Kalb étend la validité du modèle à constantes localisées

en plus hautes fréquences en introduisant un troisième chemin associé aux modes élastiques du bouchon et décrit par une impédance (Kalb, 2010). Cette impédance ainsi que certains paramètres de raideur et résistance associé à la coquille et ceux associés à la fuite sont recalés à partir de la minimisation de l'erreur entre atténuation calculée et mesures de **REAT**¹².

Il est alors en mesure d'identifier la contribution de chaque chemin acoustique à l'atténuation du bouchon. Grâce aux paramètres identifiés dans le domaine fréquentiel il résout le système d'équations différentielles associées dans le domaine temporel pour du bruit impulsionnel afin d'obtenir la forme d'onde dans le canal occlus et calculer le risque auditif pour chacun des bouchons grâce au modèle AHAAH. Fedele étend le modèle électroacoustique aux bouchons non-linéaires (Fedele et Kalb, 2015). Hahn prédit la réponse en fréquence ou la réponse impulsionnelle de l'oreille occluse par un bouchon ainsi que l'atténuation de ce dernier en tenant compte du couplage entre la peau du canal auditif et le bouchon sous la forme d'une impédance mécanique dans un circuit électrique équivalent (Hahn, 1985). L'impédance tympanique est celle de Shaw (Shaw, 1977 ; Shaw et Stinson, 1981, 1983). À partir de mesures de matrices de transfert de bouchons, Hiselius a identifié les constantes localisées associées aux terme de la matrice identifiés expérimentalement puis a couplé le réseau en « P » correspondant, à une souplesse acoustique dans le cas du canal occlus (Hiselius, 2004). L'impédance tympanique retenue est celle de Kringleton (Kringelbotn, 1988). En oreille ouverte, il représente le canal par une impédance d'entrée selon le modèle de Hudde et Engel (Hudde et Engel, 1998c).

L'atténuation des coquilles en basses fréquences typiquement en dessous de 1kHz, est fréquemment représentée par des modèles à constantes localisées (Boyer *et al.*, 2015 ; Buck, 2000, 2009 ; Du et Homma, 2009 ; Gorman, 1982 ; Kalb, 2010, 2013 ; Paurobally et Pan, 2000 ; Shaw et Thiessen, 1958, 1962 ; Sides, 2004 ; Zwislocki, 1955). La transmission sonore à travers la coquille peut être considérée comme résultant de la superposition de 3 chemins. Le premier est dû au mouvement de pompage de la coquille (Boyer *et al.*, 2015 ; Buck, 2000, 2009 ; Du et Homma, 2009 ; Kalb, 2010, 2013 ; Paurobally et Pan, 2000 ; Shaw et Thiessen, 1958, 1962 ; Sides, 2004 ; Zwislocki, 1955), le second aux fuites acoustiques à l'interface peau-coussin (Buck, 2000, 2009 , p. 200 ; ; Kalb, 2010, 2013 ; Paurobally et Pan, 2000 ; Shaw et Thiessen, 1958 ; Sides, 2004) et le troisième dû aux modes élastiques de la coquille dans lequel peuvent être inclus la transmission à travers le coussin et la conduction osseuse dans le canal auditif (Buck, 2000, 2009 ; Kalb, 2010). Ce dernier chemin permet d'étendre la validité du modèle constantes localisées en plus hautes fréquences. En suivant la même procédure de recalage des paramètres du modèle que pour les bouchons, Kalb analyse la contribution des trois chemins et calcule également la forme d'onde sous la coquille due à une excitation par un bruit impulsionnel de fusil pour calculer le risque auditif associé grâce au modèle AHAAH (Kalb, 2010) . Certains modèles considèrent la présence de l'insert en mousse dans la coquille sous forme de souplesse acoustique (Paurobally et Pan, 2000). Typiquement, dans ces travaux, la coquille fait intervenir des paramètres comme le volume de sa cavité interne, la surface recouverte par la coquille, un terme tenant compte de l'épaisseur de la coquille, sa masse équivalente, la raideur et l'amortissement du coussin de confort et la raideur de la chair en contact avec le coussin. Chacun de ces termes est associé à une inductance, souplesse ou résistance.

12. Notons que l'atténuation du protecteur est supposée ne pas dépendre de l'impédance tympanique, ce qui est discutable notamment pour les bouchons.

Les modèles à constantes localisées ont également été utilisés pour prédire l'effet d'occlusion objectif induit par des bouchons d'oreille. Le canal auditif est représenté par une masse acoustique (respectivement souplesse acoustique) entre la source de débit acoustique et l'entrée du canal (respectivement la membrane tympanique) (Carillo *et al.*, 2020a ; Tonndorf, 1972) ou par des réseaux de circuits en T symétriques contenant des masses acoustiques, une souplesse acoustique et trois résistances pour tenir compte des effets viscothermiques dont les dimensions correspondent à des données moyennes de canaux auditifs (Stenfelt et Reinfeldt, 2007). Différents modèles d'impédance tympanique sont utilisés comme celui de Hudde et Engel (Hudde et Engel, 1998c) ou Shaw & Stinson (Shaw et Stinson, 1983). Dans le cas de l'oreille ouverte, l'impédance de rayonnement à l'entrée du canal auditif ouvert est décrite par le modèle de Hugge et Engel (Hudde et Engel, 1998c) ou celle d'un piston bafflé (Bruneau, 2006). La plupart des auteurs utilisent une source unique de débit volumique interne pour représenter la contribution des vibrations de la partie cartilagineuse du canal (Carillo *et al.*, 2020a ; Stenfelt et Reinfeldt, 2007; Tonndorf, 1964). Stenfelt & Reinfeldt ajoutent également une seconde source dans la partie osseuse (Stenfelt et Reinfeldt, 2007). Les amplitudes des sources sont recalées à partir de données expérimentales (Stenfelt et Reinfeldt, 2007 ; Tonndorf, 1964) ou estimées à l'aide d'une modèle numérique détaillé (Carillo *et al.*, 2020a, 2021a). Les bouchons sont assimilés à une impédance infinie (Tonndorf, 1964 ; Stenfelt et Reinfeldt, 2007 ; Carillo *et al.*, 2020a ; Brummund *et al.*, 2014) ou leur comportement dynamique est pris en compte par un modèle numérique détaillé (Brummund *et al.*, 2014, 2015 ; Carillo *et al.*, 2021a) . Dans le cas d'une sollicitation par conduction osseuse, les points de la paroi du canal auditif situées au niveau de la section droite de l'entrée du canal auditif et de la membrane tympanique, vibrent en phase (sans se déformer) autour de leur position d'équilibre en basses fréquences. Il est alors important de prendre en compte la vitesse relative du fluide par rapport à celle des parois du canal dans la définition des impédances acoustiques de l'entrée du canal auditif et de la membrane tympanique. Ainsi, dans l'étude des fonctions de transfert de l'oreille ouverte et occluse ainsi que de l'effet d'occlusion, Kersten et coll montrent l'importance de tenir compte non seulement des vibrations des parois du canal auditif qui joue le rôle de source de débit acoustique mais également des mouvements structurels des parois du canal à l'entrée et à la membrane tympanique (Kersten *et al.*, 2024). En particulier l'amplitude de la pression acoustique diminue en basses fréquences quand les impédances sont définies en considérant ces mouvements par rapport au cas où ils sont négligés. L'impact est plus prononcé dans le cas de l'oreille occluse ce qui amène à une réduction de l'effet d'occlusion.

MODÉLISATION NUMÉRIQUE

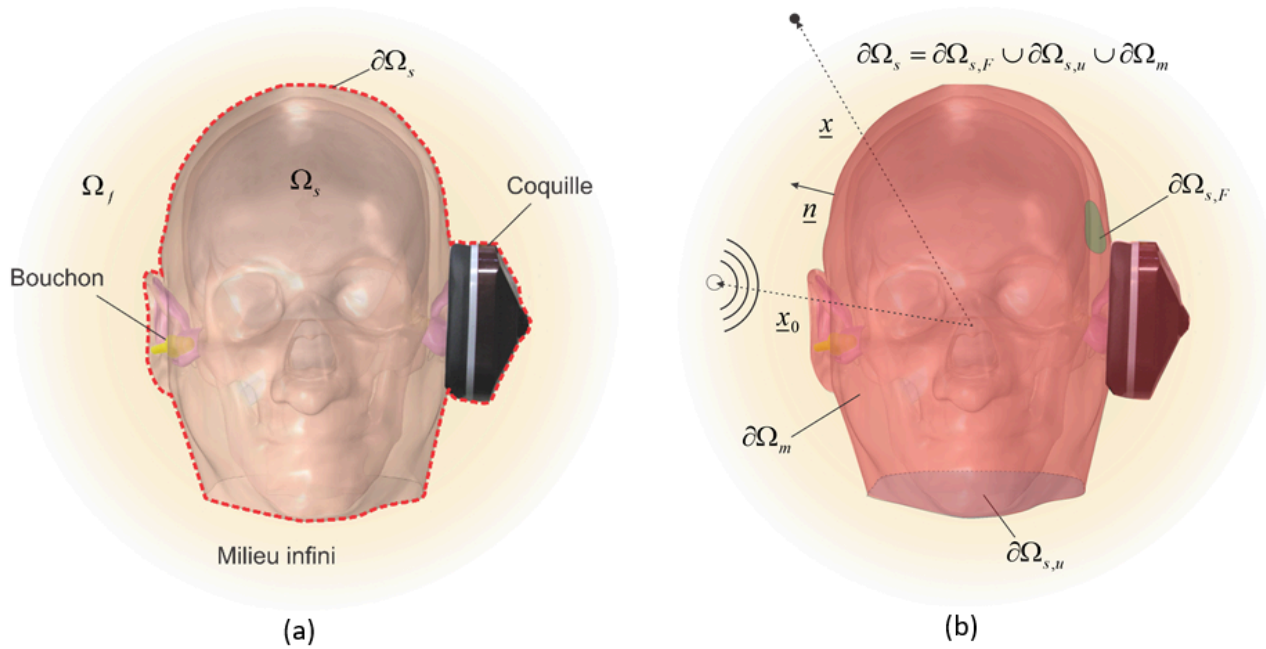


Figure 9 : Configuration du problème à résoudre numériquement (a) domaines solides et fluides (b) décomposition de l'enveloppe du système tête-protecteurs en sous frontières

Les hypothèses liées aux simplifications géométriques et physiques des modèles analytiques précédents ne permettent pas l'évaluation précise du champ sonore dans le canal auditif et du champ de déplacement des tissus et du protecteur, ainsi que la compréhension fine des mécanismes complexes de propagation sonore dans le système de l'oreille couplé au protecteur. Alternativement, le recours à un modèle numérique détaillé, basé sur la mécanique des milieux continus permet de relaxer les hypothèses des modèles précédents et d'avoir accès à des informations complémentaires qui peuvent aider à mieux comprendre la physique.

Dans le cadre de la modélisation numérique, on résout un problème de mécanique¹³ des milieux continus à l'aide d'une méthode numérique. Considérons la configuration générale décrite sur la Figure 9a d'une tête équipée de protecteurs auditifs et immergée dans un milieu infini contenant de l'air représenté par le domaine fluide Ω_f . Lorsqu'on cherche à déterminer la pression dans un fluide Ω_f non borné (comme c'est le cas ici), on parle de problème extérieur. Dans le cas d'un fluide Ω_f borné, on parle de problème intérieur. Pour illustrer le caractère général du problème, la Figure 9a présente une situation hypothétique où l'oreille droite est équipée d'une partie d'un protecteur supra-auriculaire (une des coquilles d'un serre-tête sans arceau) et l'oreille gauche d'un protecteur intra-auriculaire (bouchon). La tête et les protecteurs sont représentés par le domaine solide Ω_s ¹⁴ dont l'enveloppe est notée $\partial\Omega_s$ représentée schématiquement en pointillés rouges sur la Figure 9a.

13. Mécanique est à prendre ici au sens large puisqu'on considère également l'acoustique comme une branche de la mécanique des fluides.

14. Notons que certains tissus de la tête, comme le liquide céphalorachidien, sont plutôt considérés comme des fluides. Dans ces domaines, c'est plutôt l'équation Eq.(1.11) qui est utilisée.

Cette enveloppe en contact avec le fluide environnant peut être décomposée en trois portions (voir Figure 9b). La première, notée $\partial\Omega_{s,F}$ (en vert sur la figure), est la surface sur laquelle est imposée une force surfacique mécanique $\underline{\hat{F}}$ (par exemple une force induite par un ossivibrateur). La seconde, notée $\partial\Omega_{s,u}$ (en gris sur la figure), correspond à une surface où un déplacement $\underline{\hat{u}}$ est imposé, par exemple en bloquant les déplacements à 0 à la base de la tête pour simuler un encastrement. Enfin le reste de l'enveloppe $\partial\Omega_s$ appelée $\partial\Omega_m$ (en rouge sur la figure), correspond au reste de l'interface fluide-solide. Le domaine fluide est excité de façon acoustique par une source ponctuelle d'amplitude \hat{A} positionnée en un point \underline{x}_0 dans l'air environnant.

En régime harmonique de pulsation ω en supposant une dépendance en $e^{i\omega t}$ les équations différentielles associées à ce problème en tout point \underline{x} s'écrivent :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \underline{\nabla} \cdot \underline{\hat{\sigma}} + \rho_s \omega^2 \underline{\hat{u}} = 0 & \text{dans } \Omega_s \quad (a) \\ \underline{\hat{\sigma}} \cdot \underline{n} = \underline{\hat{F}} & \text{sur } \partial\Omega_{s,F} \quad (b) \\ \underline{\hat{\sigma}} \cdot \underline{n} = -\hat{p}\underline{n} & \text{sur } \partial\Omega_m \cup \partial\Omega_{s,F} \quad (c) \\ \underline{\hat{u}} = \underline{\hat{u}} & \text{sur } \partial\Omega_{s,u} \quad (d) \\ \nabla^2 \hat{p} + k^2 \hat{p} = -\hat{A} \delta(\underline{x} - \underline{x}_0) & \text{dans } \Omega_f \quad (e) \\ \frac{\partial \hat{p}}{\partial n} = \rho_0 \omega^2 \underline{\hat{u}} \cdot \underline{n} & \text{sur } \partial\Omega_m \cup \partial\Omega_{s,u} \quad (f) \\ \lim_{r \rightarrow \infty} \left(\frac{\partial \hat{p}}{\partial r} + ik\hat{p} \right) r = 0 & (g) \end{array} \right. \quad (1.12)$$

où $\underline{\hat{u}}$ est le champ de déplacement du domaine solide Ω_s , $\underline{\hat{\sigma}}$ est le tenseur des contraintes, ρ_s est la densité de Ω_s , \underline{n} est la normale à $\partial\Omega_s$ pointant dans Ω_f , \hat{p} est la pression acoustique totale dans Ω_f , ρ_0 est la masse volumique de Ω_f , $r = |\underline{x}|$ et $k = \frac{\omega}{c_0}$ est le nombre d'onde acoustique dans Ω_f .

$\delta(\underline{x} - \underline{x}_0)$ est la distribution de Dirac et a pour propriété que $\int_{\Omega_f} \delta(\underline{x} - \underline{x}_0) dV = 1$ si $\underline{x}_0 \in \Omega_f$

et 0 sinon. $\underline{\nabla} \cdot$ représente l'opérateur de divergence et ∇^2 celui du Laplacien. $\frac{\partial \hat{p}}{\partial n}$ représente la dérivée normale de \hat{p} et est égale à $\underline{\nabla} \hat{p} \cdot \underline{n}$ où $\underline{\nabla} \hat{p}$ dénote le gradient de \hat{p} .

L'Eq.(1.12)a représente l'équation de l'élastodynamique linéaire. L'Eq.(1.12)b correspond à une force mécanique par unité de surface appliquée au domaine solide. L'Eq.(1.12)c traduit la continuité des tractions à l'interface fluide-solide $\partial\Omega_m \cup \partial\Omega_{s,F}$. Sur $\partial\Omega_m$, le second membre représente la force par unité de surface agissant sur Ω_s due à l'excitation acoustique et au rayonnement acoustique de Ω_s dans Ω_f . Sur $\partial\Omega_{s,F}$, la composante normale de la force surfacique $\underline{\hat{F}}$ impose la pression acoustique. L'Eq.(1.12)d correspond aux déplacements imposés. L'Eq.(1.12)e est l'équation de Helmholtz. L'Eq.(1.12)f représente la continuité des déplacements normaux acoustique et solide au niveau de

l'interface fluide-solide $\partial\Omega_m$ et l'imposition du déplacement acoustique normal à la composante normale du déplacement $\hat{\underline{u}}$ sur $\partial\Omega_{s,u}$. Enfin, l'Eq.(1.12)g décrit la condition de Sommerfeld.

A la différence des modèles analytiques recensés précédemment, qui font disparaître certaines dépendances spatiales des variables, les modèles numériques considèrent la géométrie des domaines à part entière et permettent d'avoir accès aux champs associés. Le point de départ de ces modèles est la formulation du problème aux valeurs limites qui rassemble les équations aux dérivées partielles et les conditions aux limites et initiales des variables qui décrivent le système (par exemple dans notre cas, la pression acoustique dans l'air et les champs de déplacement dans le protecteur et les tissus de la tête). Ces équations sont ensuite exprimées sous forme intégrale et discrétisées pour aboutir à un système d'équations algébriques qui est ensuite résolu avec un ordinateur. Pour résoudre numériquement le problème de la Figure 9 qui nous intéresse ici, les méthodes les plus utilisées sont les différences finies, la méthode des éléments finis (Finite Element Method (**FEM**)) et la méthode des éléments finis de frontière (Boundary Element Method (**BEM**)).

Méthode des différences finies

Principe

La méthode des différences finies, aussi appelée Finite Difference Time Domain (FDTD) en anglais, opère dans le domaine temporel. Elle consiste à approcher les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage, divisées par un pas spatial ou temporel. Dans cette méthode, le domaine de calcul est découpé en cellules régulières (maillage) sur lesquelles la pression acoustique et la vitesse particulaire sont discrétisées avec un certain pas spatial. La discrétisation de l'axe temporel est également effectuée en un certain nombre de pas de temps. Les opérateurs de dérivation spatiale et temporelle sont alors approchés par des différences finies d'ordre donné. Les grilles pour chacune des variables sont décalées à la fois dans l'espace et dans le temps. A chaque pas de temps, une équation algébrique est obtenue en chaque nœud du maillage interne en imposant que l'équation aux dérivées partielles y soit satisfaite et en écrivant les conditions aux limites aux nœuds sur la frontière ainsi que les conditions initiales. Un système d'équation récursif est obtenu où les valeurs de la solution en chaque nœud du maillage et à un instant donné sont fonction seulement de ses valeurs à des instants précédents (schéma explicite¹⁵) ou également de ses valeurs au même instant (schéma implicite¹⁶).

A titre d'exemple, considérons l'équation d'onde à une dimension.

15. Calcul direct de la solution u^{n+1} à l'instant t^{n+1} en fonction de u^n à l'instant t^n . Aucune inversion de matrice ou résolution de système linéaire n'est nécessaire pour le calcul. Ce schéma est le plus simple mais stable sous condition.
16. Il est nécessaire de résoudre un système linéaire pour trouver la solution u^{n+1} en fonction de u^n . C'est donc plus compliqué mais inconditionnellement stable.

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 p(x,t)}{\partial t^2} - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p(x,t)}{\partial x^2} = 0 & x \in [0, L] \quad t \in [0, T] \\ p(0, t) = 0 \quad \text{et} \quad p(L, t) = 0 & \text{conditions aux limites} \\ p(x, 0) = \bar{p}(x) \quad \text{et} \quad \frac{\partial p(x,0)}{\partial t} = \bar{\phi}(x) & \text{conditions initiales} \end{cases} \quad (1.13)$$

En choisissant une discrétisation de $[0, L]$ en M intervalles de longueur $\Delta x = \frac{L}{M}$ et $[0, T]$ en N intervalles de longueur $\Delta t = \frac{T}{N}$ et en notant $x_i = i\Delta x$, $t^n = n\Delta t$ et p_i^n la valeur de la pression acoustique au point x_i et au temps t^n , un schéma aux différences finies explicite en temps et centré en espace prendra la forme :

$$\begin{cases} \frac{p_i^{n+1} - 2p_i^n + p_i^{n-1}}{\Delta t^2} - \frac{1}{c_0^2} \frac{p_{i+1}^n - 2p_i^n + p_{i-1}^n}{\Delta x^2} = 0 \\ p_0^n = 0 \quad \text{et} \quad p_M^n = 0 \quad \forall n \in [1, N] \\ p_i^0 = \bar{p}(x_i) \quad \text{et} \quad \frac{p_i^1 - p_i^0}{\Delta t} = \bar{\phi}(x_i) \quad \forall i \in [1, M-1] \end{cases} \quad (1.14)$$

Ce schéma est bien explicite car la valeur p_i^{n+1} peut être obtenue par récurrence en fonction des valeurs de la pression acoustique à des instants précédents et des nœuds adjacents :

$$p_i^{n+1} = 2(1 - CFL^2) p_i^n + CFL^2 (p_{i-1}^n + p_{i+1}^n) - p_i^{n-1} \quad (1.15)$$

avec $CFL = c_0 \frac{\Delta t}{\Delta x}$. On peut montrer que l'erreur de troncature tend vers 0 lorsque Δx et Δt tendent vers 0. On dit que le schéma d'ordre 2 est consistant. La condition pour que le schéma soit stable¹⁷ est que le paramètre CFL soit strictement inférieur à 1. Cette condition se nomme condition de Courant-Friedrichs -Lewy.

Un autre type de schéma implicite décentré en temps et centré en espace s'écrira

$$\begin{cases} \frac{p_i^{n+1} - 2p_i^n + p_i^{n-1}}{\Delta t^2} - \frac{1}{c_0^2} \frac{p_{i+1}^{n+1} - 2p_i^{n+1} + p_{i-1}^{n+1}}{\Delta x^2} = 0 \\ p_0^n = 0 \quad \text{et} \quad p_M^n = 0 \quad \forall n \in [1, N] \\ p_i^0 = \bar{p}(x_i) \quad \text{et} \quad \frac{p_i^1 - p_i^0}{\Delta t} = \bar{\phi}(x_i) \quad \forall i \in [1, M-1] \end{cases} \quad (1.16)$$

On obtient un système à résoudre de la forme $[A] \{p^{n+1}\} = [B] \{p^n\} + [C] \{p^{n-1}\}$ où les vecteurs $\{p^{n+1}\}$, $\{p^n\}$ et $\{p^{n-1}\}$ contiennent les valeurs aux nœuds à chaque pas de temps. Ce

17. Un schéma est dit stable si les erreurs (d'arrondi, de troncature,...) ne peuvent pas croître pendant la procédure numérique d'un pas de temps au suivant.

schéma d'ordre 2 est consistant et inconditionnellement stable. L'avantage de cette approche est sa grande simplicité d'écriture et son faible coût de calcul. Elle est bien adaptée à la résolution de l'équation d'onde. La résolution dans le domaine temporel permet en outre de résoudre les hautes fréquences. Cependant, elle est limitée par la géométrie des domaines de calculs et à des conditions aux limites et initiales simples. En particulier, elle est moins pertinente lorsque les conditions aux limites dépendent de la fréquence ou lorsqu'une structure est par exemple couplée au domaine acoustique. On lui préfère alors la méthode des éléments finis (EF).

Exemples de travaux de la littérature

La méthode des différences finies 3D couplée à des conditions aux limites absorbantes diverses a été utilisée pour calculer fonction de transfert relative à la tête (HRTF) pour un modèle de tête sphérique excitée par une source ponctuelle ou une onde plane, de tête artificielle (KEMAR) supposée rigide (Xiao et Liu, 2003) et de tête artificielle (Taro) en prenant en compte le canal auditif (ouvert) et la présence d'une sonde microphonique dans ce canal Nakazawa et Nishikita (Nakazawa et Nishikita, 2005).

Les travaux de Bockstael et al. (Bockstael *et al.*, 2008, 2009) ont porté sur le calcul de la fonction de transfert entre la pression à l'intérieur du canal auditif occlus par un bouchon moulé et la pression au niveau du tympan par différences finies. Le bouchon moulé comporte deux orifices, l'un servant le rôle de filtre acoustique et l'autre instrumenté par un microphone miniature. L'effet de l'oreille moyenne et interne est pris en compte par le modèle à constantes localisées de Kringelbotn (Kringelbotn, 1988), i.e en le représentant par un filtre digital. Le bouchon est modélisé côté excitation comme une impédance purement résistive et côté canal auditif comme une impédance complexe de type constantes localisées qui est reformulée dans le domaine temporel pour la résolution (Botteldooren, 1995). Une approximation de filtre digital est utilisée pour représenter les effets viscothermiques dans les orifices traversant le bouchon.

Méthode des éléments finis

Principe

L'idée de base de la méthode des EF est de discrétiser (ou mailler) les domaines géométriques continus dans lesquels des équations aux dérivées partielles sont satisfaites en petits sous-domaines élémentaires appelés « éléments » sur lesquels les champs acoustiques et de déplacement varient de façon polynomiale en fonction des valeurs de ces champs en différents points de l'élément, appelés « nœuds » du maillage. La méthode des EF opère sur une formulation intégrale des équations aux dérivées partielles appelée formulation faible. Cette formulation faible est construite en intégrant sur les volumes des domaines les résidus des opérateurs différentiels pondérés par des fonctions tests admissibles¹⁸. En utilisant des intégrations par partie, on obtient la formulation faible qui abaisse l'ordre maximum de différenciation de la solution cherchée et satisfait automatiquement certaines conditions aux limites appelées conditions aux limites naturelles. La discrétisation de la formulation faible fournit un système d'équations algébriques en termes de valeurs nodales des champs qui peut être résolu avec un algorithme informatique. Cette méthode déterministe est très puissante car elle

18. i.e satisfaisant les conditions aux limites cinématiques.

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 de déplacements vibratoires et de pression acoustique peuvent être évalués en tout point des domaines.

Pour résoudre avec une approche par **EF** un problème tel que celui présenté sur la Figure 9, où le domaine fluide Ω_f est infini (problème extérieur), on doit se ramener à un problème intérieur en tronquant Ω_f afin de pouvoir mailler un volume fini. Ce faisant, il est nécessaire d'appliquer une condition aux limites qui représente au mieux ce qui se passerait si le milieu était infini. En choisissant une troncation convexe de Ω_f permettant de réduire ce domaine à un milieu fini, l'approche la plus efficace est l'utilisation d'une couche parfaitement adaptée (**PML**) (voir Figure 10). Dans cette couche, la pression acoustique satisfait une équation de Helmholtz dissipative qui permet aux ondes de ne pas être réfléchies et de respecter la condition de Sommerfeld. Le traitement numérique de la **PML** sort cependant du cadre de ce chapitre (voir par exemple (Bériot *et al.*, 2016 ; Bériot et Gabard, 2019) pour la formulation de la **PML** dans le domaine fréquentiel).

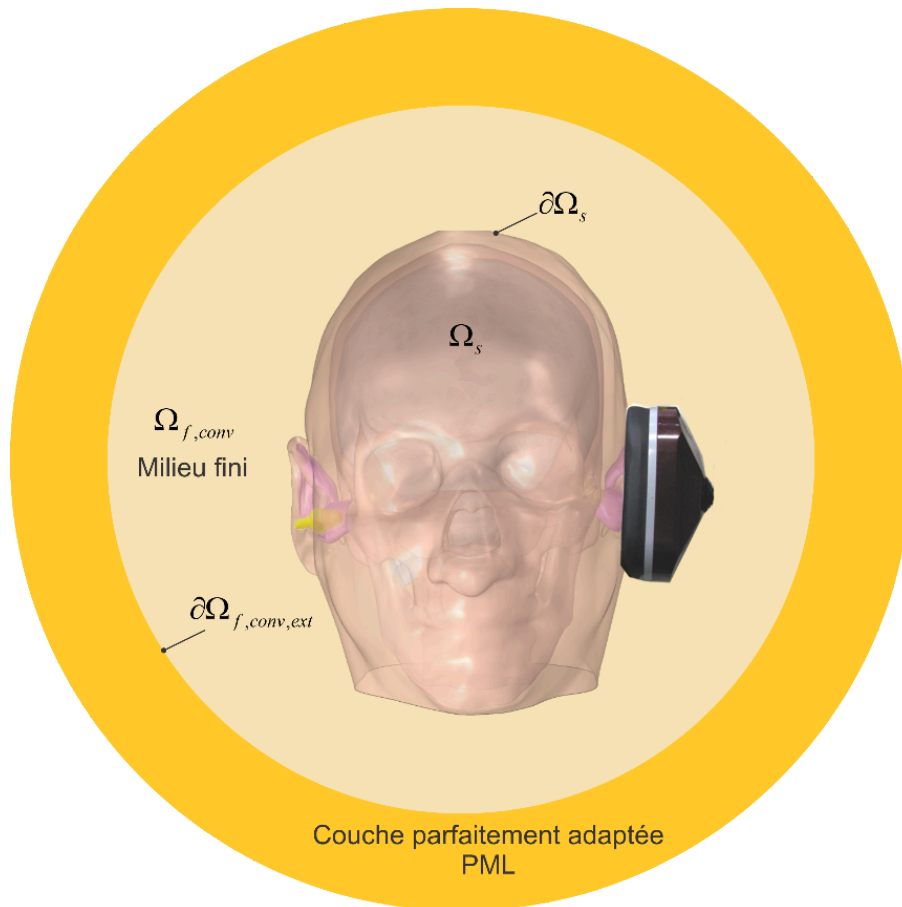


Figure 10 : Remplacement du milieu fluide infini Ω_f par un domaine fluide convexe $\Omega_{f,conv}$ entourant le système tête-protecteurs Ω_s et une couche parfaitement adaptée. $\partial\Omega_s$ représente la frontière du domaine Ω_s et la frontière interne du domaine Ω_f . $\Omega_{f,conv,ext}$ correspond à la frontière externe du domaine $\Omega_{f,conv}$

Le lecteur ou la lectrice qui souhaite approfondir la méthode des EF appliquée à l'interaction fluide-structure peut consulter de nombreux ouvrages sur le sujet, par exemple (Atalla et Sgard, 2015 ;

Marburg et Nolte, 2008). Pour la suite de ce paragraphe, la méthode des EF est appliquée au système qui nous intéresse ici en régime stationnaire avec une description dans le domaine fréquentiel. Afin de ne pas rentrer dans les détails de la modélisation de la PML, on considère que la tête est placée dans une cavité rigide acoustique fermée occupant le volume $\Omega_{f,conv}$ (voir Figure 10). Cela revient à supprimer la PML et à imposer une condition aux limites de Neumann $\frac{\partial \hat{p}}{\partial n} = 0$ sur la frontière $\partial\Omega_{f,conv,ext}$ qui traduit une vitesse particulaire normale nulle (frontière rigide acoustiquement). On considère que la base de la tête $\partial\Omega_{s,u}$ est fixée i.e $\hat{\underline{u}} = 0$ et on suppose que l'excitation est purement solidienne (pas de source acoustique i.e $\hat{A} = 0$). On peut montrer que les formulations intégrales faibles de Galerkin associées aux équations (1.12)a et (1.12)d s'écrivent alors (Atalla et Sgard, 2015) :

$$\int_{\Omega_s} \hat{\underline{\underline{\sigma}}}(\hat{\underline{u}}) : \hat{\underline{\underline{\varepsilon}}}(\delta\hat{\underline{u}}) dV - \int_{\Omega_s} \rho_s \omega^2 \hat{\underline{u}} \cdot \delta\hat{\underline{u}} dV - \int_{\partial\Omega_m} \hat{p} n \cdot \delta\hat{\underline{u}} dS = \int_{\partial\Omega_{s,F}} \delta\hat{\underline{u}} \cdot \hat{F} dS \quad \forall \delta\hat{\underline{u}} \quad (1.17)$$

$$\int_{\Omega_{f,conv}} \frac{1}{\rho_0} \nabla \hat{p} \cdot \nabla \delta\hat{p} dV - \omega^2 \int_{\Omega_{f,conv}} \frac{1}{\rho_0 c_0^2} \hat{p} \delta\hat{p} dV - \omega^2 \int_{\partial\Omega_m} \hat{\underline{u}} \cdot n \delta\hat{p} dS = 0 \quad \forall \delta\hat{p} \quad (1.18)$$

où $\hat{\underline{u}}$ satisfait la condition Eq.(1.12)d, $\hat{\underline{\underline{\varepsilon}}}$ est le tenseur des déformations, \hat{p} satisfait la condition Eq.(1.12)b, $\delta\hat{\underline{u}}$ étant une fonction régulière admissible (i.e $\delta\hat{\underline{u}} = 0$ sur $\partial\Omega_{s,u}$) définie sur Ω_s et $\delta\hat{p}$ étant une fonction régulière admissible (i.e $\delta\hat{p} = 0$ sur $\partial\Omega_{s,F}$) définie sur $\Omega_{f,conv}$. En discrétisant les domaines Ω_s et $\Omega_{f,conv}$ en éléments finis tridimensionnels sur lesquels les fonctions $\hat{\underline{u}}$, $\delta\hat{\underline{u}}$, \hat{p} et $\delta\hat{p}$ sont interpolées en fonction des valeurs aux nœuds de l'élément, les équations (1.17) et (1.18) sont transformées en un système matriciel couplé à résoudre

$$\begin{bmatrix} [K] - \omega^2 [M] & - [C_{up}] \\ -\omega^2 [C_{up}]^T & [H] - \omega^2 [Q] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\hat{\underline{u}}\} \\ \{\hat{p}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{\hat{F}\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (1.19)$$

où $\{\hat{\underline{u}}\}$ et $\{\hat{p}\}$ sont maintenant des vecteurs contenant les inconnues nodales en déplacement et pression, $\{\hat{F}\}$ est le vecteur nodal correspondant à l'excitation solidienne, $[K]$ et $[M]$ sont respectivement les matrices de raideur et de masse du domaine solide, $[H]$ et $[Q]$ sont des matrices d'énergie cinétique et de compression du domaine fluide. La matrice $[C_{up}]$ est une matrice de couplage surfacique entre la structure et le fluide. Toutes ces matrices et vecteurs, dont les dimensions dépendent du nombre de degrés de liberté du maillage, sont obtenues en assemblant des matrices et vecteurs élémentaires qui traduisent l'équilibre des variables secondaires (forces dans le cas d'un solide et gradient normal de la pression dans le cas d'un fluide) à l'interface entre chaque élément et la continuité des variables primaires (déplacements dans le cas d'un solide ou pression dans le cas d'un fluide) aux nœuds de chaque élément. La convergence de la solution va dépendre de la discrétisation spatiale adoptée. La Figure 11 illustre un exemple de maillage volumique des différents domaines.

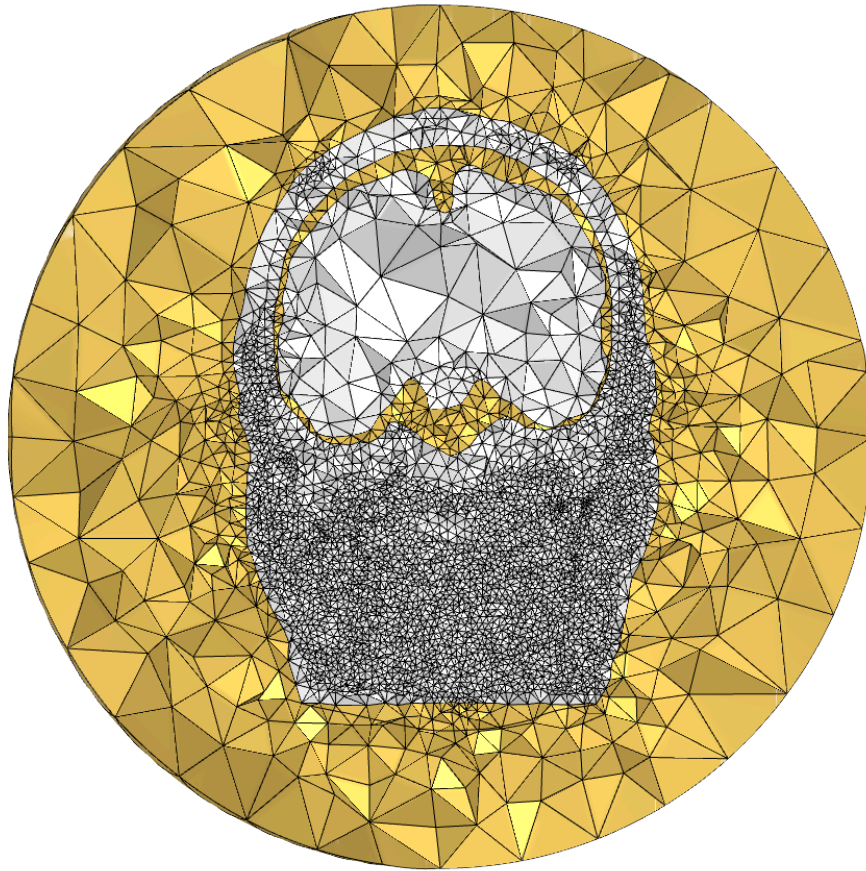


Figure 11 : Exemple de maillage volumique des domaines solides et fluides dans le cas de la tête sans protecteur obtenu avec le logiciel COMSOL Multiphysics 5.6 (© COMSOL). Une coupe est effectuée dans un plan frontal passant par le centre de la tête. Les éléments finis tétraédriques solides (tissus de la tête) sont indiqués en blanc alors que ceux fluides (air environnant et contenu dans les canaux auditifs ainsi que le fluide cérébrospinal à l'intérieur de la tête) sont indiqués en jaune.

Dans cette section la méthodologie pour traiter le problème extérieur de la Figure 9 par éléments finis a été présentée et l'approche a été détaillée dans le cas d'un problème intérieur. De façon alternative, on peut utiliser des techniques hybrides combinant éléments finis pour les domaines solides et éléments finis de frontière pour les domaines fluides (Atalla et Sgard, 2015). Cette dernière approche est discutée dans la section Méthode des éléments finis de frontière.

Exemples de travaux de la littérature

Des modèles d'oreille externe consistant en un canal de forme réaliste ou simplifiée, rempli d'air, intégrant éventuellement le pavillon et une partie extérieure de la tête, et représentant l'effet acoustique de l'oreille moyenne par une impédance à réaction localisée, ont été développés incluant la présence de tissus environnants (tissus mous, os, cartilage) (Benacchio *et al.*, 2020b ; Brummund *et al.*, 2014, 2015 ; Carillo *et al.*, 2020a ; Sgard *et al.*, 2019 ; Viallet *et al.*, 2014, 2015) ou non (Fadaei *et al.*, 2015 ; Viallet *et al.*, 2013) dans l'optique de calculer le niveau sonore dans le canal auditif. De nombreux travaux existent sur la modélisation par EF de l'oreille moyenne (membrane tympanique, chaîne ossiculaire, cavité oreille moyenne) éventuellement couplée à l'oreille externe et à l'oreille interne. On donne ici quelques exemples de ces travaux. Certains d'entre eux ne tiennent pas compte

des tissus environnants et visent à étudier (i) la transmission du son dans l'appareil auditif (Gan *et al.*, 2007 ; Koike *et al.*, 2002 ; Lee *et al.*, 2010 ; Nie *et al.*, 2011 ; Vollandri *et al.*, 2014 ; Wang *et al.*, 2014) (ii) la détermination de l'impédance dans le canal auditif (Sackmann *et al.*, 2020 ; Schmidt, 2009 ; Schmidt et Hudde, 2009) (iii) la biomécanique de l'oreille moyenne (Caminos *et al.*, 2015 ; De Greef *et al.*, 2017 ; Ferrazzini, 2003 ; Lee et Ahn, 2015 ; Liu *et al.*, 2009 ; Sun *et al.*, 2002, p. 20 ; Vollandri *et al.*, 2011) (iv) l'effet de prothèses ossiculaires sur la réponse de l'oreille moyenne (Prendergast *et al.*, 1999 ; Tian *et al.*, 2015), (v) la réponse vibroacoustique de la cochlée incluant les effets de pathologies et d'implants sur cette réponse (Kikidis *et al.*, 2014 ; Ni, 2012). D'autres études considèrent la présence des tissus environnants dans le but d'estimer l'impédance tympanique pour évaluer la condition de l'oreille moyenne (Motallebzadeh *et al.*, 2016, 2017b). Tous ces travaux ne considèrent pas le couplage de l'appareil auditif avec la tête ou alors seulement avec une portion de cette dernière.

Des modèles EF de crânes humains (Kim *et al.*, 2014 ; O'Brien et Liu, 2005 ; Tse *et al.*, 2015) ont été conçus pour étudier le comportement vibratoire de la tête (Tse *et al.*, 2015), la propagation du son par conduction osseuse (Kim *et al.*, 2014) ou les formes d'onde de la pression acoustique diffractée par le crâne (O'Brien et Liu, 2005) mais ne s'intéressent pas au système auditif. Plusieurs articles incluent la conduction solidienne à travers les tissus de la tête. Dans le but d'analyser les mécanismes de conduction osseuse, des auteurs ont conçu des modèles EF d'une tête humaine idéalisée (sphère) (Gatto, 2012 ; Gatto et Demkowicz, 2013) ou réaliste incluant l'oreille externe seule (Chang *et al.*, 2016 ; Krysl *et al.*, 2008 ; Xu *et al.*, 2021, 2022) ou le système auditif complet (Taschke et Hudde, 2006), excité mécaniquement ou acoustiquement.

Des modèles numériques EF ont été proposés pour décrire le comportement vibroacoustique en régime stationnaire ou impulsionnel de coquilles (Lee *et al.*, 1995 ; Vergara *et al.*, 2001, 2002 ; Anwar, 2005 ; James, 2006 ; Khani *et al.*, 2007 ; Du et Homma, 2009 ; Sgard *et al.*, 2010b, 2010a ; Vergara *et al.*, 2013 ; Boyer *et al.*, 2015 ; Gaudreau *et al.*, 2017 ; Carillo *et al.*, 2018), de bouchons (Gerges *et al.*, 2000 ; Vergara *et al.*, 2002 ; James, 2006 ; Sgard *et al.*, 2010b ; Viallet *et al.*, 2013, 2014 ; Brummund *et al.*, 2014 ; Sgard *et al.*, 2014 ; Viallet *et al.*, 2015 ; Brummund *et al.*, 2015 ; Sgard *et al.*, 2019 ; Carillo *et al.*, 2020a) ou de systèmes de double protection (James, 2006 ; Luan *et al.*, 2021a, 2021b, 2022) couplés ou non à une oreille externe de géométrie réaliste ou simplifiée, incluant ou non une portion des tissus environnants, excité acoustiquement ou mécaniquement (effet d'occlusion). Certains auteurs ont considéré l'interaction du protecteur avec la tête complète dans le but de prédire l'atténuation ou l'effet d'occlusion des bouchons (Xu *et al.*, 2021, 2022 ; Sgard *et al.*, 2023), l'effet de l'insertion d'un bouchon dans le canal sur la pression dans la cochlée (Gatto et Demkowicz, 2013), l'effet des paramètres du bouchon sur les déformations et contraintes des parois du canal auditif pour une problématique de confort physique (Baker *et al.*, 2010 ; Norris *et al.*, 2012) et l'efficacité de casques vis-à-vis de la transmission par voie osseuse de bruits impulsifs via l'évaluation de la pression dans le cerveau (Clavier *et al.*, 2010).

Méthode des éléments finis de frontière

Principe

La méthode des éléments finis de frontière est une méthode numérique qui permet de résoudre des équations différentielles dans un domaine, sujettes à des conditions aux limites spécifiques en

exprimant la solution sous forme d'intégrales sur les frontières de ce domaine. Ces intégrales font intervenir la valeur de la solution et de sa dérivée normale¹⁹ sur ces frontières ainsi que la solution fondamentale des équations aux dérivées partielles du problème pour une source ponctuelle unitaire placée dans le domaine (appelée fonction de Green) et sa dérivée normale. Les inconnues du problème sont donc transférées au niveau de la frontière du domaine et la dimension du problème est réduite de un. Contrairement à la méthode des **EF** qui nécessite de discrétiser l'intérieur du domaine, ce sont ici les frontières du domaine qui sont discrétisées en petits éléments sur lesquels les inconnues (par exemple la pression et sa dérivée normale dans le cas d'un problème acoustique) sont approchées par des fonctions simples de type polynomial faisant intervenir les valeurs en certains points (les nœuds), appartenant aux éléments. Ces inconnues sont calculées en appliquant les conditions aux limites et initiales du système.

La méthode des éléments de frontière est intéressante car elle permet de ne mailler que des surfaces plutôt que des volumes. Cependant les matrices à calculer nécessitent des algorithmes d'intégration numérique spéciaux et coûteux du fait des singularités de la fonction de Green. Par ailleurs les matrices sont pleines, non symétriques, à valeur complexe et dépendantes de la fréquence. Cela constitue le désavantage principal comparé à la méthode des **EF** où les matrices sont creuses, symétriques et où la dépendance fréquentielle peut être extraite des matrices notamment dans le cas du problème acoustique intérieur.

Cette méthode est particulièrement appropriée lorsqu'on s'intéresse à déterminer le champ dans un domaine infini. En effet, la condition de Sommerfeld de rayonnement à l'infini est automatiquement satisfaite par la fonction de Green en espace libre et donc seule la surface de l'objet doit être discrétisée. Appliquons la méthode **BEM** au problème acoustique de la Figure 9b dans le cas de la tête sans protecteur (voir Figure 12a) en régime stationnaire avec une description dans le domaine fréquentiel. On suppose ici que la seule excitation est le monopole d'amplitude \hat{A} positionnée en un point \underline{x}_0 générant une pression acoustique incidente \hat{p}_{inc} . \hat{p}_{inc} est la pression acoustique due à la

source lorsqu'il n'y a pas d'objet diffractant dans le volume et est donnée par
$$\frac{\hat{A} \exp(-ik |\underline{x} - \underline{x}_0|)}{4\pi |\underline{x} - \underline{x}_0|}$$

. La pression acoustique totale \hat{p} dans le volume d'air extérieur à Ω_s est la somme de \hat{p}_{inc} et de la pression acoustique diffractée par la tête \hat{p}_{sc} . Cette pression diffractée est elle-même la superposition du champ créé par la présence de la tête (et du protecteur dans le cas de l'oreille occluse) si elle était acoustiquement rigide notée \hat{p}_b (pression acoustique bloquée) et de celui créé par son rayonnement acoustique du fait d'une vibration possible de sa frontière $\partial\Omega_s$, notée \hat{p}_r . Dans ce cas, la pression totale \hat{p} est solution de l'équation intégrale suivante :

$$C^+ (\underline{x}) \hat{p} (\underline{x}) = \int_{\partial\Omega_s} \left[\hat{p}(\underline{y}) \frac{\partial \hat{G}(\underline{x}, \underline{y})}{\partial n_y} - \hat{G}(\underline{x}, \underline{y}) \frac{\partial \hat{p}(\underline{y})}{\partial n_y} \right] dS_y + \hat{p}_{inc}(\underline{x}) \quad (1.20)$$

19. C'est ce qu'on appelle la formulation directe. Il existe également une formulation indirecte qui fait intervenir des inconnues auxiliaires appelées potentiels de simple et double couche.

où $\hat{G}(\underline{x}, \underline{y})$ est la fonction de Green ²⁰, $\frac{\partial}{\partial n_y}(\cdot) = \underline{\nabla}_y(\cdot) \cdot \underline{n}_y$ désigne la dérivée normale de la quantité entre parenthèse, $\underline{\nabla}_y(\cdot)$ est le gradient et \underline{n}_y est la normale extérieure à $\partial\Omega_s$ au point \underline{y} . Une fonction de Green très utilisée appelée fonction de Green en espace libre s'écrit $\hat{G}(\underline{x}, \underline{y}) = \frac{\exp(-ikr)}{4\pi r}$ où $r = |\underline{x} - \underline{y}| = \sqrt{(x_i - y_i)(x_i - y_i)}$ est la distance euclidienne entre les points \underline{x} et \underline{y} . $C^+(\underline{x})$ est donné par :

$$\begin{cases} C^+(\underline{x}) = 1 & \text{si } \underline{x} \text{ est à l'extérieur de } \Omega_s \\ C^+(\underline{x}) = 0 & \text{si } \underline{x} \text{ est à l'intérieur de } \Omega_s \\ C^+(\underline{x}) = 1 + \int_{\partial\Omega_s} \frac{\partial G_0(\underline{x}, \underline{y})}{\partial n_y} dS_y & \text{si } \underline{x} \in \partial\Omega_s \end{cases} \quad (1.21)$$

avec $G_0(\underline{x}, \underline{y}) = \frac{1}{4\pi r}$.

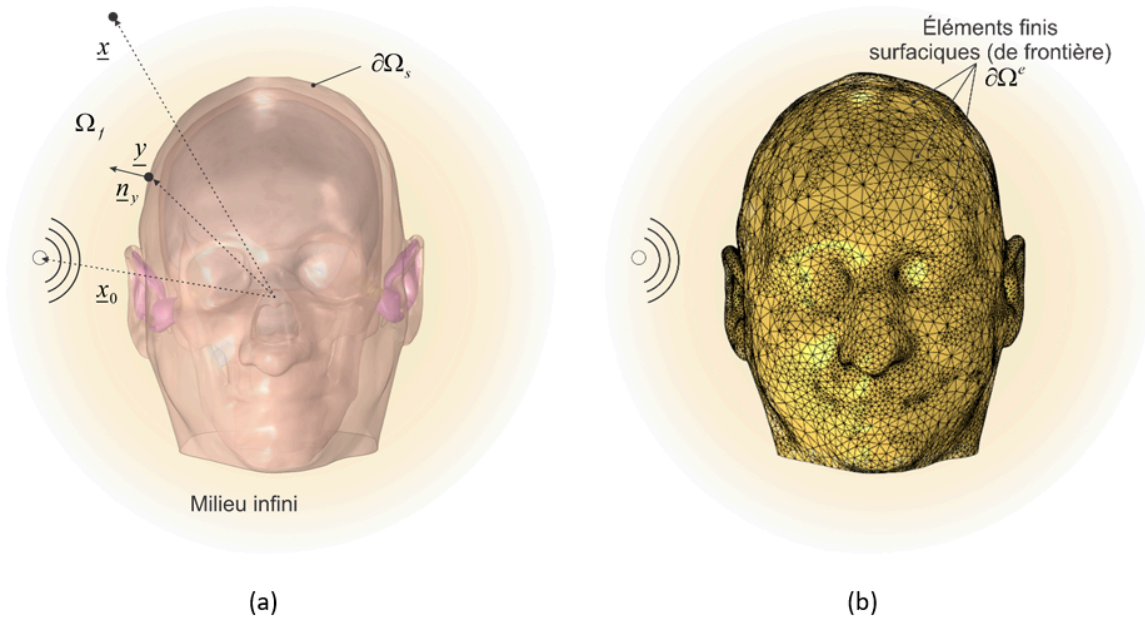


Figure 12 : (a) Exemple du problème de la tête sans protecteur résolu avec la méthode BEM (b) exemple de maillage de la surface $\partial\Omega_s$ discrétisée en triangles $\partial\Omega^e$ à l'aide du logiciel COMSOL Multiphysics 5.6 (© COMSOL).

20. $\hat{G}(\underline{x}, \underline{y})$ est solution de $\begin{cases} \nabla_y^2 \hat{G} + k^2 \hat{G} = -\delta(\underline{x} - \underline{y}) \\ \text{Conditions aux limites} \end{cases}$ où $\delta(\underline{x} - \underline{y})$ représente la distribution de

Dirac.

Remarque 8 : L'équation (1.20) indique que dans le cas où la frontière $\partial\Omega_s$ peut vibrer, la pression acoustique \hat{p} ne peut être déterminée que si l'on connaît $\frac{\partial\hat{p}(\underline{y})}{\partial n_y}$ et donc $\underline{\hat{u}}$ du fait de la relation

d'Euler. On a alors un problème couplé fluide-structure à résoudre. Il faut donc écrire les équations de l'élasto-dynamique de la structure vibrante Ω_s et les relier au fluide grâce aux équations de continuité des déplacements et des contraintes à l'interface structure-fluide (Eq(1.12)).

Remarque 9 : Notons que l'équation (1.20) est valide dans Ω_f . On peut inclure le canal auditif dans Ω_f lorsque l'oreille est ouverte et donc la frontière $\partial\Omega_s$ comprend la frontière du canal auditif. Dans le cas de la présence d'un protecteur, le canal auditif ne fait plus partie du volume Ω_f et le champ de pression acoustique à l'intérieur du canal auditif est dû au rayonnement du champ vibratoire du protecteur, des parois du canal et de la membrane tympanique. On se retrouve dans la situation de la Remarque 8. Pour déterminer le champ de pression dans le canal auditif, il faut alors coupler le problème intérieur de l'équation d'onde dans le canal auditif avec celui des vibrations du protecteur et des tissus de la tête, lui-même couplé au problème extérieur précédent. Généralement le champ vibratoire du protecteur et des tissus est obtenu par l'utilisation d'une méthode d'EF²¹. Le champ acoustique dans le canal auditif peut être lui aussi obtenu en discrétisant de façon volumique le canal avec une méthode d'EF ou bien en appliquant une formulation intégrale pour le problème intérieur discrétisée en éléments de frontière. Les inconnues sont alors la pression acoustique \hat{p} aux nœuds de la surface $\partial\Omega_s$, le champ de déplacement aux nœuds de la structure Ω_s et la pression acoustique \hat{p}_i aux nœuds i du canal auditif ou de sa frontière dépendamment du type de méthode utilisée.

On voit que seule l'enveloppe $\partial\Omega_s$ doit être discrétisée en éléments de frontière. Cette discrétisation de $\partial\Omega_s$ en N_e petits éléments notés $\partial\Omega^e$ permet d'exprimer le second membre de l'équation (1.20) sous la forme d'une somme d'intégrales élémentaires. Pour un problème 3D comme celui auquel on s'intéresse, les éléments sont surfaciques plans ou incurvés en fonction du degré souhaité d'interpolation de la géométrie (voir Figure 12b). Le champ de pression et de sa dérivée normale sont ensuite interpolés sur chaque élément en fonction des valeurs aux nœuds. La détermination du champ de pression acoustique en tout point du volume Ω_f impose de fixer des conditions aux limites sur $\partial\Omega_s$ (Eq(1.12)). Cette opération peut se faire avec différentes techniques (ex. collocation, variationnelle) (Atalla et Sgard, 2015). Par exemple, dans le cas d'une méthode de collocation, on impose que l'équation discrétisée associée à (1.20) soit satisfaite en chaque nœud du maillage acoustique. En réarrangeant les valeurs nodales de la pression \hat{p} et de sa dérivée normale dénotée \hat{q} sur $\partial\Omega_s$ en valeurs connues et inconnues au nombre respectif de N_p et N_q , on obtient alors un système matriciel à résoudre du type $\left[\hat{A}(\omega)\right] \{\hat{x}\} = \{\hat{f}(\omega)\}$ où $\{\hat{x}\} = \left\{\hat{p}_1 \dots \hat{p}_{N_p}, \hat{q}_1 \dots \hat{q}_{N_q}\right\}$ contient les inconnues nodales et $\{\hat{f}(\omega)\}$ est le vecteur second membre qui tient compte des valeurs connues de \hat{p} et \hat{q} sur $\partial\Omega_s$, $\left[\hat{A}(\omega)\right]$ est la matrice résultant de la discrétisation. Ce système est plein, à valeurs complexes, non symétrique et dépendant

21. Notons que cette méthode d'éléments de frontière peut également être appliquée aux structures et aux milieux poroélastiques mais dans ce cas le traitement numérique est beaucoup plus lourd du fait que les fonctions de Green deviennent des matrices de Green.

de la fréquence.

Exemples de travaux de la littérature

Une grande partie des travaux utilisant la méthode des éléments de frontière en relation avec le problème qui nous intéresse concernent la résolution d'un problème d'acoustique pur. Il s'agit du calcul de la pression acoustique à l'entrée ou dans le canal auditif de l'oreille ouverte en tenant compte des effets de diffraction acoustique par la tête et ce pour une excitation par onde plane acoustique de diverses incidences ou en champ diffus. Cette pression est normalisée par rapport à la pression acoustique qui existerait en champ libre pour fournir la fonction de transfert relative à la tête **HRTF**. Dans ces calculs la géométrie de la tête est soit idéalisée (ex sphère), soit reconstruite à partir de scans 3D ou **IRM** de sujets vivants ou de mannequins. Le canal auditif est supposé soit bloqué (Kahana *et al.*, 1999 ; Katz, 2001a, 2001b ; Walsh et Demkowicz, 2003 ; Walsh *et al.*, 2004) soit ouvert (Lee et Ahn, 2014 ; Walsh *et al.*, 2004 ; Walsh et Demkowicz, 2003). Ces auteurs étudient en particulier l'effet sur les **HRTF** du champ acoustique, de conditions d'impédance pour décrire l'absorption acoustique des cheveux, de la peau et de la membrane tympanique par rapport à une condition rigide, l'effet de la forme du pavillon ou du torse. D'autres auteurs se sont plutôt intéressés à utiliser la méthode des éléments de frontière comme référence pour juger de la validité d'un modèle analytique pour estimer la pression acoustique dans un canal auditif synthétique de forme réaliste terminé par une condition d'impédance représentant l'effet de l'oreille moyenne et excité par un piston plan à l'entrée du canal (Stinson et Daigle, 2005). En ce qui concerne l'oreille occluse, les travaux utilisant la technique des éléments de frontière sont très peu nombreux. Ils portent sur l'atténuation des coquilles en régime stationnaire et transitoire (Lee *et al.*, 1993 ; Mourad *et al.*, 1989) ou sur les effets des modes transverses dans un canal auditif simplifié occlus par une aide auditive, considérée comme rigide acoustiquement (Stinson et Daigle, 2007). Dans ces travaux, le fluide contenu dans la coquille et le canal auditif est modélisé par **EF** de frontière; la coquille est modélisée par **EF** et l'aide auditive est considérée rigide acoustiquement.

FILTRES LINÉAIRES ÉQUIVALENTS

Les protecteurs peuvent être modélisés par des filtres linéaires dans le domaine temporel qui caractérisent leur comportement acoustique. Cette méthode nécessite de mesurer l'atténuation du protecteur sur **ATF** ainsi que le module de la fonction de transfert de l'oreille ouverte. Les filtres sont ensuite construits à partir du produit des deux grandeurs mesurées et d'une reconstruction de phase utilisant la transformée de Hilbert (Vipperman et Murphy, 2006). Cette approche, de type boîte noire, gomme la relation avec les paramètres physiques de conception et peut dépendre de l'**ATF** utilisée.

BILAN

Les sections précédentes ont dressé un portrait des différentes approches pour modéliser la pression acoustique dans le canal auditif ouvert ou occlus par un protecteur. Le Tableau 1 résume ici pour chacune, le domaine d'application recensé dans la littérature ainsi que leurs avantages et limitations pour aborder la problématique précédente. En conclusion, chaque type de modèle peut être judicieusement utilisé en fonction de la problématique considérée, de l'indicateur recherché, de l'effet à étudier et de la gamme de fréquence considérée. Un modèle analytique peut s'avérer suffisant si on s'intéresse au champ de pression acoustique dans le canal auditif ouvert ou à l'atténuation

et l'effet d'occlusion de protecteurs en basses fréquences. Si on s'intéresse au champ acoustique extérieur à la tête ou au comportement vibroacoustique d'un protecteur interagissant avec l'appareil auditif en tenant compte de toute la complexité du problème et ce dans une gamme de fréquence relativement large, un modèle numérique sera davantage adapté. Par rapport aux autres modèles, un modèle numérique permet de gagner en réalisme et peut contribuer à mieux comprendre certaines observations expérimentales encore inexplicées. Il est certain que ce type de modèle est versatile et peut donc être utilisé dans toutes les circonstances. Néanmoins, il est important de souligner que tous ces modèles sont complémentaires et leurs forces peuvent être combinées pour élucider des phénomènes physiques. Les modèles analytiques peuvent être d'une grande utilité pour aider à interpréter les résultats très détaillés des modèles numériques. Inversement ces derniers modèles peuvent aider à alimenter et améliorer les modèles analytiques (Carillo *et al.*, 2020a). Il est crucial de rappeler que tout modèle, avant d'être exploité, doit être calibré et validé avec des mesures expérimentales. Les mesures font partie intégrante du processus de développement et d'amélioration du modèle.

Tableau 1 : Domaine d'application, avantages et inconvénients des différents modèles utilisés en protection auditive

Approche	Applications	Avantages	Limitations
Semi-analytique	<ul style="list-style-type: none"> • champ acoustique dans canal auditif réaliste avec membrane tympanique simplifiée • champ acoustique diffracté par ta tête 	<ul style="list-style-type: none"> • ressources informatiques faibles • temps de calcul faible • peut prendre en compte le caractère tortueux et les changements de dimension du canal auditif • accès aux valeurs locales des champs (le long de l'axe curviligne des guides d'onde et en tout point dans le cas 3D) 	<ul style="list-style-type: none"> • implantation informatique peut être délicate • géométries et conditions aux limites très simples
Matrice de transfert	<ul style="list-style-type: none"> • champ acoustique dans un canal auditif ouvert réaliste et des simulateurs d'oreille • reconstruction de la forme du canal auditif à partir de mesures acoustiques dans le canal • transmission du son dans l'appareil auditif complet • atténuation et effet d'occlusion de bouchons et d'aides auditives • caractérisation de bouchons par mesures de matrices de transfert 	<ul style="list-style-type: none"> • implantation informatique facile • ressources informatiques faibles • temps de calcul faible • permet d'intégrer des comportements résonants dans la direction de propagation 	<ul style="list-style-type: none"> • propagation unidimensionnelle (pression homogène dans une section droite ou sphérique) • géométrie simplifiée de la section droite • limitation fréquentielle : $f < f_c$ où f_c est la fréquence de coupure du guide d'onde • effets de couplage réaliste tissus-canal auditif-protecteur pas faciles à prendre en compte
Constantes localisées	<ul style="list-style-type: none"> • simulateurs d'oreille • description de l'impédance tympanique • champ acoustique dans un canal auditif ouvert cylindrique à section décroissante • atténuation de bouchons et coquilles • forme d'onde dans le canal occlus par un protecteur • effet d'occlusion objectif de bouchons 	<ul style="list-style-type: none"> • implantation informatique facile • ressources informatiques faibles • temps de calcul faible • complémentaire aux méthodes numériques pour interpréter les phénomènes en basses fréquences • interprétation physique aisée 	<ul style="list-style-type: none"> • limitation fréquentielle : Plus grande dimension du système $\leq \lambda/8$ (λ longueur d'onde dans le système) • simplifications géométriques et des comportements dynamiques • effets de couplage réaliste tissus-canal auditif-protecteur pas faciles à prendre en compte • pas d'accès aux valeurs locales des champs en tout point du domaine

Filtres linéaires équivalents	<ul style="list-style-type: none"> caractérisation de la fonction de transfert de bouchons et coquilles estimation de la dose d'une personne protégée par un PIB 	<ul style="list-style-type: none"> implantation informatique facile ressources informatiques faibles temps de calcul faible 	<ul style="list-style-type: none"> dépend de l'interpolation de mesures expérimentales peut dépendre des conditions de mesure (ex ATF utilisée) boîte noire qui gomme la relation avec les paramètres physiques de conception
Différences finies	<ul style="list-style-type: none"> calcul de la HRTF fonction de transfert entre pression dans le canal auditif occlus par un bouchon moulé et pression tympanique (TF canal) 	<ul style="list-style-type: none"> implantation informatique facile ressources informatiques faibles accès aux valeurs locales des champs de pression et déplacement 	<ul style="list-style-type: none"> géométrie et conditions aux limites et initiales simples prise en compte des protecteurs et tissus seulement sous forme de conditions d'impédance effets de couplage réaliste tissu-canal auditif-protecteur pas faciles à prendre en compte
Éléments finis	<ul style="list-style-type: none"> pression acoustique dans un canal auditif ouvert de forme simplifiée ou réaliste avec prise en compte ou non des tissus et de la tête biomécanique de l'oreille moyenne et interne transmission sonore dans l'appareil auditif complet comportement vibroacoustique de la tête en oreille ouverte ou occluse par un bouchon ou un casque en régime stationnaire ou impulsionnel atténuation et effet d'occlusion de coquilles, bouchons et systèmes de double protection 	<ul style="list-style-type: none"> intègre toutes les complexités géométriques et physiques (anisotropie, hétérogénéités spatiales, lois de comportement quelconques, conditions aux limites et de chargement) lien direct entre réalité et paramètres physiques idéal pour étudier le comportement vibroacoustique détaillé du système accès aux valeurs locales des champs de pression et déplacement 	<ul style="list-style-type: none"> implantation informatique complexe ressources informatiques potentiellement importantes temps de calcul potentiellement élevé reconstruction de la géométrie nécessaire paramètres d'entrée détaillés et nombreux pas toujours facile d'interpréter les résultats à partir des valeurs des champs

Éléments finis de frontière	<ul style="list-style-type: none"> calcul de la HRTF pression acoustique dans un canal auditif ouvert de forme réaliste pression acoustique dans un canal auditif simplifié occlus par une aide auditive atténuation des coquilles en régime stationnaire et transitoire 	<ul style="list-style-type: none"> nombre de degrés de liberté plus faibles qu'avec la méthode des EF prise en compte de la complexité géométrique accès aux valeurs locales des champs de pression et déplacement 	<ul style="list-style-type: none"> implantation informatique complexe ressources informatiques potentiellement importantes temps de calcul potentiellement élevé reconstruction de la géométrie nécessaire paramètres d'entrée détaillés et nombreux plus exigeant en temps de calcul que la méthode des EF pour un même nombre de degrés de liberté doit être couplée avec une méthode EF en présence de domaines solides calcul des champs à proximité des surfaces problématiques domaines doivent être relativement homogènes spatialement
-----------------------------	---	--	---

RÉFÉRENCES

Allard, J.-F. et Atalla, N. (2009). *Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials* (Second Edition). John Wiley and Sons.

Anwar, A. (2005). *Low Frequency Finite Element Modeling of Passive Noise Attenuation in Ear Defenders* [Master's thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA].

Atalla, N. and Sgard, F. (2015). *Finite Element and Boundary Methods in Structural Acoustics and Vibration*. CRC Press.

Baker, A. T., Lee, S. et Mayfield, F. (2010). Evaluating Hearing Protection Comfort Through Computer Modeling. Dans *Simulia customer conference*, 1-15.

Bayarri, M. J., Berger, J. O., Paulo, R., Sacks, J., Cafeo, J. A., Cavendish, J., Lin, C.-H. et Tu, J. (2007). A Framework for Validation of Computer Models. *Technometrics*, 49(2), 138-154. <https://doi.org/10.1198/004017007000000092>

Beisbart, C. et Saam, N. J. (dir.). (2019). *Computer Simulation Validation: Fundamental Concepts, Methodological Frameworks, and Philosophical Perspectives*. Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-70766-2>

Benacchio, S., Sgard, F. et Doutres, O. (2020b). Numerical modeling of the vibro-acoustic behavior of an artificial ear dedicated to the study of hearing protectors. Dans *Proceedings of Forum Acusticum*, Lyon, France, 3.

- Bériot, H. et Gabard, G. (2019). Anisotropic adaptivity of the p-FEM for time-harmonic acoustic wave propagation. *Journal of Computational Physics*, 378, 234-256. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2018.11.013>
- Bériot, H., Prinn, A. et Gabard, G. (2016). Efficient implementation of high-order finite elements for Helmholtz problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 106(3), 213-240. <https://doi.org/10.1002/nme.5172>
- Bockstael, A., De Greve, B., Van Renterghem, T., Botteldooren, D., D'Haenens, W., Keppler, H., Maes, L., Philips, B., Swinnen, F. et Vinck, B. (2008). 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), 973-981. <https://doi.org/10.1121/1.2945709>
- Bockstael, A., Van Renterghem, T., Botteldooren, D., D'Haenens, W., Keppler, H., Maes, L., Philips, B., Swinnen, F. et Vinck, B. (2009). Verifying the attenuation of earplugs in situ: method validation on human subjects including individualized numerical simulations. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 125(3), 1479-1489. <https://doi.org/10.1121/1.3075603>
- Botteldooren, D. (1995). Finite-difference time-domain simulation of low-frequency room acoustic problems. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 98(6), 3302-3308. <https://doi.org/10.1121/1.413817>
- Boyer, S., Doutres, O., Sgard, F., Laville, F. et Boutin, J. (2015). Low Frequency Finite Element Models of the Acoustical Behavior of Earmuffs. *Journal of the Acoustical Society of America*, 137(5), 2602-2613. <https://doi.org/10.1121/1.4919326>
- Brüel & Kjaer. Ear Simulator for Telephonometry Type 4185. Brüel & Kjaer. 2015.
- Brummund, M., Sgard, F., Petit, Y. et Laville, F. (2014). Three-dimensional finite element modeling of the human external ear: Simulation study of the bone conduction occlusion effect. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 135(3), 1433-1444. <https://doi.org/10.1121/1.4864484>
- Brummund, M., Sgard, F., Petit, Y., Laville, F. et Néglise, H. (2015). An axisymmetric finite element model to study the earplug contribution to the bone conduction occlusion effect. *Acta Acustica United with Acustica*, 101(4), 775-788. <https://doi.org/10.3813/AAA.918872>
- Bruneau, M. (2006), *Fundamentals of Acoustics*, Wiley-ISTE, New York. <https://doi.org/10.1002/9780470612439>
- Buck, K. (2000). Performance of hearing protectors in impulse noise. Dans *Proceedings of RTO HFM Lecture Series*, Maryland, USA, 11.
- Buck, K. (2009). Performance of Different Types of Hearing Protectors Undergoing High-Level Impulse Noise. *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*, 15(2), 227-240. <https://doi.org/10.1080/10803548.2009.11076804>
- Caminos, L., Torres, M. et Gonzalez-Herrera, A. (2015). Dynamic behavior of the human tympanic

membrane using a viscoelastic model. Dans *Proceedings of International Congress on Sound and Vibration*, Florence, Italy, 8.

Carillo, K., Doutres, O. et Sgard, F. (2020a). Theoretical investigation of the low frequency fundamental mechanism of the objective occlusion effect induced by bone-conducted stimulation. *Journal of the Acoustical Society of America*, 147(5), 3476-3489. <https://doi.org/10.1121/10.0001237>

Carillo, K., Doutres, O. et Sgard, F. (2021a). Numerical investigation of the earplug contribution to the low frequency occlusion effect induced by bone-conducted stimulation. *Journal of the Acoustical Society of America*, 150(3), 2006-2023. <https://doi.org/10.1121/10.0006209>

Carillo, K., Sgard, F. et Doutres, O. (2018). Numerical study of the broadband vibro-acoustic response of an earmuff. *Applied Acoustics*, 134, 25-33. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.12.025>

Chang, Y., Kim, N. et Stenfelt, S. (2016). The development of a whole-head human finite-element model for simulation of the transmission of bone-conducted sound. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 140(3), 1635-1651. <https://doi.org/10.1121/1.4962443>

Cheng, J. T., Ravicz, M., Guignard, J., Furlong, C. et Rosowski, J. J. (2015). The Effect of Ear Canal Orientation on Tympanic Membrane Motion and the Sound Field Near the Tympanic Membrane. *Journal of the Association for Research in Otolaryngology: JARO*, 16(4), 413-432. <https://doi.org/10.1007/s10162-015-0516-x>

Clavier, O. H., Wilbur, J., Dietz, A., Wismer, M. et O'Brien, W. (2010). Development and validation of a computational model of bone-conducted sound transmission for improved hearing protection design. *The Journal of the Acoustical Society of America*(127), 1986. <https://doi.org/10.1121/1.3385117>

De Greef, D., Pires, F. et Dirckx, J. J. J. (2017). Effects of model definitions and parameter values in finite element modeling of human middle ear mechanics. *Hearing Research*, 344, 195-206. <https://doi.org/10.1016/j.heares.2016.11.011>

Du, Y. et Homma, K. (2009). Performance of a dual cup-dual cushion earmuff design. *Noise Control Engineering Journal*, 57(5), 459-475.

Duda, R. O. et Martens, W. L. (1998). Range dependence of the response of a spherical head model. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 104(5), 3048-3058. <https://doi.org/10.1121/1.423886>

Egolf, D. P., Kennedy, W. A. et Larson, V. D. (1992). Occluded-ear simulator with variable acoustic properties. *Journal of the Acoustical Society of America*, 91(5), 2813-2823.

Eisner, E. (1967). Complete Solutions of the "Webster" Horn Equation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 41(4B), 1126-1146. <https://doi.org/10.1121/1.1910444>

Fadaei, M., Abouali, O., Emdad, H., Faramarzi, M. et Ahmadi, G. (2015). Numerical simulation of wave propagation in a realistic model of the human external ear. *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, 18(16), 1797-1810. <https://doi.org/10.1080/10255842.2014.974578>

- Farmer-Fedor, B. L. et Rabbitt, R. D. (2002). Acoustic intensity, impedance and reflection coefficient in the human ear canal. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 112(2), 600-620. <https://doi.org/10.1121/1.1494445>
- Fedele, P. et Kalb, J. (2015). *Level-Dependent Nonlinear Hearing Protector Model in the Auditory Hazard Assessment Algorithm for Humans (ARL-TR-7271)*. [Research Report, US Army Research Laboratory].
- Ferrazzini, M. (2003). *Virtual middle ear: a dynamic mathematical model based on the finite element method* [Ph.D. thesis, ETH Zurich, Switzerland]. <https://doi.org/10.3929/ETHZ-A-004624384>
- Gan, R. Z., Reeves, B. P. et Wang, X. (2007). Modeling of Sound Transmission from Ear Canal to Cochlea. *Annals of Biomedical Engineering*, 35(12), 2180-2195. <https://doi.org/10.1007/s10439-007-9366-y>
- Gardner, M. B. et Hawley, M. S.. (1972). Network Representation Of The External Ear. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 52(6 part 2), 1620-1628.
- Gatto, P. (2012). *Modeling bone conduction of sound in the human head using hp-finite elements* [Ph.D. thesis, University of Austin, USA].
- Gatto, P. et Demkowicz, L. (2013). Modeling bone conduction of sound in the human head: II. Simulation results. *Journal of Computational Acoustics*, 21(04), 1350013. <https://doi.org/10.1142/S0218396X13500136>
- Gaudreau, M.-A., Sgard, F., Laville, F. et Nélisse, H. (2017). A finite element model to improve noise reduction based attenuation measurement of earmuffs in a directional sound field. *Applied Acoustics*, 119, 66-77. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.12.003>
- Gerges, S. N., Vergara, F. et Birch, R. S. (2000). Finite element method (FEM) model for the hearing protector noise attenuation for impulsive noise. Dans *Proceedings of Internoise*, Nice, France, 4.
- Gorman, A. G. (1982). New design concepts in personal hearing protectors. Dans P. W. Alberti (dir.), *Personal Hearing Protection in Industry* (Raven Press Books, Ltd).
- Hahn, K. S. (1985). *The Effect of Variation in Ear Canal Skin Parameters on the Behavior of an Ear-Earplug Model*. [Ph.D. thesis, University of Toronto, Canada].
- Hansen, M. O. (1998). *Occlusion effects – Part II-A study of the occlusion effect mechanism and the influence of the earmould properties* [Ph.D. thesis, Department of Acoustic Technology, Technical University of Denmark, Denmark].
- Hiipakka, M. (2008). *Measurement apparatus and modelling techniques of ear canal acoustics* [Master's thesis, Helsinki University of Technology, Finland].
- Hiselius, P. (2004). Method to Assess Acoustical Two-Port Properties of Earplugs. *Acta Acustica united with Acustica*, 90, 137-151.

- Hiselius, P. (2005). Attenuation of Earplugs – Objective Predictions Compared to Subjective REAT Measurements. *Acta Acustica united with Acustica*, 91, 764-770.
- Hiselius, P. (2006). Acoustic modelling of earplugs. *Acta Acustica*, 92, 135-138.
- Hudde, H. (1983). Estimation of the area function of human ear canals by sound pressure measurements. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 73(1), 24-31. <https://doi.org/10.1121/1.388857>
- Hudde, H. et Engel, A. (1998a). Measuring and modeling basic properties of the human middle ear and ear canal. Part I: Model structure and measuring techniques. *Acustica – Acta Acustica*, 84, 720-738.
- Hudde, H. et Engel, A. (1998b). Measuring and modeling basic properties of the human middle ear and ear canal. Part II: Ear canal, middle ear cavities, eardrum and ossicles. *Acustica – Acta Acustica*, 84, 894-913.
- Hudde, H. et Engel, A. (1998c). Measuring and modeling basic properties of the human middle ear and ear canal. Part III: Eardrum impedances, transfer functions and model calculations. *Acustica – Acta Acustica*, 84, 1091-1109.
- IEC 60318-4. (2010). *Electroacoustics – Simulators of human head and ear – Part 4: Occluded-ear simulator for the measurement of earphones coupled to the ear by means of ear inserts* [Standard]. International Electrotechnical Commission.
- James, C. (2006). *Finite Element Modeling and Exploration of Double Hearing Protection Systems* [Master thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA].
- Kahana, Y., Nelson, P. A., Petyt, M. et Choi, S. (1999). Numerical Modelling of the transfert functions of a dummy-head and of the external ear. *AES 16th International Conference* 330-345.
- Kalb, J. (2010). A hearing protector model for predicting impulsive noise hazard. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 127(3), 1879-1879. <https://doi.org/10.1121/1.3384578>
- Kalb, J. T. (2013). *An Electroacoustic Hearing Protector Simulator That Accurately Predicts Pressure Levels in the Ear Based on Standard Performance Metrics* (ARL-TR-6562) [Research Report, Army Research Laboratory].
- Katz, B. F. G. (2001a). Boundary element method calculation of individual head-related transfer function. I. Rigid model calculation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 110(5), 2440-2448. <https://doi.org/10.1121/1.1412441>
- Katz, B. F. G. (2001b). 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), 2449-2455. <https://doi.org/10.1121/1.1412441>
- Kersten, S., Sgard, F. et Vorlander, M. (2024). Impact of the ear canal motion on the impedance

- boundary conditions in models of the occlusion effect. *Journal of the Acoustical Society of America*, 155(1), 56-67. <https://doi.org/10.1121/10.0024244>
- Khani, M., Riyad, K. et Soulaïmini, A. (2007). Finite element analysis of an earmuff-earcanal system. *Canadian Acoustics*, 35(3), 66-67.
- Khanna, S. M. et Stinson, M. R. (1985). Specification of the acoustical input to the ear at high frequencies. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 77(2), 577-589. <https://doi.org/10.1121/1.391876>
- Kikidis, D., Bibas, A., Kikidis, D. et Bibas, A. (2014). A Clinically Oriented Introduction and Review on Finite Element Models of the Human Cochlea. *BioMed Research International*, 2014, 1-8. <https://doi.org/10.1155/2014/975070>
- Kim, N., Chang, Y. et Stenfelt, S. (2014). A Three-Dimensional Finite-Element Model of a Human Dry Skull for Bone-Conduction Hearing. *BioMed Research International*, 2014, 1-9. <https://doi.org/10.1155/2014/519429>
- Koike, T., Wada, H. et Kobayashi, T. (2002). Modeling of the human middle ear using the finite-element method. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 111(3), 13.
- Kringlebotn, M. (1988). Network model for the human middle ear. *Scandinavian audiology*, 17, 2, 75-85. <https://doi.org/10.3109/01050398809070695>
- Krysl, P., Cranford, T. W. et Hildebrand, J. A. (2008). Lagrangian finite element treatment of transient vibration/acoustics of biosolids immersed in fluids. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 74(5), 754-775. <https://doi.org/10.1002/nme.2192>
- Kulik, Y. (2007). Transfer matrix of conical waveguides with any geometric parameters for increased precision in computer modeling. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 122(5), EL179. <https://doi.org/10.1121/1.2794865>
- Lee, C.-F., Chen, P.-R., Lee, W.-J., Chou, Y.-F., Chen, J.-H. et Liu, T.-C. (2010). Computer Aided Modeling of Human Mastoid Cavity Biomechanics Using Finite Element Analysis. *EURASIP Journal on Advances in Signal Processing*, 2010, 1-10. <https://doi.org/10.1155/2010/203037>
- Lee, C.-M., Royster, L. H. et Ciskowski, R. D. (1993). Application of a coupled BEM-FEM technique to study earmuff attenuation. *Transactions on biomedicine and health*, 1, 31-40. <https://doi.org/10.2495/BIO930041>
- Lee, C.-M., Royster, L. H. et Ciskowski, R. D. (1995). Formulation for an FE and BE coupled problem and its application to the earmuff-earcanal system. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 16, 305-315. [https://doi.org/10.1016/0955-7997\(95\)00075-5](https://doi.org/10.1016/0955-7997(95)00075-5)
- Lee, D. and Ahn, T.-S. (2014). A boundary element model for acoustic responses in the ear canal and its statistical validation and updating. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28, 1203–1217. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-1150-3>

- Lee, D. et Ahn, T.-S. (2015). Statistical calibration of a finite element model for human middle ear. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(7), 2803-2815. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0609-9>
- Liu, Y., Li, S. et Sun, X. (2009). Numerical analysis of ossicular chain lesion of human ear. *Acta Mechanica Sinica*, 25(2), 241-247. <https://doi.org/10.1007/s10409-008-0206-6>
- Luan, Y., Sgard, F., Benacchio, S., Néglise, H. et Doutres, O. (2019). A transfer matrix model of the IEC 60318-4 ear simulator: Application to the simulation of earplug insertion loss. *Acta Acustica united with Acustica*, 105(6), 1258-1268. <https://doi.org/10.3813/AAA.919403>
- Luan, Y., Sgard, F., Néglise, H., and Doutres, O. (2022). A finite element model to predict the double hearing protector effect on an in-house acoustic test fixture. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 151(3), 1860–1874. <https://doi.org/10.1121/10.0009835>
- Luan, Y. (2021). Study of sound transmission through a double protection system using the finite element method (in french « Étude de la transmission sonore à travers un système de double protection à l'aide de la méthode des éléments finis ») [Ph.D. thesis, École de Technologie Supérieure, Canada].
- Luan, Y., Doutres, O., Nelisse, H., and Sgard, F. (2021). Experimental study of earplug noise reduction in a double hearing protector on an acoustic test fixture, *Applied Acoustics*, 176, 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107856>
- Mapes-Riordan, D. (1991). Horn modeling with conical and cylindrical transmission line elements. Dans *Audio Engineering Society Convention 91*. Audio Engineering Society. <https://www.aes.org/e-lib/browse.cfm?elib=5522>
- Marburg, S. et Nolte, B. (dir.). (2008). *Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids – Finite and Boundary Element Methods*. Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-77448-8>
- Motallebzadeh, H., Maftoon, N., Pitaro, J., Funnell, W. R. J. et Daniel, S. J. (2016). Finite-Element Modelling of the Acoustic Input Admittance of the Newborn Ear Canal and Middle Ear. *Journal of the Association for Research in Otolaryngology*, 18(1), 25-48. <https://doi.org/10.1007/s10162-016-0587-3>
- Motallebzadeh, H., Maftoon, N., Pitaro, J., Funnell, W. R. J. et Daniel, S. J. (2017b). Fluid-Structure Finite-Element Modelling and Clinical Measurement of the Wideband Acoustic Input Admittance of the Newborn Ear Canal and Middle Ear. *Journal of the Association for Research in Otolaryngology*, 18(5), 671-686. <https://doi.org/10.1007/s10162-017-0630-z>
- Mourad, K. M., Royster, L. H. et Ciskowski, R. D. (1989). Using the boundary element method to investigate internal earmuff-earcanal resonances. Dans *Advances in Boundary Elements* (vol. 2, p. 297-308). C. A. Brebbia & J. J. Connor.
- Murray-Smith, D. J. (2015). *Testing and Validation of Computer Simulation Models*. Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-15099-4>

- Nakazawa, M. et Nishikita, A. (2005). Development of sound localization system with tube earphone using human head model with ear canal. *IEICE Trans. Fundamentals*, E88-A(12), 3584-3592.
- Ni, G. (2012). *James, C. (2006). Finite Element Modeling and Exploration of Double Hearing Protection Systems [Master's thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA].* [Ph.D. thesis, University of Southampton].
- Nie, X., Liu, H., Huang, X., Tan, J., Xie, X., Yao, W., Rao, Z. et Duan, M. (2011). Finite element model of human ear reconstruction through micro-computer tomography. *Acta Oto-laryngologica*, 131(3), 269-276. <https://doi.org/10.3109/00016489.2010.542487>
- Norris, J., Chambers, R., Kattamis, N., Davis, B. et Bieszczad, J. (2012). Effects of custom earplug design parameters on achieved attenuation. Dans *Poster presentation at the annual meeting of the National Hearing Conservation Association*.
- Oberkampf, W. L. et Roy, C. J. (2010). *Verification and Validation in Scientific Computing*. Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511760396>
- O'Brien, W. D. et Liu, Y. (2005). *Evaluation of Acoustic Propagation Paths into the Human Head (RTO-MP-HFM-123)*. [Research report, NATO].
- Pascal, J., Bourgeade, A., Lagier, M. et Legros, C. (1998). Linear and nonlinear model of the human middle ear. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 104(3), 1509-1516. <https://doi.org/10.1121/1.424363>
- Paurobally, M. R. et Pan, J. (2000). The mechanisms of passive ear defenders. *Applied Acoustics*, 60(3), 293-311.
- Pierce, A. D. (1994). *Acoustics: an introduction to its physical principles and applications*. Published by the Acoustical Society of America through the American Institute of Physics.
- Postulat. (2021, 2 novembre). *Méthodologie Scientifique... comprendre humblement. Postulat #1.06*. <https://www.youtube.com/watch?v=DU5EKJ8GbGU>
- Prendergast, P. J., Ferris, P., Rice, H. J. et Blayney, A. W. (1999). Vibro-Acoustic Modelling of the Outer and Middle Ear Using the Finite-Element Method. *Audiology and Neurotology*, 4(3-4), 185-191. <https://doi.org/10.1159/000013839>
- Rabbitt, R. D. et Holmes, M. H. (1988). 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), 1064-1080. <https://doi.org/10.1121/1.1494445>
- Rodrigues, D., Lavergne, T., Olsen, E. S., Fedtke, T., Barham, R., Durocher, J-N. (2015). Methodology of Designing an Occluded Ear Simulator," *Acta Acustica united with Acustica*, 101, 1007-1015. <https://doi.org/10.3813/AAA.918895>
- Sackmann, B., Warnholtz, B., Sim, J. H., Burovikhin, D., Dalhoff, E., Eberhard, P. et Lauxmann, M.

- (2020). Investigation of Tympanic Membrane Influences on Middle-Ear Impedance Measurements and Simulations. Dans A. Kecskeméthy et F. Geu Flores (dir.), *Multibody Dynamics 2019* (vol. 53, p. 3-10). Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-030-23132-3_1
- Schmidt, S. (2009). *Finite element simulation of external ear sound fields for the optimization of eardrum related measurements*. Logos Verlag.
- Schmidt, S. et Hudde, H. (2009). Accuracy of acoustic ear canal impedances: Finite element simulation of measurement methods using a coupling tube. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 125(6), 3819-3827. <https://doi.org/10.1121/1.3125344>
- Schroeter, J. et Poesselt, C. (1986). The use of acoustical test fixtures for the measurement of hearing protector attenuation. Part II: Modeling the external ear, simulating bone conduction, and comparing test fixture and real-ear data. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 80(2), 505-527.
- Sgard, F., Amichi, K., Nélisse, H., Boutin, J. et Gaudreau, M.-A. (2010a). Prediction of the vibroacoustic response of earmuffs using a coupled finite element/BEM approach. *Proceedings of International Congress on Sound and Vibration*, Cairo, Egypt, 8.
- Sgard, F., Brummund, M., Viallet, G., Boyer, S., Doutres, O., Petit, Y., Nélisse, H., Laville, F. et Boutin, J. (2014). Prediction of airborne and structure borne sound transmission through hearing protectors using FEM. Dans *Proceedings of Internoise*, Melbourne, Australia, 12.
- Sgard, F., Carillo, K. et Doutres, O. (2019). A 2D axisymmetric finite element model to assess the contribution of in-ear hearing protection devices to the objective occlusion effect. Dans *Proceedings of Internoise*, 259, Madrid, Spain, 2494-2505.
- Sgard, F., Nélisse, H., Gaudreau, M.-A., Boutin, J., Voix, J. et Laville, F. (2010b). *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 (R-680)*. [Research report, IRSST], 1-100.
- Sgard, F., Xu, H., Carillo, K., Wagnac, E., and De Guise, J. (2023). "Enhanced finite-element model and acoustic test fixture to assess the objective occlusion effect induced by earplugs under bone-conducted stimulation," *Proceedings of Internoise*, Chiba, Japan, 12.
- Shaw, E. A. G. (1977). Eardrum representation in middle-ear acoustical networks. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 62(1), S 12.
- Shaw, E. A. G. et Stinson, M. R. (1981). Network concepts and energy flow in the human middle ear. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 69(1), 43.
- Shaw, E. A. G. et Stinson, M. R. (1983). The human external and middle ear: models and concepts. Dans *Mechanics of hearing*. University Press, 3-10.
- Shaw, E. A. G. et Thiessen, G. J. (1958). Improved Cushion for Ear Defender. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 30(1), 24-36.

- Shaw, E. A. G. et Thiessen, G. J. (1962). Acoustics of circumaural earphones. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 34(9), 1233-1246.
- Sides, J. D. (2004). *Low Frequency Modeling and Experimental Validation of Passive Noise Attenuation in Ear Defenders* [Master's thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA].
- Stenfelt, S. et Reinfeldt, S. (2007). A model of the occlusion effect with bone-conducted stimulation. *International Journal of Audiology*, 46(10), 595-608. <https://doi.org/10.1080/14992020701545880>
- Stinson, M. R. (1985). The spatial distribution of sound pressure within scaled replicas of the human ear canal. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 78(5), 1596-1602. <https://doi.org/10.1121/1.392797>
- Stinson, M. R. et Daigle, G. A. (2005). 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), 2405–2411.
- Stinson, M. R. et Daigle, G. A. (2007). Transverse pressure distributions in a simple model ear canal occluded by a hearing aid test fixture. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 121(6), 3689-3702. <https://doi.org/10.1121/1.2722214>
- Stinson, M. R. et Khanna, S. M. (1989). 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), 2481-2491. <https://doi.org/10.1121/1.397743>
- Stinson, M. R. et Khanna, S. M. (1994). Spatial distribution of sound pressure and energy flow in the ear canals of cats. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 96(1), 170-180. <https://doi.org/10.1121/1.410461>
- Stirnemann, A. (2011). A. Stirnemann: Ein Mittelohrmodell basierend auf 692 der Aussenohr-Transferimpedanz. Dans *Proceedings of DAGA*, 2.
- Sun, Q., Gan, R. Z., Chang, K.-H. et Dormer, K. J. (2002). Computer-integrated finite element modeling of human middle ear. *Biomechanics and Modeling in Mechanobiology*, 1, 109-122. <https://doi.org/10.1007/s10237-002-0014-z>
- Taschke, H. et Hudde, H. (2006). A Finite Element Model of the Human Head for Auditory Bone Conduction Simulation. *ORL*, 68(6), 319-323. <https://doi.org/10.1159/000095273>
- Tian, J., Zhang, J., Rao, Z., Ta, N. et Xu, L. (2015). Numerical analysis of middle ear pressure effects on performance of implantable hearing devices. Dans *Proceedings of International Congress on Sound and Vibration*, Florence, Italy, 8.
- Tonndorf, J. (1964). Animal experiments in bone conduction: clinical conclusions. *Transactions of the American Otological Society*, 52, 22-41. <https://doi.org/10.1177/000348946407300308>

- Tonndorf, J. (1972). Bone Conduction. Dans J. V. Tobias (dir.), *Foundations of Modern Auditory Theory* (vol. 2, p. 195-237). Academic Press.
- Tse, K. M., Tan, L. B., Lim, S. P. et Lee, H. P. (2015). Conventional and complex modal analyses of a finite element model of human head and neck. *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, 18(9), 961-973. <https://doi.org/10.1080/10255842.2013.864641>
- Vergara, F., Birch, R. S., Junckes, R. et Gerges, S. N. Y. (2013). Evaluation of earmuff attenuation by finite element method when subject to high-intensity impulsive noise. Dans *NTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings 247*, Innsbruck, Austria, (8), 687-694.
- Vergara, F., Gerges, S.N.Y., and Birch, R.S. (2001). Evaluation of the Earmuff-Earcanal System Using Finite Element Method for Grazing for Impulsive Noise Incidence." Dans *Proceedings of International Conference on Acoustics*, Rome, Italy, 2.
- Vergara, F., Gerges, S.N., and Birch, R.S. (2002). Numerical and experimental study of impulsive sound attenuation of an earmuff. *Shock and Vibration*, 9, 245–251.
- Viallet, G., Sgard, F., Laville, F. et Boutin, J. (2013). Axisymmetric versus three-dimensional finite element models for predicting the attenuation of earplugs in rigid walled ear canals. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 134(6), 4470-4480.
- Viallet, G., Sgard, F., Laville, F. et Boutin, J. (2014). A finite element model to predict the sound attenuation of earplugs in an acoustical test fixture. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 136(3), 1269-1280. <http://dx.doi.org/10.1121/1.4890645>
- Viallet, G., Sgard, F., Laville, F. et Néglise, H. (2015). Investigation of the variability in earplugs sound attenuation measurements using a finite element model. *Applied Acoustics*, 89, 333-344. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2014.10.007>
- Vipperman, J. S. et Murphy, W. J. (2006). Design of linear time-domain filters for hearing protector modeling. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 120(5), 3162-3162. <https://doi.org/10.1121/1.4787875>
- Volandri, G., Carmignani, C., Di Puccio, F. et Forte, P. (2014). Finite Element Formulations Applied to Outer Ear Modeling. *Journal of Mechanical Engineering*, 60(5), 363-372. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2014.1837>
- Volandri, G., Di Puccio, F., Forte, P. et Carmignani, C. (2011). Biomechanics of the tympanic membrane. *Journal of Biomechanics*, 44(7), 1219-1236. <https://doi.org/10.1016/j.jbiomech.2010.12.023>
- Walsh, T. et Demkowicz, L. (2003). hp Boundary element modeling of the external human auditory system--goal-oriented adaptivity with multiple load vectors. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg*, 192, 125-146.
- Walsh, T., Demkowicz, L. et Charles, R. (2004). Boundary element modeling of the external human

auditory system. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 115(3), 1033-1043. <https://doi.org/10.1121/1.2945709>

Wang, X., Wang, L., Zhou, J. et Hu, Y. (2014). Finite element modelling of human auditory periphery including a feed-forward amplification of the cochlea. *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, 17(10), 1096-1107. <https://doi.org/10.1080/10255842.2012.737458>

Withnell, R. H. and Gowdy, L. E. (2013). An Analysis of the Acoustic Input Impedance of the Ear. *Journal of the Association for Research in Otolaryngology*, 14, 611-622. <https://doi.org/10.1007/s10162-013-0407-y>

Xiao, T. and Liu, Q.H. (2003). Finite difference computation of head-related transfer function for human hearing. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 113, 2434-2441. <https://doi.org/10.1121/1.1561495>

Xu, H., Sgard, F., Carillo, K., Wagnac, E., and De Guise, J. (2021). Simulation of the objective occlusion effect induced by bone-conducted stimulation using a three-dimensional finite-element model of a human head. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 150(5), 4018-4030. <https://doi.org/10.1121/10.0007230>

Xu, H. (2022). Prediction of vibroacoustic behavior of a human head wearing earplugs by a finite element method. [Ph.D. thesis, École de Technologie Supérieure, Canada].

Zuercher, J. C. et Burkhard, M. D. (1976, juin). *Design and analysis of ear simulators by computer* (20022-2) [Research Report]. KNOWLES ELECTRONICS.

Zurbrugg, T., Stirnemann, A., Kuster, M. et Lissek, H. (2014). Investigations on the physical factors influencing the ear canal occlusion effect caused by hearing aids. *Acta Acustica united with Acustica*, 100(3), 527-536. <https://doi.org/10.3813/AAA.918732>

Zwislocki, J. (1955). Design and Testing of Earmuffs. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 27(6), 1154-1163. <https://doi.org/10.1121/1.1908149>

Zwislocki, J. (1962). Analysis of the middle-ear function. Part I: Input impedance. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 34(9B), 1514-1523.

MODÉLISATION PAR ÉLÉMENTS FINIS DE LA RÉPONSE VIBROACOUSTIQUE DE L'OREILLE EXTERNE OCCLUSE PAR UN PROTECTEUR AUDITIF

Dans cette section, on discute des différentes façons de modéliser le comportement vibratoire/acoustique de l'oreille externe occluse par un protecteur auditif à l'aide de modèles EF élaborés par les auteurs. Les développements sont présentés pour des excitations stationnaires et la résolution du problème est faite dans le domaine fréquentiel. On adopte une description de la mécanique des milieux continus pour l'ensemble du système tête/protecteur. Les mouvements du fluide et des domaines poreux¹ sont décrits par un champ de pression acoustique et celui des domaines solides par un champ de déplacement, respectivement solutions de l'équation de Helmholtz avec ou sans dissipation et des équations de l'élastodynamique.

On aborde la modélisation géométrique de chacune des structures anatomiques pertinentes de la tête et des protecteurs auditifs, les lois de comportement, les conditions aux limites et de chargement, le maillage et les méthodes de résolution. Pour évaluer les modèles proposés, on montre quelques exemples de comparaisons mesures/calculs dans le cas d'une excitation par bruit stationnaire.

GÉOMÉTRIE

OREILLE EXTERNE - TÊTE SANS PROTECTEUR

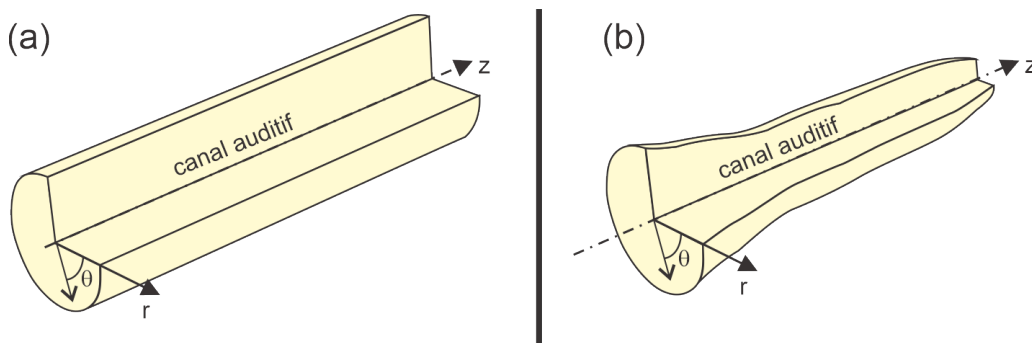


Figure 13 : Modèles géométriques axisymétriques d'oreille externe sans tissus environnants de différente complexité élaborés et étudiés par l'équipe de recherche. (a) canal auditif à section droite constante (b) canal auditif à section droite variable

Différents niveaux de simplification de la géométrie de l'oreille externe peuvent être envisagés (Figure

1. On fait principalement référence ici aux matériaux poreux à cellules ouvertes comme les inserts en mousse placés dans les serre-têtes ou les coussins des serre-têtes. Dans la littérature portant sur la modélisation des protecteurs auditifs, ces matériaux sont essentiellement décrits par des modèles de fluide équivalents à squelette rigide ou souple (voir (Allard et Atalla, 2009) à ce propos) du fait de leurs conditions aux limites au sein du serre-tête. Un modèle de Biot faisant intervenir les pores de la phase fluide et un champ de déplacement de la phase solide pourrait éventuellement être utilisé mais cela n'est pas abordé dans ce chapitre. Notons que les matériaux poreux constituant les bouchons sont considérés comme des matériaux viscoélastiques du fait que les pores en surface sont fermés par une membrane.

13 à Figure 16). Dans le cas où on ne s'intéresse qu'à la conduction aérienne, un premier niveau de simplification consiste à représenter le canal auditif par un canal cylindrique droit à section constante circulaire rempli d'air aux parois rigides (Figure 13a) de même longueur. Se pose cependant la question du choix de la section droite (volume équivalent, section égale à la section d'entrée du canal 3D ou à celle du tympan). Cette représentation du canal ne permet de pas de reproduire les fonctions de transfert en oreille ouverte sur toute la gamme de fréquences d'intérêt (Viallet *et al.*, 2013). Pour des conditions aux limites et d'excitation symétriques (ex. une onde plane en incidence normale à l'entrée du canal) on peut encore davantage simplifier ce problème 3D en le réduisant à un problème axisymétrique (Viallet *et al.*, 2013). En adoptant un système de coordonnées cylindriques où l'axe z est l'axe de symétrie du canal et r et θ sont les coordonnées polaires d'un point dans une section droite du cylindre, un modèle axisymétrique élimine la dépendance θ et le champ de pression acoustique ne dépend plus que de r et z . Il suffit donc de résoudre un problème 2D dans le plan (r, z) et multiplier la solution obtenue par 2π . Une augmentation en réalisme consiste à considérer un canal cylindrique droit à section circulaire variable (Stinson et Lawton, 1989), toujours à parois rigides, pour prendre en compte le fait que le canal auditif n'a pas une section droite constante mais varie en fonction de la position sur son axe curviligne² (Figure 13b). Différentes techniques de construction d'un canal auditif 2D axisymétrique équivalent sont discutées dans (Viallet *et al.*, 2013). En progressant toujours dans le degré de réalisme, la tortuosité du canal auditif et ainsi que la forme exacte de la section droite peuvent être prise en compte. On passe alors à un modèle 3D avec canal aux parois rigides (Viallet *et al.*, 2013) (Figure 14a) avec éventuellement une membrane tympanique flexible (Schmidt et Hudde, 2009). Ce canal peut être également couplé au pavillon de l'oreille (Schmidt et Hudde, 2009; Vollandri *et al.*, 2014) et à une tête de forme réaliste (Walsh *et al.*, 2004), eux-mêmes considérés comme rigides acoustiquement ou absorbants (Figure 14b). En fonction de l'enveloppe externe de la structure anatomique à modéliser, des scanners optiques 3D éventuellement intra-auriculaires pour accéder au canal auditif ou encore des empreintes peuvent être utilisés. La technique d'empreinte, très commune pour fabriquer les bouchons moulés ou les aides auditives ou encore évaluer les différences morphologiques intra et inter-sujets, est cependant reconnue pour fournir une forme approchée du canal ouvert puisque la viscosité du silicone utilisé pour le moulage ainsi que les mouvements de la bouche de l'utilisateur lorsqu'il parle ou mâche peuvent modifier la forme réelle du canal. On peut également avoir recours à des techniques plus lourdes comme l'imagerie médicale.

2. Pour ce genre de problèmes où l'on s'intéresse à la pression au centre du canal, un modèle analytique est tout-à-fait suffisant.

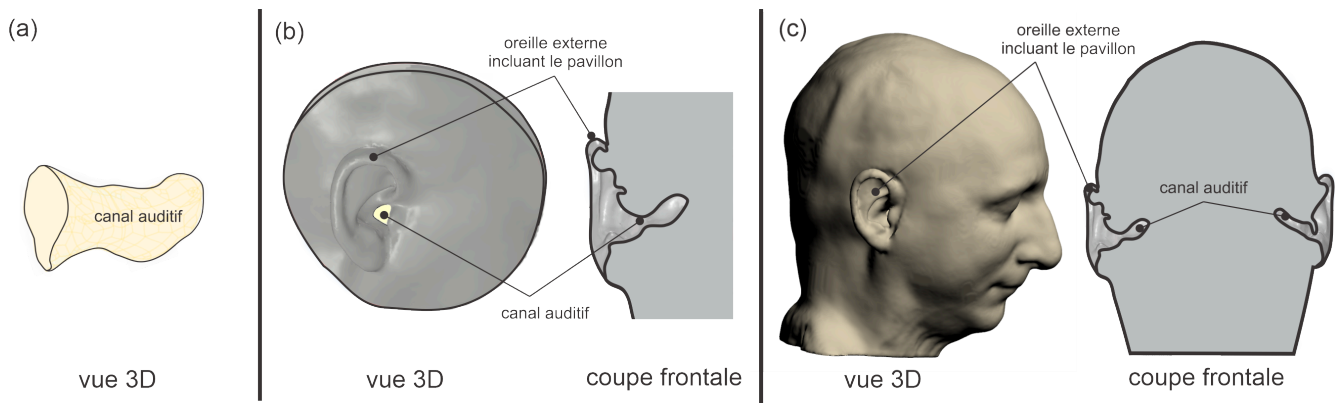


Figure 14: Modèles géométriques 3D d'oreille externe sans tissus environnants de différente complexité élaborés et étudiés par l'équipe de recherche. (a) canal auditif seul (b) oreille externe tronquée (c) oreille externe et tête

Lorsqu'on s'intéresse à la conduction aérienne mais également celle à travers les tissus environnants (peau, tissus mous (incluant gras, muscle, sang, nerf, tendons, tissus fibreux), cartilage, os) qui peut générer une pression acoustique dans le canal auditif par rayonnement, un modèle de canal cylindrique droit à section circulaire constante rempli d'air mais couplé à une couche élastique reproduisant la peau à l'instar des canaux de têtes artificielles peut être utilisé (Viallet *et al.*, 2014) (Figure 15a). Comme précédemment, ce problème 3D peut être simplifié en un problème axisymétrique pour une excitation et des conditions aux limites symétriques. Cette configuration peut être complexifiée en ajoutant une portion de peau en amont du canal pour représenter le pavillon ainsi qu'une région cartilagineuse et osseuse (Brummund *et al.*, 2015 ; Viallet *et al.*, 2015), en considérant un canal auditif cylindrique droit à section circulaire constante (Figure 15b) ou variable (Figure 15c). Là encore, lorsque l'excitation et les conditions aux limites sont symétriques, on peut ramener le problème 3D à un problème 2D axisymétrique.

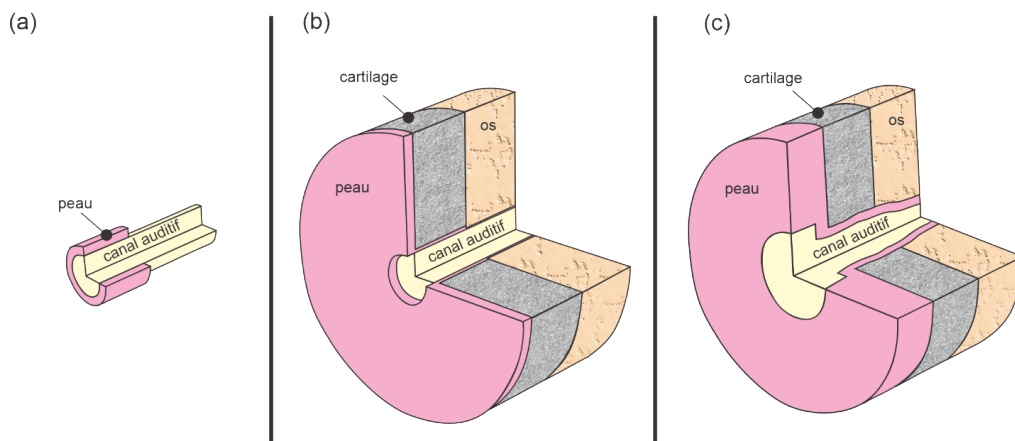


Figure 15 : Modèles géométriques axisymétriques d'oreille externe avec tissus environnants de différente complexité élaborés et étudiés par l'équipe de recherche du Groupe de Recherche en Acoustique à Montréal (GRAM). (a) canal cylindrique avec peau (Viallet *et al.*, 2014) (b) oreille externe sans pavillon tronquée - canal cylindrique à section constante (Brummund *et al.*, 2015) (c) oreille externe sans pavillon tronquée - canal cylindrique à section variable (Viallet *et al.*, 2015).

L'étape suivante consiste à prendre en compte le caractère tortueux du canal et la variation de la

section droite ainsi qu'une portion des tissus environnants tels que la peau, le cartilage et l'os temporal avec un modèle 3D (Brummund *et al.*, 2014a ; Motallebzadeh *et al.*, 2016, 2017a, 2017b) (Figure 16a sans pavillon et Figure 16b). Dans ces derniers modèles tronqués, l'oreille externe et une partie des tissus environnants sont extraites de la tête. Afin de prendre en compte les phénomènes de conduction osseuse à travers toute la tête, l'étape ultime de réalisme consiste à considérer la tête en entier avec le canal auditif, l'ensemble de la peau, des tissus mous, cartilagineux et osseux mais aussi d'autres structures anatomiques comme le cerveau et le liquide céphalospinal (Chang *et al.*, 2016 ; Xu *et al.*, 2021), les yeux, l'oreille interne, les différents types d'os (Chang, 2018) (Figure 16c). Notons que certains auteurs intègrent la peau dans les tissus mous mais considèrent le cartilage à part entière (Benacchio *et al.*, 2020a ; Chang *et al.*, 2016 ; Xu, 2021, 2022) alors que d'autres amalgament le cartilage et les tissus mous sous forme de cartilage équivalent, la peau étant considérée en tant que telle (Brummund *et al.*, 2014a). Ces modèles tenant compte de la géométrie réelle des structures anatomiques nécessitent de reconstruire précisément ces structures grâce à des images médicales obtenues par cryosection en coupe d'un cadavre humain du Visible Human Project® ou Visible Korean Project (Brummund *et al.*, 2014a ; Chang *et al.*, 2016 ; Kim *et al.*, 2014) ou directement sur des sujets humains vivants par résonance magnétique (**IRM**) (Benacchio *et al.*, 2019 ; Darkner, 2008 ; Darkner *et al.*, 2007, 2017, 2018 ; Xu, 2021, 2022) ou encore par tomodensitométrie (**CT** ou **CBCT**) (Xu, 2021, 2022). L'acquisition d'images par **IRM** en oreille ouverte pose un défi du fait du bruit intense généré lors des tests. En général, les oreilles du sujet doivent être protégées à l'aide de protecteurs auditifs supra ou intra-auriculaires. Or, l'utilisation de ces protecteurs peut occasionner une déformation du canal auditif par rapport au cas où aucune occlusion n'est utilisée. On peut s'affranchir de ce problème en utilisant des séquences spéciales **IRM** plus silencieuses qui permettent de respecter les normes d'exposition au bruit pendant la durée du test (Benacchio *et al.*, 2019). La combinaison d'images obtenues par diverses techniques peut s'avérer nécessaire afin de pouvoir distinguer l'ensemble des structures anatomiques. Par exemple, les structures osseuses sont difficiles à reconnaître sur les images **IRM** alors qu'avec les images **CT** Cone-Beam ce n'est pas le cas.

Dans la perspective de l'élaboration d'un modèle permettant de prédire le champ acoustique dans le canal auditif en tenant compte des conductions aérienne et solidienne, se pose la question de la nécessité de modéliser finement la géométrie de l'oreille moyenne et interne. De nombreux travaux ont considéré une telle modélisation (Areias *et al.*, 2016 ; Caminos *et al.*, 2015 ; De Greef *et al.*, 2017 ; Gan *et al.*, 2007 ; Kikidis *et al.*, 2014 ; Lee *et al.*, 2010 ; Lee et Ahn, 2015 ; Ni, 2012 ; Nie *et al.*, 2011 ; Sun *et al.*, 2002 ; Tian *et al.*, 2015 ; Vollandri *et al.*, 2012, 2014 ; Wang *et al.*, 2014) mais essentiellement pour comprendre la mécanique de l'oreille moyenne/interne avec un intérêt particulier pour les déplacements de la membrane tympanique ou des osselets, la pression acoustique dans la cavité de l'oreille moyenne ou dans la cochlée ou encore les déplacements de la membrane basilaire plutôt que pour la pression acoustique dans le canal auditif. Ces géométries ont été obtenues à partir d'images de cryosection (projet Visible ear) (Gan *et al.*, 2004, 2007 ; Sun *et al.*, 2002 ; Wang *et al.*, 2007) ou micro **CT** d'oreilles de cadavres (De Greef *et al.*, 2017 ; Lee *et al.*, 2010 ; Lee et Ahn, 2015 ; Motallebzadeh *et al.*, 2016, 2017a). A notre connaissance, seuls quelques travaux ont considéré des modèles d'oreille moyenne détaillés pour déterminer le champ de pression acoustique dans le canal auditif (Motallebzadeh *et al.*, 2017b ; Schmidt et Hudde, 2009 ; Vollandri *et al.*, 2014). La discussion sur la façon de modéliser l'effet acoustique de l'oreille moyenne et interne sur la pression acoustique

dans le canal auditif est poursuivie dans la section Couplage entre le fluide du canal auditif et l'oreille moyenne.

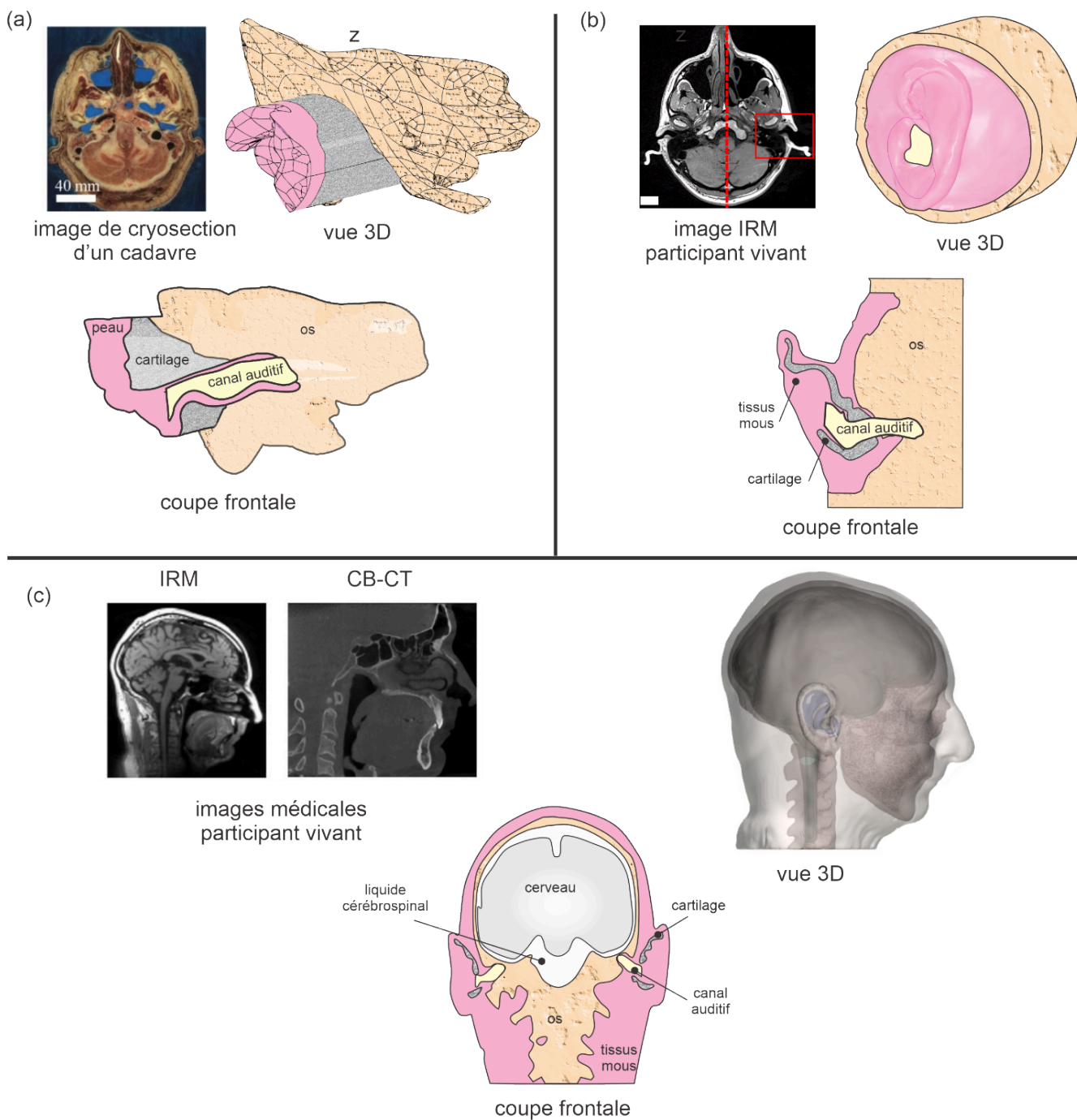


Figure 16 : Modèles géométriques 3D d'oreille externe avec tissus environnants de différentes complexités élaborés et étudiés par l'équipe de recherche. (a) oreille externe sans pavillon tronquée obtenue à partir d'images cadavériques (Brummund et al., 2014a) (b) oreille externe avec pavillon tronquée obtenue à partir d'images IRM d'un participant (Benacchio et al., 2018) (c) oreille externe et tête complète obtenue à partir de techniques d'imagerie IRM et CB-CT d'un participant [Adaptée avec permission de l'Acoustical Society of America, tirée de (Xu, 2021).]

OREILLE EXTERNE - TÊTE AVEC PROTECTEUR

La géométrie nominale (non déformée) du protecteur peut être obtenue à l'aide de mesures au pied à

coulisse ou de systèmes optiques. Des exemples de CAD obtenus respectivement pour des bouchons d'oreille et deux types de serre-tête (EAR1000 et Peltor Optime 98) sont montrés sur les Figure 17 et Figure 18a. La forme nominale des bouchons d'oreille passifs varie du cylindre droit à section circulaire constante ou variable (bouchon en mousse à comprimer, en mousse prémoulé à tige et prémoulé) à une forme épousant, dans l'ensemble, celle du canal auditif³ (bouchon sur mesure). La géométrie des bouchons en mousse et prémoulés est plus ou moins modifiée lors de l'insertion dans le canal auditif selon la rigidité respective du matériau constituant le bouchon et celle des tissus de l'oreille externe. Les serre-têtes sont constitués de deux coquilles liées par un arceau de positionnement sur la tête, sous le menton, ou derrière la nuque, ou parfois liées à un casque de protection (casque de chantier, casque de bucheronnage...). Le système liant les deux coquilles permet d'exercer une force de serrage réglable. Chacune des coquilles est constituée d'un assemblage d'une coque plastique, contenant une mousse absorbante à cellules ouvertes, et remplissant totalement ou partiellement la cavité, ainsi que d'un coussin de confort qui est lié à la coquille par une contreplaque qui est soit clipsée à la coquille, soit montée en force. Bien souvent, un protecteur auditif de type coquille contient une seule enveloppe plastique, mais on peut parfois observer des protecteurs à double enveloppe (Figure 18b). Les protecteurs à double enveloppe procurent une atténuation sonore supérieure à celle d'un protecteur à simple enveloppe. Cependant, ceux-ci sont moins répandus, plus lourds et plus chers. Le coussin est conçu pour garantir à la fois le confort de l'utilisateur et l'étanchéité acoustique entre la coque plastique et la tête. Il s'agit généralement d'une pièce de mousse, de forme annulaire, recouverte d'une gaine en polymère plus ou moins rigide. Les coussins des deux protecteurs étudiés par les chercheurs de l'équipe sont également munis de deux événements communiquant avec l'extérieur, qui leur permet de se dégonfler lorsque comprimés par la force de serrage. Le coussin du modèle EAR1000 (©3M) possède une gaine en polymère assez rigide et est attaché à la contreplaque au moyen d'un adhésif. Le coussin du PELTOR OPTIME 98 (©3M) est intégré directement à la plaque support et contient une lamelle de fluide insérée entre la mousse et la contreplaque. Il est important de noter que la gaine de polymère du modèle PELTOR OPTIME 98 est bien plus souple que celle du coussin EAR1000.

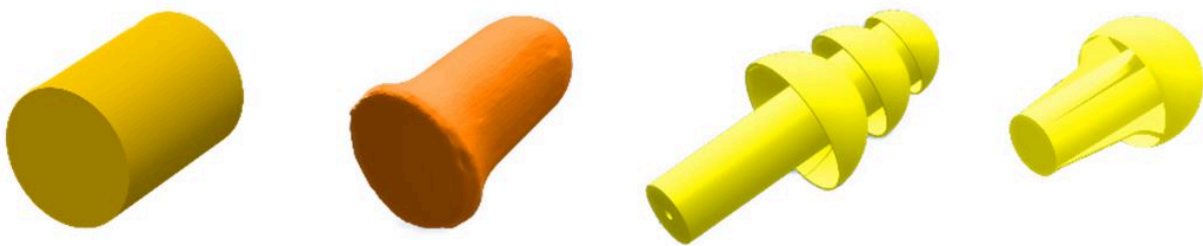


Figure 17 : Exemples de CAD de bouchons d'oreille. De gauche à droite : bouchons en mousse à comprimer (3M classic et Honeywell Howard Leigh max), bouchon prémoulé (Ultrafit (sans la tige en plastique)) et bouchon en mousse prémoulé avec tige (push-in (sans la tige en plastique))

Lorsque le protecteur est couplé à l'oreille, le protecteur et les tissus de la tête se déforment simultanément et c'est en principe l'état déformé du système qui nous intéresse pour faire les calculs acoustiques plutôt que la géométrie nominale. Or, comment accéder à cette géométrie déformée ?

3. En pratique, les bouchons sur mesure sont faits légèrement plus grands que le canal auditif afin d'assurer une bonne étanchéité tout en n'induisant pas d'inconfort mécanique. Le canal auditif est donc déformé.

Lorsque l'oreille est occluse par un bouchon, les techniques classiques utilisées pour obtenir la géométrie du canal ne peuvent plus être utilisées et on doit avoir recours aux techniques d'imagerie médicale.

Benacchio et col ont proposé une méthode pour évaluer les déplacements des parois du canal auditif sur un participant à partir de l'analyse d'images **IRM** du canal ouvert et occlus par différents types de bouchons (Benacchio *et al.*, 2019) (voir Figure 19). En fonction de la position sur l'axe du canal auditif, des déplacements de 1 à 2mm peuvent être induits par la présence du bouchon. L'importance de cette déformation sur le comportement acoustique du système n'a, à notre connaissance, pas fait l'objet d'études. Les modèles vibroacoustiques d'oreille avec bouchon de type moulé ou en mousse font plutôt l'hypothèse qu'au niveau géométrique, le canal ne se déforme pas lorsque le bouchon y est inséré. Ce dernier se déforme alors pour épouser la forme du canal ouvert. Pour les bouchons de type prémoulés (ex Ultrafit) qui se déforment de façon complexe, le problème de la détermination de cette géométrie reste entier (Gan *et al.*, 2019). Notons que dans plusieurs modèles et pour éviter d'avoir à mailler le fluide externe, seule la partie du bouchon en contact avec le canal auditif est modélisée même si le bouchon n'est pas complètement inséré et sort de la conche. Le bouchon est alors supposé tronqué (Brummund *et al.*, 2014a; Xu *et al.*, 2021, 2022).

Quant aux travaux qui se sont intéressés aux protecteurs supra-auriculaires, la déformation des structures anatomiques (ex pavillon de l'oreille) et des tissus de la tête induite par le contact avec le coussin n'est jamais prise en compte. En fait, les modèles les plus avancés ne considèrent pas le pavillon ni la compression des tissus. La seule déformation prise en compte dans les travaux existants est celle du coussin de confort qui est comprimé par la force de serrage exercée par l'arceau du serre-tête qui assure le maintien sur la tête. La déformation réelle est complexe car le coussin a tendance à se bomber et l'écrasement n'est pas uniforme spatialement (Boyer, 2015 ; Boyer *et al.*, 2015). En pratique, des études numériques ont montré que la géométrie du coussin déformé n'induit pas de grosses erreurs sur les calculs acoustiques. Ce dernier peut être considéré comme un tore de section rectangulaire d'épaisseur constante déterminée par la force de serrage.

Remarque 9 : L'insert en mousse dans un serre-tête antibruit est supposé garder sa forme nominale et épouser la forme de la coquille dans lequel il est placé. En pratique, du fait qu'il est très souple, sa forme exacte une fois inséré dans la coquille peut être modifiée mais demeure inconnue.

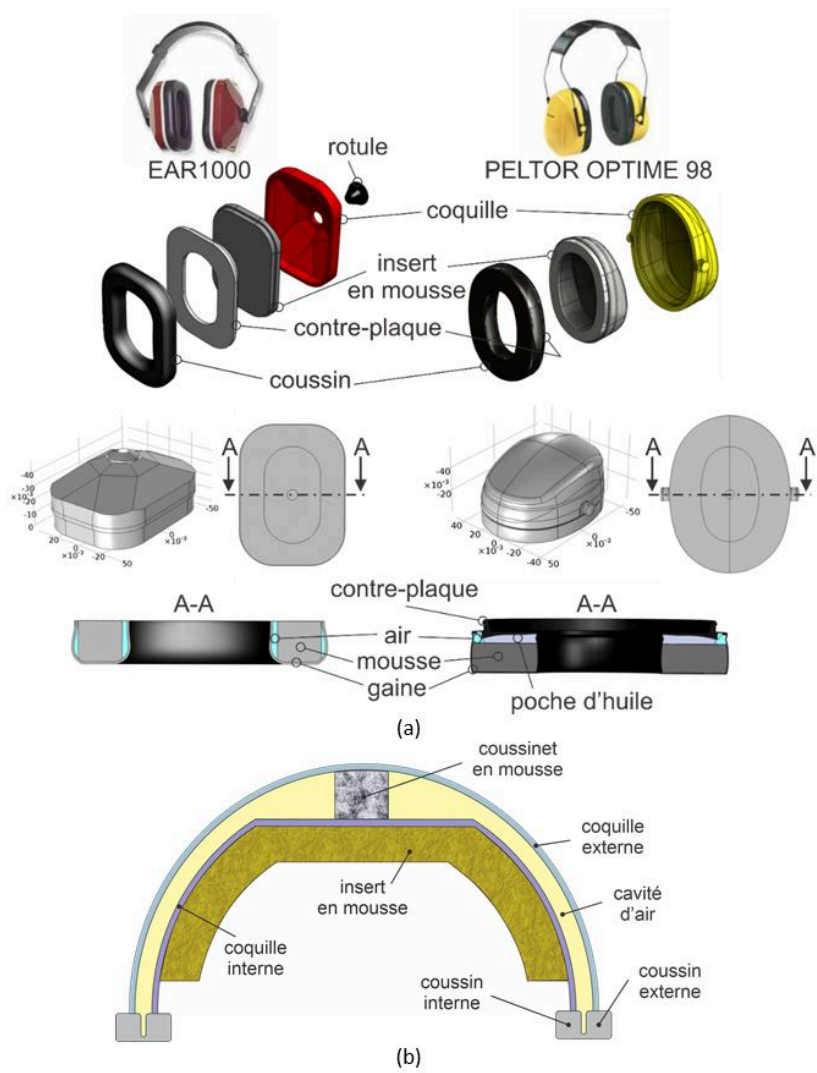


Figure 18 : (a) Exemples de CAD et de composition de deux serre-tête du commerce. Colonne de gauche : EAR1000 (3M) – Colonne de droite PELTOR OPTIME 98 (3M) (b) Concept de serre-tête à double enveloppe

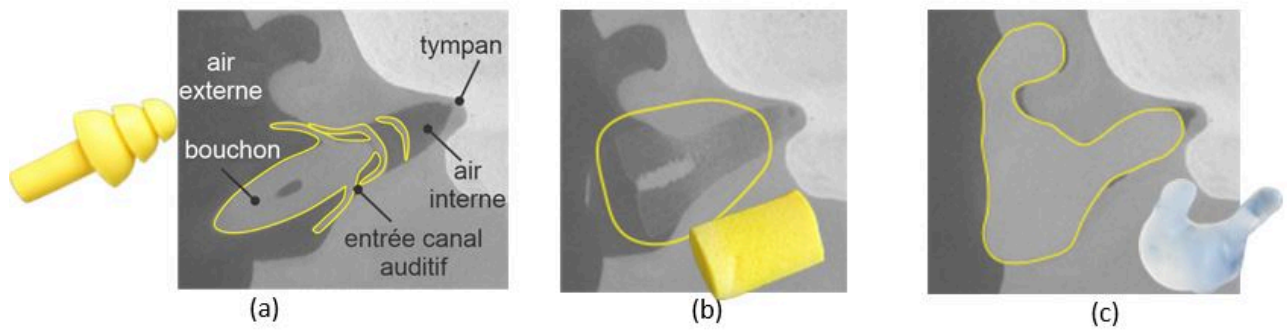


Figure 19 : Exemple d'images obtenues par CT-scan de bouchons d'oreille insérés dans une oreille artificielle réaliste – (a) Ultra-fit ©3M, (b) Classic ©3M (c) bouchon sur mesure en silicone ©Laboratoire Lavolette

FLUIDE EXTÉRIEUR

Comme le fluide extérieur est considéré comme infini, l'utilisation de la méthode des EF nécessite de tronquer ce fluide et d'appliquer des conditions aux limites qui permettent de simuler le caractère infini du fluide pour les ondes acoustiques qui s'y propagent. Une approche plus performante consiste à circonscrire la tête avec un volume d'air convexe (typiquement un cube, un cylindre ou une sphère) sur lequel vient s'appuyer un domaine artificiel appelée couche parfaitement adaptée (Perfectly Matched Layer (**PML**) en anglais) (Bériot et Modave, 2020) (voir Figure 10). La taille de ce volume doit être choisie intelligemment pour ne pas augmenter inutilement le nombre de degrés de liberté du système lors de la discrétisation de ce volume. Un maillage réglé par exemple en éléments prismatiques ou hexaèdres de ce domaine artificiel dans l'épaisseur est également conseillé.

MATÉRIAUX ET LOIS DE COMPORTEMENT

Le problème vibroacoustique à résoudre ici fait intervenir des structures anatomiques (peau, cartilage, tissus mous, os, cerveau, fluide cérébrospinal, membrane tympanique, osselets, ligaments, tendons etc.), les constituants des protecteurs ainsi que des fluides (air extérieur, air contenu dans le canal auditif ou la cavité de l'oreille moyenne⁴, air contenu dans le protecteur supra-auriculaire).

TISSUS BIOLOGIQUES

Pour des excitations acoustiques de niveau crête inférieur à 150dB ou des stimulations solidiennes induites par ossivateurs, l'ensemble des matériaux constituant les tissus sont généralement supposés⁵ se comporter comme des solides élastiques isotropes linéaires caractérisés par leurs propriétés élastiques, i.e le module d'Young, la masse volumique, le coefficient de Poisson et le facteur de perte. Certaines publications considèrent des propriétés viscoélastiques à travers un facteur de perte dépendant de la fréquence (Chang *et al.*, 2016). Des exemples de propriétés sont fournies dans le Tableau 2. Notons que les propriétés des tissus sont accompagnées d'incertitudes importantes du fait de la grande difficulté de les caractériser et de leur variabilité inter-individuelle. Elles doivent donc être ajustées dans la phase de calibration du modèle.

Tableau 2 : Propriétés typiques des tissus de la tête (Xu, 2022 ; Benacchio *et al.*, 2020a ; Poissenot-Arrigoni *et al.*, 2019 ; Chang *et al.*, 2016 ; Brummund, 2014b ; Viallet, 2014)

	E_s [MPa]	ρ_s [kg m ⁻³]	ν_s [1]	η_s [1]	c_f [m s ⁻¹]
Cartilage	[1.60, 10.60]	[1000, 1160]	[0.26, 0.38]	[0.12, 0.30]	–
Tissus mous (incluant la peau)	[0.20, 0.7]	[890, 1170]	[0.28, 0.50]	$3 \cdot 10^{-5} f$ [0.045, 0.1]	–
Tissus mous (incluant le cartilage)	7.2	1080	0.26	0.05	–
Peau	0.50	1100	0.40	0.10	–
Os	[4000, 12000]	[1500, 1900]	[0.19, 0.48]	[0.01, 0.10]	–
Cerveau	0.035	1000	0.45	$3 \cdot 10^{-4} f$	–
Fluide cérébrospinal	–	1000	–	–	1500

4. On pourrait ajouter le fluide cochléaire mais pour la problématique qui nous intéresse ici, ce fluide n'est pas modélisé. La cochlée peut en effet être remplacée par une impédance mécanique appliquée sur la platine de l'étrier.
5. Des non linéarités géométriques peuvent apparaître pour des niveaux sonores très élevés.

Un point crucial sur lequel insister est l'importance de la bonne connaissance des propriétés de la peau (qui est souvent combinée aux tissus mous dans les modèles) car c'est par elle que se fait le contact avec l'air du canal auditif et le protecteur. Il y a cependant une incertitude importante sur les valeurs de ses paramètres élastiques (module d'Young et coefficient de Poisson si on adopte un modèle élastique isotrope). La peau est généralement considérée comme quasi-incompressible donc avec un coefficient de Poisson proche de 0.5. La célérité des ondes de compression dans ce type de matériaux est relativement bien connue et est de l'ordre de 1400 à 1500 m s⁻¹. Cette célérité dépend du module d'incompressibilité qui est lié au module d'Young et au coefficient de Poisson. La connaissance de l'un des deux paramètres est donc essentielle si on veut déterminer le second afin que la célérité soit de l'ordre de 1400 à 1500 m s⁻¹. Au niveau numérique le choix d'un coefficient de Poisson proche de 0.5 (ex 0.48, 0.49, 0.499, 0.4999) va imposer une valeur de module d'Young qui peut varier d'un facteur 1000. Cette incertitude a un très gros impact sur le calcul de la pression acoustique dans le canal auditif en particulier lorsque la conduction solidienne est prise en compte.

Il est donc important d'avoir une bonne idée de l'ordre de grandeur du module d'Young de la peau en se basant sur des caractérisations ex-vivo en laboratoire ou des valeurs de la littérature. Ces valeurs devront être ajustées lors du processus de calibration du modèle. Notons que lorsque les matériaux sont quasi-incompressibles, des problèmes numériques peuvent survenir si seuls des degrés de liberté en déplacement sont utilisés pour les éléments finis. Il faut alors opter pour une formulation mixte en pression ou en déformation pour ces matériaux (Bathe, 1996).

Remarque 10 : Les propriétés de l'air et des tissus dépendent de la température. Les travaux de modélisation effectués jusqu'à présent considèrent généralement que cette température est la température ambiante (i.e autour de 20-24°). Ceci est pertinent lorsque le modèle simule des tests sur oreille ou tête artificielle (non chauffée). Par contre, quand on cherche à comparer les simulations avec des mesures sur sujets, cette hypothèse est questionnable. L'air contenu dans le canal auditif étant en contact avec les tissus qui sont à la température du corps humain (i.e 37°C) et avec l'extérieur à température ambiante, il existe un profil de température dans le canal qui devrait être en théorie pris en compte. En ce qui concerne les propriétés des tissus, il faudrait les caractériser à la température de 37° C et/ou les ajuster par un processus de calibration mesures/calculs. A notre connaissance l'effet de la température sur la pression acoustique dans le canal ouvert (et occlus) n'a jamais été étudié quantitativement dans la littérature.

SERRE-TÊTE

Composants plastiques

La coque et la contreplaque sont généralement des pièces en plastique dur (acrylonitrile butadiène styrène (ABS) ou polychlorure de vinyle (PVC)). La rotule qui permet d'attacher la coque et l'arceau est en caoutchouc. L'arceau est également en plastique souple mais n'est jamais modélisé en tant que tel d'un point de vue mécanique. Seul son effet mécanique statique est pris en compte à travers la compression du coussin (à la fois la géométrie déformée et les propriétés viscoélastiques qui dépendent du taux de compression). Tous ces composants sont considérés comme des solides élastiques isotropes caractérisés par leur masse volumique, leur coefficient de Poisson, leur module d'Young et leur facteur de perte structural.

Tableau 3 : Propriétés des composants de l'EAR1000 et de la Peltor Optime 98 (Boyer *et al.*, 2015)

	EAR-1000			Peltor-Optime 98	
	Coquille	Contre-plaque	Rotule	Coquille	Contre-plaque
Masse volumique [kg m ⁻³]	1200	1200	800	1040	1370
Module d'Young [GPa]	2.16	2.16	0.1	2.2	2.4
Coefficient de Poisson [1]	0.38	0.38	0.48	0.38	0.38
Facteur de perte [1]	0.05	0.05	0.5	0.05	0.05

Coussin de confort

Le coussin peut être modélisé par quatre approches de complexité croissante : « ressort équivalent dissipatif », « solide équivalent isotrope », « solide équivalent orthotrope » et « multi-domaines ». Chacune de ces approches a ses avantages et inconvénients. Dans tous les cas, le coussin est considéré comme un matériau viscoélastique dont les propriétés mécaniques varient en fonction du taux de compression qui lui est imposé par l'arceau, mais également en fonction de la température ambiante et de la fréquence.

Ressort équivalent dissipatif

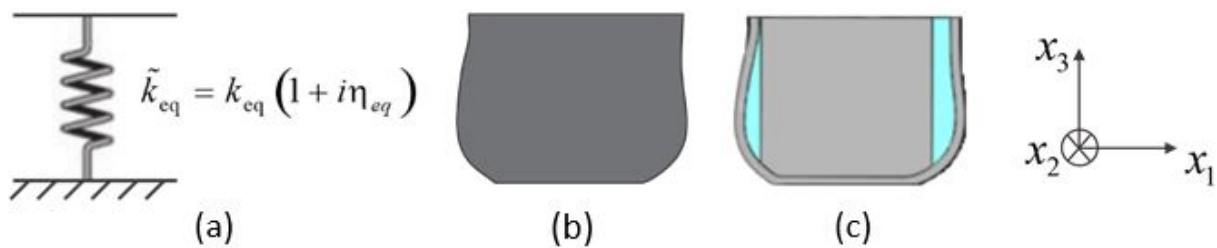


Figure 20 : Modèles de coussin (a) Ressort équivalent dissipatif de raideur et facteur de perte (amortissement structural) (b) Solide équivalent (c) multi-domaines

Le modèle le plus simple assimile le coussin à une condition de frontière de suspension mécanique de raideur k_{eq} en parallèle avec un amortisseur de type structural caractérisé par un facteur de perte η_{eq} (Figure 20a) et appliquée à l'interface coussin/contreplaque. La géométrie du coussin est dans ce cas-ci non représentée. Toutefois, afin de tenir compte du même volume de la cavité intérieure à la coquille, la partie basse de cette cavité (entourée par le coussin) doit être présente dans le modèle et ses frontières avec le coussin sont alors remplacées par une condition de mur rigide (vitesse particulière normale nulle). Ainsi aucune transmission acoustique à travers le coussin n'est prise en compte. La suspension mécanique appliquée à la contreplaque se fait dans la direction de pompage du coussin (axe z dans les modèles). La caractérisation des paramètres k_{eq} et η_{eq} est détaillée dans (Boyer *et al.*, 2015).

Solide équivalent isotrope

Le modèle de « solide équivalent » suppose que tous les domaines constituant le coussin, la gaine, la mousse, les poches d'air créées par l'écrasement du coussin et autres composants (comme la poche d'huile dans le cas du coussin du PELTOR-OPTIME-98) forment un seul et unique domaine solide

supposé homogène et isotrope (voir Figure 20b). Ce modèle requiert seulement quatre paramètres mécaniques équivalents, à savoir : la masse volumique équivalente ρ_{coussin} , le module d'Young équivalent E_{coussin} , le coefficient de Poisson ν_{coussin} et le facteur de perte structural équivalent η_{coussin} , E_{coussin} et η_{coussin} étant dépendant de la fréquence et du taux de compression du coussin. Les deux paramètres E_{coussin} et η_{coussin} peuvent être déterminés avec une méthode inverse hybride expérimentale-numérique basée sur le modèle de Zener (Boyer, 2015 ; Boyer *et al.*, 2015). Plus spécifiquement, dans un premier temps, une méthode expérimentale quasi-statique utilisant un QMA (Quasi-static Mechanical Analyzer) fournit la dépendance fréquentielle de la raideur équivalente du $k_{\text{coussin}}(f)$ et $\eta_{\text{coussin}}(f)$ en basses fréquences pour un taux de compression d'environ 10%. au taux de compression désiré avec f_0 la fréquence de résonance du système. Un modèle de Zener permet d'extrapoler ce comportement en plus hautes fréquences. Une méthode résonante est ensuite utilisée pour mesurer $k_{\text{coussin}}(f_0)$ et $\eta_{\text{coussin}}(f_0)$ au taux de compression désiré avec f_0 la fréquence de résonance du système. $k_{\text{coussin}}(f)$ et $\eta_{\text{coussin}}(f)$ sont obtenus en utilisant les valeurs $k_{\text{coussin}}(f_0)$ et $\eta_{\text{coussin}}(f_0)$ et la dépendance fréquentielle, supposée indépendante du taux de compression, déterminée à la première étape. $k_{\text{coussin}}(f)$ dépend à la fois de E_{coussin} et du coefficient de Poisson équivalent ν_{coussin} . Ce dernier paramètre ne pouvant être mesuré directement, il est fixé à différentes valeurs entre 0 et 0.4. Pour ν_{coussin} fixé ainsi qu'un taux de compression donné, E_{coussin} est obtenu par calibration d'un modèle EF simulant la méthode quasi-statique. E_{coussin} et ν_{coussin} sont donnés par

$$E_{\text{coussin}}(f) = \Re[M(f)] \quad \text{et} \quad \eta_{\text{coussin}}(f) = \frac{\Im(M(f))}{\Re(M(f))} \quad \text{avec} \quad M(f) = \frac{M_0 + M_\infty (i2\pi ft_r)^\alpha}{1 + (i2\pi ft_r)^\alpha} \quad (2.1)$$

Un exemple de valeurs de la raideur statique M_0 , de la limite en hautes fréquences de la raideur M_∞ de l'exposant α et du temps de relaxation t_r pour un taux de compression de 19.8% est fourni dans le Tableau 4 pour un coefficient de Poisson de 0.4 et une température de 22°C. D'autres valeurs sont fournies pour différents coefficients de Poisson pour les serre-têtes EAR1000 et Peltor Optime 98 dans la référence (Boyer *et al.*, 2015). La méthode pour extraire ces paramètres pour d'autres taux de compression y est également décrite.

Tableau 4 : Paramètres mécaniques du modèle solide équivalent isotrope du coussin du serre-tête EAR1000 (modèle de Zener)

α [1]	M_0 [kPa]	M_∞ [kPa]	t_r [s]	ρ_{coussin} [kg m ⁻³]
0.2265	30.234	845.058	9.22 10 ⁻⁷	142.79

L'utilisation d'un tel modèle permet de tenir compte des déformations du coussin dans les différentes directions de l'espace autorisant ainsi une meilleure reproduction des couplages avec les autres domaines de la coquille. La transmission acoustique à travers les flancs du coussin est également possible. Cependant, ce modèle de coussin ne permet pas de capturer le bon comportement physique en transmission acoustique à travers le coussin dans certaines zones de fréquences. En particulier, un mode transverse du coussin parasite excité acoustiquement apparaît dans la courbe d'atténuation de la coquille EAR-1000 créant une sous-estimation de cette atténuation. Lorsqu'artificiellement

on n'excite pas les flancs du coussin dans le modèle, ce mode n'est plus excité et la prédiction de l'atténuation est grandement améliorée autour de la fréquence de résonance de ce mode. Cet artifice qui revient à négliger la transmission acoustique à travers les flancs du coussin est cependant discutable en moyennes fréquences car l'atténuation du coussin est alors proche de celle des autres composants de la coquille et un modèle plus élaboré est requis.

Solide équivalent isotrope transverse

Ce modèle est une amélioration du précédent. Il considère que le coussin se comporte mécaniquement de façon différente dans la direction de l'épaisseur notée x_3 et le plan (x_1, x_2) orthogonal à cette direction. Plus spécifiquement la raideur transverse peut être considérée plus élevée que celle dans l'épaisseur du fait du gonflement latéral du coussin lorsqu'il est comprimé. On parle de loi de comportement isotrope transverse. Le tenseur des déformations et de contrainte mécanique sont reliés par

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{x_1 x_1} \\ \varepsilon_{x_2 x_2} \\ \varepsilon_{x_3 x_3} \\ \gamma_{x_1 x_2} \\ \gamma_{x_2 x_3} \\ \gamma_{x_1 x_3} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_{x_1}} & -\frac{\nu_{x_1 x_2}}{E_{x_1}} & -\frac{\nu_{x_1 x_3}}{E_{x_1}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{x_1 x_2}}{E_{x_1}} & \frac{1}{E_{x_1}} & -\frac{\nu_{x_1 x_3}}{E_{x_1}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{x_1 x_3}}{E_{x_1}} & -\frac{\nu_{x_1 x_3}}{E_{x_1}} & \frac{1}{E_{x_3}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{x_1 x_2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{x_1 x_3}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{x_1 x_3}} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_{x_1 x_1} \\ \sigma_{x_2 x_2} \\ \sigma_{x_3 x_3} \\ \tau_{x_1 x_2} \\ \tau_{x_2 x_3} \\ \tau_{x_1 x_3} \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

où E_{x_1} et E_{x_3} sont les modules d'Young transverse et dans la direction x_3 , $G_{x_1 x_2} = \frac{E_{x_1}}{2(1 + \nu_{x_1 x_2})}$ et $G_{x_1 x_3}$ sont les modules de cisaillement, $\nu_{x_1 x_2}$ et $\nu_{x_1 x_3}$ sont les coefficients de Poisson. $E_{x_3}(f)$ correspond à $E_{\text{coussin}}(f)$ dans (2.1). Carillo (Carillo *et al.*, 2018) considère $\nu_{x_1 x_2} = \nu_{x_1 x_3} = \nu$, $G_{x_1 x_3} = G_{x_1 x_2}$, $E_{x_1}(f) = E_{x_3}(f) + h$ où h est une constante ajustée par méthode inverse par rapport à des mesures de **IL**. Le facteur de perte dans la direction z est égal à $\eta_{\text{coussin}}(f)$ dans (2.1). Le facteur de perte η_G associé à $G_{x_1 x_2}$ est également recalé par rapport aux mesure de **IL**. Pour l'EAR-1000, $h = 1$ MPa et $\eta_g = 1$.

Multi-domaines

Dans ce modèle chaque composant du coussin (gaine, mousse écrasée, poche d'huile dans le cas du PELTOR-OPTIME-98, poches d'air créées par l'écrasement du coussin) est modélisé (voir Figure 18a et Figure 20). Ce modèle qui détaille tous les domaines permet de tenir compte à la fois du comportement mécanique et du comportement acoustique du coussin. Il a pour inconvénients d'augmenter considérablement la complexité du modèle et donc le temps de calcul. De plus, il nécessite de caractériser finement chacun des constituants ainsi que leur couplage. Un tel modèle n'a jamais fait l'objet de publications.

Insert en mousse

L'insert en mousse dans la coquille est un matériau poreux à cellules ouvertes, généralement en polyuréthane, 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). Ces matériaux dissipatifs ont la propriété d'amortir le champ acoustique sous la coquille. Il existe différents modèles de ces matériaux. L'un des plus performants est celui de Biot-Johnson-Champoux-Allard (Allard et Atalla, 2009). Ce modèle nécessite cependant de bien décrire les couplages entre la coquille, la contreplaque et la mousse et à notre connaissance il n'a jamais été utilisé pour cette application. En fait des modèles plus simples où la mousse est assimilée à un fluide équivalent dissipatif ont été plutôt utilisés (Sgard *et al.*, 2010b). Cette simplification origine du fait que l'insert est placé dans la coquille sans collage. Différents niveaux de complexité de modèles fluides équivalents existent dans la littérature. Le comportement acoustique du matériau dépend alors d'un certain nombre de paramètres macroscopiques, tels que la résistivité, sa porosité pour les modèles les plus simples (Delany et Bazley, 1970 ; Miki, 1990) et d'autres paramètres tels que la tortuosité et les longueurs caractéristiques visqueuse et thermique pour les modèles plus complexes (Champoux et Allard, 1991 ; Lafarge et Lemarinier, 1997). L'ensemble de ces paramètres peuvent être déterminés par des techniques de mesure directe ou indirecte (Olny, 1999). Pour l'insert en mousse du serre-tête EAR-1000, Sgard adopte un modèle de fluide équivalent « limp » à squelette rigide à 6 paramètres faisant intervenir la porosité ϕ , la résistivité σ , la tortuosité α_∞ , les longueurs caractéristiques visqueuse Λ et thermique Λ' et la masse volumique apparente du matériau ρ_1 (Allard et Atalla, 2009). Ces paramètres ont été identifiés à l'aide d'une technique de mesure indirecte acoustique utilisant le tube à ondes stationnaire et figurent dans le Tableau 5 (Sgard *et al.*, 2010b).

Tableau 5 : Propriétés géométriques de la mousse utilisée dans le serre-tête EAR-1000

ϕ [1]	σ [Nm ⁻⁴ s]	α_∞ [1]	Λ [μ m]	Λ' [μ m]	ρ_1 [kgm ⁻³]
0.98	5500	1.1	105	340	27.9

BOUCHONS

Les bouchons d'oreille passifs sont constitués de matériaux variés. Les bouchons moulés sont généralement faits d'un matériau de type silicone ou en acrylique. Les bouchons prémoulés sont des assemblages de thermoplastique rigide (tige) et souple (tête du bouchon). Enfin les bouchons en mousse sont constitués d'un matériau poreux à cellules fermées en surface, comme une mousse à compresser avant insertion faite de PVC (ex EAR classic) ou de polyuréthane (ex 3M – 1100). Dans le cadre de la problématique vibroacoustique qui nous intéresse ici, seuls les bouchons moulés en silicone et en mousse à comprimer en PVC (3M classic) ont été étudiés (Sgard *et al.*, 2010b, 2016). Dans ces travaux, le silicone et la mousse PVC sont considérés comme des matériaux isotropes viscoélastiques. Les propriétés mécaniques sont la masse volumique ρ_b , le module d'Young E_b , le coefficient de Poisson ν_b et le facteur de perte structural η_b . E_b et η_b dépendent *a priori* de la fréquence et de la température. En principe les matériaux devraient être caractérisés à la température

d'opération donc autour de 37°C si on veut représenter ce qui se passe dans l'oreille d'un sujet ou une ATF chauffée. Lorsque les modèles sont comparés à des mesures sur ATF non chauffée, c'est la température ambiante qui doit être considérée. Les trois paramètres mécaniques E_b , η_b et ν_b sont typiquement caractérisés en laboratoire avec par exemple un analyseur mécanique dynamique (DMA) ou un rigidimètre (QMA) ou alors tirés de la littérature. La masse volumique est obtenue par pesée. Dans le cas des travaux (Sgard *et al.*, 2010b, 2016), les propriétés des bouchons en silicone ont été mesurées puis calibrées avec des mesures de perte par insertion. L'identification des propriétés du bouchon en mousse est plus délicate car une fois inséré dans le canal auditif, il se déforme et est précontraint radialement. Cela se traduit par une modification de sa densité et de son module d'Young. Une difficulté supplémentaire vient du fait que dans un canal auditif de forme réaliste, le bouchon ne se déforme pas de façon uniforme le long de son axe de symétrie puisque la section droite du canal auditif change au fur et à mesure qu'on se rapproche de la membrane tympanique. James a décrit cet effet de compression radiale par une déformation radiale (ou taux de compression radiale) $r_c - r_n / r_n$ où r_c représente le rayon du bouchon comprimé et r_n son rayon nominal. Il a développé un dispositif expérimental pour mesurer le module d'Young et du facteur de perte dynamiques pour trois taux de compression radiale (6%, 18% et 30%) uniformément appliqués sur le pourtour du bouchon (James, 2006). Dans la littérature, lorsqu'un bouchon en mousse est inséré dans un canal auditif réaliste, un taux de compression équivalent basé sur la section la plus comprimée ou un rayon équivalent obtenu par $\sqrt{V_{EP,c} / \pi l_{EP}}$ où $V_{EP,c}$ est le volume du bouchon comprimé et l_{EP} la longueur du bouchon est utilisé (Brummund *et al.*, 2014a ; Carillo *et al.*, 2021a ; Xu *et al.*, 2021) et les valeurs de James sont interpolées linéairement. Notons qu'il est nécessaire de procéder à une phase de calibration en ajustant ces valeurs de façon à ce que les calculs soient au plus proche des résultats de mesures. A priori les bouchons en plastique ou thermoplastique rigide et souple peuvent être considérés comme élastiques, les propriétés étant tirées de la littérature. Le Tableau 6 donne des valeurs typiques de paramètres (indépendants de la fréquence ici) pour le bouchon en mousse EAR-classic et des bouchons en silicone « maison ».

Tableau 6 : Propriétés typiques de bouchon en mousse (EAR-classic) et en silicone (moulé en laboratoire) à température ambiante (Benacchio *et al.*, 2020a)

	E_s [MPa]	ρ_s [kg m ⁻³]	ν_s [1]	η_s [1]
Mousse EAR-classic (30% taux de compression)	0.1	220	0.1	[0.1,0.5]
Silicone	[0.85,1.2]	[1050-1150]	0.48	[0.1,0.12]

FLUIDES

L'air extérieur se comporte comme un fluide linéaire parfait. L'air contenu dans le canal auditif peut être également considéré de façon similaire ou comme un fluide dissipatif où des phénomènes de dissipation viscothermiques peuvent survenir. Lorsqu'on s'intéresse au champ de pression acoustique dans le canal, l'hypothèse de fluide parfait peut être suffisante. Par contre, si on cherche à déterminer comment circule l'énergie acoustique par bilan de puissances ou qu'il y a présence de fuites

acoustiques⁶, il est indispensable de prendre en compte ces effets dissipatifs (Carillo *et al.*, 2020a). Dans le cas de l'hypothèse de fluide parfait, la densité ρ_0 et la célérité du son c_0 sont les deux paramètres clés. Dans le cas d'un fluide dissipatif, la dissipation peut être prise en compte de plusieurs façons (Kampinga, 2010 ; Kampinga *et al.*, 2010). Parmi les plus populaires, l'approche la plus simple consiste à introduire un facteur de perte global pour le fluide noté η_f . Dans ce cas, la célérité des ondes au carré c_0^2 est remplacée par $c_0^2(1 + i\eta_f)$ et donc le nombre d'onde $k = \frac{\omega}{c_0}$ devient $\frac{\omega}{c_0} \left(1 - i\frac{\eta_f}{2}\right)$. η_f peut être calibré par l'utilisateur ou exprimé en fonction des paramètres du fluide comme ρ_0 , les coefficients de viscosité traduisant les effets d'amortissement par cisaillement, et les effets de vibration et rotation des molécules, la conductivité thermique et le rapport des chaleurs spécifiques $\frac{C_p}{C_v}$.

Une seconde approche est basée sur le modèle **LRF** (low reduced frequency en anglais) qui décrit les effets viscothermiques associés à la propagation acoustique dans des guides d'onde dont les dimensions de la section droite sont inférieures à la longueur d'onde acoustique. Dans ce modèle les effets dissipatifs sont également intégrés via un nombre d'onde complexe mais cette fois ce dernier dépend également de la forme de la section droite du guide d'onde (ici, le canal auditif). La dernière approche, qui est également la plus couteuse en temps de calcul, est la description du fluide par les équations complètes linéarisées de Navier-Stokes⁷ (modèle viscothermique complet). Des valeurs typiques des propriétés de l'air à température ambiante sont données dans le Tableau 7.

Tableau 7 : Masse volumique ρ_0 , célérité c_0 , viscosité dynamique μ , coefficient de conductivité thermique κ , ratio des chaleurs spécifiques C_p , et capacité thermique à pression constante pour l'air ambiant à 19°C, pression atmosphérique de 1013 hPa et humidité relative 20 %.

Propriété	Valeur	Propriété	Valeur
ρ_0 [kg m ⁻³]	1.2	κ [W m ⁻¹ K ⁻¹]	0.025
c_0 [m s ⁻¹]	343	γ [1]	1.4
μ [Pa s]	1.8313 10 ⁻⁵	C_p [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	1.0025 10 ³

CONDITIONS AUX LIMITES

COUPLAGE ENTRE LE FLUIDE DU CANAL AUDITIF ET L'OREILLE MOYENNE

La membrane tympanique située à l'extrémité du canal auditif forme un angle oblique avec les parois du canal et n'est donc pas perpendiculaire aux fronts d'onde qui sont plutôt en incidence rasante. Elle est, de plus, conique et inhomogène dans sa constitution. Elle est excitée à la fois par la

6. Une fuite peut être considérée comme un orifice rempli d'air dont la section droite est de dimension très faible par rapport à la longueur d'onde et qui traverse le protecteur. Dans cet orifice, les effets viscothermiques ne peuvent être ignorés.
7. Au contraire des autres modèles mentionnés qui font intervenir la pression acoustique seule, le fluide est ici décrit par plusieurs variables : le vecteur vitesse particulaire, la température acoustique et la pression acoustique.

pression acoustique⁸ dans le canal auditif mais également par les vibrations solidiennes transmises à la chaîne ossiculaire via les parois de la cavité de l'oreille moyenne. La membrane peut donc rayonner acoustiquement dans le canal auditif. Lors d'une excitation acoustique et pour des fréquences inférieures à 6kHz, il est habituel de considérer que l'effet de l'oreille moyenne/interne peut être modélisé par une impédance acoustique à réaction localisée⁹ distribuée sur la surface de la membrane. Au-delà de cette fréquence, le champ de pression acoustique varie significativement sur la membrane tympanique et la représentation par une impédance est discutable. La conséquence de cette représentation a également comme conséquence que la puissance acoustique moyennée sur une période d'une excitation sinusoïdale est nécessairement positive et donc la membrane ne peut qu'absorber l'énergie acoustique dans le canal auditif. Cette impédance acoustique peut être mesurée sur des sujets, mesurée/calculée sur des oreilles artificielles (Luan *et al.*, 2019) ou estimée à partir de modèles à constantes localisées (Hahn, 1985 ; Hudde et Engel, 1998c ; Kringelbotn, 1988 ; Shaw et Stinson, 1981 ; Stirnemann, 2011). Avec cette modélisation, le tympan ne peut que dissiper une partie de l'énergie incidente mais ne peut pas rayonner acoustiquement dans le canal. Pour une excitation solidienne, l'hypothèse d'impédance à réaction localisée est considérée comme valide en basses fréquences tant que la chaîne ossiculaire ne résonne pas et n'induit pas un rayonnement acoustique de la membrane tympanique dans le canal auditif (Stenfelt *et al.*, 2002, 2003 ; Stenfelt et Goode, 2005). Ces résonances se produisent typiquement entre 1 et 3kHz. Dans les modèles analytiques, une source de débit placée dans l'oreille externe peut être ajoutée pour représenter la contribution de l'oreille moyenne (Schroeter et Poesselt, 1986). Dans le cadre d'un modèle EF, prendre en compte cette contribution de la membrane tympanique peut se faire en modélisant de façon détaillée l'oreille moyenne/interne (voir section Oreille externe – tête sans protecteur).

Remarque 11 : Dans le cas d'un fluide viscothermique le couplage entre le fluide interne et la membrane tympanique est supposé adiabatique, les transferts de chaleur étant supposés négligeables (Carillo *et al.*, 2020a).

Remarque 12 : En présence d'une excitation de mécanique qui sollicite la conduction osseuse, la condition d'impédance doit être réécrite pour tenir compte du mouvement structurel relatif du contour de la membrane et du fluide (Suzuki *et al.*, 1989). Kersten et coll propose une approche pour déterminer une vitesse équivalente moyenne du contour des parois du canal correspondant aux limites de la surface acoustique correspondant à la membrane tympanique (Kersten *et al.*, 2024).

COUPLAGE ENTRE LE FLUIDE DU CANAL AUDITIF OUVERT ET LE FLUIDE EXTÉRIEUR

Dans plusieurs publications (Boyer *et al.*, 2015 ; Brummund *et al.*, 2014a, 2015 ; Carillo *et al.*, 2018, 2020a ; Gaudreau *et al.*, 2017 ; Viallet *et al.*, 2013, 2014, 2015), l'effet du fluide extérieur, d'impédance

8. Il s'agit de la pression acoustique totale. Dans le cas d'une sollicitation acoustique, elle résulte de l'onde acoustique incidente et de l'onde acoustique rayonnée par les tissus du canal et la membrane tympanique. Dans le cas d'une sollicitation purement solidienne, elle résulte de l'onde acoustique rayonnée par les tissus du canal et la membrane tympanique.

9. Un comportement à réaction localisée est associé à celui d'un matériau constitué de pores droits non connectés si bien que la pression acoustique en un point de la surface induit une réaction seulement en ce point. En d'autres termes, ce qui se passe en un point ne dépend que de la position de ce point et pas du reste de la surface. La conséquence est que l'impédance acoustique de surface est indépendante du champ de pression incident.

caractéristique $\rho_0 c_0$, est décrit par une impédance acoustique spécifique de rayonnement \hat{Z}_r appliquée à l'entrée du canal (Hudde et Engel, 1998a ; Pierce, 1994). L'entrée du canal est supposée se comporter comme un piston plan bafflé rayonnant dans un espace semi-infini. L'impédance \hat{Z}_r pour un piston circulaire de rayon bafflé est donnée par (Kinsler et Frey, 2000)

$$\hat{Z}_r = \rho_0 c_0 \left(1 - \frac{J_1(2kr_{EC})}{kr_{EC}} + i \frac{H_1(2kr_{EC})}{kr_{EC}} \right) \quad (2.3)$$

Où J_1 et H_1 dénotent respectivement la fonction de Bessel et de Struve d'ordre 1, k désigne le nombre d'onde dans le fluide externe. Pour une excitation acoustique dans le fluide extérieur, la condition aux limites consiste à imposer une accélération normale qui dépend de la pression bloquée induite par l'onde incidente et de la pression dans le canal auditif à l'entrée de celui-ci et de l'impédance spécifique de rayonnement du piston.

$$\hat{\gamma}_n = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \hat{p}}{\partial n} = i\omega \frac{(\hat{p}_b - \hat{p})}{\hat{Z}_r} \quad \text{sur le piston} \quad (2.4)$$

avec \underline{n} la normale pointant dans le fluide extérieur. Dans le cas où le plan de l'entrée du canal est dans un plan de normale \underline{n}_B pointant dans le fluide situé dans le canal auditif, la pression bloquée \hat{p}_b induite par une onde plane $\hat{A}_{inc} e^{-i\underline{k}_{inc} \cdot \underline{x}}$ incidente sur le plan d'entrée (voir Eq (2.6)) est donnée par :

$$\hat{p}_b(\underline{x}) = \hat{A}_{inc} (e^{-i\underline{k}_{inc} \cdot \underline{x}} + e^{-i\underline{k}_{ref} \cdot \underline{x}}) \quad (2.5)$$

avec \underline{k}_{ref} le vecteur d'onde de l'onde plane réfléchi par le baffle et $\underline{k}_{ref} \cdot \underline{n}_B = -\underline{k}_{inc} \cdot \underline{n}_B$ et $\underline{k}_{ref} \cdot \underline{t} = -\underline{k}_{inc} \cdot \underline{t}$, \underline{t} étant un vecteur tangent au plan du baffle. Pour une entrée du canal auditif dans le plan $z = 0$ et une incidence normale à ce plan (i.e $\underline{n}_B = \underline{e}_3$, $\underline{k}_{inc} = (\underline{k}_{inc}^n \cdot \underline{n}_B) \underline{n}_B = |\underline{k}_{inc}| \underline{e}_3$, $\underline{k}_{ref} = (\underline{k}_{ref}^n \cdot \underline{n}_B) \underline{n}_B = -|\underline{k}_{inc}| \underline{e}_3$), on a $\hat{p}_b(\underline{x}) = 2\hat{A}_{inc} \cos(kz)$ et en $z = 0$, $\hat{p}_b(\underline{x}) = 2\hat{A}_{inc}$.

Dans des travaux plus récents, une région convexe du fluide extérieur entoure la tête et est directement en contact avec le fluide interne¹⁰. Les conditions de couplage de type acoustique-acoustique se résument à la continuité d'une part de la vitesse particulaire normale et d'autre part de la pression acoustique. Le fluide à l'intérieur du canal auditif est généralement le prolongement du fluide extérieur et il n'y a donc qu'un seul maillage fluide. Le couplage est donc automatiquement assuré au niveau des nœuds du maillage du fluide. Si les deux maillages ont été faits indépendamment et les nœuds ne sont pas coïncidents, les conditions de continuité doivent être imposées par exemple à l'aide de multiplicateurs de Lagrange. Pour simuler la présence d'un fluide infini (condition de Sommerfeld), une couche parfaitement adaptée (PML) est couplée à l'enveloppe externe de la région convexe (voir Figure 10).

10. Tout se passe comme s'il n'y avait qu'un seul fluide qui occupe l'espace extérieur et le canal auditif.

Remarque 13 : Dans le cas où le fluide du canal auditif est modélisé comme un fluide viscothermique complet, le couplage entre les fluides interne et externe est supposé adiabatique puisque les transferts de chaleur sont négligeables.

Remarque 14 : la même approche que pour la Remarque 12 peut être utilisée pour l'impédance de rayonnement dans le cas d'une excitation mécanique (Kersten *et al.*, 2024). Dans ce cas, c'est la vitesse équivalente moyenne du contour des parois du canal correspondant aux limites de la surface acoustique de l'entrée du canal qui doit être calculée.

COUPLAGE ENTRE LE FLUIDE DU CANAL AUDITIF ET LES PAROIS DU CANAL AUDITIF

A l'interface fluide du canal auditif/parois du canal auditif, pour un fluide interne parfait, les conditions de couplage de type élasto-acoustique se résument d'une part à la continuité des vitesses normales du fluide et des parois et d'autre part à la continuité des tractions s'exerçant dans le fluide et sur les parois.

Remarque 15 : Dans le cas où le fluide du canal auditif est modélisé comme un fluide viscothermique complet, la première condition est remplacée par la continuité du vecteur vitesse particulaire acoustique et du vecteur vitesse de la paroi. De plus, les parois du canal auditif sont supposées isothermes puisque le corps humain est à température constante.

COUPLAGE ENTRE LE FLUIDE DU CANAL AUDITIF ET LE PROTECTEUR AUDITIF

Dans le cas du serre-tête, c'est l'air contenu dans la coquille qui en contact avec l'air du canal auditif. On se retrouve dans la situation de la section Couplage entre le fluide du canal auditif ouvert et le fluide extérieur.

Dans le cas d'un bouchon en contact parfait¹¹ avec les parois du canal auditif, le couplage s'effectue au niveau de l'interface air/bouchon. Les conditions de couplage de type élasto-acoustique sont identiques à celles de la section Couplage entre le fluide du canal auditif et les parois du canal auditif. Si le contact n'est pas parfait, des fuites acoustiques peuvent survenir. Dans ce cas, l'air dans la fuite est en contact à la fois avec le bouchon et avec l'air de part et d'autre du bouchon. On se retrouve donc dans la situation des sections Couplage entre le fluide du canal auditif ouvert et le fluide extérieur et Couplage entre le fluide du canal auditif et les parois du canal auditif.

COUPLAGE ENTRE LE FLUIDE EXTÉRIEUR ET LE PROTECTEUR AUDITIF

À l'interface entre le protecteur¹² et le fluide extérieur les conditions de couplage sont identiques à celles de la section Couplage entre le fluide du canal auditif et les parois du canal auditif. Dans le cas d'une excitation acoustique dans le fluide extérieur, il faut tout de même se rappeler que la

11. i.e en tout point de l'interface il y a continuité des déplacements et tractions entre les deux solides.

12. Dans le cas des serre-têtes, l'effet acoustique de l'arceau peut être intégré dans le calcul. L'arceau peut être considéré comme un solide élastique mais dans la littérature existante, est simplement pris en compte comme un objet rigide acoustique. Il est donc supposé influencer le champ acoustique autour de la tête et du protecteur par son effet de diffraction acoustique s'il ne bougeait pas.

pression acoustique est la pression acoustique totale résultant de la pression acoustique incidente et de la pression diffractée par la présence de la tête et du protecteur.

Des conditions de couplage simplifiées peuvent également être adoptées. Par exemple, des auteurs négligent le rayonnement acoustique du protecteur dans le fluide externe (Brummund *et al.*, 2014a, 2015 ; Carillo *et al.*, 2021a ; Viallet *et al.*, 2013, 2014, 2015). Dans le cas d'une excitation acoustique cela se traduit par le fait que la traction s'exerçant sur le protecteur est égale à $-\hat{p}_b \underline{n}$ où \hat{p}_b est la pression bloquée (voir section Méthode des éléments finis de frontière-Principe) alors que dans le cas d'une excitation solidienne, la traction s'exerçant sur le protecteur est égale à 0 (condition aux limites libres).

COUPLAGE ENTRE LE PROTECTEUR AUDITIF ET LES TISSUS BIOLOGIQUES

Les conditions de couplage sont de type élastique-élastique et traduisent la continuité des déplacements et des tractions.

Dans le cas du serre-tête, le coussin est en contact avec les tissus mous de la tête autour de l'oreille mais également avec le pavillon de l'oreille. Cependant à notre connaissance, les travaux passés n'ont jamais considéré le couplage mécanique pavillon/coussin probablement parce que les zones de contact sont difficiles à évaluer. A fortiori, l'effet de ce couplage sur l'atténuation des serre-têtes n'a jamais été étudié. Le pavillon n'est donc pas modélisé et l'interaction mécanique entre serre-tête et tissus est donc supposée se produire au niveau de l'interface coussin/peau. Les seuls travaux sur la modélisation de l'atténuation de serre-tête intégrant un couplage avec des tissus (synthétiques en silicone) considèrent de plus que cette interface est plane et que le contact est parfait (Gaudreau *et al.*, 2017 ; James, 2006).

Dans le cas des bouchons, la partie insérée dans l'oreille est en contact avec la conche (cas des bouchons sur mesure) et les parois du canal auditif. Comme mentionné dans la section Oreille externe – tête avec protecteur, la difficulté ici réside dans la détermination des zones de contact entre le bouchon et l'oreille. Le couplage peut être pris en compte de façon exacte avec les conditions de continuité élastique-élastique ou bien, dans le cas d'une excitation acoustique de façon simplifiée en utilisant des conditions aux limites d'impédance (Viallet, 2014). Dans le cas d'un canal auditif artificiel en métal, de simples conditions aux limites cinématiques de type déplacement imposé à 0 dans les trois directions peuvent être utilisées (Viallet *et al.*, 2013).

Si le couplage mécanique protecteur-tissus n'est pas parfait, i.e s'il y a présence de fuites acoustiques, il est alors nécessaire de considérer des conditions de couplage acoustique et élasto-acoustique additionnelles comme mentionné dans la section Couplage entre le fluide extérieur et le protecteur auditif.

Il s'agit ici des couplages résultant de l'assemblage de composants différents. Pour les bouchons, il est question essentiellement de la tige et de la partie en mousse (bouchons en mousse prémoulés à tige) ou en thermoplastique (bouchons prémoulés). A notre connaissance, seuls des bouchons constitués d'un seul matériau (3M classic, push-in sans la tige, ou bouchon moulé) ont pour l'instant été étudiés (Sgard *et al.*, 2019). Pour les serre-têtes, on parle de la coque en plastique, la rotule en caoutchouc, l'arceau, la contreplaque, le coussin (mousse, air, gaine), la poche d'huile (ou gel) éventuelle et l'insert

en mousse. Les travaux passés considèrent un couplage élastique-élastique parfait¹³ entre la coque, la rotule, la contreplaque et le coussin. Le couplage élastique-élastique de l'arceau avec la rotule n'est pas pris en compte en tant que tel puisque l'arceau n'est jamais modélisé d'un point de vue dynamique. Il est supposé simplement jouer un rôle statique qui se traduit par l'écrasement du coussin et potentiellement un rôle acoustique de diffraction. L'insert en mousse est généralement modélisé comme un fluide équivalent. On a donc un couplage de type élasto-acoustique sur les zones de contact entre l'insert et la coque/contreplaque et de type acoustique-acoustique sur les interfaces insert-fluide interne à la coquille.

CONDITIONS D'EXCITATION

Excitation acoustique

L'excitation acoustique est typiquement modélisée par

- une onde plane en incidence oblique définie par son amplitude \hat{A}_{inc} et les angles sphériques ϕ_{inc} et θ_{inc} ¹⁴

$$\hat{A}_{inc} e^{-i\mathbf{k}_{inc} \cdot \mathbf{x}} \quad (2.6)$$

avec $\mathbf{k}_{inc} = (k \sin \theta_{inc} \cos \phi_{inc}, k \sin \theta_{inc} \sin \phi_{inc}, k \cos \theta_{inc})$ le vecteur d'onde de l'onde incidente et \mathbf{x} la position du point de calcul

- un monopole d'amplitude \hat{A} placée en un point \mathbf{x}_0
- un champ diffus pouvant être représenté par une superposition d'ondes planes d'amplitudes égales et non corrélées se propageant librement dans toutes les directions. Dans ce cas il suffit de faire un calcul avec N ondes planes provenant de tout l'espace et de sommer de façon incohérente les amplitudes de la réponse obtenue pour chacune de ces N ondes planes pour obtenir la réponse au champ diffus. Par exemple pour le module de la pression au carré en champ diffus en un point \mathbf{x} donné, noté $|\hat{p}_d(\mathbf{x})|^2$, on aura :

$$|\hat{p}_d(\mathbf{x})|^2 = \sum_{k=1}^N |\hat{p}_k(\mathbf{x})|^2 \sin \theta_{inc,k} \Delta \theta_{inc,k} \Delta \phi_{inc,k} \quad (2.7)$$

où $\hat{p}_k(\mathbf{x})$ est le résultat du calcul au point \mathbf{x} pour l'onde plane d'angle d'incidence $(\phi_{inc,k}, \theta_{inc,k})$. L'amplitude de l'onde plane incidente peut être choisie de telle façon que le module de la pression

13. Notons qu'il est possible de prendre en compte la présence d'adhésif entre contre-plaque et coussin à travers une couche très mince de matériau viscoélastique. Par exemple, Carillo a étudié l'effet de la présence d'adhésif entre la contreplaque et un coussin en plomb fabriqué pour l'occasion, sur la perte par insertion de la coque de l'EAR-1000 couplée à ce coussin (Carillo *et al.*, 2018).

14. ϕ_{inc} appelé longitude est l'angle formé par l'axe \underline{e}_1 et la projection orthogonale de \mathbf{k}_{inc} dans le plan $(O, \mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2)$. θ_{inc} appelé colatitude (ou angle zénithal) est l'angle non orienté formé par les vecteurs \underline{e}_3 et \mathbf{k}_{inc} .

incidente au carré résultant de la superposition des N ondes planes soit égal à 1. Dans ce cas, $\hat{A}_{inc,k} = \frac{1}{4\pi}$ Si on adopte une répartition uniforme des ondes planes, le nombre N peut être élevé. Une façon de réduire ce nombre est de considérer la version intégrale de l'équation (2.7) et d'utiliser des points de Gauss distribués sur une sphère de rayon 1m pour calculer cette intégrale. En fonction de la fréquence maximale de la bande de fréquence, un nombre de points entre 16 et 32 peut s'avérer suffisant. On aura alors

$$|\hat{p}_d(\underline{x})|^2 = \int_0^{2\pi} \int_0^\pi |\hat{p}_{\phi,\theta}(\underline{x})|^2 \sin\theta d\theta d\phi \quad (2.8)$$

où $\hat{p}_{\phi,\theta}(\underline{x})$ est le résultat du calcul au point \underline{x} pour l'onde plane d'angle d'incidence (ϕ, θ) .

Excitation solidienne

Quant à l'excitation mécanique qui représente traditionnellement un ossivibrateur, elle est modélisée comme une force ponctuelle ou répartie (cas où la source mécanique a une impédance mécanique faible devant celle de l'élément excité) (voir Eq(1.12)b), ou un déplacement imposé ponctuel ou réparti (cas où la source mécanique a une impédance mécanique grande devant celle de l'élément excité). (voir Eq(1.12)d). Cette excitation est généralement appliquée sur la peau à l'emplacement de la mastoïde ou du front, qui correspond à la position de l'ossivibrateur lors de tests sur sujets humains.

CALCUL DES INDICATEURS

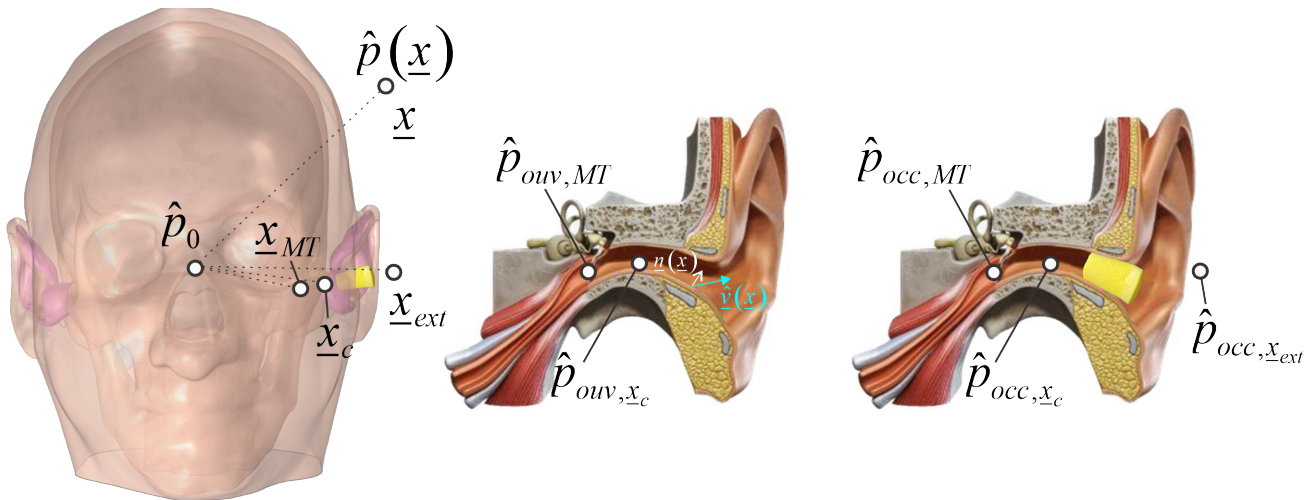


Figure 21 : Notations utilisées pour le calcul des indicateurs acoustiques

Dans cette section, on présente les expressions des indicateurs acoustiques et vibratoires utilisés dans le domaine de la protection auditive. La Figure 21 illustre les notations adoptées pour les indicateurs.

NIVEAUX DE PRESSION ACOUSTIQUE

Le niveau de pression acoustique en un point \underline{x} d'un milieu fluide est donné par

$$L_{p,\underline{x}} = 20 \log \left(\frac{|\hat{p}(\underline{x})|}{\sqrt{2}p_{ref}} \right) \quad (2.9)$$

Pour le niveau de pression acoustique à la membrane tympanique $\partial\Omega_{MT}$, on peut le calculer en un point spécifique de cette dernière ou effectuer une moyenne spatiale sur la surface de cette dernière. On a alors :

$$L_{p,MT} = 20 \log \left(\frac{\int_{\partial\Omega_{MT}} |\hat{p}(\underline{x})| dS(\underline{x})}{\partial\Omega_{MT}} \frac{1}{\sqrt{2}p_{ref}} \right) \quad (2.10)$$

Atténuation acoustique L'atténuation acoustique peut être évaluée à partir de la perte par insertion (**IL**) et l'affaiblissement sonore (**NR**). Un certain nombre d'autres indicateurs peuvent être définis qui relient **IL** et **NR** sont également intéressants à calculer (Nélisse *et al.*, 2015). Les indicateurs qui suivent sont définis pour une excitation acoustique externe mais certains d'entre eux peuvent également avoir un sens pour une excitation solidienne (ex NR^* , TF_{canal} , TF'_{canal}).

Perte par insertion IL

$$IL = L_{p,ouv,MT} - L_{p,occ,MT} \quad (2.11)$$

avec $L_{p,ouv,MT}$ et $L_{p,occ,MT}$ les niveaux de pression acoustique à la membrane tympanique en oreille ouverte et occluse résultant d'une excitation acoustique.

Affaiblissement sonore NR

$$NR = L_{p,0} - L_{p,occ,MT} \quad (2.12)$$

avec $L_{p,0}$ le niveau de pression acoustique au centre de la tête qui existerait sans la présence de la tête.

Affaiblissement sonore NR^*

$$NR^* = L_{p,occ,\underline{x}_{ext}} - L_{p,occ,\underline{x}_c} \quad (2.13)$$

avec $L_{p,occ,\underline{x}_{ext}}$ et $L_{p,occ,\underline{x}_c}$ les niveaux de pression acoustique en un point extérieur \underline{x}_{ext} généralement à proximité du protecteur et en un point \underline{x}_c du canal auditif occlus par le protecteur.

Fonction de transfert de l'oreille ouverte $TFOE$

$$TFOE = 20 \log \left(\left| \frac{\hat{p}_{ouv,MT}}{\hat{p}_0} \right| \right) = L_{p,ouv,MT} - L_{p,0} \quad (2.14)$$

Fonction de transfert de l'oreille ouverte TF_{canal}

$$TF_{canal} = 20 \log \left(\left| \frac{\hat{p}_{ouv, \underline{x}_c}}{\hat{p}_{ouv, MT}} \right| \right) = L_{p,ouv, \underline{x}_c} - L_{p,ouv, MT} \quad (2.15)$$

Fonction de transfert de l'oreille ouverte TF'_{canal}

$$TF'_{canal} = 20 \log \left(\left| \frac{\hat{p}_{occ, \underline{x}_c}}{\hat{p}_{occ, MT}} \right| \right) = L_{p,occ, \underline{x}_c} - L_{p,occ, MT} \quad (2.16)$$

Remarque 16 : Lorsque l'excitation du canal est acoustique, que la conduction osseuse est négligeable et qu'on ne considère que les ondes propagatives dans le canal, $TF_{canal} = TF'_{canal}$ au point \underline{x}_c à une fréquence donnée (Chan et Geisler, 1990 ; Gilman et Dirks, 1986). Dans le cas d'une excitation solidienne où intervient la conduction osseuse, les valeurs de TF_{canal} et TF'_{canal} dépendent de la distribution de vitesse des parois du canal et de celle de la surface médiale du bouchon et en fonction de la position du point \underline{x}_c , TF_{canal} peut être différente de TF'_{canal} .

Fonction de transfert de l'oreille occluse TF'_{ext}

$$TF'_{ext} = 20 \log \left(\left| \frac{\hat{p}_{occ, \underline{x}_{ext}}}{\hat{p}_0} \right| \right) = L_{p,occ, \underline{x}_{ext}} - L_{p,0} \quad (2.17)$$

Remarque 17 : On a les relations utiles suivantes

$$IL = NR + TFOE \quad (2.18)$$

$$NR = NR^* + TF'_{canal} - TF'_{ext} \quad (2.19)$$

EFFET D'OCCLUSION OBJECTIF

$$OE = L_{p,occ, MT}^s - L_{p,ouv, MT}^s \quad (2.20)$$

avec $L_{p,occ, MT}^s$ et $L_{p,ouv, MT}^s$ les niveaux de pression acoustique à la membrane tympanique en oreille ouverte et occluse résultant d'une excitation solidienne.

DÉBIT ACOUSTIQUE

Il peut être intéressant de calculer le débit acoustique imposé par une frontière d'un domaine solide $\partial\Omega_s$ (p.ex les parois du canal auditif et de la face médiale du bouchon) vibrant avec une vitesse \hat{u} à un fluide (p.ex le canal auditif). On a alors :

$$\hat{w} = \int_{\partial\Omega_s} \hat{v}(\underline{x}) \cdot \underline{n}(\underline{x}) dS(\underline{x}) \quad (2.21)$$

où \underline{n} est la normale à l'interface $\partial\Omega_s$ pointant dans le fluide.

VITESSE QUADRATIQUE MOYENNE D'UN SOLIDE

La vitesse quadratique moyenne de la phase solide dans la direction i ($i=1,2,3$) est donnée par :

$$\langle V_i^2 \rangle = \frac{1}{2\Omega_s} \int_{\Omega_s} \hat{v}_i(\underline{x}) \hat{v}_i^*(\underline{x}) dV(\underline{x}) \quad (2.22)$$

\hat{v} est le vecteur vitesse au point \underline{x} du milieu solide et \hat{v}_i est la composante du vecteur vitesse dans la direction i .

VITESSE QUADRATIQUE NORMALE MOYENNE D'UNE SURFACE

La vitesse quadratique moyenne de la phase solide normale est donnée par :

$$\langle V_n^2 \rangle = \frac{1}{2\partial\Omega_s} \int_{\partial\Omega_s} |\hat{v}(\underline{x}) \cdot \underline{n}(\underline{x})|^2 dS(\underline{x}) \quad (2.23)$$

PUISSANCES ÉCHANGÉES ENTRE UN SOLIDE ET UN FLUIDE

La puissance échangée à l'interface $\partial\Omega_s$ entre un domaine solide et un fluide est donnée par:

$$\Pi_{ech,f-s} = \frac{1}{2} \Re \left[\int_{\partial\Omega_s} \hat{p}(\underline{x}) \underline{n}(\underline{x}) \cdot \hat{v}^*(\underline{x}) dS(\underline{x}) \right] \quad (2.24)$$

où \hat{p} est la pression acoustique dans le fluide. Si la normale pointe du fluide vers le domaine solide alors $\Pi_{ech,f-s} > 0$ signifie que c'est le fluide qui transfère de la puissance au solide.

PUISSANCE ÉCHANGÉES ENTRE DEUX SOLIDES

La puissance échangée à l'interface entre deux domaines solides $s1$ et $s2$ est donnée par :

$$\Pi_{ech,s1-s2} = \frac{1}{2} \Re \left[\int_S [\underline{\sigma}(\underline{x}) \cdot \underline{n}(\underline{x})] \cdot \underline{v}^*(\underline{x}) dS(\underline{x}) \right] \quad (2.25)$$

où $\underline{\sigma}$ représente le tenseur des contraintes dans l'un des solides.

PUISSANCE DISSIPÉE DANS UN SOLIDE

La puissance dissipée dans un solide est donnée par :

$$\Pi_{diss,s} = \frac{1}{2} \Im \left[\omega \int_{\Omega_s} \underline{\underline{\sigma}}(\underline{x}) : \underline{\underline{\varepsilon}}(\underline{x})^* dV(\underline{x}) \right] \quad (2.26)$$

où $\underline{\underline{\varepsilon}}$ représente le tenseur des déformations dans le solide.

PUISSANCE DISSIPÉE DANS UN FLUIDE

Un fluide dissipatif peut être décrit par un facteur de perte structural η_f qui est associé soit aux effets thermiques soit aux effets visqueux. Dans le premier cas, c'est la raideur ou compressibilité du fluide qui est liée au facteur $\rho_f c_f^2$ qui devient à valeur complexe sous la forme $\rho_f c_f^2 (1 + i\eta_f)$. Plus spécifiquement, c'est la célérité du son dans le fluide qui est supposée complexe telle que $\hat{c}_f^2 = c_f^2 (1 + i\eta_f)$ et ρ_f est supposée à valeurs réelles. Dans le second cas, la densité du fluide $\hat{\rho}_f$ et la célérité du son \hat{c}_f sont supposées toutes les deux complexes avec $\hat{\rho}_f = \rho_f (1 - i\eta_f)$ et $\hat{c}_f^2 = c_f^2 (1 + i\eta_f)$ mais $\hat{\rho}_f \hat{c}_f^2$ est réel. Le nombre d'onde défini par $\hat{k}_f = \frac{\omega}{\hat{c}_f}$ est égal à

$$\hat{k}_f = \frac{\omega}{c_f (1 + i\eta_f)^{\frac{1}{2}}} \approx k_f \left(1 - i \frac{\eta_f}{2} \right) \text{ pour de faibles facteurs de perte. Dans le premier cas, la}$$

puissance dissipée dans le fluide est donnée par :

$$\Pi_{diss,f} = -\frac{1}{2} \int_{\Omega_f} \Re \left(\frac{\omega}{i\rho_f c_f^2 (1 + i\eta_f)} |\hat{p}|^2 \right) dV \quad (2.27)$$

Dans le second, on a :

$$\Pi_{diss,f} = -\frac{1}{2} \int_{\Omega_f} \Re \left(\frac{i}{\rho_f (1 - j\eta_f) \omega} |\underline{\underline{\nabla}}\hat{p}|^2 \right) dV \quad (2.28)$$

On peut également obtenir cette puissance indirectement en écrivant un bilan de puissance pour le système fluide étudié, c'est-à-dire que la somme des puissances échangée entre le fluide et ses frontières et de la puissance dissipée dans le fluide est nulle.

MAILLAGE

Le maillage des différents domaines doit être suffisamment fin pour capturer leur géométrie mais également pour résoudre les variations spatiales des champs acoustiques et vibratoires dans les différents domaines jusqu'à une fréquence donnée. Une estimation de la taille maximale de l'élément est obtenue en imposant qu'il y ait un nombre minimal d'éléments pour capturer la longueur d'onde du phénomène physique se produisant dans le milieu. Pour des problèmes de couplage fluide-structure, il est usuel de considérer comme critère initial de maillage 4 à 6 éléments par longueur

d'onde en fonction du degré d'interpolation de l'élément choisi¹⁵ et de la physique considérée. Pour l'acoustique linéaire où un seul type d'onde de compression peut exister, la longueur d'onde est simplement $\frac{c_0}{f}$. Dans un milieu solide infini où à la fois des ondes de compression et de cisaillement peuvent coexister, on peut prendre la longueur d'onde la plus faible (celle de cisaillement $\frac{c_s}{f}$, où c_s ¹⁶ est la célérité des ondes de cisaillement dans un solide 3D infini). De façon alternative si le milieu solide est principalement excité en compression, on peut prendre la longueur d'onde correspondante $\frac{c_p}{f}$ ¹⁷ où c_p est la célérité des ondes de compression. Dans le cas d'un milieu solide avec des conditions aux limites, les ondes de compression et de cisaillement peuvent se combiner pour former d'autres types d'ondes (flexion, onde de surface de type Rayleigh, etc.) mais en général on ne connaît pas a priori le type d'onde qui s'y propage. Dans ce cas, un critère initial basé sur par exemple la longueur d'onde de cisaillement peut être utilisé. Une fois les domaines maillés avec ces critères préalables, il est impératif de faire une étude de convergence où le maillage est successivement raffiné jusqu'à ce que l'indicateur d'intérêt converge à la fréquence considérée. Certains logiciels d'EF ont des procédures de maillage adaptatif qui permettent de raffiner le maillage là où cela est nécessaire.

On voit ainsi que le maillage dépend de la fréquence. En principe, on pourrait donc à chaque fréquence refaire un maillage du domaine. Le temps d'assemblage des matrices élémentaires et de résolution du système matriciel augmente donc avec la fréquence. Pour des géométries complexes, le temps passé dans l'étape de maillage peut excéder ce temps d'assemblage et de résolution. De plus, il faut être sûr que la solution a convergé et donc pour chaque fréquence il faudrait procéder à un raffinement du maillage pour vérifier que ce soit effectivement le cas. En pratique, on décompose souvent la bande de fréquences de calcul en plusieurs sous bandes et pour chacune d'entre elle on construit un maillage en utilisant le critère précédent avec f la fréquence maximale de la sous-bande considérée. On vérifie que la solution a convergé sur cette bande de fréquences en raffinant le maillage correspondant puis on passe à l'autre bande et ainsi de suite.

En général, on utilise des éléments solides tridimensionnels pour les domaines solides et fluides. La topologie est soit tétraédrique notamment dans le cas des structures anatomiques de forme complexe, ou hexaédrique lorsque la géométrie s'y prête (ex certaines éléments du serre-tête) et des éléments d'ordre 2 (éléments quadratiques) sont préférés. Certaines structures anatomiques comme la membrane tympanique peuvent être modélisées par éléments surfaciques de coque.

15. Pour des éléments finis classiques (interpolation de type « h ») 4 éléments par longueur d'onde lorsque des éléments quadratiques sont utilisés et 6 pour des éléments linéaires. Pour les milieux poroélastiques, ce nombre d'éléments peut être beaucoup plus élevé.

$$16. c_s = \sqrt{\frac{E_s}{2\rho_s(1+\nu_s)}}$$

$$17. c_p = \sqrt{\frac{E_s(1-\nu_s)}{\rho_s(1+\nu_s)(1-2\nu_s)}} \text{ avec } E_s, \nu_s \text{ le module d'Young et le coefficient de Poisson.}$$

Remarque 18 : La PML doit être maillée en éléments prismatiques avec un minimum de 8 éléments de taille identique dans la direction de l'épaisseur.

Remarque 19 : Lorsque le fluide est considéré thermo-visqueux complet, des précautions doivent être prises au niveau du maillage. En particulier, les parties du fluide en contact avec le domaine solide (couches limites) doivent être maillées plus finement.

RÉSOLUTION

Le système matriciel obtenu après discrétisation des équations élasto-acoustiques du problème dans le domaine fréquentiel (Eq(1.19)) est du type $\left[\hat{A}(\omega) \right] \left[\hat{X}(\omega) \right] = \left[\hat{B}(\omega) \right]$ où $\left[\hat{X} \right]$ et $\left[\hat{B} \right]$ sont respectivement la matrice contenant les vecteurs solutions et les vecteurs second membre. Ce système peut être résolu à chaque fréquence avec des algorithmes numériques multiples directs ou itératifs¹⁸ exploitant le caractère creux des matrices et le calcul parallèle. Parmi les algorithmes directs, mentionnons MUMPS, PARDISO, SPOOLES.¹⁹ et pour les solveurs itératifs GMRES, FGMRES, QMR, BiCGStab, CGS, TFQMR²⁰. Notons que ces derniers sont plus rapides, permettent de résoudre des problèmes de très grandes dimensions mais sont moins précis et stables numériquement que les précédents. Ils dépendent également du type de préconditionneur utilisé. En fonction du type de système matriciel (symétrique, hermitien, non symétrique, rectangulaire) certains solveurs sont davantage adaptés.

Une fois la solution obtenue par le solveur, il faut s'assurer que l'indicateur d'intérêt est convergé. Un indicateur global où une quantité est intégrée sur un volume ou sur une surface (ex vitesse quadratique moyenne, puissance acoustique, etc.) converge plus vite qu'un indicateur local comme le champ de pression acoustique ou de déplacement. La convergence est souvent évaluée de façon visuelle en comparant l'évolution fréquentielle (ou temporelle) des indicateurs obtenus pour le maillage initial et celui raffiné. En fonction d'une tolérance fixée par l'utilisateur sur l'amplitude et la position des accidents fréquentiels (résonances/anti-résonances) de cet indicateur, on décide si le maillage initial est suffisant ou nécessite d'être raffiné davantage. Des techniques récentes utilisant des éléments finis de type « p », où la taille des éléments est déterminée pour que l'erreur sur la solution soit inférieure à un seuil donné permettent d'éviter le processus de raffinement successif du maillage pour vérifier la convergence (Bériot *et al.*, 2016 ; Bériot et Gabard, 2019).

18. Les méthodes directes calculent la solution du problème en effectuant des opérations matricielles de type factorisation. Ce sont des variantes de l'élimination Gaussienne. Dans les méthodes itératives, on cherche à minimiser la norme du résidu en partant d'une estimation de la solution. La solution est ajustée au fil des itérations en fonction de la valeur du résidu et d'autres quantités qui dépendent de l'algorithme considéré jusqu'à ce que le résidu soit en-dessous d'une tolérance spécifiée.
19. Ces solveurs diffèrent principalement par leur vitesse. Par exemple PARDISO tend à être le plus rapide et SPOOLES le plus lent mais SPOOLES utilise moins de mémoire. Certains solveurs comme MUMPS et PARDISO peuvent stocker la solution sur le disque plutôt qu'en mémoire vive, ce qui permet de résoudre des problèmes de grande taille même avec une mémoire vive limitée.
20. Voir https://doc.comsol.com/6.2/docserver/#!/com.comsol.help.comsol/comsol_ref_solver.34.136.html et <https://www.mathworks.com/help/matlab/math/iterative-methods-for-linear-systems.html>

EXEMPLES DE COMPARAISON MESURES/CALCUL

Dans cette section, on présente de façon succincte quelques exemples de résultats de modèles **EF** de différente complexité pour prédire l'atténuation acoustique (**IL**, **NR**) et l'effet d'occlusion (**EO**) de protecteurs auditifs. Ces modèles ont été évalués par rapport à des mesures sur des bancs expérimentaux spécialement développés pour valider les modèles, sur des **ATF** ou sur des groupes de sujets humains. Les détails de ces contributions peuvent être trouvées dans les références suivantes des auteurs (Brummund, 2014b ; Carillo *et al.*, 2018, 2021b ; Luan, 2021, 2022 ; Viallet *et al.*, 2014, 2015 ; Xu, 2021, 2022).

ATTÉNUATION

Bouchon

La Figure 22 montre l'atténuation de bouchons cylindriques en silicone moulés dans un canal auditif cylindrique comportant une épaisseur de silicone représentant la peau et placé dans une tête artificielle. Après des étapes de caractérisation en laboratoire et de calibration des propriétés des matériaux, les résultats de simulation en rouge sont en accord avec ceux des mesures pour les deux configurations de systèmes bouchon / canal auditif testées. Le dispositif expérimental et les modèles 2D axisymétriques associés utilisés pour le canal auditif ouvert et occlus sont représentés sur la Figure 23.

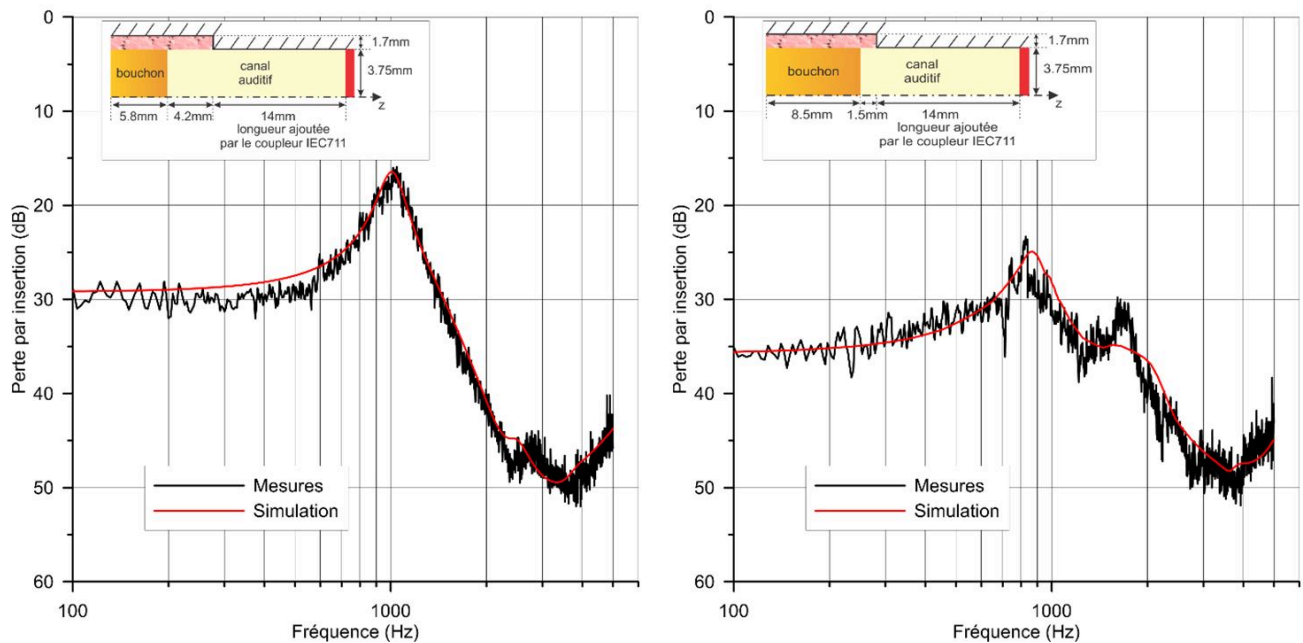
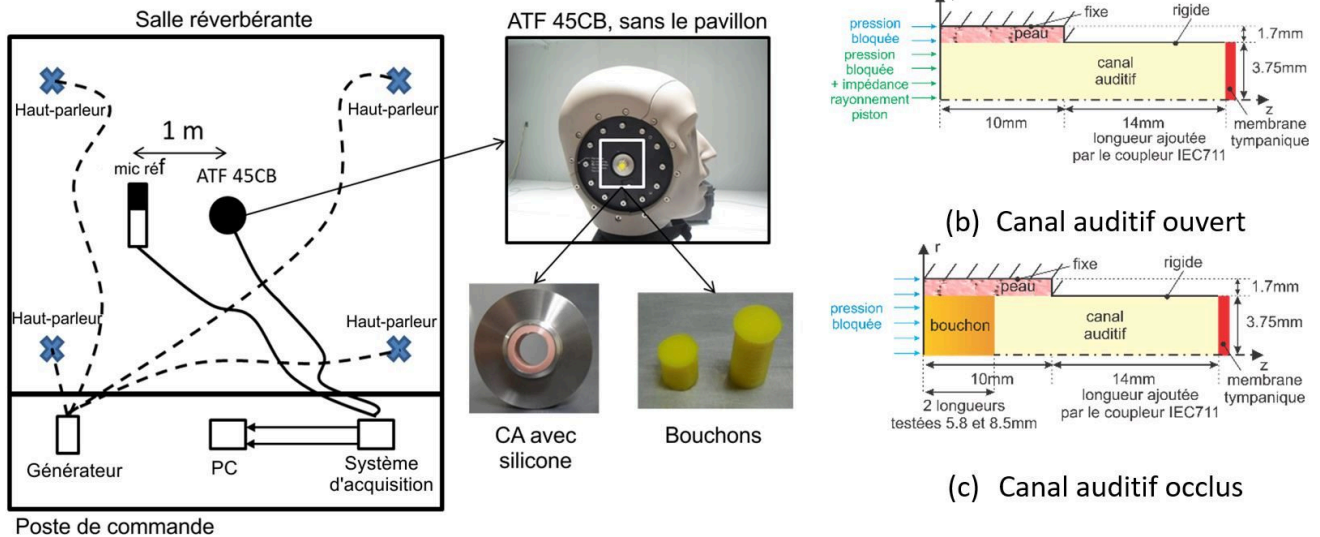


Figure 22 : Comparaison des simulations et des mesures de IL pour deux configurations de systèmes bouchon/canal auditif avec peau artificielle (deux longueurs de bouchon et de canal auditif) – [Adaptée avec permission de l'Acoustical Society of America, tirée de (Viallet *et al.*, 2014).]



(a) Dispositif expérimental

Figure 23 : (a) Dispositif expérimental pour valider le modèle 2D axisymétrique aux parois avec peau – schéma de principe (gauche) ; vue de la tête artificielle sans pavillon (droite haut) ; canal auditif avec peau synthétique et bouchons en silicone testés (droite bas). Représentation schématique du modèle EF 2D axisymétrique du canal auditif ouvert (b) et occlus (c). – [Adaptée avec permission de l'Acoustical Society of America, tirée de (Viallet et al., 2014).]

Des différences mineures apparaissent autour de 2 kHz pour le bouchon de 8,5 mm et 3 kHz pour le bouchon de 5,8 mm, possiblement en raison d'un amortissement mal estimé. Dans les deux cas, en l'absence de fuites, la perte par insertion est plate jusqu'à la première fréquence de résonance autour de 1 kHz pour le bouchon de 5,8mm et de 800 Hz pour le bouchon de 8,5mm. Au-delà de cette fréquence, le IL augmente progressivement. Comme attendu, un bouchon plus long a une perte par insertion plus grande en particulier en basses fréquences. La comparaison de ces résultats avec le cas où la peau artificielle est enlevée du canal auditif artificiel (Viallet et al., 2013) montrent l'importance de considérer la peau pour prédire l'atténuation des bouchons.

Un deuxième résultat provient de la comparaison calculs/mesures en tiers d'octave avec la méthode **MIRE** sur 29 sujets humains normo-entendants pour un bouchon moulé en silicone (Figure 25a) et un bouchon en mousse (Figure 25b) pour des insertions optimales du bouchon dans le canal (pas de fuite) et non optimales (présence de fuites de diamètre 0,2 mm et 0,5 mm). Le calcul est basé sur un modèle axisymétrique simplifié qui intègre la présence de tissus et de fuites potentielles. Le modèle occlus par les deux types de bouchons est représenté sur la Figure 24. Les longueurs insérées sont respectivement de 11,7 mm et 11,3 mm et correspondent aux profondeurs d'insertion moyennes mesurées sur des sujets humains.

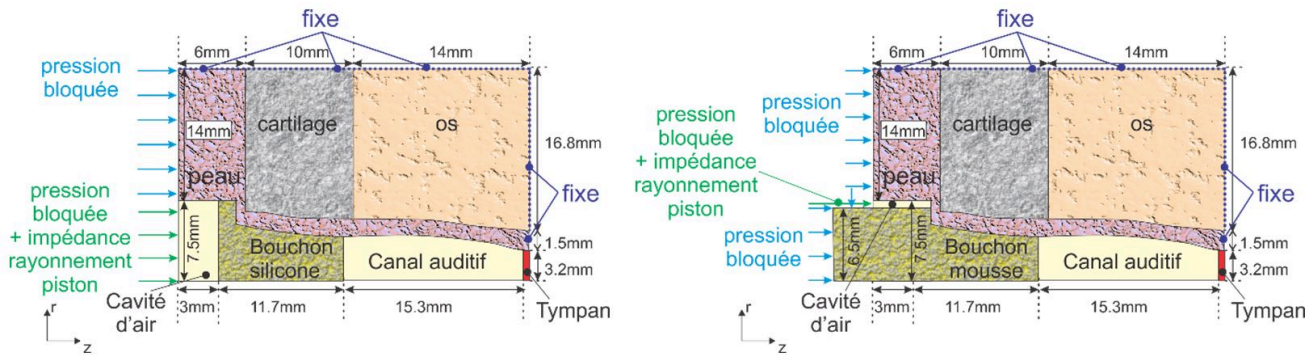


Figure 24 : Représentation schématique du modèle EF 2D axisymétrique du canal auditif occlus par un bouchon moulé en silicone R1 (gauche) et en mousse (droite) - [Tirée et adaptée de (Viallet et al., 2015).]

Pour le cas sans fuite, on constate que les simulations et mesures sont en bon accord excepté en basses fréquences. En dehors de cette zone, les prédictions suivent les moyennes expérimentales avec des différences locales plus ou moins importantes (de 1 à 5 dB au pire) et se situent toujours dans la région de la moyenne \pm un écart type. Pour les fréquences inférieures ou égales à 1 kHz, la présence d'une fuite, même de faible taille, réduit considérablement l'atténuation. La réduction s'accroît encore lorsque le diamètre de la fuite augmente. Dans cette zone de fréquences, la gamme de variation obtenue entre le cas sans fuite et les deux cas avec fuites, couvre la zone de variation expérimentale relativement importante issue des mesures sur sujets humains. Cela indique que la présence de fuites peut expliquer, en partie, la grande variabilité des pertes par insertion mesurées sur sujets humains en dessous de 1 kHz. Au-dessus de 1 kHz, l'effet des fuites devient relativement faible et la variabilité interindividuelle de l'atténuation expérimentale peut plutôt s'expliquer par la variabilité géométrique des canaux auditifs (ici, sans pavillon) et, dans une moindre mesure, par l'effet de la variabilité des propriétés mécaniques des tissus.

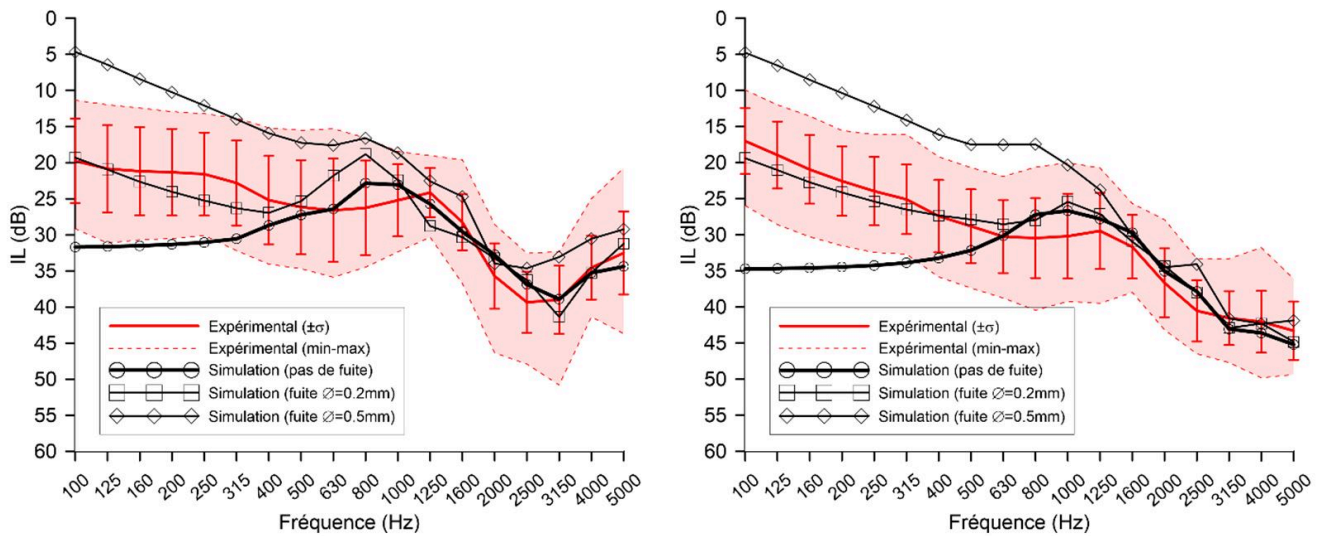


Figure 25 : Comparaison entre les IL mesurés (moyenne \pm écart type) et simulés en tiers d'octave (sans fuite, fuites de diamètre 0,2 mm et 0,5 mm). Pour la mesure, les IL minima et maxima sont aussi représentés en pointillés : (a) silicone; (b) mousse. [Tirée et adaptée de (Viallet et al., 2015).]

Serre-tête

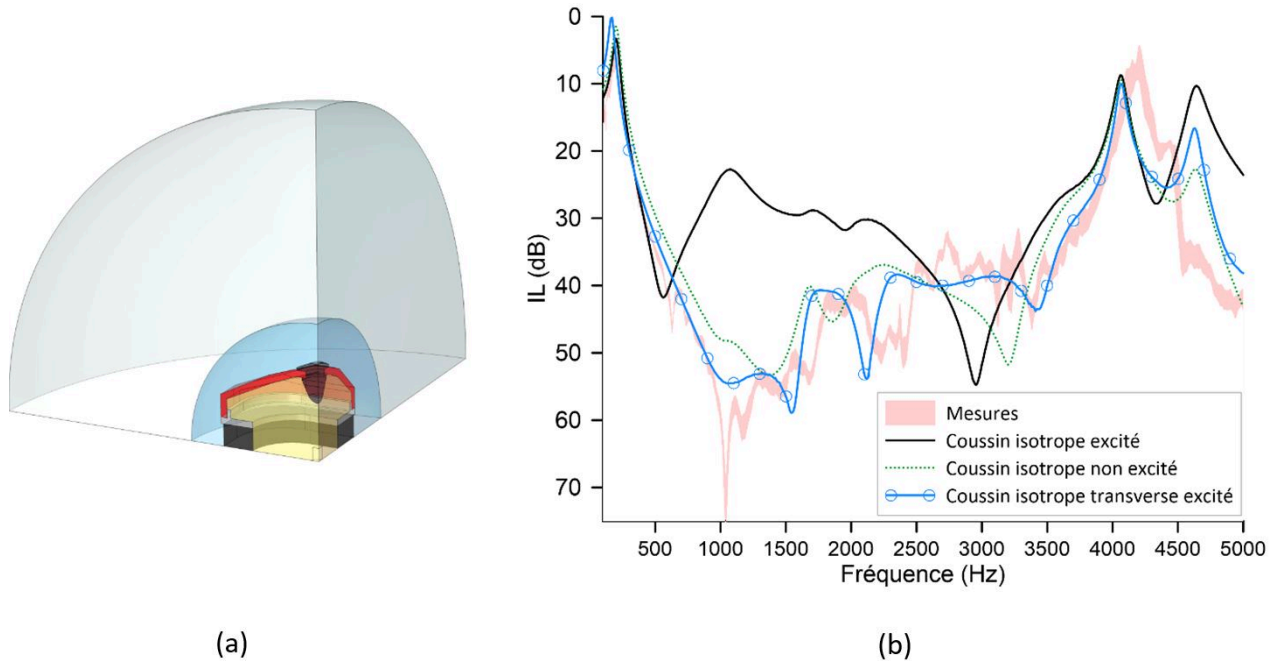


Figure 26 : (a) modèle EF (1/4 est représenté) (b) IL mesuré (la zone grise représente l'intervalle de confiance à 95% centré autour de la valeur moyenne des données) et IL simulé à l'aide de différents modèles de coussins de confort (isotrope excité acoustiquement sur ses flancs externes, isotrope non excité et isotrope transverse excité). [Tirée et adaptée de (Carillo et al., 2018)].

Plusieurs modèles **EF** du serre-tête commercial (EAR-1000 ©3M) de complexité croissante ont été développés par les auteurs (Boyer, 2015 ; Boyer *et al.*, 2015 ; Carillo *et al.*, 2018). Le modèle **EF** du système considéré ici est représenté sur la Figure 26a. Dans cette configuration, le serre-tête repose sur un baffle rigide et est excité par une onde plane en incidence normale. L'insert en mousse à l'intérieur de la coquille n'est pas modélisé. Trois modèles de coussin de confort sont étudiés : solide équivalent isotrope dont les parois latérales externes sont soit (i) excitées acoustiquement (trait noir plein) soit (ii) non excitées (trait rouge pointillé) et (iii) solide équivalent isotrope transverse dont les parois latérales externes sont excitées acoustiquement (ligne bleue continue avec des cercles). Les propriétés équivalentes du coussin isotrope transverse ont été préalablement calibrées. La Figure 26b illustre l'avantage d'utiliser un mode solide équivalent isotrope transverse pour le coussin par rapport à un modèle isotrope en comparant les atténuations sonores prédites et mesurées (perte par insertion (**IL**)) du serre-tête dans une configuration simplifiée. Alors que le **IL** mesuré (zone grise) est largement sous-estimé par le modèle de coussin isotrope excité en raison d'un mode transverse parasite du coussin, ne pas considérer l'excitation acoustique des parois latérales du coussin isotrope améliore l'**IL** prédit même si cette hypothèse est physiquement discutable. D'autre part, le modèle isotrope transverse excité offre un meilleur accord entre la simulation et la mesure car le mode coussin parasite est décalé vers des fréquences plus élevées. Afin de s'affranchir de la difficulté de modélisation du coussin de confort du serre-tête EAR-1000, Luan a remplacé le coussin de confort original par un coussin en silicone aux propriétés connues (matériau monophasique, isotrope et viscoélastique). Il a également fabriqué une **ATF** simplifiée destinée à faciliter la modélisation du système et également étudier les chemins de transmission solidiens (voir section Double protection). Le **NR** de l'EAR-1000 couplé à cette **ATF** simplifiée a ensuite été mesuré dans des conditions de champ diffus (voir Figure

28a 2 panneaux de gauche). Le modèle **EF** associé est décrit sur la Figure 27a. Dans le modèle, le coussin en silicone est considéré isotrope et ses parois latérales sont excitées. La Figure 27b compare les résultats de mesure et de simulations correspondantes. On constate que l'accord est excellent et on capte donc bien le comportement en transmission du système à la fois à travers la coquille mais également le coussin. Ceci confirme que pour mieux appréhender le **NR** ou le **IL** du serre-tête EAR-1000 avec le coussin de confort original, il est nécessaire d'améliorer la modélisation de ce dernier même si un modèle isotrope transverse permet de s'approcher des mesures.

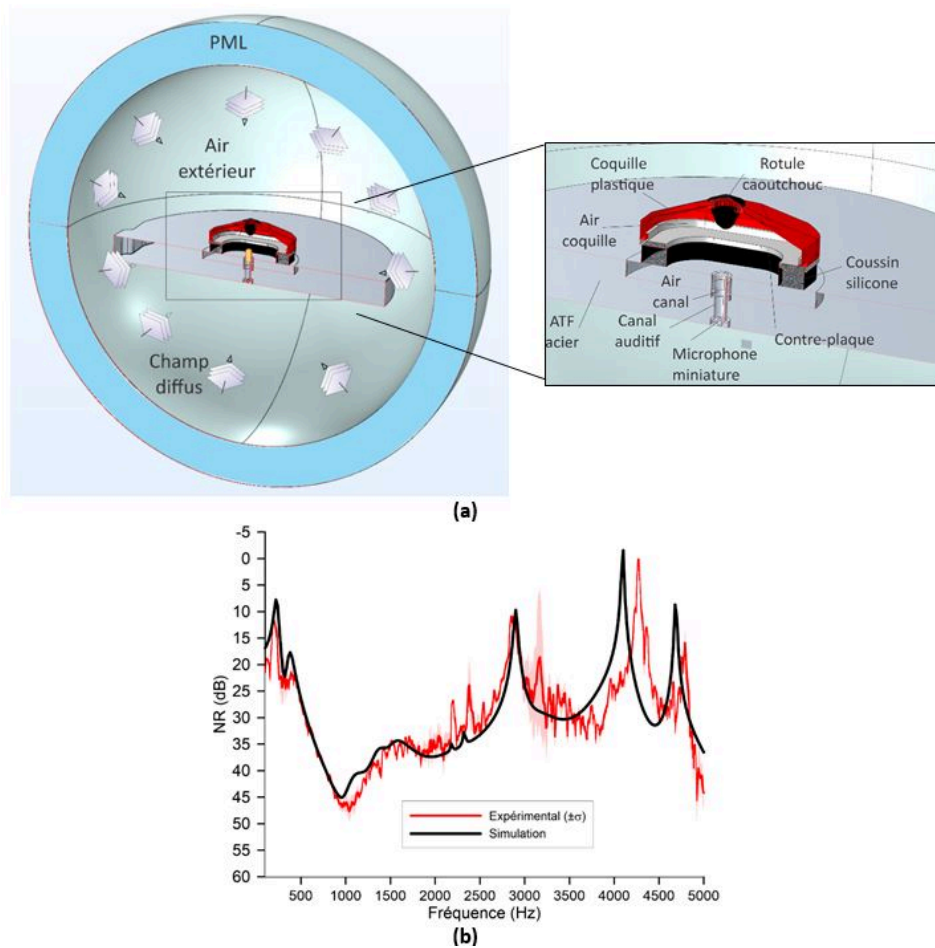


Figure 27 : (a) modèle élément finis du dispositif expérimental. (b) NR mesuré et simulé d'un serre-tête EAR-1000 où le coussin de confort a été remplacé par un coussin en silicone [Adaptée avec permission de l'Acoustical Society of America, tirée de (Luan et al., 2022).]

Double protection

Les auteurs ont proposé un modèle **EF** pour comprendre le comportement vibro-acoustique d'un système de double protection constitué d'un serre-tête commercial (EAR-1000 ©3M) modifié et d'un bouchon en silicone moulé. Le développement de ce modèle a été guidé par une analyse expérimentale des chemins de transfert à travers un tel système (Luan *et al.*, 2021). Ce modèle est évalué par comparaison avec des mesures en chambre réverbérante (excitation par champ diffus) sur une ATF simplifiée constituée d'un cylindre en acier percé en son centre d'un trou cylindrique à section circulaire représentant le canal auditif d'une ATF commerciale Figure 28a. La terminaison arrière du

canal auditif est rigide acoustiquement et comporte un microphone miniature Knowles pour mesurer la pression acoustique à l'intérieur du canal. Cette ATF simplifiée a été développée afin de faciliter la modélisation et réduire les incertitudes sur la connaissance des paramètres du modèle.

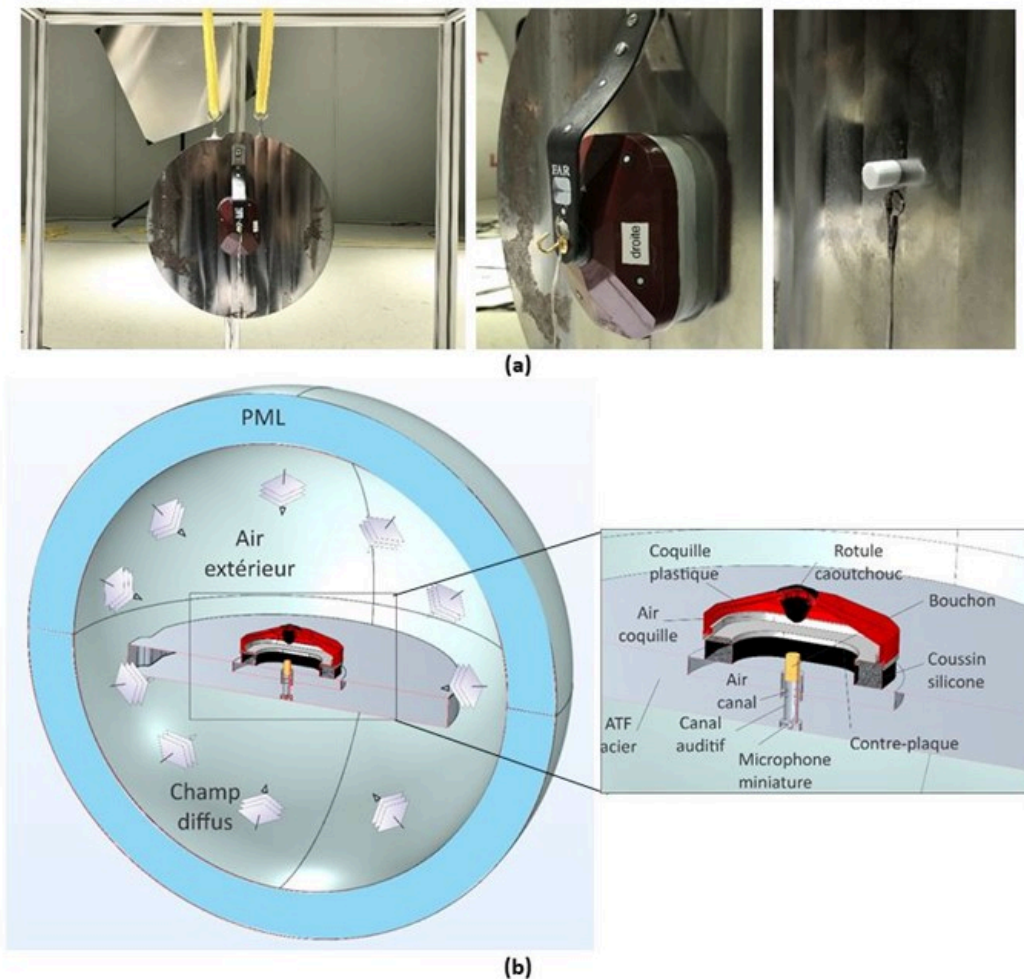


Figure 28 : (a) dispositif expérimental (b) modèle EF associé

Le modèle **EF** correspondant est représenté sur la Figure 28b. Grâce à une analyse par bilans de puissances échangées entre les différents composants du système, le modèle permet d'expliquer pourquoi l'atténuation du bouchon diminue de façon significative dans une zone de fréquence qui s'étend sur plusieurs octaves lorsqu'il est couplé à un serre-tête. La Figure 29 compare les résultats de mesures et de calcul pour le **NR** du bouchon avec et sans coquille. Notons qu'en amont, les modèles de chaque protecteur considéré séparément ont été calibrés en se basant sur des mesures de **IL** associées. On voit que le modèle est capable de reproduire la diminution d'atténuation du bouchon lorsque ce dernier est porté dans une configuration de double protection. Celle-ci s'explique par une contribution importante au niveau de pression dans le canal auditif du chemin de transfert solidien à travers le coussin de la coquille, la peau synthétique de l'ATF et le bouchon (Luan, 2021).

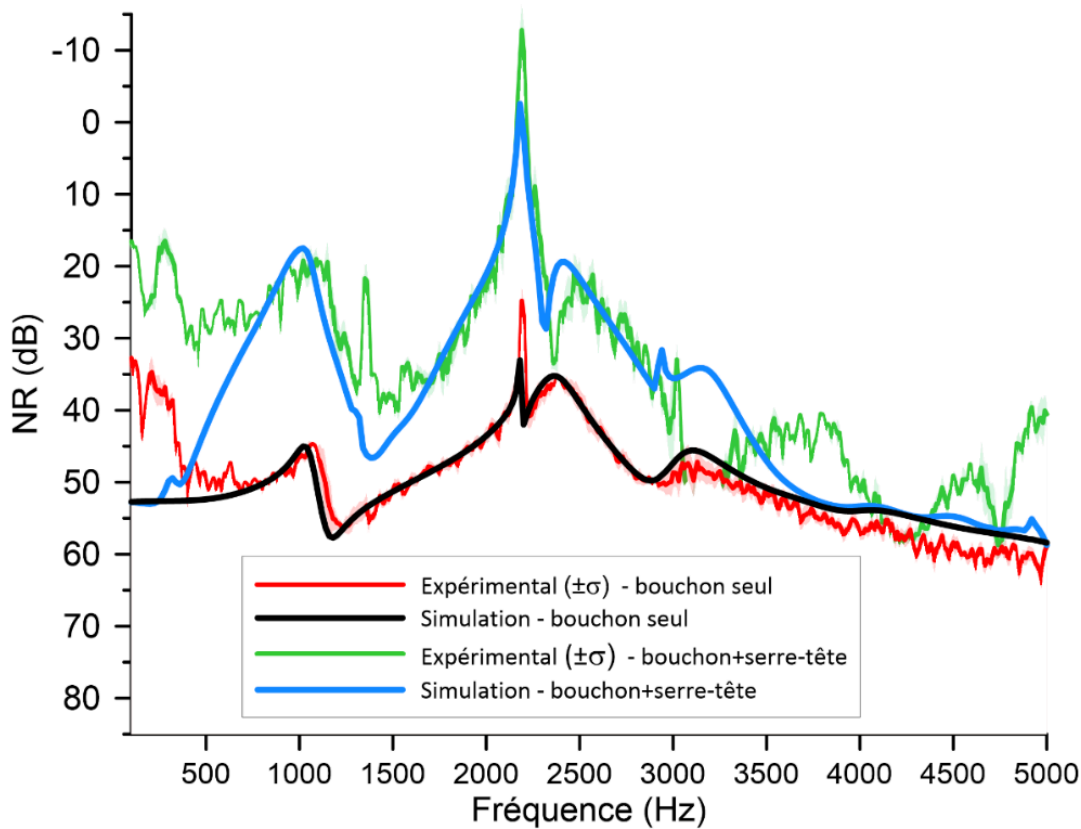


Figure 29 : NR du bouchon seul et en configuration double protection mesurés et simulés. [Adaptée avec permission de l'Acoustical Society of America, tirée de (Luan et al., 2022).]

EFFET D'OCCLUSION

On s'intéresse à présent à l'effet d'occlusion objectif de bouchons induit par une excitation solidienne. On simule cet effet d'occlusion avec une variété de modèles **EF** tronqués individuels d'oreille externe et complet incluant la tête.

Dans le premier exemple, la Figure 30 compare l'effet d'occlusion objectif généré par un bouchon en mousse inséré à une profondeur moyenne (environ 10mm) dans le canal auditif pour une excitation par ossivibrateur sur la mastoïde ipsilatérale et (i) mesuré par Reinfeldt et col (Reinfeldt *et al.*, 2013) sur 20 sujets humains (ii) calculé avec un modèle tronqué adapté de Brummund et col (Brummund *et al.*, 2014a) (voir Figure 16a) et (iii) calculé avec un modèle complet de tête de Xu et col (Xu *et al.*, 2021, 2022) (voir Figure 16c). Au-dessus de 250Hz, les résultats des deux modèles (tronqué et complet) sont en accord avec les résultats expérimentaux et reproduisent correctement la diminution de l'effet d'occlusion expérimental avec la fréquence. Cette diminution s'explique par la modification de l'impédance acoustique vue par les parois du canal qui est gouvernée par les effets inertiel du canal auditif en oreille ouverte et par les effets de compressibilité en oreille occluse (Carillo *et al.*, 2020b). Au-dessous de 250Hz, des différences importantes entre calcul et mesures peuvent être observées pour le modèle tronqué. Ces différences ont souvent été attribuées à des problèmes d'étanchéité acoustique entre le bouchon et les parois du canal auditif. La Figure 30 indique qu'un modèle complet de tête permet de réduire ces différences. Les écarts entre modèle tronqué et complet pourraient être expliqués par le rayonnement acoustique des tissus externes de la tête dans le canal auditif, qui ne

sont pas pris en compte dans le modèle tronqué. Un modèle de tête complet permet donc de mieux rendre compte et gagner en compréhension des phénomènes physiques réels. Notons que dans les deux modèles EF, la condition aux limites d'impédance à réaction localisée au niveau de la membrane tympanique (et celle au niveau de l'entrée du canal dans le cas du modèle tronqué de l'oreille ouverte) ne tient pas compte du mouvement des parois du canal auditif. La prise en compte de ce mouvement peut également contribuer à expliquer les différences entre simulations et mesure, l'effet d'occlusion simulé étant diminué en dessous de 250Hz, lorsque les conditions d'impédance prennent en compte le mouvement relatif du fluide et des parois des canal (Kersten *et al.*, 2024).

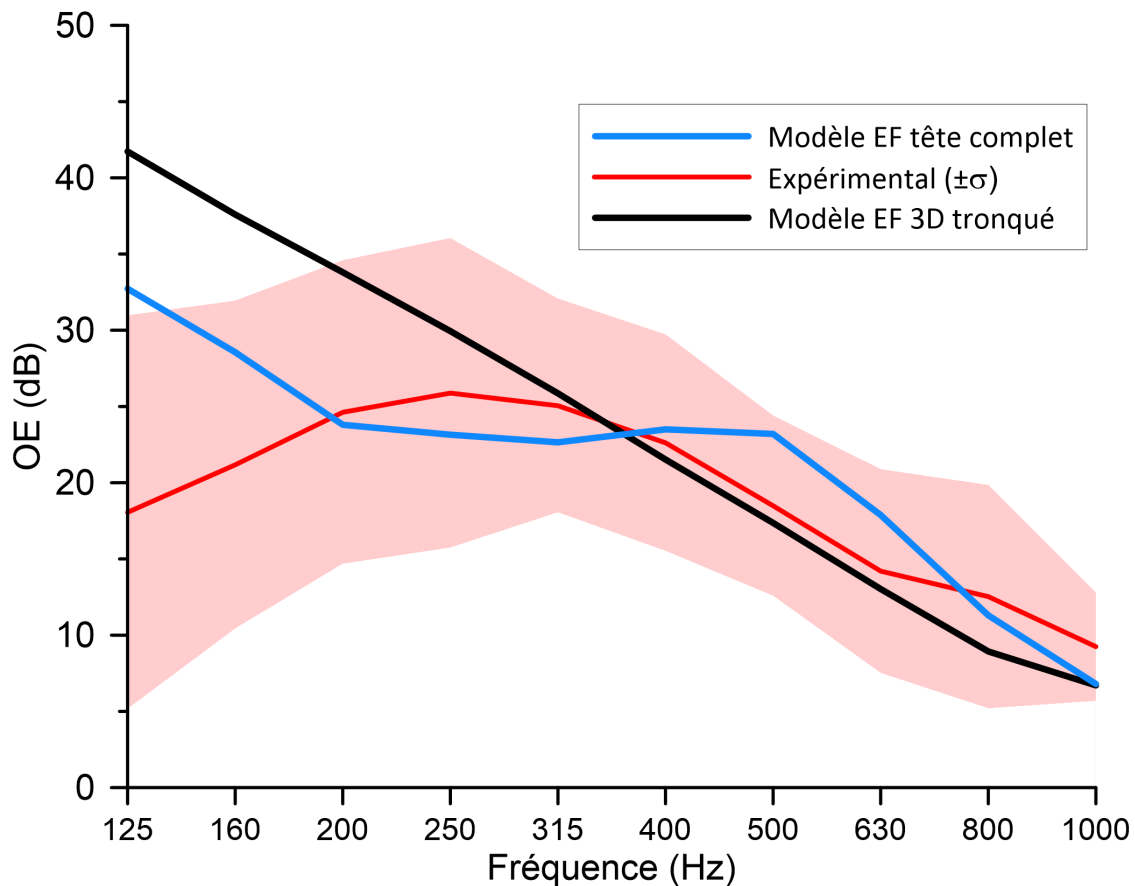


Figure 30 : Effet d'occlusion objectif induit par un bouchon en mousse moyennement inséré: simulations avec des modèles EF d'oreille externe tronqué et complet versus données expérimentales de (Reinfeldt *et al.*, 2013). [Adaptée avec permission de NHCA Spectrum, tirée de (Carillo *et al.*, 2021b).]

Dans le deuxième exemple, la Figure 31b montre l'effet d'occlusion objectif mesuré par Brummund et col (Brummund *et al.*, 2015) sur 37 sujets humains munis de bouchons en mousse ou en silicone insérés à une profondeur moyenne dans le canal auditif, pour une excitation par ossivibrateur sur la mastoïde ipsilatérale et calculé avec un modèle tronqué adapté 2D axisymétrique (Carillo *et al.*, 2021a) (voir Figure 31a). La Figure 31b indique que les effets d'occlusion simulés à l'aide du modèle EF axisymétrique 2D sont en bon accord avec les données expérimentales. En dessous de 250 Hz, cependant, les simulations surestiment légèrement la mesure car elles ne tiennent pas compte du rayonnement acoustique de la tête dans le canal auditif ouvert. En moyenne, les bouchons d'oreille en silicone induisent un effet d'occlusion supérieur de 8 dB à celui des bouchons d'oreille en mousse. Comprendre l'origine de cette différence est d'un grand intérêt pour développer potentiellement des

bouchons d'oreille qui atténuent le phénomène en modifiant leur comportement vibro-acoustique inhérent. En fait, la vitesse volumique imposée par la surface médiale du bouchon d'oreille (mousse et silicone) domine de loin la contribution de la paroi du canal auditif comme le montre la courbe « bouchon d'oreille » à impédance infinie. Dans cette configuration, en effet, l'effet d'occlusion induit par la vibration de la paroi du canal auditif uniquement est négligeable. La différence d'OE entre les bouchons d'oreille en mousse et en silicone a été attribuée au coefficient de Poisson du bouchon d'oreille (Carillo *et al.*, 2021a). L'effet de Poisson correspond à l'expansion médiale et latérale du bouchon d'oreille en raison de sa compression radiale imposée par la vibration normale de la paroi du canal auditif. Cet effet est négligeable pour les bouchons d'oreille en mousse ($\nu=0.10$) et plus important pour les bouchons d'oreille en silicone ($\nu=0.48$). Par conséquent, un deuxième mécanisme de contribution a été mis en évidence pour expliquer la différence d'effet d'occlusion entre un bouchon d'oreille en mousse et un « bouchon d'oreille » à impédance infinie. Il s'agit de la vibration tangentielle de la paroi du canal auditif qui fait vibrer le bouchon d'oreille le long de l'axe du canal auditif (Carillo *et al.*, 2021a). Grâce au modèle **EF** et à l'utilisation d'un modèle électroacoustique associé, les contributions importantes des bouchons d'oreille sur l'effet d'occlusion ont été pour la première fois expliquées.

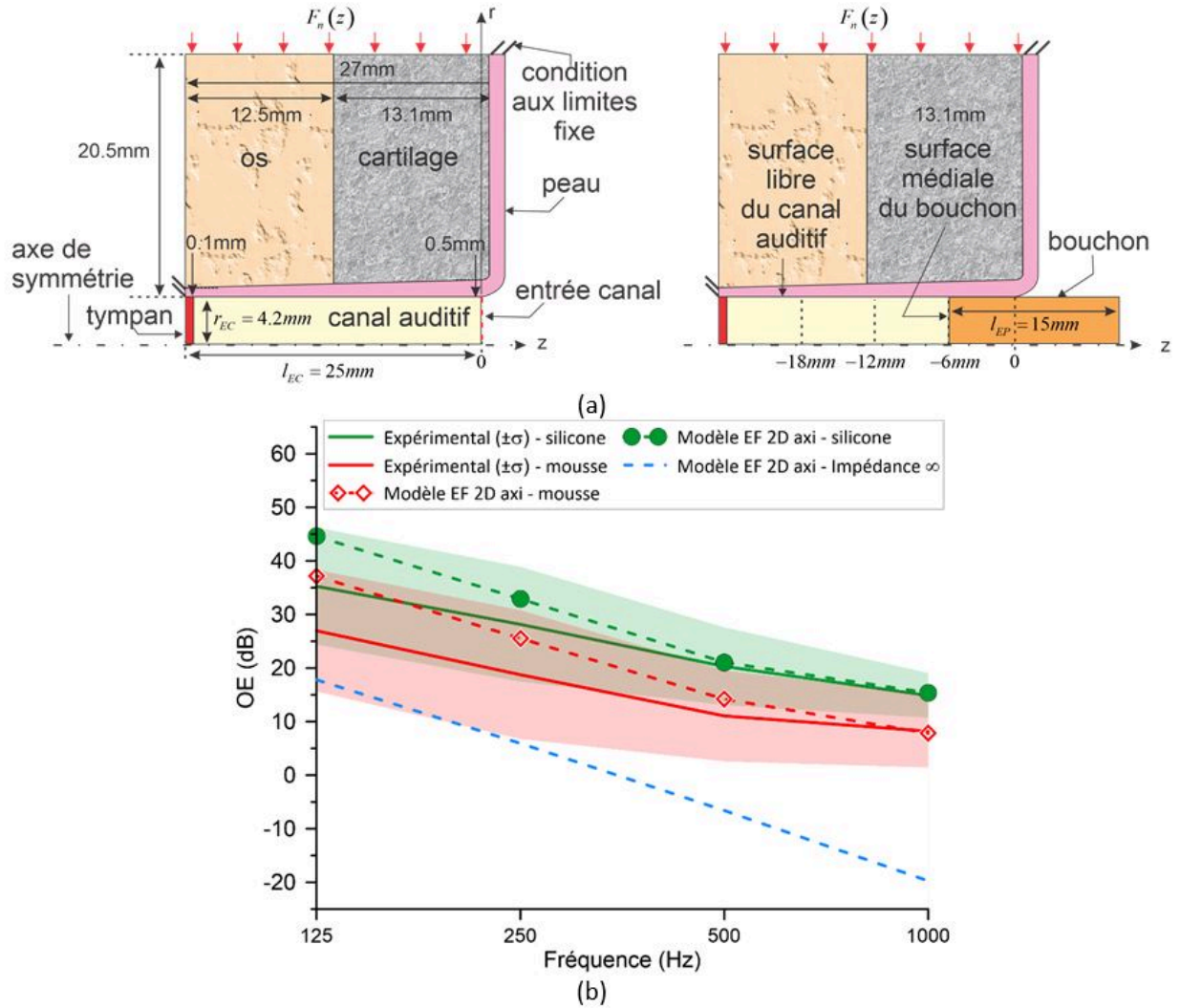


Figure 31 : (a) modèles EF 2D axisymétrique ouvert et occlus (b) Effet d'occlusion objectif induit par des bouchons en mousse et en silicone moyennement insérés : simulations avec un modèle EF 2D axi-symétrique et données expérimentales. L'effet d'occlusion où les bouchons sont remplacés par une impédance infinie au niveau de leur surface médiale est également représenté. [Adaptée avec permission de NHCA Spectrum, tirée de (Carillo et al., 2021b).]

RÉFÉRENCES

Allard, J.-F. et Atalla, N. (2009). *Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials* (Second Edition). John Wiley and Sons.

Areias, B., Santos, C., Natal Jorge, R. M., Gentil, F. et Parente, M. P. (2016). Finite element modelling of sound transmission from outer to inner ear. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H: Journal of Engineering in Medicine*, 230(11), 999-1007. <https://doi.org/10.1177/0954411916666109>

Bathe, K.-J. (1996). *Finite element procedures*. Prentice Hall.

Benacchio, S., Doutres, ., Varoquaux, A., Wagnac, E., Le Troter, A., Callot, V. et Sgard, F. (2019). Use of magnetic resonance image registration to estimate displacement in the human ear canal due

to the insertion of in-ear devices. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 146(4), 2452-2465. <https://doi.org/10.1121/1.5126857>

Benacchio, S., Doutres, O., Le Troter, A., Varoquaux, A., Wagnac, E., Callot, V. et Sgard, F. (2018). Estimation of the ear canal displacement field due to in-ear device insertion using a registration method on a human-like artificial ear. *Hearing Research*, 365, 16-27. <https://doi.org/10.1016/j.heares.2018.05.019>

Benacchio, S., Doutres, O., Wagnac, E. et Sgard, F. (2020a, janvier). *Design of realistic artificial ears dedicated to the study of the acoustic and physical comfort of in-ear hearing protectors (in french Conception d'oreilles artificielles réalistes dédiées à l'étude du confort acoustique et physique des protecteurs auditifs intra-auriculaires) (R-1106)*[Research report, IRSST], 1-104.

Bériot, H. et Gabard, G. (2019). Anisotropic adaptivity of the p-FEM for time-harmonic acoustic wave propagation. *Journal of Computational Physics*, 378, 234-256. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2018.11.013>

Bériot, H. et Modave, A. (2020). An automatic perfectly matched layer for acoustic finite element simulations in convex domains of general shape. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, nme.6560. <https://doi.org/10.1002/nme.6560>

Bériot, H., Prinn, A. et Gabard, G. (2016). Efficient implementation of high-order finite elements for Helmholtz problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 106(3), 213-240. <https://doi.org/10.1002/nme.5172>

Boyer, S. (2015). *Étude de la transmission sonore à travers un protecteur de type « coquilles » : modélisation numérique et validation expérimentale* [Ph.D. thesis, École de technologie supérieure, Canada].

Boyer, S., Doutres, O., Sgard, F., Laville, F. et Boutin, J. (2015). Low Frequency Finite Element Models of the Acoustical Behavior of Earmuffs. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 137(5), 2602-2613. <https://doi.org/10.1121/1.4919326>

Brummund, M., Sgard, F., Petit, Y. et Laville, F. (2014a). Three-dimensional finite element modeling of the human external ear: Simulation study of the bone conduction occlusion effect. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 135(3), 1433-1444. <https://doi.org/10.1121/1.4864484>

Brummund, M. (2014b). *Study of the occlusion effect induced by an earplug: numerical modelling and experimental validation* [Ph.D. thesis, École de technologie supérieure, Canada].

Brummund, M., Sgard, F., Petit, Y., Laville, F. et Nélisse, H. (2015). An axisymmetric finite element model to study the earplug contribution to the bone conduction occlusion effect. *Acta Acustica United with Acustica*, 101(4), 775-788. <https://doi.org/10.3813/AAA.918872>

Camino, L., Torres, M. et Gonzalez-Herrera, A. (2015). Dynamic behavior of the human tympanic membrane using a viscoelastic model. Dans *Proceedings of International Congress on Sound and Vibration*, 1-8.

Carillo, K., Doutres, O. et Sgard, F. (2020a). Theoretical investigation of the low frequency

- fundamental mechanism of the objective occlusion effect induced by bone-conducted stimulation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 147(5), 3476-3489. <https://doi.org/10.1121/10.0001237>
- Carillo, K., Doutres, O. et Sgard, F. (2020b). Theoretical investigation of the low frequency fundamental mechanism of the objective occlusion effect induced by bone-conducted stimulation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 147(5), 3476-3489. <https://doi.org/10.1121/10.0001237>
- Carillo, K., Doutres, O. et Sgard, F. (2021a). Numerical investigation of the earplug contribution to the low frequency occlusion effect induced by bone-conducted stimulation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 150(3), 2006-2023. <https://doi.org/10.1121/10.0006209>
- Carillo, K., Sgard, F. et Doutres, O. (2018). Numerical study of the broadband vibro-acoustic response of an earmuff. *Applied Acoustics*, 134, 25-33. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.12.025>
- Carillo, K., Sgard, F., Xu, H., Guilloteau, A., Benacchio, S., Poissenot-Arrigoni, B. et Doutres, O. (2021b). On the modeling of the objective occlusion effect induced by earplugs: Recent advances, challenges and perspectives. *NHCA Spectrum*, 38(2), 15-22.
- Champoux, Y. et Allard, J. (1991). Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media. *Journal of Applied Physics*, 70(4), 1975-1979. <https://doi.org/10.1063/1.349482>
- Chan, J. C. K. et Geisler, C. D. (1990). Estimation of eardrum acoustic pressure and of ear canal length from remote points in the canal. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 87(3), 1237-1247. <https://doi.org/10.1121/1.398799>
- Chang, Y., Kim, N. et Stenfelt, S. (2016). The development of a whole-head human finite-element model for simulation of the transmission of bone-conducted sound. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 140(3), 1635-1651. <https://doi.org/10.1121/1.4962443>
- Chang, Y. (2018). A Finite Element Model of the Human Head for Simulation of Bone-conducted Sound. [Ph.D. thesis, Linköping University, Sweden]. <http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:liu:diva-145666>
- Darkner, S. (2009). *Shape and Deformation Analysis of the Human Ear Canal*. [Ph.D. thesis, Technical University of Denmark, Denmark].
- Darkner, S., Jønsson, S. et Sommer, S. (2017). In Vivo Study of the Human Ear Canal Using Contrast-Enhanced MRI. Dans *Proceedings of ISMRM*, 1-3. <https://cds.ismrm.org/protected/17MProceedings/PDFfiles/4657.html>
- Darkner, S., Larsen, R. et Paulsen, R. R. (2007). Analysis of deformation of the human ear and canal caused by mandibular movement. Dans *Proceedings of International Conference on Medical Image Computing and Computer-Assisted Intervention*, 10, 801-808.
- Darkner, S., Sommer, S., Schuhmacher, A., Baandrup, H. I. A. O., Thomsen, C. et Jønsson, S. (2018). An Average of the Human Ear Canal: Recovering Acoustical Properties via Shape Analysis. *arXiv:1811.03848 [cs]*. <https://arxiv.org/abs/1811.03848>

- De Greef, D., Pires, F. et Dirckx, J. J. J. (2017). Effects of model definitions and parameter values in finite element modeling of human middle ear mechanics. *Hearing Research*, 344, 195-206. <https://doi.org/10.1016/j.heares.2016.11.011>
- Delany, M. E. et Bazley, E. N. (1970). Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*, 3(2), 105-116. [https://doi.org/10.1016/0003-682X\(70\)90031-9](https://doi.org/10.1016/0003-682X(70)90031-9)
- Gan, R.Z., Feng, B., and Sun, Q. (2004). Three-Dimensional Finite Element Modeling of Human Ear for Sound Transmission. *Annals of Biomedical Engineering*, 32, 847–859. <https://doi.org/10.1023/b:abme.0000030260.22737.53>
- Gan, R. Z., Leckness, K., Smith, K. et Ji, X. D. (2019). Characterization of Protection Mechanisms to Blast Overpressure for Personal Hearing Protection Devices – Biomechanical Measurement and Computational Modeling. *Military Medicine*, 184(Supplement_1), 251-260. <https://doi.org/10.1093/milmed/usy299>
- Gan, R. Z., Reeves, B. P. et Wang, X. (2007). Modeling of Sound Transmission from Ear Canal to Cochlea. *Annals of Biomedical Engineering*, 35(12), 2180-2195. <https://doi.org/10.1007/s10439-007-9366-y>
- Gaudreau, M.-A., Sgard, F., Laville, F. et Nélisse, H. (2017). A finite element model to improve noise reduction based attenuation measurement of earmuffs in a directional sound field. *Applied Acoustics*, 119, 66-77. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.12.003>
- Gilman, S. et Dirks, D. D. (1986). Acoustics of ear canal measurement of eardrum SPL in simulators. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 80(3), 783-793. <https://doi.org/10.1121/1.393953>
- Hahn, K. S. (1985). *The Effect of Variation in Ear Canal Skin Parameters on the Behavior of an Ear-Earplug Model*. [Ph.D. thesis, University of Toronto, Canada].
- Hudde, H. et Engel, A. (1998a). Measuring and modeling basic properties of the human middle ear and ear canal. Part I: Model structure and measuring techniques. *Acustica – Acta Acustica*, 84, 720-738.
- Hudde, H. et Engel, A. (1998c). Measuring and modeling basic properties of the human middle ear and ear canal. Part III: Eardrum impedances, transfer functions and model calculations. *Acustica – Acta Acustica*, 84, 1091-1109.
- James, C. (2006). *Finite Element Modeling and Exploration of Double Hearing Protection Systems* [Master thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University].
- Kampinga, W. R. (2010). *Viscothermal acoustics using finite elements: analysis tools for engineers*. [Ph.D. thesis, University of Twente, Netherlands] [Host. <http://dx.doi.org/10.3990/1.9789036530507>
- Kampinga, W. R., Wijnant, Y. H. et de Boer, A. (2010). Performance of several viscothermal acoustic finite elements. *Acta Acustica united with Acustica*, 96(1), 115–124. <http://dx.doi.org/10.3813/AAA.918262>

- Kersten, S., Sgard, F. et Vorlander, M. (2024). Impact of the ear canal motion on the impedance boundary conditions in models of the occlusion effect. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 155(1), 56-67. <https://doi.org/10.1121/10.0024244>
- Kikidis, D., Bibas, A., Kikidis, D. et Bibas, A. (2014). A Clinically Oriented Introduction and Review on Finite Element Models of the Human Cochlea. *BioMed Research International*, 2014, 1-8. <https://doi.org/10.1155/2014/975070>
- Kim, N., Chang, Y. et Stenfelt, S. (2014). A Three-Dimensional Finite-Element Model of a Human Dry Skull for Bone-Conduction Hearing. *BioMed Research International*, 2014, 1-9. <https://doi.org/10.1155/2014/519429>
- Kinsler, L. E. et Frey, A. R. (2000). *Fundamentals of Acoustics* (4th éd.). Wiley & Sons.
- Kringlebotn, M. (1988). Network model for the human middle ear. *Scandinavian audiology*, 17, 2, 75-85. <https://doi.org/10.3109/01050398809070695>
- Lafarge, D. et Lemarinier, P. (1997). Dynamic compressibility of air in porous structures at audible frequencies. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 102, 1995-2006. <https://doi.org/10.1121/1.419690>
- Lee, C.-F., Chen, P.-R., Lee, W.-J., Chou, Y.-F., Chen, J.-H. et Liu, T.-C. (2010). Computer Aided Modeling of Human Mastoid Cavity Biomechanics Using Finite Element Analysis. *EURASIP Journal on Advances in Signal Processing*, 2010, 1-10. <https://doi.org/10.1155/2010/203037>
- Lee, D. et Ahn, T.-S. (2015). Statistical calibration of a finite element model for human middle ear. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(7), 2803-2815. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0609-9>
- Luan, Y. (2021). *Study of sound transmission through a double protectionsystem using the finite element method (in french « Étude de la transmission sonore à travers un système de double protection à l'aide de la méthode des éléments finis »)* [Ph.D., École de Technologie Supérieure, Canada].
- Luan, Y., Doutres, O., Nelisse, H. et Sgard, F. (2021). Experimental study of earplug noise reduction in a double hearing protector on an acoustic test fixture. *Applied Acoustics*, 176, 1-13. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2020.107856>
- Luan, Y., Sgard, F., Benacchio, S., Néliste, H. et Doutres, O. (2019). A transfer matrix model of the IEC 60318-4 ear simulator: Application to the simulation of earplug insertion loss. *Acta Acustica united with Acustica*, 105(6), 1258-1268. <https://doi.org/10.3813/AAA.919403>
- Luan, Y., Sgard, F., Néliste, H., and Doutres, O. (2022). A finite element model to predict the double hearing protector effect on an in-house acoustic test fixture. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 151(3), 1860–1874. <https://doi.org/10.1121/10.0009835>
- Miki, Y. (1990). Acoustical properties of porous materials-Generalizations of empirical models-. *Journal of the Acoustical Society of Japan (E)*, 11(1), 25-28. <https://doi.org/10.1250/ast.11.25>

Motallebzadeh, H., Maftoon, N., Pitaro, J., Funnell, W. R. J. et Daniel, S. J. (2016). Finite-Element Modelling of the Acoustic Input Admittance of the Newborn Ear Canal and Middle Ear. *Journal of the Association for Research in Otolaryngology*, 18(1), 25-48. <https://doi.org/10.1007/s10162-016-0587-3>

Motallebzadeh, H., Maftoon, N., Pitaro, J., Funnell, W. R. J. et Daniel, S. J. (2017a). Finite-Element Modelling of the Acoustic Input Admittance of the Newborn Ear Canal and Middle Ear. *Journal of the Association for Research in Otolaryngology*, 18(1), 25-48. <https://doi.org/10.1007/s10162-016-0587-3>

Motallebzadeh, H., Maftoon, N., Pitaro, J., Funnell, W. R. J. et Daniel, S. J. (2017b). Fluid-Structure Finite-Element Modelling and Clinical Measurement of the Wideband Acoustic Input Admittance of the Newborn Ear Canal and Middle Ear. *Journal of the Association for Research in Otolaryngology*, 18(5), 671-686. <https://doi.org/10.1007/s10162-017-0630-z>

Nélisse, H., Le Cocq, C., Boutin, J., Laville, F. et Voix, J. (2015). Systematic evaluation of the relationship between physical and psychoacoustical measurements of hearing protectors' attenuation. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 12, 829-844. <https://doi.org/10.1080/15459624.2015.1053893>

Ni, G. (2012). *Fluid coupling and waves in the cochlea* [Ph.D. thesis, University of Southampton, United Kingdom].

Nie, X., Liu, H., Huang, X., Tan, J., Xie, X., Yao, W., Rao, Z. et Duan, M. (2011). Finite element model of human ear reconstruction through micro-computer tomography. *Acta Oto-laryngologica*, 131(3), 269-276. <https://doi.org/10.3109/00016489.2010.542487>

Olny, X. (1999). *Absorption acoustique des milieux poreux à simple et double porosité. Modélisation et validation expérimentale* [PhD. thesis, INSA de Lyon, France].

Pierce, A. D. (1994). *Acoustics: an introduction to its physical principles and applications*. Published by the Acoustical Society of America through the American Institute of Physics.

Poissenot-Arrigoni, B., Benacchio, S., Doutres, O. et Sgard, F. (2019). An artificial ear to assess objective indicators related to the acoustical comfort dimension of earplugs: validation of a vibro acoustic model for insertion loss and occlusion effect assessment. Dans *Proceedings of International Congress on Sound and Vibration*, 1-8.

Reinfeldt, S., Stenfelt, S. et Håkansson, B. (2013). Estimation of bone conduction skull transmission by hearing thresholds and ear-canal sound pressure. *Hearing Research*, 299, 19–28. <https://doi.org/10.1016/j.heares.2013.01.023>

Schmidt, S. et Hudde, H. (2009). Accuracy of acoustic ear canal impedances: Finite element simulation of measurement methods using a coupling tube. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 125(6), 3819-3827. <https://doi.org/10.1121/1.3125344>

Schroeter, J. et Poesselt, C. (1986). The use of acoustical test fixtures for the measurement of hearing protector attenuation. Part II: Modeling the external ear, simulating bone conduction, and comparing

test fixture and real-ear data. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 80(2), 505-527. <https://doi.org/10.1121/1.394046>

Sgard, F., Carillo, K. et Doutres, O. (2019). A 2D axisymmetric finite element model to assess the contribution of in-ear hearing protection devices to the objective occlusion effect. Dans *Proceedings of Internoise*, 259, 2494-2505.

Sgard, F., Nélisse, H., Gaudreau, M.-A., Boutin, J., Voix, J. et Laville, F. (2010b). *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 (R-680)*. [Research report, IRSST], 1-100.

Sgard, F., Nélisse, H., Laville, F., Petit, Y., Boutin, J., Le Cocq, C., Brummund, M., Boyer, S., Viallet, G., Doutres, O., Gaudreau, M.-A., Voix, J. (2016). *Développement d'outils et de méthodes pour mieux évaluer et améliorer la protection auditive individuelle des travailleurs (R-901)*. [Research report, IRSST], 1–132.

Shaw, E. A. G. et Stinson, M. R. (1981). Network concepts and energy flow in the human middle ear. *J. Acoust. Soc. Am.*, 69(1), 43.

Stenfelt, S. et Goode, R. L. (2005). Bone-conducted sound: physiological and clinical aspects. *Otology & Neurotology: Official Publication of the American Otological Society, American Neurotology Society [and] European Academy of Otology and Neurotology*, 26(6), 1245-1261. <https://doi.org/10.1097/01.mao.0000187236.10842.d5>

Stenfelt, S., Hato, N. et Goode, R. L. (2002). Factors contributing to bone conduction: The middle ear. *J. Acoust. Soc. Am.*, 111(2), 947-959. <https://doi.org/10.1121/1.1432977>

Stenfelt, S., Wild, T., Hato, N. et Goode, R. L. (2003). Factors contributing to bone conduction: the outer ear. *J. Acoust. Soc. Am.*, 113(2), 902-913. <https://doi.org/10.1121/1.1534606>

Stinson, M. R. et Lawton, B. W. (1989). Specification of the geometry of the human ear canal for the prediction of sound-pressure level distribution. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 85(6), 2492-2503. <https://doi.org/10.1121/1.397744>

Stirnemann, A. (2011). A. Stirnemann: Ein Mittelohrmodell basierend auf 692 der Aussenohr-Transferimpedanz. Dans *Proceedings of DAGA*, 1-2.

Sun, Q., Gan, R. Z., Chang, K.-H. et Dormer, K. J. (2002). Computer-integrated finite element modeling of human middle ear. *Biomechanics and Modeling in Mechanobiology*, 1, 109-122. <https://doi.org/10.1007/s10237-002-0014-z>

Suzuki, S., Maruyama, S. et Ido, H. (1989). Boundary element analysis of cavity noise problems with complicated boundary conditions. *Journal of Sound and Vibration*, 130(1), 79-96. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(89\)90521-X](https://doi.org/10.1016/0022-460X(89)90521-X)

Tian, J., Zhang, J., Rao, Z., Ta, N. et Xu, L. (2015). Numerical analysis of middle ear pressure effects

on performance of implantable hearing devices. Dans *Proceedings of International Congress on Sound and Vibration*, 1-8.

Viallet, G., Sgard, F., Laville, F. et Boutin, J. (2013). Axisymmetric versus three-dimensional finite element models for predicting the attenuation of earplugs in rigid walled ear canals. *J. Acoust. Soc. Am.*, 134(6), 4470-4480. <https://doi.org/10.1121/1.4826182>

Viallet, G., Sgard, F., Laville, F. et Boutin, J. (2014). A finite element model to predict the sound attenuation of earplugs in an acoustical test fixture. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 136(3), 1269-1280. <http://dx.doi.org/10.1121/1.4890645>

Viallet, G., Sgard, F., Laville, F. et Néglise, H. (2015). Investigation of the variability in earplugs sound attenuation measurements using a finite element model. *Applied Acoustics*, 89, 333-344. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2014.10.007>

Volandri, G., Carmignani, C., Di Puccio, F. et Forte, P. (2014). Finite Element Formulations Applied to Outer Ear Modeling. *Journal of Mechanical Engineering*, 60(5), 363-372. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2014.1837>

Volandri, G., Di Puccio, F., Forte, P. et Manetti, S. (2012). Model-oriented review and multi-body simulation of the ossicular chain of the human middle ear. *Medical Engineering & Physics*, 34(9), 1339-1355. <https://doi.org/10.1016/j.medengphy.2012.02.011>

Walsh, T., Demkowicz, L. et Charles, R. (2004). Boundary element modeling of the external human auditory system. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 115(3), 1033-1043. <https://doi.org/10.1121/1.1643360>

Wang, X., Wang, L., Zhou, J. et Hu, Y. (2014). Finite element modelling of human auditory periphery including a feed-forward amplification of the cochlea. *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, 17(10), 1096-1107. <https://doi.org/10.1080/10255842.2012.737458>

Wang, H., Merchant, S.N., and Sorensen, M.S. (2007). A Downloadable Three-Dimensional Virtual Model of the Visible Ear. *ORL*, 69, 63-67. <https://doi.org/10.1159/000097369>

Xu, H. (2022). *Prediction of vibroacoustic behavior of a human head wearing earplugs by a finite element method* [Ph.D., École de Technologie Supérieure, Canada].

Xu, H., Sgard, F., Carillo, K., Wagnac, E., and De Guise, J. (2021). Simulation of the objective occlusion effect induced by bone-conducted stimulation using a three-dimensional finite-element model of a human head. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 150(5), 4018-4030. <https://doi.org/10.1121/10.0007230>

DÉFIS ET PISTES DE RECHERCHE POUR LA MODÉLISATION DANS LE DOMAINE DE LA PROTECTION AUDITIVE

L'ensemble des modèles présentés dans ce chapitre offrent un énorme potentiel pour prédire l'atténuation et l'effet d'occlusion des protecteurs auditifs passifs et ainsi améliorer leur conception. Ils permettent également d'estimer d'autres indicateurs corrélés au risque auditif. Les modèles sont en outre très utiles pour mettre au point des méthodes de mesure et améliorer la conception des têtes artificielles.

Les modèles vibroacoustiques développés jusqu'à présent permettent de reproduire les tendances expérimentales des indicateurs associés à la protection auditive, mesurés sur des têtes artificielles ou des groupes de sujets humains et de capturer les phénomènes physiques les plus importants, en particulier pour les excitations stationnaires. Il reste néanmoins de nombreux défis à relever pour améliorer les modèles existants que ce soit au niveau de la qualité de la prédiction des indicateurs associés ou de la rapidité d'exécution. On pense à l'évaluation et la prise en compte des incertitudes, à la modélisation de la protection auditive pour des bruits impulsionnels, à la rigueur du processus de calibration et validation, mais également la réduction du temps de calcul pour les modèles numériques. Dans les paragraphes suivants, on discute de ces défis et des pistes de solutions pour les aborder. On termine ce chapitre en élargissant le sujet de la modélisation vibroacoustique des protecteurs auditifs aux autres dimensions relatives au confort des protecteurs, comme les aspects mécaniques et fonctionnels.

ÉVALUATION DES SOURCES D'INCERTITUDES

La caractérisation des sources d'incertitudes des modèles et expérimentales et leur prise en compte dans le développement du modèle vibroacoustique qui nous intéresse et de sa validation est certainement un plus par rapport à la plupart des travaux existants qui considèrent le système déterministe. Dans cette section, on effleure le sujet très vaste auquel plusieurs ouvrages sont consacrés. Le lecteur et la lectrice intéressés pourront aller plus loin en consultant les références. Notons que certains concepts évoqués ici sont abordés dans la section Processus rigoureux de calibration et validation.

Lorsqu'on cherche à prédire un indicateur à partir d'une simulation numérique, il est important de déterminer ce qui est connu et ce qui est considéré comme incertain. Les incertitudes peuvent être de

nature aléatoire¹ ou épistémique² ou d'une combinaison des deux³. La modélisation et la simulation en présence d'incertitudes sont considérées comme étant de nature non déterministe. En d'autres termes, les indicateurs calculés ne prennent plus la forme d'une valeur déterministe unique, mais plutôt d'une distribution de probabilité, d'un intervalle ou d'une forme plus générale.

L'incertitude totale associée à la prédiction issue de la simulation peut se décomposer en trois contributions.

La première est liée aux incertitudes sur les entrées du modèle qui regroupent la géométrie du modèle complet, les propriétés des matériaux, la description des couplages entre domaines, les conditions aux limites et initiales et les excitations. Une fois ces incertitudes identifiées et quantifiées, elles doivent être propagées à travers le modèle pour déterminer leurs effets sur les indicateurs qu'on cherche à prédire. En fonction de la nature de l'incertitude diverses techniques existent comme la méthode de Monte Carlo, l'hypercube Latin, les méthodes spectrales stochastiques ou de perturbation pour les incertitudes aléatoires, les méthodes d'échantillonnage ou d'optimisation contrainte pour les incertitudes épistémiques, ou une approche séparée pour les incertitudes mixtes (Beisbart et Saam, 2019).

La seconde comporte les incertitudes due à l'imperfection du modèle mathématique du problème réel. C'est l'étape de validation du modèle qui consiste à évaluer les différences entre simulation et données expérimentales à travers une métrique de validation qui permet d'estimer le biais du modèle mathématique et ces incertitudes.

Enfin, la troisième inclut les incertitudes induites par les erreurs d'approximations numériques⁴ liées à l'implémentation informatique du modèle mathématique, en l'occurrence ici le code d'EF utilisé pour résoudre le problème. C'est l'étape de vérification qui permet d'estimer ces dernières. Notons que ces incertitudes peuvent être réduites en utilisant des maillages suffisamment fins et en utilisant les solveurs appropriés (Oberkampf et Roy, 2010).

Dans la suite, on se concentre sur les deux premières sources d'incertitude en relation avec le problème vibroacoustique de la Figure 2 qui nous intéresse, la troisième source étant de nature plus générale aux problèmes d'interaction fluide-structure et relevant davantage du logiciel utilisé pour faire les calculs. On recense dans un premier temps les incertitudes sur les entrées du modèle mathématique qu'il faudrait prendre en compte. Dans un second temps, on insiste sur les incertitudes liées au modèle mathématique qui peuvent avoir un impact sur le biais du modèle (voir section

1. On parle aussi de variabilité, par exemple, celle liée aux propriétés des tissus biologiques. Ce type d'incertitude est généralement caractérisé par une distribution de probabilité ou une distribution cumulative.
2. Ces incertitudes sont associées à notre ignorance concernant (i) le modèle mathématique utilisé pour décrire le phénomène, à l'état initial du système ou aux conditions environnementales, (ii) l'implantation informatique du modèle incluant les erreurs de programmation et les erreurs numériques variées associées aux algorithmes de calcul et (iii) une connaissance partielle de l'expérience à simuler. Ce type d'incertitude peut être caractérisé de façon probabiliste par une distribution uniforme ou bien par un intervalle.
3. Ce type d'incertitude mixte est caractérisé par une distribution dont les paramètres sont eux-mêmes des distributions ou des intervalles. On parle de théorie imprécise des probabilités.
4. On fait référence aux erreurs numériques d'arrondis, d'itération et de discrétisation qui apparaissent lors de la conversion du modèle mathématique en modèle informatique.

Processus rigoureux de calibration et validation) et sur lesquelles il serait intéressant de travailler pour améliorer la qualité des prédictions.

INCERTITUDES SUR LES ENTRÉES DU MODÈLE MATHÉMATIQUE

Les incertitudes liées à la géométrie de la tête et du protecteur sont négligées en pratique et leurs géométries sont considérées déterministes. Cependant, les techniques de reconstruction à partir d'images médicales peuvent induire des artefacts qui affectent la précision de la position et des dimensions des structures anatomiques. Pour les images **IRM**, on pense au type de séquence utilisée et à l'amplitude et l'homogénéité du champ magnétique qui peuvent causer des distorsions. Dans la perspective d'une validation du modèle vibroacoustique de tête du sujet qui se fait sur la base de comparaisons entre mesures sur sujet et calculs et où on cherche à avoir une géométrie de modèle la plus proche de celle du sujet, il est important d'estimer l'effet de ces artefacts afin de quantifier les incertitudes associées.

Les propriétés des tissus biologiques et de certains composants des protecteurs sont également accompagnées d'incertitudes importantes. Comme pour les fuites, elles peuvent être représentées par exemple par une variable aléatoire de distribution donnée dont les moments joueront le rôle de paramètres de calibration (Lee et Ahn, 2015) .

Les conditions aux limites mécaniques de la base de la tête sont traditionnellement représentées par des cas extrêmes de conditions aux limites cinématiques homogènes de type déplacement imposé à 0 (fixes) ou des conditions aux limites libres (pas de traction). En pratique ces conditions aux limites sont plutôt de type viscoélastique (raideurs+amortisseurs) et comportent des incertitudes qui pourraient être prises en compte à l'instar des exemples précédents via des paramètres viscoélastiques aléatoires dont les moments pourraient être calibrés. Les conditions de couplage entre domaines solides sont aussi classiquement représentées par des conditions classiques de continuité des déplacements et tractions aux interfaces. Ces conditions comportent cependant des incertitudes puisque des zones où le contact mécanique entre deux domaines, par exemple les tissus et le protecteur, ne se fait pas peuvent exister, alors que dans le modèle il y a continuité des déplacements et des contraintes à l'interface. La quantification de ces incertitudes liées au découplage mécanique reste à ce jour un défi et leur impact sur les indicateurs d'intérêts est inconnu. Lorsque ces conditions de contact imparfaites induisent des fuites acoustiques, il est possible d'intégrer l'effet global de ces dernières dans le modèle **EF** sous forme de fuites équivalentes entre l'air sous le protecteur et l'air extérieur. Ces fuites de formes spécifiques (par exemple fentes ou trous à section circulaire) peuvent être multiples, positionnées à l'interface entre le protecteur et les tissus ou être considérées comme une fuite unique traversant le protecteur par exemple en son centre (Viallet *et al.*, 2015). La position de ces fuites ainsi que leurs dimensions peuvent être assimilées à des variables aléatoires de distribution donnée dont les moments joueront le rôle de paramètres de calibration. Par contre, avec cette approche, soit on ne capte pas (cas de fuites traversant le protecteur), soit a priori on ne capte que partiellement (cas de fuites à l'interface entre le protecteur et les tissus) l'effet de découplage mécanique entre protecteur et tissus.

Les excitations acoustiques générées par des haut-parleurs sont souvent idéalisées comme des ondes planes ou un monopole, les excitations solidiennes par une force distribuée sur une surface. Il

convient de quantifier les incertitudes liées à l'idéalisation de ces sources en faisant des tests préliminaires adéquats et à leur positionnement, l'idéal étant de les réduire au maximum.

INCERTITUDES LIÉES AU MODÈLE MATHÉMATIQUE

Effet de la température

La température a à la fois un effet sur les propriétés acoustiques des fluides externe et interne et sur les propriétés mécaniques des tissus et des protecteurs⁵. Pour les fluides, il s'agit de la célérité du son et des paramètres relatifs aux effets dissipatifs visqueux et thermiques. Il existe des valeurs tabulées qui fournissent ces propriétés à différentes températures. Pour les domaines solides présentant un comportement viscoélastique, c'est la rigidité et l'amortissement qui sont affectés. Il est alors nécessaire de caractériser leurs propriétés à l'aide de techniques de caractérisation spécifiques (p.ex **DMA**). En réalité, le canal auditif qu'il soit artificiel⁶ ou réel est à une température différente de l'air extérieur. Que le canal soit ouvert ou occlus, il s'établit donc en régime permanent un équilibre thermique où un champ de température variant spatialement dans l'air du canal, les tissus environnants et le protecteur existe. Si le modèle vise à prédire un indicateur dans de telles conditions, il faudrait déterminer ce champ de température afin d'identifier les propriétés de chacun des domaines en chacun de leurs points. Une simplification pourrait consister à supposer que l'air dans le canal auditif et le protecteur sont à la température du corps humain. À notre connaissance cet effet de température et la façon de le prendre en compte pour calculer des indicateurs associés à la protection auditive n'a jamais été étudié. Un calcul multiphysique par éléments finis de transfert thermique pour déterminer l'état d'équilibre suivi d'un calcul acoustique pourrait permettre de répondre à cette interrogation.

Modélisation des structures anatomiques de la tête

Une question importante lorsqu'on s'intéresse au problème de la transmission des ondes acoustiques dans le canal auditif avec ou sans protecteur est le degré de complexité requis de la géométrie des différentes structures anatomiques de la tête. Hormis les structures principales de la tête telles que les os, les tissus mous composés de graisse, muscles, sang et lymphes, le cartilage auriculaire et le cerveau, a-t-on besoin de segmenter toutes les cavités osseuses, les yeux, le cartilage nasal, le liquide céphalospinal, le cerebellum, le tronc cérébral, les nerfs, les vertèbres, l'oreille moyenne, l'oreille interne etc. ? Avec quel degré de finesse ? Bien sûr la reconstruction de ces structures anatomiques est tributaire des images à disposition et de leur résolution. La technique **IR** ne permet pas de bien identifier les structures osseuses alors que le **CBCT** le permet. C'est l'inverse pour les tissus mous. Les modèles de tête les plus récents (Chang *et al.*, 2016, Chang, 2018; Xu *et al.*, 2021, Xu, 2022) incluent la plupart de ces structures anatomiques avec des degrés de complexité différents. Par exemple, Xu considère les tissus mous (la peau, les yeux, le cartilage nasal, les cavités orales et nasales en faisant partie), la partie osseuse constitué d'un seul type d'os cortical qui inclut les os du crâne, les dents et la première vertèbre; le cerveau, le cerebrum, le cerebellum, le tronc cérébral; le liquide céphalospinal et les cavités d'air internes, hormis le canal auditif, remplies de tissus mous. Chang considère l'os de

5. en particulier les composants en polymère

6. Les canaux auditifs artificiels des ATF peuvent être chauffés à 37 degrés grâce à une résistance chauffante. Cette fonction de chauffage peut également être désactivée auquel cas le canal est à température ambiante.

la boîte crânienne comme un tri-couches, inclut l'oreille interne comme une zone remplie de fluide, sépare les yeux et le cartilage nasal du reste des tissus mous. A cela s'ajoute la question du choix de la loi de comportement à utiliser pour chacune des structures anatomiques. Par exemple, le cerveau peut être modélisé comme un solide élastique (Chang *et al.*, 2016, Chang, 2018; Xu *et al.*, 2021, Xu, 2022) ou un fluide (Liu, 2005). L'évaluation de l'impact du degré de sophistication de l'anatomie de la tête sur les indicateurs d'intérêt reste une question ouverte. Les trois sous-sections suivantes reviennent sur trois structures anatomiques dont la pertinence de la simplification mériterait d'être étudiée.

Structures osseuses

Doit-on considérer les différents types d'os de la boîte crânienne ou peut-on se contenter d'un seul type (ex os temporal cortical) ? La tête comporte plusieurs types d'os (pariétal, frontal, occipital et temporal) qui diffèrent par leurs propriétés (principalement le module d'Young). Par ailleurs la boîte crânienne prend la forme d'une structure sandwich faite de deux parois en os cortical et un noyau en os spongieux. Certains modèles de tête utilisant les images de cryosection permettent de reconstruire cette structure sandwich (Chang *et al.*, 2016, Chang, 2018). La technique mixte **IRM CBCT** avec les réglages utilisés par Xu n'a pas permis de distinguer les deux types d'os ou donnait un accès partiel à la boîte crânienne et donc un matériau monocouche pour l'os a été utilisé. Avec cette simplification, Xu a montré que considérer les différentes régions osseuses n'induisait qu'une différence d'effet d'occlusion maximale de 2dB à 1kHz par rapport au cas où toutes les régions sont considérées comme de l'os temporal (Xu *et al.*, 2021, Xu, 2022). La prise en compte d'une modélisation plus fine des structures osseuses mérite cependant d'être évaluée pour prédire au mieux la conduction solidienne dans la tête.

La peau

Doit-on différencier la peau du reste des tissus mous ? Peut-on la modéliser comme une simple couche ou doit on prendre en compte les trois couches qui la constituent ? La peau est constituée de 3 couches, l'épiderme en contact avec l'air, le derme et l'hypoderme, chaque couche étant supposée quasi-incompressible et se comporter de façon hyperélastique sur le plan mécanique. Il est difficile d'avoir accès aux épaisseurs respectives de ces 3 couches le long du canal auditif car à notre connaissance, la peau du canal auditif n'a jamais été caractérisée *in vivo*. Les données disponibles dans les livres d'anatomie ou via les images de cryosection sont relatives à des cadavres⁷ et fournissent les variations d'épaisseur globale de peau le long du canal auditif mais la résolution des images ne permet pas de discriminer précisément les épaisseurs individuelles des 3 couches. La peau est donc souvent considérée comme une couche unique de matériau homogène avec épaisseur constante⁸ ou variable (Brummund *et al.*, 2014a ; Viallet, 2014) ou combinée aux muscles et au gras (Benacchio *et al.*, 2018 ; Xu *et al.*, 2021, Xu, 2022) ou encore comme deux couches mais d'épaisseur uniforme le long du canal (Baker *et al.*, 2010). Les propriétés de la peau utilisée pour le canal auditif sont généralement celles d'une autre partie du corps (p.ex l'avant-bras ou le sein). Ces propriétés peuvent être obtenues à partir de test d'indentation (Baker *et al.*, 2010 ; Tran *et al.*, 2008). La peau est un tissu très important pour la protection auditive puisque c'est elle qui est directement en contact avec le protecteur et elle influe considérablement sur son comportement vibroacoustique. La question du meilleur modèle

7. avec les problèmes associés de détérioration des structures anatomiques.

8. Dans les ATF par exemple, la peau du canal auditif est représentée par un anneau en silicone d'épaisseur constante

pour la décrire reste cependant ouverte et ce n'est qu'avec une caractérisation fine de ses propriétés géométriques et mécaniques qu'on pourra répondre à cette interrogation.

Modélisation complète de l'appareil auditif intégré dans la tête

Comme mentionné dans la section Couplage entre le fluide du canal auditif et l'oreille moyenne, l'effet de l'oreille moyenne et interne est souvent pris en compte à travers une impédance acoustique. Ceci laisse sous-entendre que la membrane tympanique ne peut agir comme une source vibratoire ce qui est a priori discutable lorsque les chemins de conduction osseuse deviennent prépondérants. Par exemple, pour des fréquences supérieures à une fréquence typiquement située entre 1.3kHz et 1.6kHz, les vibrations de la chaîne ossiculaire peuvent induire un mouvement de la membrane tympanique qui peut rayonner ensuite dans le canal auditif. Les travaux récents sur la modélisation vibroacoustique des différentes parties du système auditif et de la tête (Chang *et al.*, 2016, Chang, 2018 ; Gan *et al.*, 2007 ; Xu *et al.*, 2021, 2022) offrent la possibilité, en les combinant, de proposer un modèle EF complet de référence. Ce modèle permettrait d'établir précisément les limites de validité de l'hypothèse d'impédance acoustique tympanique et éventuellement de la remplacer par un modèle plus judicieux qui intégrerait les contributions solidiennes.

Géométrie déformée

Comme déjà mentionné dans la section Oreille externe – tête avec protecteur, le port d'un protecteur auditif induit une déformation plus ou moins grande de certains composants du protecteur et des tissus au contact de ce dernier. Dans les modèles, cette déformation est négligée. Dans le cas des bouchons en mousse et sur mesure faits de matériaux plus rigides, les modèles existants supposent qu'ils épousent la forme du canal auditif ouvert avant insertion du bouchon. Pour les bouchons de type prémoulé qui se déforment de façon complexe, le problème de la détermination de la géométrie du bouchon et du canal déformés reste entier. A partir des propriétés du bouchon et de celles des tissus environnants, un calcul de mécanique du contact permettrait d'avoir une estimation des déformations de chacun des domaines. La validation du calcul pourrait se faire à l'aide de techniques d'imagerie médicale d'oreille artificielle avec peau réaliste, munie de tels bouchons (Benacchio *et al.*, 2018). Notons que les bouchons peuvent induire des déplacements non négligeables du canal auditif (Benacchio *et al.*, 2019). L'impact de la prise en compte dans le calcul acoustique de la forme géométrique précise du canal auditif ainsi que celle du bouchon dans l'état déformé reste donc à explorer. Dans le cas d'un serre-tête, les déformations induites par l'interaction mécanique du serre-tête avec le pavillon de l'oreille ne sont jamais considérées et n'ont jamais été étudiées à notre connaissance, que ce soit au niveau expérimental ou par modélisation mécanique. Sur le plan acoustique, le fait que le pavillon occupe une partie du volume fluide sous la coquille et réduit donc ce volume n'a jamais été pris en compte. Il serait intéressant d'avoir une meilleure idée de la déformation du système serre-tête/pavillon afin d'en voir l'impact sur le calcul vibroacoustique. L'utilisation d'un modèle de mécanique du contact pour simuler l'interaction serre-tête/pavillon basée sur la connaissance de leurs propriétés mécaniques pourrait fournir des indications à ce propos. Par ailleurs, la chair en contact avec le coussin est supposée ne pas se déformer et seul l'écrasement du coussin de confort est pris en compte de façon simplifiée à travers une modification uniforme de son épaisseur (Boyer, 2015 ; Carillo *et al.*, 2018). Des études préliminaires ont montré que le gonflement des parois du coussin et l'écrasement non uniforme semblent en effet influencer très peu sur sa réponse

vibroacoustique si un modèle de solide équivalent isotrope est utilisé. Ce dernier comportant des limitations importantes, il faudrait réexaminer plus en détails ces effets lorsqu'un modèle de coussin plus évolué (ex multi-domaines) sera développé.

Effet de la précontrainte initiale

L'effet de la déformation du protecteur et des tissus mentionné précédemment est probablement plus important à travers les effets de précontrainte induits dans chacun des domaines. En effet, l'état de précontrainte du protecteur, qu'il s'agisse du coussin de confort d'un serre-tête qui est comprimé par la force de serrage de l'arceau une fois positionné sur la tête ou du bouchon une fois inséré dans le canal auditif, en particulier lorsqu'il est malléable, modifie également les propriétés physiques mécaniques nominales des protecteurs et peut donc affecter la réponse vibroacoustique du système. Ces effets de précontrainte sont pris en compte par une modification des propriétés mécaniques des domaines précontraints. Ces propriétés sont estimées par la mesure dans différents états de précontrainte idéalisés par exemple pour différentes forces de serrage appliquées normalement au coussin de confort dans le cas de serre-têtes (Boyer *et al.*, 2015) ou pour différents taux de compression radiale uniformes dans le cas de bouchons en mousse (James, 2006). En ce qui concerne les tissus (p.ex la peau du canal auditif, la chair autour de l'oreille et le pavillon de l'oreille), l'état de précontrainte n'a jamais été pris en compte à notre connaissance. Il pourrait être estimé de la même façon que pour les protecteurs. Une alternative à cette approche approximative serait d'utiliser un modèle **EF** de contact en grandes déformations pour calculer l'état de précontrainte initial du protecteur et des tissus. Ceci nécessite au préalable de connaître les lois de comportement des domaines qui interagissent (p.ex modèle hyperélastique de Storaker pour les mousses des bouchons d'oreille (Dalaq, 2023) et de Neo-Hookeen pour la peau) et de caractériser les paramètres de ces lois. Le modèle doit également être calibré et validé et c'est probablement la partie la plus difficile puisqu'il faut faire des mesures de contraintes et/ou de déformations sur le système protecteur/oreille. L'utilisation de capteurs de pression dans un canal auditif synthétique de forme réaliste et de mesures de champs de déplacement de canaux auditifs d'un sujet déformés par différents types de bouchons et obtenues par une technique d'imagerie médicale ouvrent la porte pour valider le modèle de contact. Une fois cette étape faite, on peut mener le calcul vibroacoustique à partir du système protecteur/tissus déformé dans son état de précontrainte.

EXCITATION PAR BRUITS IMPULSIONNELS

Pour les bruits impulsionnels, qui sont généralement de forts niveaux, des protecteurs performants (fortement atténuants) sont souvent utilisés, ce qui laisse croire qu'il est nécessaire de prendre en compte la conduction solidienne que ce soit au niveau métrologique ou dans le modèle. En régime stationnaire, la prise en compte de la conduction solidienne au niveau métrologique est effectuée à l'aide d'une correction approximative *a posteriori* des résultats obtenus sur ATF. Cette correction approximative moyenne est purement énergétique et fournie en bandes de fréquences. La correction à adopter pour prendre en compte la conduction osseuse pour les bruits impulsionnels reste cependant une question de recherche ouverte. Comme on l'a vu précédemment, la conduction solidienne peut être intégrée aux modèles **EF** stationnaires en tenant compte de la présence des tissus environnants du canal auditif. Cependant peu de publications sont disponibles en régime impulsionnel. La modélisation apparaît comme une alternative intéressante afin de capturer plus précisément

(amplitude et phase) la contribution de la transmission par voie osseuse au signal temporel sous le protecteur et ainsi mieux prédire l'efficacité des protecteurs auditifs, tout particulièrement en régime impulsionnel. La modélisation peut également servir à mieux concevoir une ATF plus réaliste qui intégrerait la conduction osseuse, laquelle n'est pas incluse dans les ATFs du commerce.

Par ailleurs, pour des bruits impulsionnels, des mécanismes non-linéaires de protection de l'oreille sont mis en jeu. Le premier mécanisme est lié au réflexe stapédien qui est la contraction involontaire de deux muscles de l'oreille moyenne; le muscle stapédien et le muscle du marteau. Ce réflexe permet d'atténuer les ondes sonores transmises à l'oreille interne pour des niveaux crêtes compris entre 85dB et 120dB avec un effet maximal en basses fréquences (<1kHz) pouvant aller jusqu'à 20dB. En moyenne, cette atténuation est d'environ 10 dB et sa durée dépend du niveau de stimulation. La latence du réflexe (temps requis pour que la protection se mette en place) varie aussi sensiblement avec le niveau de stimulation : autour de 150 ms à 80 dB, 25-30 ms à fort niveau. Ainsi, une impulsion très courte avec un temps de montée beaucoup plus faible que la latence du réflexe stapédien peut causer des dommages immédiats, potentiellement irréversibles. Le second mécanisme est associé à la rigidification du ligament annulaire de l'étrier qui limite le déplacement de ce dernier à quelques dizaines de microns pour des niveaux crêtes importants (>120dB). Sur le plan de la modélisation, le réflexe stapédien peut être introduit comme une raideur dépendant du temps et du niveau du stimulus alors que la contraction du ligament annulaire de l'étrier se traduit par une raideur qui augmente avec le déplacement avec un effet d'écrêtage (Pascal *et al.*, 1998 ; Price et Kalb, 2018). Ces effets non-linéaires sont pris en compte dans le modèle électroacoustique AHAH pour évaluer le risque pour l'oreille interne vis-à-vis de bruits impulsifs de très haut niveaux, mais à notre connaissance leur intégration dans un modèle numérique EF fait défaut et mériterait d'être considérée. En régime stationnaire, les auteurs ont montré que l'impédance tympanique pouvait avoir un effet non négligeable sur l'atténuation des protecteurs intra-auriculaires (Luan, 2021). Or, le réflexe stapédien tend principalement à rigidifier la membrane tympanique et donc augmenter la réactance tympanique influant de ce fait sur le champ de pression acoustique dans le canal auditif ouvert (Feldman et Zwislocki, 1965 ; Lutman et Martin, 1977). A notre connaissance, aucune étude n'a été faite à propos de l'effet de la rigidification du ligament annulaire de l'étrier sur l'impédance du tympan et sur le champ de pression acoustique dans le canal auditif. De plus, l'effet des mécanismes de protection sur le champ acoustique dans le canal auditif est a priori différent en oreille ouverte et en oreille occluse et l'atténuation du protecteur peut donc être affecté mais ceci n'a jamais été étudié et quantifié.

Les protecteurs auditifs passifs classiques de type bouchons sont considérés comme linéaires (atténuation indépendante du niveau de bruit extérieur) pour des niveaux crêtes jusqu'à 190dB. Pour les serre-têtes, ce comportement linéaire est observé jusqu'à 150dB (Buck, 2009). Au-delà, des non-linéarités géométriques ou comportementales peuvent survenir. Par exemple, pour un serre-tête, la surpression négative acoustique peut excéder sa force de serrage et un décollement du protecteur survient alors. Dans la littérature, ce phénomène est pris en compte dans les modèles électroacoustiques par l'introduction (i) d'une impédance acoustique de fuites et d'une souplesse du coussin par rapport à la pression acoustique (ii) de la force de serrage sous forme d'une source de tension (iii) d'une diode pour le cas où la pression acoustique excitatrice excède la force de serrage. Les paramètres correspondant doivent être calibrés par rapport à des mesures sur tête artificielle pour

chaque serre-tête. A notre connaissance, les publications sur ce sujet sont très peu nombreuses et aucun modèle plus avancé n'a été proposé.

Un dernier point concerne la modélisation des bouchons incluant des filtres non linéaires visant à induire une atténuation dépendante du niveau de bruit extérieur. Les filtres non linéaires permettent de laisser passer le bruit extérieur aux faibles niveaux sonores mais atténuent fortement les bruits impulsionnels de niveaux élevés (>120dB SPL). Le filtre non linéaire consiste en un orifice de petite taille. L'effet de cet orifice est introduit dans un modèle de matrices de transfert sous la forme d'un élément résistif (voir section Principe). Dans le domaine linéaire, cette résistance est égale à la résistance visqueuse de l'air dans l'orifice. Dans le domaine non-linéaire, cette résistance est augmentée d'une composante proportionnelle à la vitesse particulière. Le calcul se décompose donc en deux étapes: la première permet de déterminer les solutions (pressions, vitesses, impédances ramenées) en régime linéaire ; la seconde consiste à utiliser ces résultats pour calculer une impédance non linéaire ainsi que les différentes pressions en divers endroits du système étudié. Ce modèle fournit des prédictions satisfaisantes en basses fréquences. Ces travaux pourraient être étendus à l'aide d'un modèle numérique qui tiendrait compte également du couplage du bouchon avec les tissus environnants et de la conduction solidienne.

PROCESSUS RIGOUREUX DE CALIBRATION ET VALIDATION

Les modèles de la réponse acoustique du système auditif d'un individu spécifique sont presque toujours évalués par rapport à des mesures sur des groupes de sujets vivants ou de cadavres, auxquelles est associée une variabilité inter-individuelle des indicateurs d'intérêt (ex. **IL** (Viallet *et al.*, 2015), **EO** (Brummund, 2014 ; Reinfeldt *et al.*, 2013), fonctions de transfert mécanique de l'oreille moyenne (Lee et Ahn, 2015), etc.) parfois très importante. A notre connaissance, aucune validation du modèle de la réponse acoustique du système auditif d'un individu n'a jamais été menée à partir de données obtenues sur l'individu spécifique vivant qui a servi de base à la construction du modèle. La plupart du temps, ces modèles sont jugés de confiance ou « validés » si une analyse visuelle indique que les résultats d'une simulation obtenue avec un jeu de paramètres d'entrée donné, suivent la moyenne des tendances expérimentales et se situent à l'intérieur d'un intervalle de confiance autour de cette moyenne mais sans prendre en compte l'ensemble des incertitudes du modèle et sans définir de métrique de validation. En particulier, l'estimation des paramètres d'entrée est souvent basée sur des données moyennes de la littérature, ou calibrés pour que le modèle soit en accord avec la mesure mais sans quantifier le biais du modèle ou sans qu'il soit possible de démontrer que le modèle est physiologiquement réaliste. Par ailleurs les données expérimentales *in vivo* sont parfois difficiles à obtenir, en particulier pour l'oreille moyenne et l'oreille interne et même externe⁹, et une étape de calibration des paramètres du modèle est alors nécessaire.

Cependant, à l'exception de quelques travaux (Lee et Ahn, 2014, 2015), le processus de calibration/validation dans le domaine de l'acoustique de l'oreille est généralement très approximatif et il est difficile de conclure qu'un modèle est validé. L'utilisation d'un cadre rigoureux intégrant toutes les incertitudes du problème, i.e à la fois celles du modèle et celle de l'expérience, s'inspirant de méthodes

9. On peut par exemple penser à la détermination du champ vibratoire du conduit auditif pour une excitation solidienne qui conditionne l'effet d'occlusion.

de calibration/validation statistiques (Lee et Ahn, 2014, 2015) ou du formalisme Bayésien (Beisbart et Saam, 2019 ; National Research Council, 2012) de plus en plus utilisé dans différentes disciplines de la science, gagnerait à être utilisé.

COÛT DE CALCUL POUR LES MODÈLES NUMÉRIQUES

Le coût de calcul pour un modèle EF peut devenir prohibitif lorsqu'on considère un modèle 3D complet de la tête avec le protecteur, en particulier si l'on souhaite en calculer la réponse fréquentielle large bande. Par ailleurs, ce coût est encore exacerbé lors d'un processus de calibration/validation intégrant les incertitudes de mesure puisque le problème doit être résolu de multiples fois pour calculer les densités de probabilité postérieure des différents paramètres de calibration du modèle ainsi que celle du biais et de la réponse du modèle et les moments statistiques associés. C'est la même situation lorsqu'on effectue des analyses de sensibilité de la réponse pour comprendre l'effet des paramètres, à l'aide par exemple de méthodes de type Monte Carlo. Une alternative intéressante consiste à remplacer le modèle EF par un modèle statistique équivalent ou émulateur (surrogate en anglais), beaucoup plus rapide à résoudre. Diverses techniques utilisées en intelligence artificielle existent pour construire ce modèle par exemple les processus Gaussiens (Gramacy, 2020), les polynômes de chaos¹⁰ ou les réseaux de neurones profonds¹¹.

VERS UN CALCUL DE LA RÉPONSE ACOUSTIQUE DE L'OREILLE INTERNE POUR ÉVALUER LE RISQUE AUDITIF

Les avancées quant à la modélisation vibroacoustique des différentes parties du système auditif et de la tête, munie ou non de protecteurs, permettent d'envisager d'aller au-delà de la seule prédiction du champ sonore dans le canal auditif en prédisant également la pression dans la cochlée, ce qui permettrait de se rapprocher davantage du subjectif, que ce soit pour l'atténuation ou l'effet d'occlusion. Certains modèles vont même jusqu'à calculer la fatigue mécanique des cellules ciliées pour prédire le risque auditif associé aux bruits impulsifs de fort niveau (Price et Kalb, 2018).

VERS UNE OBJECTIVATION DU CONFORT DES PROTECTEURS AUDITIFS

Ce chapitre a porté sur la modélisation vibroacoustique de l'oreille couplée à un protecteur dans le but de prédire des indicateurs acoustiques objectifs qui peuvent être corrélés à la dimension acoustique du confort des protecteurs. Comme mentionné dans les autres tomes de ce livre, il existe d'autres dimensions du confort pour lesquelles la modélisation en général peut contribuer. Ainsi les attributs des dimensions physique et fonctionnelle du confort sont susceptibles d'être corrélés à des variables objectives comme la pression mécanique statique induite par le protecteur sur les tissus, la force d'extraction nécessaire pour extirper le bouchon d'une oreille et le coefficient de frottement peau-bouchon. Ces variables peuvent être obtenues à l'aide d'une combinaison de techniques

10. https://en.wikipedia.org/wiki/Polynomial_chaos

11. https://en.wikipedia.org/wiki/Deep_learning

expérimentales et d'un modèle EF de mécanique du contact^{12, 13}. En particulier, connaissant les propriétés mécaniques hyperélastiques des différents domaines, un tel modèle peut être utilisé pour estimer la distribution spatiale de pression mécanique exercée par le bouchon d'oreille sur les parois d'un canal auditif réaliste en tenant compte éventuellement du frottement peau-bouchon (Dalaq *et al.*, 2023). Ce modèle, combiné à des mesures indirectes pour sa validation dans l'attente de capteurs flexibles de pression appropriés, s'avère très précieux pour identifier les zones où la pression est maximale, comparer des bouchons relativement à cette pression et alimenter des techniques expérimentales pour mesurer d'autres paramètres pertinents.

PROTECTEURS AVEC ÉLECTRONIQUE EMBARQUÉE

Ce chapitre s'est intéressé à la modélisation des protecteurs auditifs purement passifs i.e sans éléments électroacoustiques. Cependant, l'intégration de composants électroniques (haut-parleurs, microphones, capteurs divers) dans les protecteurs auditifs devient de plus en plus courante. Cette intégration soulève des questions d'implémentation. Ainsi, il est important de savoir choisir les composants actifs les mieux adaptés aux protecteurs considérés, d'optimiser leurs emplacements respectifs, d'adapter leurs couplages électroacoustiques, de maîtriser leurs encastrement, en fonction des caractéristiques d'atténuation que l'on cherche à obtenir. La modélisation de l'interaction des composants avec les protecteurs pourrait aider à répondre à ces questions.

RÉFÉRENCES

- Baker, A. T., Lee, S. et Mayfield, F. (2010). Evaluating Hearing Protection Comfort Through Computer Modeling. Dans *Simulia customer conference*, 1-15.
- Beisbart, C. et Saam, N. J. (dir.). (2019). *Computer Simulation Validation: Fundamental Concepts, Methodological Frameworks, and Philosophical Perspectives*. Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-70766-2>
- Benacchio, S., Doutres, ., Varoquaux, A., Wagnac, E., Le Troter, A., Callot, V. et Sgard, F. (2019). Use of magnetic resonance image registration to estimate displacement in the human ear canal due to the insertion of in-ear devices. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 146(4), 2452-2465. <https://doi.org/10.1121/1.5126857>
- Benacchio, S., Doutres, O., Le Troter, A., Varoquaux, A., Wagnac, E., Callot, V. et Sgard, F. (2018). Estimation of the ear canal displacement field due to in-ear device insertion using a registration method on a human-like artificial ear. *Hearing Research*, 365, 16-27. <https://doi.org/10.1016/j.heares.2018.05.019>
12. La pression mécanique statique générée à l'interface entre le coussin de confort et la peau du crâne, dans le cas d'un protecteur supra-auriculaire, peut être mesurée à l'aide d'un banc de test dédié faisant intervenir des capteurs de pression (Gerges et Gerges, 2014).
13. La force d'extraction peut être mesurée avec un dynamomètre. La force tangentielle exercée par le bouchon sur la peau (généralement l'avant-bras) pour une force normale obtenue à partir du modèle EF de contact bouchon-canal auditif peut être mesurée afin de déduire le coefficient de frottement peau-bouchon.

- Boyer, S. (2015). *Étude de la transmission sonore à travers un protecteur de type « coquilles » : modélisation numérique et validation expérimentale* [Ph.D. thesis, École de technologie supérieure, Canada].
- Boyer, S., Doutres, O., Sgard, F., Laville, F. et Boutin, J. (2015). Low Frequency Finite Element Models of the Acoustical Behavior of Earmuffs. *Journal of the Acoustical Society of America*, 137(5), 2602-2613. <https://doi.org/10.1121/1.4919326>
- Brummund, M. (2014). *Study of the occlusion effect induced by an earplug: numerical modelling and experimental validation* [Ph.D. thesis, École de technologie supérieure, Canada].
- Brummund, M., Sgard, F., Petit, Y. et Laville, F. (2014a). Three-dimensional finite element modeling of the human external ear: Simulation study of the bone conduction occlusion effect. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 135(3), 1433-1444. <https://doi.org/10.1121/1.4864484>
- Buck, K. (2009). Performance of Different Types of Hearing Protectors Undergoing High-Level Impulse Noise. *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*, 15(2), 227-240. <https://doi.org/10.1080/10803548.2009.11076804>
- Carillo, K., Sgard, F. et Doutres, O. (2018). Numerical study of the broadband vibro-acoustic response of an earmuff. *Applied Acoustics*, 134, 25-33. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.12.025>
- Chang, Y., Kim, N. et Stenfelt, S. (2016). The development of a whole-head human finite-element model for simulation of the transmission of bone-conducted sound. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 140(3), 1635-1651. <https://doi.org/10.1121/1.4962443>
- Chang, Y. (2018). *A Finite Element Model of the Human Head for Simulation of Bone-conducted Sound* [Ph.D., Linköping University, Sweden]. <https://doi.org/10.3384/diss-diva.145666>
- Dalaq, A. S., Melo, L., Sgard, F., Doutres, O. et Wagnac, E. (2023). Pressure induced by foam-earplugs on earcanal. *International Journal of Mechanical Sciences*, 241, 107970. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107970>
- Feldman, A. S. et Zwislocki, J. (1965). Effect of the Acoustic Reflex on the Impedance at the Eardrum. *Journal of Speech and Hearing Research*, 8(3), 213-222. <https://doi.org/10.1044/jshr.0803.213>
- Gan, R. Z., Reeves, B. P. et Wang, X. (2007). Modeling of Sound Transmission from Ear Canal to Cochlea. *Annals of Biomedical Engineering*, 35(12), 2180-2195. <https://doi.org/10.1007/s10439-007-9366-y>
- Gerges, R. et Gerges, S. (2014). Earmuff Comfort Evaluation. Dans *Proceedings of Internoise*, 1-7.
- Gramacy, R. B. (2020). *Surrogates: Gaussian Process Modeling, Design, and Optimization for the Applied Sciences*. CRC Press.
- James, C. (2006). *Finite Element Modeling and Exploration of Double Hearing Protection Systems* [Master's thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA].
- Lee, D. et Ahn, T.-S. (2014). A boundary element model for acoustic responses in the ear canal and

its statistical validation and updating. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28(4), 1203-1217. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-1150-3>

Lee, D. et Ahn, T.-S. (2015). Statistical calibration of a finite element model for human middle ear. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(7), 2803-2815. <https://doi.org/10.1007/s12206-015-0609-9>

Liu, Y. (2005). *Wave propagation study using finite element analysis* [Master's thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, USA].

Luan, Y. (2021). *Study of sound transmission through a double protectionsystem using the finite element method (in french « Étude de la transmission sonore à travers un système de double protection à l'aide de la méthode des éléments finis »)* [Ph.D. thesis, École de Technologie Supérieure, Canada].

Lutman, M. E. et Martin, A. M. (1977). The response of the acoustic reflex as a function of the intensity and temporal characteristics of pulsed stimuli. *Journal of Sound and Vibration*, 54(3), 345-360. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(77\)90444-8](https://doi.org/10.1016/0022-460X(77)90444-8)

National Research Council. (2012). *Assessing the Reliability of Complex Models: Mathematical and Statistical Foundations of Verification, Validation, and Uncertainty Quantification* (The National Academies Press).

Oberkampf, W. L. et Roy, C. J. (2010). *Verification and Validation in Scientific Computing*. Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511760396>

Pascal, J., Bourgeade, A., Lagier, M. et Legros, C. (1998). Linear and nonlinear model of the human middle ear. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 104(3), 1509-1516. <https://doi.org/10.1121/1.424363>

Price, G. R. et Kalb, J. T. (2018). *The Philosophy, Theoretical Bases, and Implementation of the AHAH Model for Evaluation of Hazard from Exposure to Intense Sounds (ARL-TR-8333)*. [Research report, U.S. Army Research Laboratory]

Reinfeldt, S., Stenfelt, S. et Håkansson, B. (2013). Estimation of bone conduction skull transmission by hearing thresholds and ear-canal sound pressure. *Hearing Research*, 299, 19–28. <https://doi.org/10.1016/j.heares.2013.01.023>

Tran, H. V., Charleux, F., Rachik, M., Ehrlacher, A. et Ho Ba Tho, M. C. (2008). In vivo characterization of the mechanical properties of human skin derived from MRI and indentation techniques. *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, 10(6), 401-407. <https://doi.org/10.1080/10255840701550287>

Viallet, G., Sgard, F., Laville, F. et Boutin, J. (2014). A finite element model to predict the sound attenuation of earplugs in an acoustical test fixture. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 136(3), 1269-1280. <https://doi.org/10.1121/1.4890645>

Viallet, G., Sgard, F., Laville, F. et Néliste, H. (2015). Investigation of the variability in earplugs

sound attenuation measurements using a finite element model. *Applied Acoustics*, 89, 333-344. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2014.10.007>

Xu, H., Sgard, F., Carillo, K., Wagnac, E., and De Guise, J. (2021). Simulation of the objective occlusion effect induced by bone-conducted stimulation using a three-dimensional finite-element model of a human head. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 150(5), 4018–4030. <https://doi.org/10.1121/10.0007230>

Xu, H. (2022). Prediction of vibroacoustic behavior of a human head wearing earplugs by a finite element method. [Ph.D. thesis, École de Technologie Supérieure, Montréal, CA].

ÉDITEUR



Prof. Jérémie Voix, ing., Ph.D.
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC - ÉCOLE DE TECHNOLOGIE
SUPÉRIEURE
<https://critias.etsmtl.ca>
<https://www.linkedin.com/in/jvoix/>
<https://github.com/jvoix>

Physicien de formation et acousticien par passion, le professeur Jérémie Voix cumule plus de 25 années d'expérience en lutte contre le bruit en milieu de travail. Il siège à l'Association canadienne de normalisation (CSA) et participe activement à l'écriture des dernières normes sur la protection auditive (Z94 et Z1007) et sur la mesure de l'exposition au bruit (Z107). Membre actif de l'American National Standard Institute (ANSI), il était responsable de la toute récente norme ANSI S12.71 sur les tests d'ajustements ("fit-test") des protecteurs auditifs. Depuis 2018, il prend part également à l'initiative "Make Listening Safe" sous l'égide de l'Organisation mondiale de la santé (OMS). Titulaire de la chaire de recherche industrielle ÉTS-EERS en technologies intra-auriculaires (CRITIAS), il développe avec son équipe les futures générations de dispauditifs ("hearables").

AUTEUR



Franck Sgard
INSTITUT DE RECHERCHE ROBERT-SAUVÉ EN SANTÉ ET EN
SÉCURITÉ DU TRAVAIL (IRSST)
<https://www.irsst.qc.ca/contactez-nous/bottin/employe/i/1175552/n/sgard-franck>

F. Sgard a obtenu le diplôme d'ingénieur en génie civil de l'Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat (ENTPE) de Vaulx en Velin (France) en 1990. Il a ensuite obtenu une maîtrise en ingénierie mécanique à l'université de Washington (Seattle) en 1991. En 1992 et 1993, il a travaillé comme assistant de recherche dans le groupe acoustique de l'Université de Sherbrooke (GAUS) sur un projet de recherche sur la réduction du bruit à l'intérieur des cabines d'avion. Il a ensuite entamé un doctorat conjoint (Université de Sherbrooke/Institut national des sciences appliquées de Lyon (France)) en génie mécanique avec une spécialisation acoustique qu'il a terminé en 1995. De 1995 à 2006, il a travaillé comme professeur à l'ENTPE, enseignant l'acoustique et développant des activités de recherche en acoustique appliquée aux industries du transport et du bâtiment sur des sujets tels que la conception de matériaux acoustiques à haute efficacité pour l'absorption et l'isolation acoustique, la modélisation numérique de matériaux poreux homogènes et hétérogènes, la modélisation numérique de structures multicouches complexes en basses fréquences, la caractérisation des paramètres mécaniques des matériaux poreux. En 2002, il a obtenu son habilitation à diriger des recherches en Sciences de l'Université Lyon I- Claude Bernard. En 2006, il a rejoint le groupe Bruit et Vibration de l'Institut Robert Sauvé en Santé et Sécurité du Travail (IRSST) à Montréal, Canada, d'abord en tant que chercheur invité puis en tant que responsable du champ de recherche « Bruit et Vibration ». De 2012 à 2020, il a été responsable du champ de recherche sur la prévention des risques mécaniques et physiques au sein du même institut. Depuis 2021, il se dédie à ses activités de recherche. Actuellement, il occupe le poste de chercheur sénior à l'IRSST et est professeur associé au Département de génie mécanique de l'ÉTS et de l'Université de Sherbrooke depuis 2007. Ses recherches, appliquées à la santé et sécurité du travail, portent sur la modélisation de la protection auditive individuelle et des matériaux acoustiques ainsi que le développement d'outils de prédiction et de mesure pour contrôler le bruit. Avec plus de deux cents vingt articles de revue et de conférences, et plus de cent trente résumés, rapports, articles de vulgarisation, ainsi qu'un livre publié dans le domaine de l'acoustique et des vibrations, F. Sgard est un expert renommé dans son domaine.

CONTRIBUTEUR



Prof. Jérémie Voix, ing., Ph.D.
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC - ÉCOLE DE TECHNOLOGIE
SUPÉRIEURE
<https://critias.etsmtl.ca>
<https://www.linkedin.com/in/jvoix/>
<https://github.com/jvoix>

Physicien de formation et acousticien par passion, le professeur Jérémie Voix cumule plus de 25

années d'expérience en lutte contre le bruit en milieu de travail. Il siège à l'Association canadienne de normalisation (CSA) et participe activement à l'écriture des dernières normes sur la protection auditive (Z94 et Z1007) et sur la mesure de l'exposition au bruit (Z107). Membre actif de l'American National Standard Institute (ANSI), il était responsable de la toute récente norme ANSI S12.71 sur les tests d'ajustements ("fit-test") des protecteurs auditifs. Depuis 2018, il prend part également à l'initiative "Make Listening Safe" sous l'égide de l'Organisation mondiale de la santé (OMS). Titulaire de la chaire de recherche industrielle ÉTS-EERS en technologies intra-auriculaires (CRITIAS), il développe avec son équipe les futures générations de dispauditifs ("hearables").

ÉVALUATEURS



Fabien Bonnet

INSTITUT DE RECHERCHE ROBERT-SAUVÉ EN SANTÉ ET EN
SÉCURITÉ DU TRAVAIL (IRSST)

[https://www.irsst.qc.ca/contactez-nous/bottin/employe/i/
10190177/n/bonnet-fabien](https://www.irsst.qc.ca/contactez-nous/bottin/employe/i/10190177/n/bonnet-fabien)

Professionnel scientifique



Hugues Nélisse

INSTITUT DE RECHERCHE ROBERT-SAUVÉ EN SANTÉ ET EN
SÉCURITÉ DU TRAVAIL (IRSST)

[https://www.irsst.qc.ca/contactez-nous/bottin/employe/i/
120442/n/nelisse-hugues](https://www.irsst.qc.ca/contactez-nous/bottin/employe/i/120442/n/nelisse-hugues)

Chercheur sénior



Marc-André Gaudreau
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À TROIS-RIVIÈRES
https://oraprdnt.uqtr.quebec.ca/pls/public/genw050r.page_perso?owa_no_personne=714965

Professeur, Département de génie mécanique; Titulaire de chaire de recherche
CR en partenariat usine-laboratoire intelligence manufacturière



Olivier Doutres
ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
<https://www.etsmtl.ca/programmes-et-formations/corps-enseignant/odoutres>

Professeur, Département de Génie Mécanique



Pascal Hamery
INSTITUT FRANCO-ALLEMAND DE RECHERCHES DE SAINT-LOUIS (ISL)
<https://fr.linkedin.com/in/pascal-hamery-5132718a>

Chercheur

Ce tome II de « Paupières d'oreille » porte sur la modélisation du comportement acoustique de l'oreille externe occluse par un protecteur auditif. Il discute en premier lieu des avantages et inconvénients des différents types de modèles, allant du plus simple au plus sophistiqué. Dans un deuxième temps, l'emphase est mise sur l'utilisation de modèles numériques basés sur la méthode des éléments finis. Les étapes de modélisation pour l'oreille externe occluse par des protecteurs auditifs sont décrites pas à pas et des exemples de comparaison entre mesures et calculs pour différents types de protection auditive sont fournis. Enfin les défis associés à la modélisation et des pistes de recherche pour y répondre sont abordés. Il s'adresse aux chercheurs, étudiants et ingénieurs qui veulent approfondir leurs connaissances sur la façon de modéliser et comprendre le comportement acoustique de l'oreille externe occluse par un protecteur auditif.



Franck Sgard, Ph.D.

Ingénieur de formation et titulaire d'un doctorat en génie mécanique avec une spécialisation acoustique, Franck Sgard effectue des recherches dans le domaine du contrôle du bruit depuis 35 ans. De 1995 à 2006, il a été enseignant chercheur à l'École Nationale des Travaux Publics de l'état en France où il a développé des activités de recherche en acoustique appliquée aux industries du transport et du bâtiment sur des sujets tels que la conception de matériaux acoustiques à haute

efficacité pour l'absorption et l'isolation acoustique, la modélisation numérique de matériaux poreux homogènes et hétérogènes, la modélisation numérique de structures multicouches complexes en basses fréquences, la caractérisation des paramètres mécaniques des matériaux poreux. En 2006, il a rejoint l'Institut Robert Sauvé en Santé et Sécurité du Travail à Montréal, Canada où il occupe actuellement le poste de chercheur sénior. Il est également professeur associé au Département de génie mécanique de l'ÉTS et de l'Université de Sherbrooke depuis 2007. Ses recherches, appliquées à la santé et sécurité du travail, portent sur la modélisation de la protection auditive individuelle et des matériaux acoustiques ainsi que le développement d'outils de prédiction et de mesure pour contrôler le bruit.

ISBN : 978-2-925481-02-7

Le contenu -régulièrement mis à jour- de cet ouvrage est disponible gratuitement à l'adresse suivante :

<https://pressbooks.etsmtl.ca/modelisationcomportementacoustique>

