

# Étude et caractérisation des solutions acoustiques pour un rotor caréné d'hélicoptère sous excitations réalistes

par

Lucas Barbier

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA MAÎTRISE  
EN GÉNIE MÉCANIQUE AVEC MÉMOIRE  
M. Sc. A.

MONTRÉAL, LE 28 AVRIL 2026

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Lucas Barbier, 2026



Cette licence Creative Commons signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette oeuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'oeuvre n'ait pas été modifié.

**PRÉSENTATION DU JURY**

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE:

M. Thomas Dupont, directeur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de Technologie Supérieure, Canada

M. Maël Lopez, codirecteur  
Soft dB, Canada

M. Olivier Doutres, président du jury  
Département de génie mécanique à l'École de Technologie Supérieure, Canada

M. Adrien Pelat, examinateur externe  
École Nationale Supérieure d'Ingénieurs du Mans, France

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 12 MARS 2026

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE



# Étude et caractérisation des solutions acoustiques pour un rotor caréné d'hélicoptère sous excitations réalistes

Lucas Barbier

## RÉSUMÉ

Ce mémoire présente le développement d'un modèle analytique destiné à la prédiction du comportement acoustique de matériaux multicouches, visant à atténuer le bruit en milieu aéronautique. L'objectif est de proposer un outil générique, flexible et rigoureux permettant de modéliser des absorbeurs acoustiques complexes constitués de plusieurs plaques micro-perforées et de cavités, dans des conditions d'excitation réalistes.

Le modèle repose sur une approche par matrice de transfert reliant la pression et le débit acoustique aux interfaces successives des sous-éléments. Cette formulation modulaire permet de combiner différents types de couches et de géométries tout en conservant une description précise du champ acoustique local. L'approche développée intègre également la possibilité de traiter plusieurs solutions ou architectures de matériaux au sein d'un même cadre de calcul, facilitant les comparaisons et les analyses paramétriques.

Un accent particulier est mis sur la prise en compte des phénomènes non-linéaires associés aux conditions réelles d'excitation. Le modèle intègre notamment les effets de fort niveau sonore, susceptibles de modifier la résistance et la réactance des plaques micro-perforées, ainsi que l'influence des écoulements rasant présents à leur surface. Ces contributions sont traitées par une procédure itérative couplant les vitesses locales et les impédances effectives, assurant ainsi la cohérence du calcul en régime non-linéaire.

Le code ainsi développé constitue un outil de prédiction et de conception efficace pour l'analyse et l'optimisation de traitements acoustiques multicouches et multi-solutions, contribuant à une meilleure compréhension et à la maîtrise des mécanismes d'absorption dans des contextes d'application réels.

**Mots-clés:** méthodologie analytique, matériaux acoustiques multicouches, modèles non-linéaires, plaques micro-perforées, forts niveaux sonores, écoulement rasant



# **Study and Characterization of Acoustic Solutions for a Shrouded Helicopter Rotor under Realistic Excitation Conditions**

Lucas Barbier

## **ABSTRACT**

This thesis presents the development of an analytical model for predicting the acoustic behavior of multilayer resonant structures used for noise reduction in aeronautical applications. The main objective is to provide a generic and reliable tool capable of modeling complex acoustic absorbers composed of multiple perforated plates and cavities, under realistic excitation conditions.

The model is based on a transfer matrix approach that relates the acoustic pressure and volume velocity at the interfaces of each sub-element. This modular formulation allows different types of layers and geometries to be combined within a single framework while maintaining an accurate description of the local acoustic field. The approach also makes it possible to compare several material configurations within the same model, which facilitates parametric studies and optimization.

Special attention is given to the inclusion of nonlinear effects that appear under realistic excitation. The model accounts for high sound pressure levels, which modify the resistance and reactance of perforated plates, as well as grazing flow effects along their surfaces. These contributions are handled through an iterative procedure that couples the local particle velocities and the effective surface impedance, ensuring consistency of the results in nonlinear conditions.

The resulting analytical code provides an efficient and predictive tool for the analysis and design of multilayer acoustic treatments. It contributes to a better understanding of absorption mechanisms in realistic configurations and supports the development of more effective noise control solutions for advanced aeroacoustic systems.

**Keywords:** analytical methodology, multilayer acoustic materials, nonlinear models, perforated plates, high sound levels, grazing flow



## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
0.1 Contexte et enjeux .....	1
0.1.1 Le bruit et sa réduction à l'époque moderne .....	1
0.1.2 État de la recherche en acoustique industrielle appliquée à l'aéronautique .	3
0.1.3 Sur la réduction des émissions sonores, appliquée aux rotors arrière carénés d'un hélicoptère .....	5
0.2 Objectifs de la maîtrise et structure du manuscrit .....	7
CHAPITRE 1 UN ÉTAT DE L'ART .....	9
1.1 Absorbeurs acoustiques pour l'aéronautique .....	9
1.1.1 Le résonateur de Helmholtz .....	9
1.1.2 De la théorie de Helmholtz aux absorbeurs acoustiques .....	11
1.1.3 Solutions usuelles utilisées en aéronautique .....	14
1.1.3.1 Liners à un degré de liberté .....	14
1.1.3.2 Modèle à réaction localisé pour un système 1DOF .....	16
1.1.3.3 Liners à multiples degrés de liberté .....	18
1.1.4 Précisions et limites de l'approche à réaction localisée .....	20
1.1.5 Autres types de liners à réaction non localisée .....	20
1.1.6 Liners à base de résonateurs quart-d'onde .....	21
1.1.7 Liners à base de matériaux poreux .....	22
1.1.8 Sélection de méta-matériaux et absorbeurs passifs multicouches .....	24
1.1.9 Matériaux multi-pancakes avec ou sans décroissance du pore central .....	24
1.1.10 Trou-noir-acoustique composé de plaques micro-perforées .....	26
1.2 Conditions d'excitation réalistes et comportements non-linéaires .....	27
1.2.1 Effets non-linéaires associés aux forts niveaux dans les plaques micro- perforées .....	28
1.2.1.1 Prise en compte des forts niveaux dans les matériaux multicouches .....	29
1.2.2 Effets non-linéaires associés aux écoulements rasants sur les plaques micro-perforées .....	30
1.3 Un exemple de conception d'un traitement acoustique passif pour un rotor arrière caréné .....	32
1.4 Conclusion .....	34
CHAPITRE 2 PRÉSENTATION DU MODÈLE ANALYTIQUE .....	37
2.1 Philosophie générale de la méthode .....	37
2.2 Méthode d'assemblage pour la modélisation d'absorbeurs multi-solutions .....	38
2.2.1 Hypothèses considérés pour les sous-éléments de la méthode .....	38
2.2.2 Représentation des matériaux multicouches par assemblage de couches homogènes en série .....	39

2.2.3	Assemblages des matrices de transfert en parallèle : la méthode P-TMM	40
2.2.4	Indicateurs acoustiques	42
2.2.4.1	Matrice de transmission pour un traitement latéral en incidence rasante	43
2.3	Modélisation des sous-éléments intégrés à la méthode	44
2.3.1	Matrice de transfert d'une couche fluide droite de section constante	44
2.3.1.1	Cas particulier : Couche résistive de faible épaisseur	45
2.4	Modèle de fluide équivalent pour matériaux poreux à squelette rigide : Modèle JCA	46
2.4.1	Principe du modèle JCA	46
2.4.2	Formulation du modèle JCA	47
2.4.3	Modélisation des sous-éléments intégrés au code	47
2.4.3.1	Cavité d'air sans pertes viscothermiques	47
2.4.3.2	Cavité d'air avec pertes viscothermiques	48
2.4.3.3	Plaques micro-perforées	49
2.4.4	Écrans résistifs	49
2.4.5	Cavités latérales	50
2.4.5.1	Prise en compte des cavités latérales dans la ligne de transfert	50
2.4.6	Conditions de surface des cavités latérales	52
2.4.6.1	Cavité annulaire fine	52
2.4.6.2	Cavité latérale fine	53
2.4.6.3	Cavités latérales épaisses de forme quelconque : approximation volumique	55
2.5	Présentation de l'architecture du code analytique	56
2.5.1	Description générale	56
2.5.2	Cycle de vie des objets	56
2.5.3	Mise en œuvre de la physique acoustique	57
2.5.4	Cadres d'utilisation	57
2.5.5	Choix d'architecture : avantages et limites	58
2.5.6	Perspectives de développement	58
2.6	Validation de la méthode	59
2.6.1	Objectifs et démarche	59
2.6.2	Méta-matériaux "multi-pancakes"	59
2.6.2.1	Construction du modèle par assemblage de blocs en série	59
2.6.2.2	Comparaison des prédictions du code avec les résultats expérimentaux de la littérature	60
2.6.3	Méta-matériau <i>MPPSBH</i>	62
2.6.3.1	Construction du modèle par assemblage de blocs en série	62
2.6.3.2	Comparaison des prédictions du code avec les résultats expérimentaux de la littérature	63
CHAPITRE 3	PRISE EN COMPTE DES CONDITIONS D'EXCITATION RÉALISTES DANS LES MATÉRIAUX MULTICOUCHES À BASE DE PLAQUES MICRO-PERFORÉES	65

3.1	Correction des modèles pour tenir compte des effets non-linéaires associés aux forts niveaux .....	65
3.1.1	Prise en compte des effets non-linéaires associés aux forts niveaux dans les matériaux constitués de plusieurs plaques micro-perforées .....	67
3.1.2	Correction des modèles pour tenir compte des effets non-linéaires associés aux écoulements rasants .....	68
3.2	Validation des modèles correctifs .....	69
3.3	Conclusion .....	73
CHAPITRE 4 APPLICATION DE LA MÉTHODOLOGIE .....		75
4.1	Caractérisation acoustique du prototype de rotor .....	75
4.2	Présélection et étude d'un matériau acoustique multicouche .....	78
4.2.1	Critères pour la présélection de la solution étudiée .....	78
4.2.2	Géométries retenues et adaptation du modèle .....	79
4.2.3	Adaptation du modèle multicouche et validation numérique de plusieurs configurations du matériau <i>MMPP-Sq</i> .....	81
4.3	Étude paramétrique du matériau <i>MMPP-Sq</i> .....	85
4.3.1	Étude de l' <i>effet diaphragme</i> .....	85
4.3.2	Étude de l'influence du nombre de plaques .....	88
4.3.3	Étude de l' <i>effet trou-noir acoustique</i> .....	91
4.3.4	Conclusion de l'étude paramétrique .....	95
4.4	Validation numérique et expérimentale pour le matériau <i>MMPP-R</i> .....	95
4.4.1	Optimisation d'une configuration constituée de plusieurs <i>MMPP-R</i> et fabrication des prototypes .....	96
4.4.2	Validation numérique et expérimentale en régime linéaire .....	98
4.4.3	Validation expérimentale en régime d'excitation non-linéaire .....	100
4.5	Optimisation contrainte d'un traitement acoustique multi-solutions intégrant le matériau <i>MMPP-Sl</i> .....	104
4.5.1	Description du traitement acoustique final et du modèle multi-solutions associé .....	104
4.5.2	Cahier des charges acoustiques pour le projet <i>REAR</i> .....	106
4.5.3	Adaptation du modèle des bi-fentes latérales pour la configuration <i>MMPP-Sl</i> .....	107
4.5.4	Construction du modèle pour le traitement global du carénage .....	107
4.5.5	Définition des paramètres du modèle associés aux conditions environnementales .....	108
4.5.6	Optimisation contrainte du traitement global .....	109
4.5.7	Prédiction des performances du traitement mixte optimisé .....	110
4.6	Validation des prototypes du matériau <i>MMPP-Sl</i> intégrés dans le carénage du prototype de rotor .....	115
4.6.1	Validation expérimentale en incidence normale .....	115
4.6.2	Validation de l'approche numérique en 2D pour les profils <i>MMPP-Sl</i> ....	116
4.6.3	Comparaison des modèles corrigés .....	118

4.7	Validation expérimentale en champ réaliste .....	120
CHAPITRE 5	CONCLUSION .....	121
ANNEXE I	PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES .....	123
ANNEXE II	COMPLÉMENTS SUR LES RELATIONS ENTRE LES GRANDEURS ACOUSTIQUES .....	127
ANNEXE III	COMPLÉMENTS CONCERNANT LA MÉTHODE ITÉRATIVE POUR LA PRISE EN COMPTE DES FORTS NIVEAUX DANS LES MATÉRIAUX MULTICOUCHES .....	131
ANNEXE IV	DÉVELOPPEMENT DU CODE MATLAB .....	135
BIBLIOGRAPHIE	.....	137

## LISTE DES TABLEAUX

		Page
Tableau 2.1	Rayons hydrauliques et constantes de forme issues de Carman (Carman, 1956) pour différentes sections de pore .....	48
Tableau 2.2	Paramètres géométriques des configurations multi-pancakes modélisées pour la validation du code analytique .....	60
Tableau 2.3	Paramètres géométriques de la configuration <i>MPPSBH</i> à profil linéaire utilisés pour la validation du code analytique .....	63
Tableau 3.1	Paramètres géométriques et conditions d'excitation des configurations SDOF (MPP + cavité) tirées de Laly (Laly, 2018a) et utilisés pour la validation des modèles correctifs .....	70
Tableau 4.1	Niveau pic et bruit aérodynamique moyen aux fréquences <i>BPF</i> et <i>Harm1</i> pour plusieurs régimes moteurs du prototype de rotor .....	78
Tableau 4.2	Paramètres constants communs à toutes les plaques des configurations C0.1 et C0.2 .....	83
Tableau 4.3	Côtés du carré du diaphragme et porosités réelles correspondantes — configuration C0.2 (profil décroissant linéaire de P1 à P10) .....	84
Tableau 4.4	Récapitulatif des configurations étudiées et de leurs caractéristiques géométriques .....	87
Tableau 4.5	Fréquence du premier pic d'absorption pour les configurations C0.1 et C0.2 ainsi que pour leurs configurations équivalentes à perforation uniforme C0.1-U, et C0.2-U .....	87
Tableau 4.6	Fréquence et amplitude du premier pic d'absorption selon le nombre de plaques pour les profils constant et à décroissance linéaire .....	91
Tableau 4.7	Ordre explicite des plaques pour les configurations dérivées de la configuration à profil à décroissance linéaire (C0.2) pour l'étude de l'effet trou noir acoustique .....	92
Tableau 4.8	Évolution des paramètres acoustiques au maximum d'absorption en fonction du niveau sonore .....	102
Tableau 4.9	Coefficient d'absorption moyen prédit par le modèle avec écoulement dans les bandes fréquentielles ciblées .....	113

Tableau 4.10      Caractéristiques des perforations : rayon, pas et porosité géométrique .114

## LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 0.1	Évolution des normes pour la limitation du bruit des avions commerciaux entre 1990 et 202 Tiré de Rutherford et al. (Rutherford, 2025) .....	2
Figure 0.2	Le démonstrateur EDAT et ses quatre rotors de queue carénés .....	6
Figure 1.1	Vases intégrés et cavités résonnantes observés dans les îles grecques : (a) Patmos, (b) Égine, (c) Sifnos (en haut) et Patmos (en bas) Tiré de Koumanoudis et al. (Koumanoudis, 2003) .....	10
Figure 1.2	Résonateurs de Helmholtz Tiré de Roche et al. (Roche, 2011) .....	10
Figure 1.3	Représentation schématique du comportement acoustique des plaques micro-perforées Tiré de Atalla et al. (Atalla & Sgard, 2007) .....	15
Figure 1.4	Liners à un degré de liberté (à gauche) et deux degrés de liberté (à droite) Tiré de Dilillo (Dilillo, a) .....	19
Figure 1.5	Comparaison qualitative entre les performances d'un SDOF et d'un DDOF Tiré de Dilillo (Dilillo, a) .....	20
Figure 1.6	Configuration de liners à profondeurs variables Tiré de Dilillo (Dilillo, a) .....	21
Figure 1.7	Liners à base de mousse métallique Tiré de Sutliff et al. (Sutliff & Jones, 2008) .....	22
Figure 1.8	Deux géométries « multi-pancakes » .....	25
Figure 1.9	Profil du matériau <i>MPPSBH</i> Tiré de Chen et al. (Chen <i>et al.</i> , 2024b) ....	27
Figure 1.10	Structures tourbillonnaires en entrée/sortie de perforations sous fort niveau Tiré de Ingard et al. (Ingård & Labate, 1950) .....	28
Figure 1.11	Réduction de l'aire effective d'une perforation causée par la présence d'un écoulement rasant au niveau de son embouchure Tiré de Hersch (Hersh & Walker, 1995) .....	31
Figure 1.12	Traitement acoustique SAA appliqué au niveau de la surface interne du carénage d'un rotor caréné arrière d'hélicoptère dans le cadre du projet BLUECOPTER Tiré de Redmann et al. (Redmann, Pongratz & Zillmann, 2013) .....	34

Figure 2.1	Principe de l'assemblage de couches en série pour définir un matériau multicouche à terminaison rigide Tiré de Parrott et al. (Parrott & Jones, 1995) .....	40
Figure 2.2	Illustration de la définition de la matrice de transmission .....	43
Figure 2.3	Tronçon (en blanc) du pore central ( <i>main pore</i> ) auquel sont connectées deux cavités latérales ( <i>dead-end</i> ) Tiré de Leclaire et al. (Leclaire, Umnova, Dupont & Panneton, 2015) .....	50
Figure 2.4	Représentation schématique des différentes approches pour la modélisation de l'admittance des cavités latérales. De gauche à droite : propagation transversale (PT), propagation oblique (PO), admittance volumique (AV) .....	54
Figure 2.5	Comparaison entre les prédictions du code analytique et les résultats expérimentaux de référence pour deux configurations multi-pancakes ...	61
Figure 2.6	Comparaison entre les prédictions du code analytique et les résultats expérimentaux de référence pour une configuration <i>MPPSBH</i> à décroissance linéaire (Chen <i>et al.</i> , 2024b) <i>figure 3.a</i> .....	64
Figure 3.1	Diagramme fonctionnel de la procédure itérative de calcul de l'impédance de surface par le modèle non-linéaire multicouche avec rétro-propagation matricielle .....	67
Figure 3.2	Comparaison des prédictions du code analytique avec le modèle de référence de Laly (Laly, 2018a, Fig. 3.4) pour la configuration <i>MPP</i> + cavité 1 .....	70
Figure 3.3	Comparaison des prédictions du code analytique avec le résultat expérimental de Laly (Laly, 2018a, Fig. 3.8) pour la configuration <i>MPP</i> + cavité 2 .....	71
Figure 3.4	Comparaison des prédictions du code analytique avec le modèle de référence de Laly (Laly, 2018a, Fig. 5.1) pour la configuration <i>MPP</i> + cavité 3 .....	72
Figure 3.5	Comparaison des prédictions du code analytique avec le modèle de référence de Laly (Laly, 2018a, Fig. 5.2) pour la configuration <i>MPP</i> + cavité 4 .....	73
Figure 4.1	Prototype de rotor utilisé pour le projet REAR Tiré de Rendon et al. (Rendon, Jaiswal, Sanjose, Pasco & Moreau) .....	76

Figure 4.2	Représentation indicative du niveau de pression en champ semi-lointain pour un régime moteur de 3500 RPM .....	77
Figure 4.3	Répartition des perforations sur les plaques des matériaux <i>MMPP-R</i> (à gauche), <i>MMPP-Sl</i> (au milieu) et <i>MMPP-Sq</i> (à droite) et nomenclature adoptée pour leur description .....	80
Figure 4.4	Représentation en coupe des demi-pores centraux discrétisés et de la cavité latérale de forme cubique pour la modélisation d'une plaque et d'une cavité d'une configuration <i>MMPP-Sq</i> .....	82
Figure 4.5	Vues en plan des géométries des configurations C0.1 (a) et C0.2 (b) à base carrées obtenues avec le logiciel COMSOL .....	83
Figure 4.6	Validation numérique de la modélisation multicouche pour les configurations C0.1 et C0.2 ( <i>MMPP-R</i> ) en régime linéaire .....	84
Figure 4.7	Effet « diaphragme » Tiré de Villamil et al. (Villamil, 2012) .....	86
Figure 4.8	Étude de l'influence de l'effet diaphragme sur les configurations <i>MMPP-Sq</i> à porosité réelle constante et décroissante évaluée avec le modèle analytique .....	88
Figure 4.9	Étude paramétrique de l'impact du nombre de plaques sur les configurations <i>MMPP-Sq</i> à profils constant .....	89
Figure 4.10	Étude paramétrique de l'impact du nombre de plaques sur les configurations <i>MMPP-Sq</i> à profils à décroissance linéaire .....	90
Figure 4.11	Représentation schématique des configurations dérivées de la configuration <i>MMPP-Sq</i> C0.2 à profil à décroissance linéaire .....	92
Figure 4.12	Étude de l'effet trou-noir acoustique sur des configurations de <i>MMPP-Sq</i> dérivée de la configuration C0.2 à profil à décroissance linéaire .....	93
Figure 4.13	Étude de l'effet trou-noir acoustique sur des configurations de <i>MMPP-Sq</i> dérivée de la configuration C0.2 à profil à décroissance linéaire d'après l'impédance de surface normalisée des configurations .....	94
Figure 4.14	Géométries des configurations C1.1 et C1.2 représentées dans l'interface du logiciel COMSOL .....	98
Figure 4.15	Comparaison entre prédictions analytiques, numériques et mesures expérimentales en régime linéaire pour les configurations C1.1 et C1.2 ..	99

Figure 4.16	Indicateurs acoustiques en incidence normale du prototype C1.2 pour différents niveau d'excitation .....	101
Figure 4.17	Comparaison entre les mesures expérimentales et les différentes stratégies de modélisation analytique multicouche intégrant les effets de forts niveaux pour la configuration C1.1 : application du niveau à la première plaque (PP), à l'ensemble des plaques (TP) et par rétro-propagation (RP) à partir des matrices de transfert inverses (incidence normale, 130 dB et 140 dB) .....	103
Figure 4.18	Photo des deux cartouches constituant le traitement acoustique mixte du rotor caréné, en haut la cartouche ÉTS et en bas la cartouche Poly ..	105
Figure 4.19	Schéma des solutions constituant les cartouches Poly ((a) et (b)) et ÉTS ((b) et (c)) .....	106
Figure 4.20	Niveau de pression totale par bande et OASPL à la surface du carénage dans le plan du stator obtenu par simulation numérique .....	108
Figure 4.21	Prédiction des modèles pour la configuration optimisée de la cartouche de ÉTS .....	111
Figure 4.22	Prédiction des modèles pour la configuration optimisée de la cartouche de l'ÉP .....	112
Figure 4.23	Prédiction des modèles pour la configuration optimisée globale (Cartouche de l'ÉTS et de l'ÉP .....	113
Figure 4.24	Configurations C2.1 à C2.4 en régime linéaire à incidence normale - Comparaison entre les résultats expérimentaux et les modèles numériques 2D et 3D .....	117
Figure 4.25	Configurations C2.5 à C2.8 en régime linéaire à incidence normale - Comparaison entre les résultats expérimentaux et les modèles numériques 2D et 3D .....	117
Figure 4.26	Comparaison des modèles configuration C2.6 .....	119
Figure 4.27	Comparaison des modèles configuration C2.7 .....	119

## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASTM	American Society for Testing and Materials
BPF	Blade Passing Frequency
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
COMSOL	COMSOL Multiphysics
EDAT	Electrically Distributed Anti Torque
ÉP	École Polytechnique de Montréal
ÉTS	École de technologie supérieure
FEM	Finite Element Method
HR	Helmholtz Resonator
ISO	International Organization for Standardization
JCA	Johnson–Champoux–Allard
MDOF	Multi Degree of Freedom
MMPP-R	Multi MPP with rectangular diaphragms
MMPP-SI	Multi MPP with slit-shaped diaphragms
MMPP-Sq	Multi MPP with square-shaped diaphragms
MPP	Micro-Perforated Plate
PA	Pressure Acoustics
P-TMM	Parallel Transfer Matrix Method
QWLR	Quarter-Wave Length Resonator
REAR	Réduction de l'Empreinte Acoustique des Rotors carénés
RMS	Root Mean Square
SBH	Sonic Black-Hole
SDOF	Single Degree of Freedom
SPL	Sound Pressure Level

XX

TL	Transmission Loss
TMM	Transfer Matrix Method
TVA	Thermo-Viscous Acoustics

## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

$p$	Pression acoustique (Pa)
$v$	Vitesse particulaire (m/s)
$u$	Débit acoustique (m <sup>3</sup> /s)
$\rho_0$	Masse volumique de l'air au repos (kg/m <sup>3</sup> )
$c_0$	Célérité du son dans l'air (m/s)
$k$	Nombre d'onde (rad/m)
$k_{eqc}$	Nombre d'onde équivalent complexe (rad/m)
$\omega$	Pulsation angulaire (rad/s)
$f$	Fréquence (Hz)
$Z_0$	Impédance caractéristique de l'air (Pa·s/m)
$Z_{eq}$	Impédance caractéristique équivalente complexe (Pa·s/m)
$Z_s$	Impédance de surface (Pa·s/m)
$\alpha$	Coefficient d'absorption
$R_f$	Coefficient de réflexion
$\sigma$	Résistivité au passage de l'air (Pa·s/m <sup>2</sup> )
$\eta$	Viscosité dynamique de l'air (Pa·s)
$\gamma$	Rapport des capacités calorifiques
$\kappa$	Conductivité thermique (W/m·K)



## INTRODUCTION

### 0.1 Contexte et enjeux

#### 0.1.1 Le bruit et sa réduction à l'époque moderne

Le bruit et sa réduction sont devenus une préoccupation majeure pour les ingénieur.e.s depuis plus d'un siècle. L'essor des systèmes motorisés a accompagné le progrès technique, mais s'est également traduit par une augmentation et une diversification des nuisances sonores. Cette évolution résulte inévitablement du déploiement massif des forces motrices dans l'ensemble des secteurs d'activité humaine.

Ces nuisances rythment notre quotidien et altèrent nos conditions de vie et de travail. Elles peuvent, selon leur intensité et leur persistance, constituer une gêne ponctuelle, affecter la santé mentale sur le long terme ou encore provoquer une dégradation durable de la santé auditive. L'Organisation mondiale de la santé (OMS) considère aujourd'hui le bruit environnemental comme l'un des principaux risques pour la santé en milieu urbain, juste après la pollution atmosphérique.

Dans son rapport *Burden of Disease from Environmental Noise* (Organization, 2011), l'OMS estime que plus d'un million d'années de vie en bonne santé sont perdues chaque année en Europe occidentale en raison de l'exposition au bruit ambiant. Parmi ces pertes, environ 903 000 années sont attribuées à la perturbation du sommeil, 587 000 à des niveaux de désagrément élevés (*high annoyance*) et 61 000 à des maladies cardiaques. Ce rapport met en évidence que les effets non auditifs du bruit — fatigue, troubles cardiovasculaires, difficultés cognitives et stress chronique — se manifestent à des niveaux sonores courants en milieu urbain, parfois inférieurs à 55 dBA.

L'attention croissante portée à la protection du vivant et à l'amélioration des conditions de travail contraint les industriels à considérer ces pollutions, longtemps jugées secondaires. Les réglementations sur le bruit se sont progressivement durcies à mesure que notre compréhension de ses effets sur l'environnement et sur l'oreille humaine s'est affinée. Ce constat est particulièrement marqué dans le domaine aéronautique. Dans la dernière décennie, l'Organisation de l'Aviation Civile Internationale a significativement renforcé les exigences relatives aux émissions sonores des aéronefs. Le Comité pour la protection de l'environnement en aviation a notamment adopté en 2025 de nouveaux standards, dits *Chapitre 16*, qui imposent une réduction supplémentaire de 6 EPNdB pour les gros porteurs par rapport au *Chapitre 14*, actuellement en vigueur (Rutherford, 2025). Cet indicateur évalue le niveau perçu en tenant compte de la perception humaine et des phases de vol de l'aéronef (décollage, atterrissage, vol stationnaire, etc.) L'évolution de ces réglementations apparaît sur la figure 0.1.

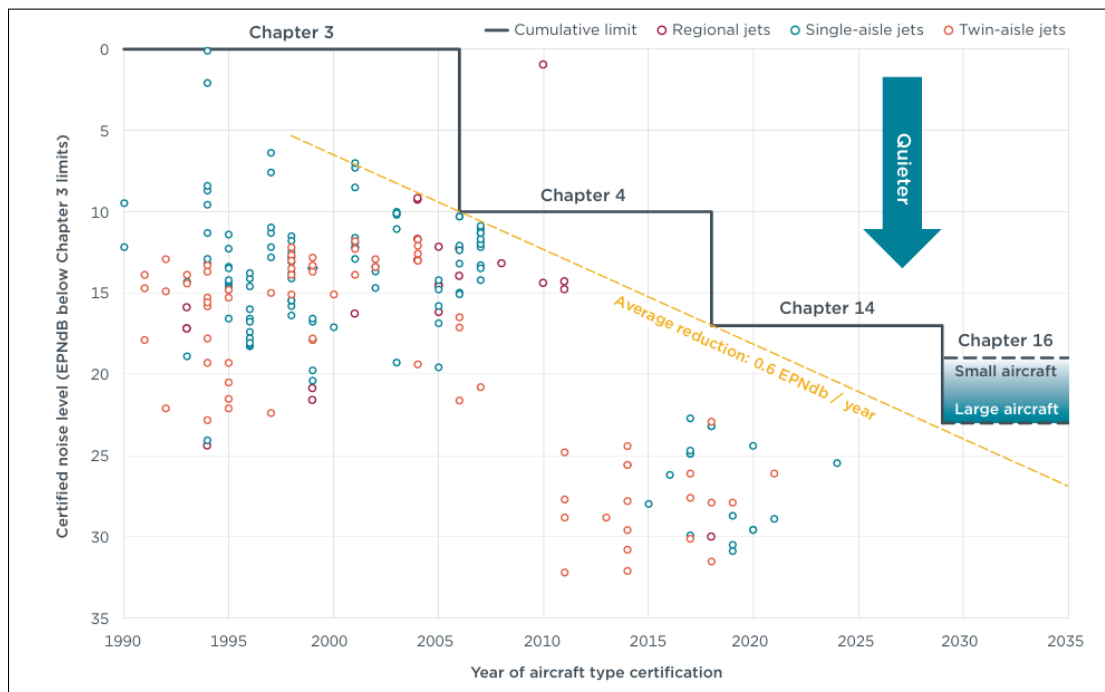


Figure 0.1 Évolution des normes pour la limitation du bruit des avions commerciaux entre 1990 et 2025

Tiré de Rutherford et al. (Rutherford, 2025)

### 0.1.2 État de la recherche en acoustique industrielle appliquée à l'aéronautique

Pour faire face au bruit environnemental dans le secteur de l'industrie, il est possible d'agir à plusieurs niveaux :

- Au niveau de la source ;
- Au niveau du récepteur ;
- Au sein du milieu séparant la source et le récepteur.

Des technologies spécifiquement dédiées à l'absorption de l'énergie acoustique ont été développées et sont aujourd'hui largement utilisées dans le secteur de l'industrie aéronautique. Des "liners" acoustiques sont, par exemple, disposés à la surface de l'enveloppe aérodynamique des turboréacteurs d'avion (*nacelle*), au niveau de la sortie (*outlet*) et de l'entrée d'admission (*inlet*) pour tenter d'absorber une partie de l'énergie acoustique émise (Wong, Nesbitt, Jones & Nark, 2019). La compréhension du fonctionnement de ces dispositifs est relativement avancée et plusieurs modèles analytiques permettent de décrire et d'interpréter les propriétés d'absorption des traitements acoustiques dans des conditions idéales d'expérimentation en laboratoire. La compréhension de certains mécanismes à l'œuvre lors de l'application de la théorie demeure toutefois limitée, en particulier lorsque ces dispositifs sont soumis à des conditions environnementales extrêmes telles que des niveaux sonores élevés ou des écoulements d'air turbulents. Par ailleurs, la conception et le dimensionnement des traitements acoustiques résultent le plus souvent d'un compromis entre, d'une part, les objectifs de réduction du bruit et, d'autre part, les exigences aérodynamiques, énergétiques et économiques liées au coût de fabrication.

Ces enjeux justifient l'intérêt soutenu porté à l'étude et au développement de nouvelles solutions acoustiques dans des contextes académiques et industriels. Deux axes de recherche principaux se dégagent :

- La prise en compte toujours plus fine des conditions environnementales dans lesquelles ces solutions sont déployées implique :
  - un raffinement de la compréhension des phénomènes physiques et de leurs interactions,
  - le développement de modèles analytiques et empiriques corrigés,
  - une amélioration des capacités de prédiction des performances ;
- Le dépassement des performances des matériaux dits "standards" grâce au développement de matériaux structurés aux propriétés géométriques particulières, souvent regroupés sous l'appellation de "méta-matériaux" (Gao *et al.*, 2022).

Ces axes bénéficient aujourd'hui de deux dynamiques complémentaires : d'une part, l'augmentation des capacités de calcul numérique permet de simuler des phénomènes acoustiques avec une résolution de plus en plus fine (Dynamique des fluides computationnelle (Pinelli, Marconcini, Arnone, Bacci *et al.*, 2024) (Chen, Ji & Huang, 2020), Méthode de Lattice-Boltzmann (Rendon *et al.*), (Pereira *et al.*, 2023), etc.) d'autre part, les avancées en fabrication, notamment l'impression 3D, ouvrent la voie à un déploiement à grande échelle de solutions acoustiques plus sophistiquées (Wu, Xue, Tian, Liu & Li, 2023) (Boulvert *et al.*, 2020) (Fan *et al.*, 2022). Récemment, Kreitzman *et al.* (Kreitzman & Jones, 2024) ont développé un liner acoustique imprimé en 3D par stéréolithographie haute résolution, optimisé pour une intégration potentielle en nacelle.

La diversification des applications industrielles renforce également cet intérêt. Le développement des moteurs électriques, l'essor des drones et l'émergence des taxis volants constituent autant de nouveaux champs d'application (Galles, Nark, Jones & Greenwood, 2024), (Schneider, Heger & Konstanzer). Chacun présente des conditions environnementales et d'utilisation spécifiques (régimes moteurs variables, contraintes de masse et d'encombrement, etc.), rendant nécessaire l'élargissement de la gamme des solutions disponibles.

### **0.1.3 Sur la réduction des émissions sonores, appliquée aux rotors arrière carénés d'un hélicoptère**

L'apparition et le développement des rotors de queue carénés à l'arrière des hélicoptères fournissent un nouveau cadre à l'application de technologies passives pour la réduction des nuisances sonores. En effet, les cavités carénées dans lesquelles sont placés les rotors présentent une surface interne, au niveau de laquelle différents traitements acoustiques peuvent être appliqués. Cette maîtrise s'inscrit dans le cadre du projet REAR (*Réduction de l'Empreinte Acoustique des Rotors carénés*), un projet collaboratif impliquant Bell Textron Canada limitée (BTCL), Hutchinson, l'École Polytechnique de Montréal (ÉP) et l'école de Technologie Supérieure (ÉTS). L'EDAT (*Electrically Distributed Anti Torque*) est un démonstrateur développé par BTCL. Il s'agit d'un prototype de rotor de queue composé de quatre rotors carénés, propulsés par des moteurs électriques (voir l'image à gauche sur la figure 0.2). Ce concept comporte plusieurs avantages, tels qu'une meilleure sécurité pour les personnes au sol, ainsi qu'un meilleur contrôle de la poussée des rotors de queue, en faisant varier seulement la vitesse ou le sens de rotation des moteurs électriques, sans avoir à changer l'angle des pales, comme dans les systèmes classiques à vitesse de rotation fixe (Science, 2020). Un des autres avantages est la réduction du bruit potentiel que peut apporter ce type de système, comparé à un système anti-couple standard composé d'un seul rotor ouvert.



Figure 0.2 Le démonstrateur EDAT et ses quatre rotors de queue carénés

Les objectifs du projet REAR sont :

- Développer une méthodologie générale de conception de solutions acoustiques ;
- Appliquer cette méthodologie en développant un traitement acoustique pour un prototype de rotor caréné similaire à ceux du démonstrateur EDAT.

Le projet se déploie en plusieurs volets impliquant les différents partenaires industriels et académiques :

- Modélisation analytique et optimisation du traitement acoustique ;
- Évaluation des conditions environnementales spécifiques et validation des performances acoustiques du traitement par modélisation numérique ;
- Conception et fabrication des prototypes, ainsi que du traitement acoustique ;
- Campagnes expérimentales menées en laboratoire et sur bancs d'essai.

## 0.2 Objectifs de la maîtrise et structure du manuscrit

L'objectif principal de cette maîtrise est de développer une méthodologie générale pour définir et dimensionner des absorbeurs acoustiques multicouches et multi-solutions. Pour son application au projet REAR et, plus généralement, pour toute application dans un contexte industriel spécifique, une telle méthodologie doit :

- Permettre de définir, d'étudier et de comparer différents types de solutions acoustiques en tenant compte des spécificités du champ d'excitation et des conditions environnementales ;
- Permettre de dimensionner un traitement optimal tenant compte d'un cahier des charges acoustique ainsi que d'un certain nombre de contraintes de différents types (conception, fabrication, etc.);

Pour répondre à cet objectif, la présente contribution consiste à développer un code analytique permettant de définir un large éventail de matériaux acoustiques conventionnels et innovants. Ce code analytique présente plusieurs volets :

- Une méthode de construction modulaire permettant de définir les absorbeurs acoustiques multi-solutions ;
- La prise en compte des paramètres associés aux conditions d'excitation réalistes dans le modèle des matériaux multi-couches ;
- Une méthode de dimensionnement par optimisation, tenant compte des objectifs et des contraintes spécifiques associés à une application industrielle.

Le présent mémoire de maîtrise s'organise en quatre chapitres. Le premier chapitre fait une revue de la littérature scientifique au sujet des absorbeurs acoustiques passifs et de leurs principes de fonctionnement, ainsi que des principaux matériaux acoustiques utilisés dans le secteur aéronautique. Le deuxième et le troisième chapitre présentent la structure du code

analytique, incluant la prise en compte des conditions d'excitation et sa validation numérique et expérimentale. Le quatrième chapitre constitue finalement une application de la méthodologie de modélisation dans le cadre du projet REAR.

# CHAPITRE 1

## UN ÉTAT DE L'ART

Ce chapitre propose une revue de la littérature, présentant les fondements théoriques de l'acoustique nécessaires à la définition des absorbeurs acoustiques, les solutions conventionnelles employées dans le domaine aéronautique, ainsi qu'un ensemble de matériaux innovants ayant récemment fait l'objet d'études théoriques et expérimentales. Un aperçu de l'influence du niveau sonore et de l'écoulement rasant sur le comportement des plaques perforées est ensuite proposé, suivi de la présentation de différentes approches permettant de prendre en compte ces effets dans les modèles de matériaux multicouches. Enfin, le contexte du projet est approfondi par un rappel des mécanismes d'émission acoustique des hélicoptères, et plus particulièrement par une revue du bruit généré par les rotors arrière carénés. À ce titre, un projet de conception d'un traitement acoustique passif développé dans un cadre industriel comparable est présenté comme référence méthodologique et technologique pour situer le travail réalisé.

### 1.1 Absorbeurs acoustiques pour l'aéronautique

L'utilisation d'absorbeurs passifs pour la réduction du bruit dans le secteur aéronautique a été passée en revue. Le résonateur de Helmholtz sert de point de départ pour définir les concepts permettant de comprendre le principe de fonctionnement des solutions techniques utilisées dans l'industrie. Un premier modèle tiré de la mécanique du point permet d'introduire les grandeurs nécessaires pour décrire les performances acoustiques de ce dispositif.

#### 1.1.1 Le résonateur de Helmholtz

L'origine du concept de résonateur acoustique remonte à l'Antiquité. Aristote mentionne déjà dans ses *Problèmes* l'influence d'un pot enterré sur la réverbération d'un espace clos, tandis que Vitruve décrit dans *De Architectura* l'usage de vases en bronze (*echeia*) dans les théâtres romains. Ces dispositifs, souvent considérés comme les ancêtres des résonateurs de Helmholtz,

visaient à améliorer la clarté et la qualité sonore des lieux publics (Zakinthinos & Skarlatos, 2007).

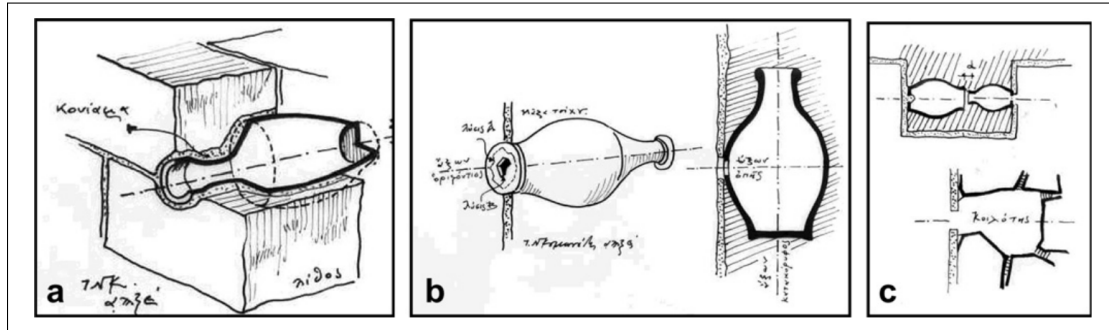


Figure 1.1 Vases intégrés et cavités résonnantes observés dans les îles grecques : (a) Patmos, (b) Égine, (c) Sifnos (en haut) et Patmos (en bas)  
Tiré de Koumanoudis et al. (Koumanoudis, 2003)

Les travaux de Hermann Von Helmholtz (von Helmholtz, 1863) ont permis de formaliser le principe du résonateur acoustique, un dispositif expérimental destiné à isoler une composante fréquentielle donnée au sein d'un signal sonore constitué de plusieurs harmoniques. Ce résonateur se présente sous la forme d'une sphère métallique creuse, prolongée par un col cylindrique étroit.



Figure 1.2 Résonateurs de Helmholtz  
Tiré de Roche et al. (Roche, 2011)

En plaçant son oreille à l'ouverture de résonateurs de tailles et de formes différentes, Helmholtz observa que chacun d'eux amplifiait une fréquence qui lui était propre. Pour définir cette fréquence, il utilise l'analogie mécanique de l'oscillateur harmonique à un degré de liberté :

- L'air contenu dans le col est mis en mouvement par le champ acoustique extérieur et se comporte comme une masse mobile ;
- L'air contenu dans la cavité subit une compression et se comporte comme un ressort.

Le système masse-ressort équivalent est défini à partir du volume  $V$ , de la longueur du col  $L$  et du rayon du col  $r$ . Il donne la fréquence de résonance du dispositif :

$$f_H = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi r^2}{V(L + \Delta L)}}, \quad (1.1)$$

avec  $\Delta L = 0.6r$  un terme correctif empirique introduit pour tenir compte du rayonnement d'un col non embouché.

### 1.1.2 De la théorie de Helmholtz aux absorbeurs acoustiques

La théorie initiale de Helmholtz ne permet pas, à elle seule, d'expliquer l'absorption de l'énergie du champ acoustique incident. Pour cela, il faut introduire de l'amortissement ainsi qu'une force d'excitation dans le modèle de l'oscillateur harmonique précédent. Rayleigh (John William Strutt, 1894–1896) propose une reformulation énergétique du problème de la dissipation acoustique :

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot (p\mathbf{v}) = -\Phi, \quad E = \frac{p^2}{2\rho_0 c^2} + \frac{1}{2}\rho_0 v^2, \quad I = p\mathbf{v}, \quad (1.2)$$

ou  $\Phi$  représente la puissance dissipée par frottements visqueux et conduction thermique par unité de volume. La formulation énergétique de Rayleigh permet d'exprimer la puissance transmise au résonateur par le champ acoustique externe ( $p_{ext}$ ,  $\mathbf{v}_{ext}$ ) à travers sa section d'entrée  $S$  de normale  $\mathbf{n}$  :

$$P = \iint_S \mathbf{I}_{ext} \cdot \mathbf{n} \, dS. \quad (1.3)$$

Cette puissance correspond au travail instantané du champ extérieur sur le fluide oscillant dans le col du résonateur. Si l'on introduit une vitesse acoustique moyenne à l'entrée du col :

$$\bar{v} = \frac{1}{S} \iint_S \mathbf{v}_{ext} \cdot \mathbf{n} dS, \quad (1.4)$$

on peut définir une pression d'excitation équivalente :

$$\bar{p} = \frac{P}{S\bar{v}}. \quad (1.5)$$

On peut alors écrire l'équation de l'oscillateur amorti pour une excitation harmonique :

$$\bar{p} = \left( \frac{R}{S} + j\omega \frac{M}{S} + \frac{K}{Sj\omega} \right) \bar{v}. \quad (1.6)$$

Dans le cadre général précédent, la pression et la vitesse peuvent varier sur la surface  $S$  de l'ouverture du résonateur. L'hypothèse de *réaction localisée* consiste à supposer que, pour les fréquences suffisamment basses, le champ acoustique est uniforme sur cette surface :

$$\bar{p} = p_{ext} = p, \quad \bar{v} = \mathbf{v}_{ext} \cdot \mathbf{n} = v. \quad (1.7)$$

Cette hypothèse revient à considérer que le résonateur est excité par une onde plane dont la longueur d'onde est grande par rapport aux dimensions caractéristiques du col. Sous cette hypothèse, le comportement du résonateur est défini de manière ferme par l'impédance de surface introduite par Webster (Webster, 1919), qui traduit la relation locale entre la pression et la vitesse du champ externe à la surface du résonateur :

$$Z_s = \frac{P}{\mathbf{v}_{ext} \cdot \mathbf{n}}. \quad (1.8)$$

Dans le cadre de la théorie des résonateurs à un degré de liberté, l'impédance de surface prend la forme canonique (Morse & Ingard, 1968) :

$$Z_s(\omega) = R + j \left( \omega M - \frac{1}{\omega C} \right), \quad (1.9)$$

avec  $R$  la résistance associée aux phénomènes dissipatifs,  $M$  l'inertance et  $C$  la compliance du résonateur.

En reprenant les équations de la dynamique des fluides pour un milieu visqueux et compressible (équations de Navier–Stokes linéarisées), ainsi que l'équation de la chaleur pour décrire la conduction thermique, Kirchhoff (Kirchhoff, 1868) montre que la viscosité et la conductivité thermique du fluide modifient la propagation acoustique dans les conduits étroits, ce qui se traduit par une atténuation progressive de l'amplitude des ondes. Rayleigh (John William Strutt, 1894–1896) établit que les contraintes de cisaillement exercées par une paroi sur un fluide visqueux sont proportionnelles à sa vitesse tangentielle  $v_t$ . Il formalise ainsi la dissipation de l'énergie mécanique par friction visqueuse avec les parois des conduits. Sur le plan thermique, Rayleigh montre en parallèle que la conduction vers une paroi isotherme amortit les oscillations de température du fluide au voisinage de celle-ci, ce qui entraîne une production d'entropie et donc une dissipation additionnelle.

En intégrant la contrainte de cisaillement sur la surface interne du col  $S_{lat}$ , Ingard (Ingard, 1953) obtient la puissance dissipée par les parois du col du résonateur (en négligeant à ce moment les effets thermiques) :

$$P = \frac{1}{2} \int_{S_{lat}} R_S |v_t|^2 dS, \quad R_S = \frac{1}{2} (2\mu\rho_0\omega)^{1/2}, \quad (1.10)$$

avec  $\mu$  la viscosité dynamique du fluide. L'auteur définit la résistance  $R$  en identifiant cette puissance à la puissance dissipée par le résonateur, exprimée à partir de son impédance de surface  $P = \frac{1}{2} S \Re(Z_S) v^2$  :

$$R = \frac{S_{lat}}{S} R_S \simeq \frac{L}{r} (2\mu\rho_0\omega)^{1/2}. \quad (1.11)$$

Morse et Ingard (Morse & Ingard, 1968) donnent finalement la forme générale de l'impédance de surface d'un résonateur en intégrant l'inertance et la compliance définies par le modèle initial

de Helmholtz :

$$Z_s(\omega) = (2\mu\rho_0\omega)^{1/2} \frac{L}{r} + j \left[ \omega \frac{\rho_0(L + \Delta L)}{\pi r^2} - \frac{1}{\omega} \frac{\rho_0 c^2 \pi r^2}{V} \right], \quad (1.12)$$

avec  $L$  et  $r$  les longueurs et rayons du col,  $V$  le volume de la cavité et  $\Delta L$  la correction de longueur.

### 1.1.3 Solutions usuelles utilisées en aéronautique

En aéronautique, l'utilisation de solutions acoustiques passives pour la réduction du bruit des machines est largement répandue. L'application la plus courante concerne le traitement des parois internes des nacelles pour réduire le bruit des turboréacteurs d'avion. Ces traitements acoustiques sont appelés *liners* acoustiques.

#### 1.1.3.1 Liners à un degré de liberté

On obtient un liner SDOF (*Single-Degree-Of-Freedom*) en plaçant une plaque perforée ou *facesheet* au-dessus d'une matrice de cavités étroites, fermées à l'arrière par une terminaison rigide. Dans l'industrie, ces matrices se présentent sous la forme d'une juxtaposition d'alvéoles hexagonales appelées cavités "nids d'abeille" ou *honeycomb core* (Zhang & Bodony, 2016). En fonction de la disposition des perforations sur la plaque couvrante, on peut établir que chaque cavité séparée est recouverte par une perforation et forme ainsi un système résonnant composé d'une cavité et d'un col. On peut alors voir ces liners comme des réseaux de résonateurs de Helmholtz en parallèle (Atalla & Sgard, 2007). Dans le cas du SDOF, comme les propriétés de la plaque sont homogènes et que les cavités ont la même longueur, tous ces résonateurs sont accordés à la même fréquence. L'utilisation des cavités alvéolaires contraint les ondes acoustiques qui se propagent dans le matériau à suivre une direction normale à la surface. Chaque cavité réagit alors localement au champ acoustique, indépendamment de son angle d'incidence, ce qui en fait un matériau à réaction localisée.

Une plaque perforée, lorsqu'elle est couplée en aval avec une cavité d'air, se comporte de manière analogue à celle du col d'un résonateur de Helmholtz. L'air contenu dans les perforations se comporte alors comme une masse oscillante soumise à une excitation externe, reliée à un volume compressible.

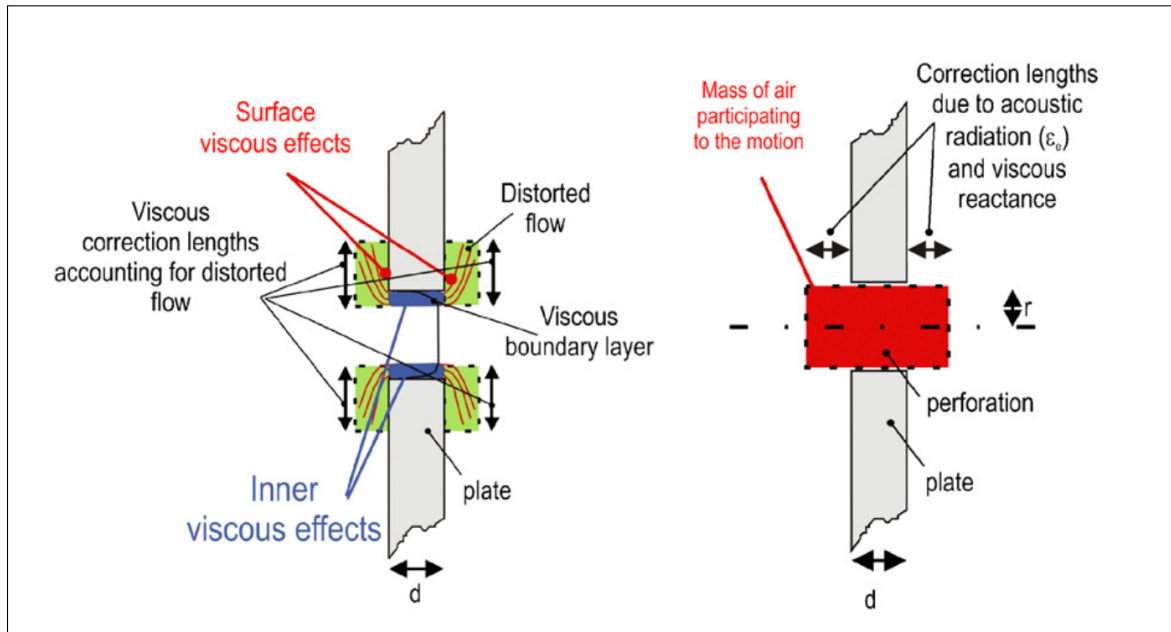


Figure 1.3 Représentation schématique du comportement acoustique des plaques micro-perforées

Tiré de Atalla et al. (Atalla & Sgard, 2007)

Plusieurs phénomènes associés aux plaques micro-perforées influencent le comportement acoustique d'un SDOF :

- Les pertes visqueuses dans les perforations (en bleu sur la figure 1.3) accroissent la résistance acoustique de la plaque. Elles augmentent également la densité effective de l'air dans les perforations, ce qui entraîne une augmentation de l'inertance acoustique du système 1.9 ;
- Le rayonnement acoustique aux ouvertures engendre des effets de masse ajoutée (en rouge sur la figure 1.3) qui renforcent encore les contributions inertielles. Par ailleurs, la déformation des lignes de champ à l'entrée et à la sortie des perforations crée une zone périphérique en surface où apparaissent des pertes supplémentaires (en vert sur la figure 1.3).

Les *facesheets* perforées des liners acoustiques utilisés dans les applications aéronautiques présentent généralement des diamètres d'orifices compris entre 0,5 et 2,3 mm, des épaisseurs de plaque de l'ordre de 0,6 à 2,3 mm, et des porosités allant de 3 % à 16 % (Jones & Nark, 2019).

### 1.1.3.2 Modèle à réaction localisé pour un système 1DOF

Allard (Allard & Atalla, 2009) propose une formulation de l'impédance d'un absorbeur acoustique constitué d'une plaque perforée suivie d'une cavité de profondeur  $D$  sous la forme canonique donnée par l'équation 1.9 :

$$R = \frac{2 R_s}{r \phi} (d + 2\varepsilon_e), \quad M = \frac{\rho_0}{\phi} (d + 2\varepsilon_e), \quad C = \frac{1}{\omega \rho_0 c_0 \cot(k_0 D)} \quad (1.13)$$

avec  $R_s$  la résistance de surface associée aux contraintes visqueuses au niveau de la surface interne des perforations, donnée par l'expression 1.10. Le modèle d'Allard tient compte du rayonnement à l'entrée et à la sortie de la plaque en introduisant une correction de longueur  $\varepsilon_e$  qui augmente virtuellement la résistance  $R$  (effets visqueux additionnels à l'embouchure) et l'inertance  $M$  (effet de masse ajoutée). La compliance  $C$  est obtenue en décrivant la propagation d'une onde plane dans une cavité fermée à son extrémité. En approximation basse fréquence, ce terme est équivalent à celui issu du modèle de l'oscillateur amorti dépendant du volume donné par l'équation 1.12).

#### 1.1.3.2.1 Évaluation de la performance acoustique des liners

Les performances des absorbeurs acoustiques développés pour des applications industrielles sont évaluées à l'aide d'indicateurs standards que l'on obtient à partir de l'impédance de surface d'un matériau : le coefficient de réflexion et le coefficient d'absorption :

$$R_f = \frac{Z_s - Z_0}{Z_s + Z_0} \quad \alpha = 1 - |R_f|^2 \quad (1.14)$$

Ces indicateurs sont liés aux performances énergétiques des traitements acoustiques : en particulier, le coefficient de réflexion est lié au rapport entre les flux d'énergie associés aux

ondes incidentes et réfléchies (Allard & Atalla, 2009) :

$$|R_f|^2 = \frac{E_{ref}}{E_{inc}} \quad (1.15)$$

L'analyse des formulations précédentes permet de constater que l'absorption est maximale lorsque la condition d'impédance à la surface du liner est égale à l'impédance caractéristique  $Z_0$  du milieu extérieur. Cette condition idéale correspond à une situation où aucune onde n'est réfléchi par le traitement (condition anéchoïque).

#### **1.1.3.2.2 Facteurs géométriques d'influence pour les plaques micro-perforées**

Mohammadi et al. (Mohammadi, Ishak, Sultan & Zainudin, 2025) font la revue des principaux facteurs d'influence sur les performances des plaques micro-perforées lorsqu'elles sont couplées à des cavités en aval. En particulier, les effets séparés et couplés associés au rayon et au taux de perforation, reliés par le nombre total de perforations, sont décrits.

##### **Rayon des perforations**

Une diminution du rayon des perforations entraîne une augmentation de la densité effective. Bien que le volume d'air contenu dans les pores diminue, l'inertie croît et la fréquence de résonance diminue. Réduire le rayon accroît le facteur de qualité, ce qui rend les pics d'absorption plus étroits, mais plus intenses.

##### **Taux de perforation**

Un taux de perforation élevé  $\phi$  implique une perméabilité acoustique accrue, ce qui améliore les performances à haute fréquence, mais réduit les performances à basse fréquence. Un faible taux accroît la résistance d'écoulement, ce qui favorise l'absorption à basse fréquence.

##### **Assemblage de plaques**

Mohammadi et al. (Mohammadi *et al.*, 2025) mentionnent les bénéfices de l'utilisation de plaques micro-perforées de dimensions différentes, en série ou en parallèle. Dans les deux types de configurations, la résistance acoustique de l'assemblage se comporte comme la somme des contributions des différentes plaques. Si les pics de résistance des plaques sont désaccordés, la résultante bénéficie d'une résistance rehaussée sur une large bande fréquentielle, permettant ainsi d'obtenir des pics d'absorption élevés pour chaque résonance. L'utilisation de perforations étroites (d'un diamètre de 0,1 à 0,3 mm) est recommandée pour ce type de configuration et permet d'obtenir des pics d'absorption étroits et de haute amplitude (Mohammadi *et al.*, 2025). Comme la fabrication de perforations étroites représente un enjeu de fabrication, un compromis de 0,3 mm est proposé pour cet usage.

Les effets de porosité (pilotés par le nombre de perforations à surface de plaque égale), de rayon et d'épaisseur sont couplés et influencent à la fois l'amplitude et la fréquence des pics de résistance. En exploitant ces trois paramètres géométriques, il est possible d'obtenir des variations importantes dans le comportement d'une plaque perforée.

### **1.1.3.3 Liners à multiples degrés de liberté**

Si l'on superpose plusieurs liners à un degré de liberté, on obtient un liner MDOF ou un liner à plusieurs degrés de liberté. La figure 1.4 représente des systèmes à un et à deux degrés de liberté.

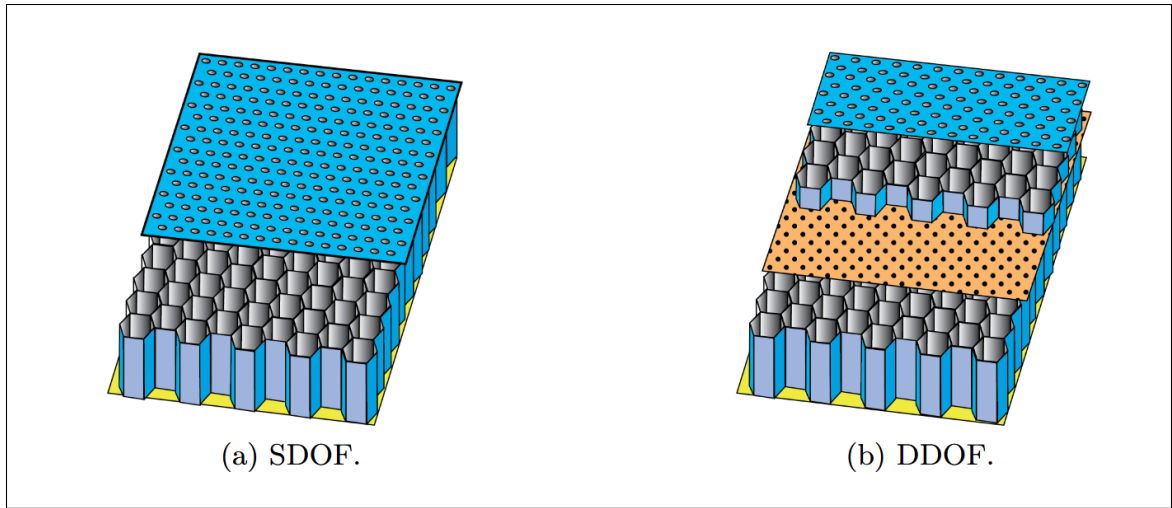


Figure 1.4 Liners à un degré de liberté (à gauche) et deux degrés de liberté (à droite)  
Tiré de Dilillo (Dilillo, a)

Conformément à l'analogie mécanique évoquée dans la section 1.1.2, l'association d'une succession de plaques et de cavités s'apparente à un système mécanique de masses et de ressorts en série. Les résonances obtenues pour des types de matériaux sont des résonances couplées qui peuvent être judicieusement désaccordées pour permettre d'absorber l'énergie acoustique sur une plage fréquentielle plus large. La figure 1.5 donne un aperçu qualitatif des performances d'un DDOF par rapport à celles du SDOF de même encombrement.

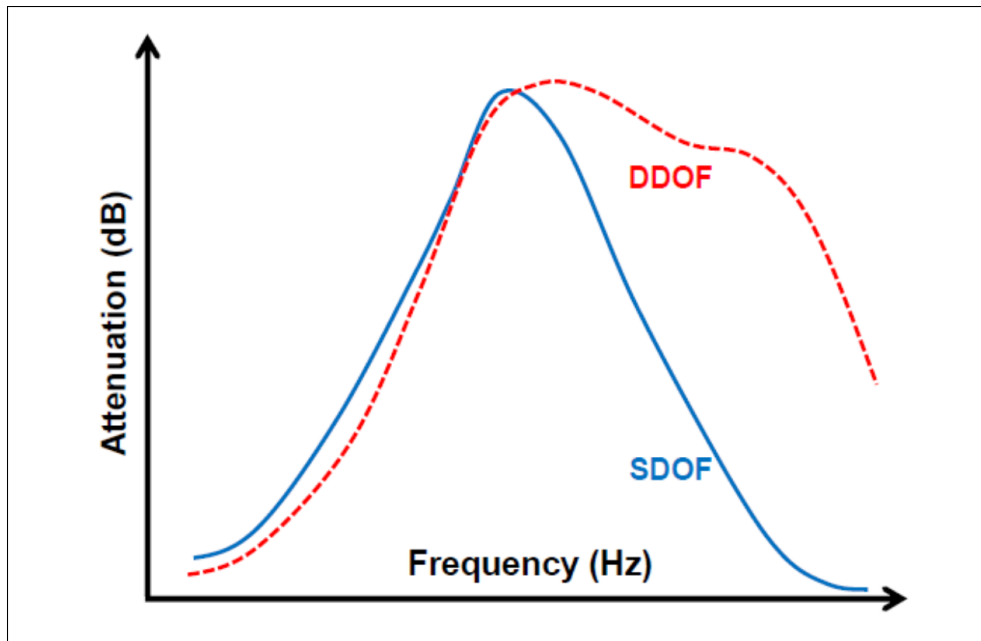


Figure 1.5 Comparaison qualitative entre les performances d'un SDOF et d'un DDOF  
Tiré de Dilillo (Dilillo, a)

Ce type de traitement est typiquement utilisé lorsque l'on souhaite traiter une composante tonale dominante (BPF) ainsi que sa première harmonique (Dilillo, a). Xu et al. (Xu, Selamet & Kim, 2010) décrivent un résonateur à deux degrés de liberté par un système amorti à deux masses et deux ressorts. La vitesse des deux masses est exprimée sous forme matricielle en définissant une matrice de rigidité globale.

#### 1.1.4 Précisions et limites de l'approche à réaction localisée

#### 1.1.5 Autres types de liners à réaction non localisée

En parallèle des traitements à réaction localisée basés sur l'association de plaques et de cavités, on trouve des solutions à réaction distribuée, telles que les résonateurs quart d'onde et les matériaux à structure poreuse ouverte, incluant aussi bien les mousses polymériques que métalliques.

### 1.1.6 Liners à base de résonateurs quart-d'onde

Jones et al. (Jones, Simon & Roncen, 2022) étudient des configurations de liners constitués de résonateurs quart-d'onde de longueurs variables, présentés dans la figure 1.6. Un résonateur quart d'onde est constitué d'une cavité droite ou repliée, large ou étroite, dont les dimensions latérales sont inférieures à la longueur d'onde considérée. Dans ces conditions, la propagation des ondes dans la cavité est normale à sa section. Si la cavité est étroite, des pertes visqueuses et thermiques significatives se développent au niveau des parois, en particulier à basses fréquences. A l'extrémité de la cavité, le fond rigide garantit une réflexion totale des ondes ainsi qu'une vitesse acoustique nulle.

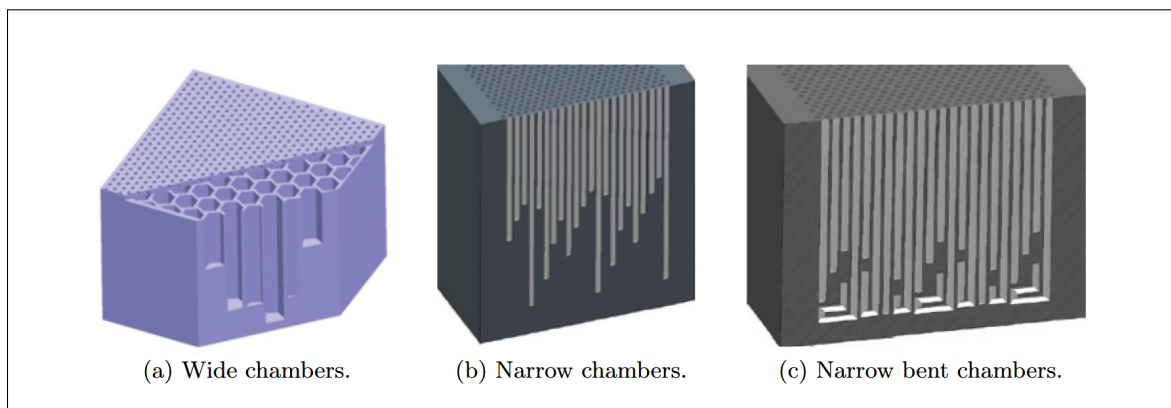


Figure 1.6 Configuration de liners à profondeurs variables  
Tiré de Dilillo (Dilillo, a)

Lorsqu'une onde acoustique dont la longueur d'onde est égale à quatre fois celle de la cavité atteint le résonateur à incidence normale, l'interférence entre l'onde incidente et l'onde réfléchie produit une onde résultante qui présente une vitesse acoustique maximale à l'entrée du matériau. La fréquence qui vérifie cette condition est la première fréquence propre du résonateur. Comme les pertes en régime linéaire sont proportionnelles à la vitesse, on obtient un premier pic d'absorption à la fréquence du quart d'onde. À mesure que la fréquence augmente, le profil de vitesse se modifie, les pertes cumulées diminuent et, par conséquent, l'absorption se réduit. On observe néanmoins de nouveaux pics aux résonances impaires multiples ( $3\lambda/4$ ,  $5\lambda/4$ , etc.). Pour

le quart d'onde, les effets dissipatifs sont repartis spatialement sur la surface interne de la cavité, et il n'est pas possible d'identifier un col et un volume pour appliquer le modèle de l'oscillateur amorti ; la réaction du système est non locale. Pour décrire le comportement acoustique de ce type de traitement, il devient nécessaire de décrire le champ acoustique complet à l'intérieur du matériau.

### 1.1.7 Liners à base de matériaux poreux

Sutliff et al. (Sutliff & Jones, 2008) développent un revêtement constitué de mousse métallique pour traiter acoustiquement la surface entourant le rotor d'un turboréacteur d'avion. Ce traitement est illustré dans la figure 1.7.

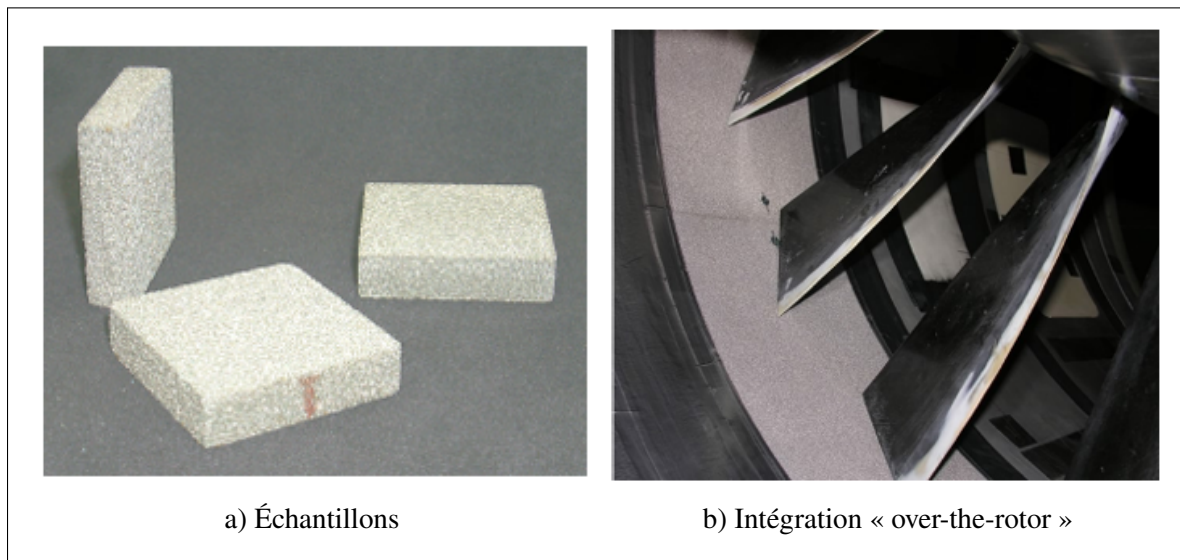


Figure 1.7 Liners à base de mousse métallique  
Tiré de Sutliff et al. (Sutliff & Jones, 2008)

La catégorie des matériaux poreux utilisés pour l'absorption acoustique regroupe l'ensemble des matériaux composés d'un squelette solide ouvert, rempli par un fluide, permettant la propagation des ondes acoustiques en leur sein. Les matériaux fibreux et les mousses à porosité ouverte appartiennent à ce regroupement. Selon la nature mécanique du squelette, ces matériaux peuvent être décrits comme à squelette rigide, quasi-rigide ou élastique. Dans le cadre de ce projet de

maîtrise, les matériaux à squelette élastique pour lesquels le mouvement de la matrice solide peut être négligé devant celui du fluide ne sont pas considérés.

Les plaques micro-perforées constituent une forme particulière de matériaux poreux à squelette rigide, caractérisée par des pores droits et débouchant. Pour les matériaux fibreux (laine de verre, etc.), les mousses synthétiques (mélamine, polyuréthane, etc.) et les mousses métalliques, le squelette est constitué d'un réseau d'alvéoles ou de fibres interconnectées, ce qui conduit à une augmentation importante de la surface de contact entre le fluide et la matrice solide. Comme pour les plaques perforées, des effets visqueux et thermiques interviennent dans les mécanismes de dissipation acoustique. Toutefois, dans le cas des matériaux à structure poreuse complexe, ces pertes ne sont plus localisées, mais généralisées à l'ensemble du volume du matériau. Les pertes visqueuses sont notamment associées aux zones de constriction entre cellules ou fibres, tandis que les pertes thermiques résultent des échanges de chaleur au voisinage des surfaces solides.

La formulation des pertes dans ce type de matériau nécessite ainsi une description complète de la propagation des ondes acoustiques en son sein, conduisant à un comportement à réaction non localisée. En pratique, il n'est pas possible de considérer explicitement la géométrie réelle de la matrice micro-poreuse. Une alternative consiste à définir des paramètres acoustiques équivalents intégrant la dissipation volumique et permettant de décrire l'atténuation des ondes acoustiques dans une couche de fluide homogène. Cette approche sera détaillée dans la section 2.4 lors de la présentation du code analytique développé pour ce mémoire.

Jones et al. (Jones, Parrott, Sutliff & Hughes, 2009) rapportent que, bien que les matériaux poreux constituent généralement d'excellents absorbants acoustiques, leur utilisation dans les applications aéronautiques demeure limitée. En particulier, ils précisent que les revêtements acoustiques à base de mousse sont « généralement évités dans les nacelles d'aéronefs commerciaux en raison de difficultés liées à la rétention de fluides, à la robustesse mécanique et à la dégradation du matériau » (Jones *et al.*, 2009). Ils ajoutent que les mousses métalliques, développées pour pallier ces problèmes, demeurent trop lourdes pour une mise en œuvre standard et que leur fabrication reste plus coûteuse que celle des liners conventionnels. Ces contraintes expliquent

que, malgré leurs performances acoustiques intrinsèques, les matériaux poreux sont rarement retenus pour des applications en conditions de vol.

### 1.1.8 Sélection de méta-matériaux et absorbeurs passifs multicouches

Le terme méta-matériau est issu de l'association du préfixe grec *méta*, signifiant « au-delà », « après » ou « qui dépasse », et du mot matériau. Un méta-matériau désigne ainsi un matériau dont les propriétés physiques effectives ne résultent pas principalement de la nature physico-chimique de ses constituants, mais de l'organisation géométrique et de l'agencement spatial de ses éléments constitutifs à une échelle inférieure à la longueur d'onde considérée. Les propriétés macroscopiques émergentes du méta-matériau peuvent alors dépasser ou différer radicalement de celles des matériaux naturels conventionnels (Cummer, Christensen & Alù, 2016).

De nombreux méta-matériaux (Dupont, Leclaire, Panneton & Umnova, 2018), (Chen *et al.*, 2024b), (Gao, Wu, Lu & Zhong, 2021c) sont réalisés à partir de l'assemblage de structures élémentaires aux propriétés acoustiques distinctes. Il peut s'agir, par exemple, de l'empilement de couches de matériaux poreux, de la superposition de plaques perforées séparées par des cavités, ou encore de structures périodiques combinant des éléments résonnants et des milieux dissipatifs. Ces architectures permettent de concevoir des réponses acoustiques contrôlées, dans lesquelles chaque sous-structure contribue de manière spécifique aux phénomènes de réflexion, de transmission ou de dissipation de l'énergie acoustique.

### 1.1.9 Matériaux multi-pancakes avec ou sans décroissance du pore central

Dupont *et al.* (Dupont *et al.*, 2018) développent un matériau appelé "multi-pancakes", constitué d'un empilement de plaques micro-perforées en leur centre, séparées par des cavités annulaires minces. Une illustration de ce matériau est donnée à la figure 1.8a. Au niveau de chaque cavité, la compressibilité effective du pore principal augmente grâce à la compliance du volume d'air qui entoure le pore. L'admittance effective des parois du pore central augmente et la célérité

effective diminue au sein du matériau. Cela a pour conséquence de décaler les fréquences de résonance vers les basses fréquences.

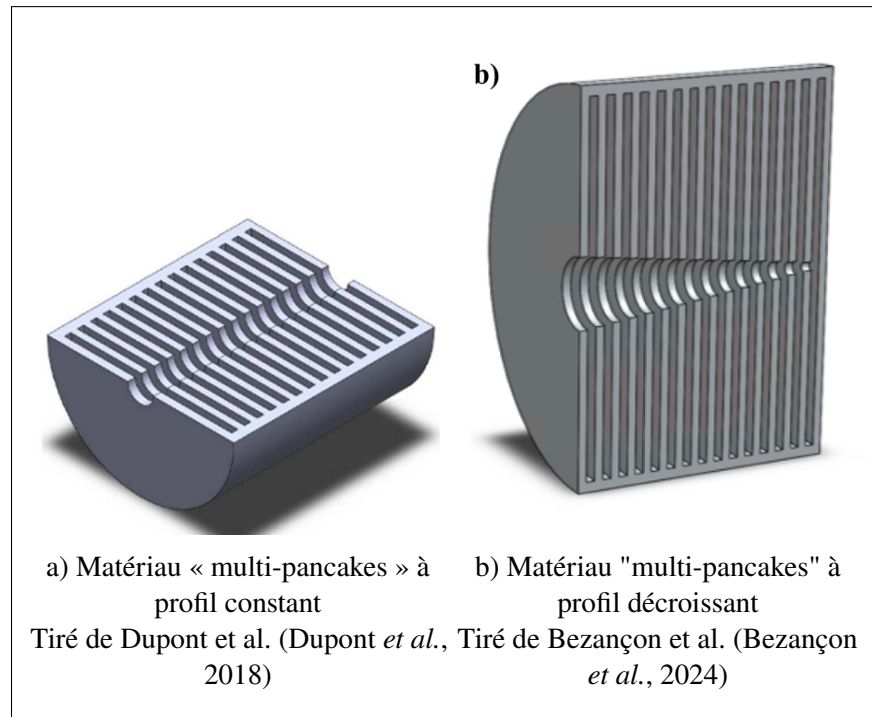


Figure 1.8 Deux géométries « multi-pancakes »

Parmi les concepts récents issus de la recherche sur les méta-matériaux acoustiques, certains s'appuient sur le principe du *trou noir acoustique* (SBH pour *Sonic-Black-Hole*). Ce concept, initialement introduit par Mironov (Mironov & Pislyakov, 2002), repose sur une variation progressive des propriétés effectives d'un milieu, notamment de la célérité locale du son, afin de concentrer l'énergie acoustique vers une région où la vitesse de propagation tend vers zéro, empêchant ainsi toute réflexion de l'onde incidente.

Bezaçon et al. (Bezaçon *et al.*, 2024) reprennent le matériau "multi-pancakes", mais introduisent un rétrécissement du port central illustré sur la figure 1.8b, donnant naissance à une structure de type SBH avec pertes visco-thermiques. Comme pour le matériau précédent, la condition d'admittance à la surface du pore principal modifie la célérité effective du matériau. Cette fois-ci, au lieu d'une réduction homogène, la célérité décroît progressivement le long du profil et

s'annule au delà d'une certaine fréquence, ce qui explique l'appellation de « trou noir » proposée par Mironov (Mironov & Pislyakov, 2002).

Dans la réalité, cette géométrie ne conduit pas à une annulation complète de la célérité, comme le montre Umnova et al. (Umnova, Brooke, Leclaire & Dupont, 2023). Elle se traduit plutôt par une réduction du module de rigidité effectif du milieu équivalent, ce qui abaisse la fréquence du premier pic de résonance et entraîne un désaccord des résonances locales associées aux cavités annulaires successives. Cette combinaison de résonances distribuées permet ainsi d'obtenir une absorption acoustique à large bande.

#### **1.1.10 Trou-noir-acoustique composé de plaques micro-perforées**

Dans la pratique, l'ajout contrôlé de pertes visco-thermiques permet d'enrichir le comportement acoustique d'un SBH simple, tel que celui illustré sur la figure 1.8b, tout en conservant une géométrie identique.

Dans cette optique, Chen et al. (Chen *et al.*, 2024b) proposent un matériau à profil de pore central décroissant, constitué de plaques micro-perforées, appelé *MPPSBH (Micro-Perforated Plates-based Sonic Black Hole)*. Ce matériau combine la géométrie d'un SBH avec le comportement résistif des plaques micro-perforées, permettant ainsi une dissipation efficace de l'énergie acoustique.

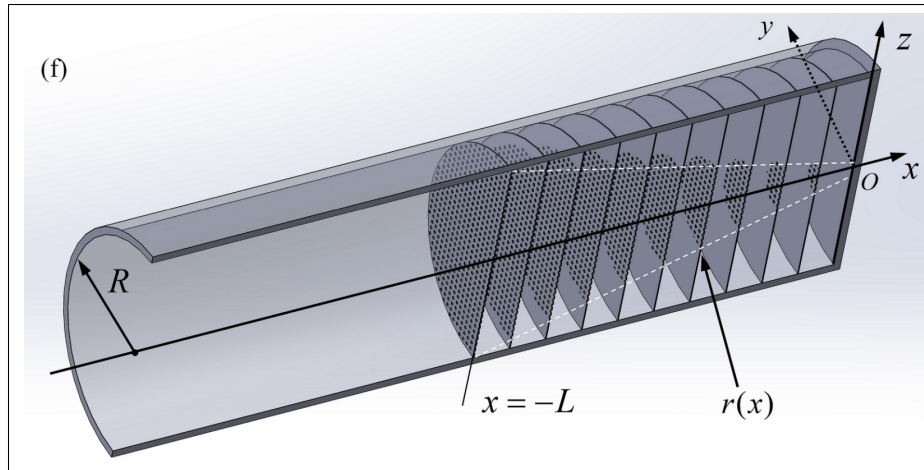


Figure 1.9 Profil du matériau *MPPSBH*  
Tiré de Chen et al. (Chen *et al.*, 2024b)

## 1.2 Conditions d'excitation réalistes et comportements non-linéaires

Le modèle de liner SDOF présenté dans la section 1.1.3.1 se base sur un certain nombre d'hypothèses concernant le comportement physique des matériaux poreux. En particulier, la résistivité au passage de l'air dans une couche poreuse (matériau fibreux, plaque perforée, ...) utilisée pour exprimer ses paramètres acoustiques équivalents (voir section 2.4.2 est définie en régime linéaire par la loi de Darcy (Allard & Atalla, 2009, Eq. (2.27)) :

$$\sigma(v) = \frac{\Delta p}{vSh} = \frac{\mu}{K}. \quad (1.16)$$

avec  $S$  la section acoustique,  $h$  l'épaisseur,  $K$  et  $\mu$  la perméabilité et la viscosité dynamique de la couche. Dans la pratique, cette loi n'est valable que pour des vitesses d'écoulement faibles. Lorsque la vitesse augmente, les effets inertiels deviennent non négligeables et la loi de Darcy–Forchheimer généralise la relation précédente en introduisant une dépendance de la résistivité à la vitesse acoustique (Umnova, Attenborough, Standley & Cummings, 2003) :

$$\sigma(v) = \frac{\mu}{K} + F \rho v S, \quad (1.17)$$

où  $F$  est le coefficient empirique de Forchheimer. Cette extension illustre l'apparition d'un comportement *non-linéaire* : la résistance au passage de l'air ne dépend plus uniquement des propriétés du matériau, mais également de l'amplitude du champ acoustique local. Ici, le comportement "non-linéaire" renvoie à la relation non-linéaire entre les pertes de charge et la vitesse acoustique lorsque l'on entre en régime d'excitation élevé et que le terme quadratique ne peut plus être négligé.

### 1.2.1 Effets non-linéaires associés aux forts niveaux dans les plaques micro-perforées

Lorsqu'une plaque perforée est soumise à de forts niveaux de pression acoustique, la vitesse à l'intérieur des perforations augmente. Le nombre de Reynolds croît, l'écoulement devient turbulent et des détachements tourbillonnaires apparaissent à l'entrée et à la sortie des perforations. La figure 1.10 illustre ce phénomène observé par Ingard dans (Ingård & Labate, 1950).

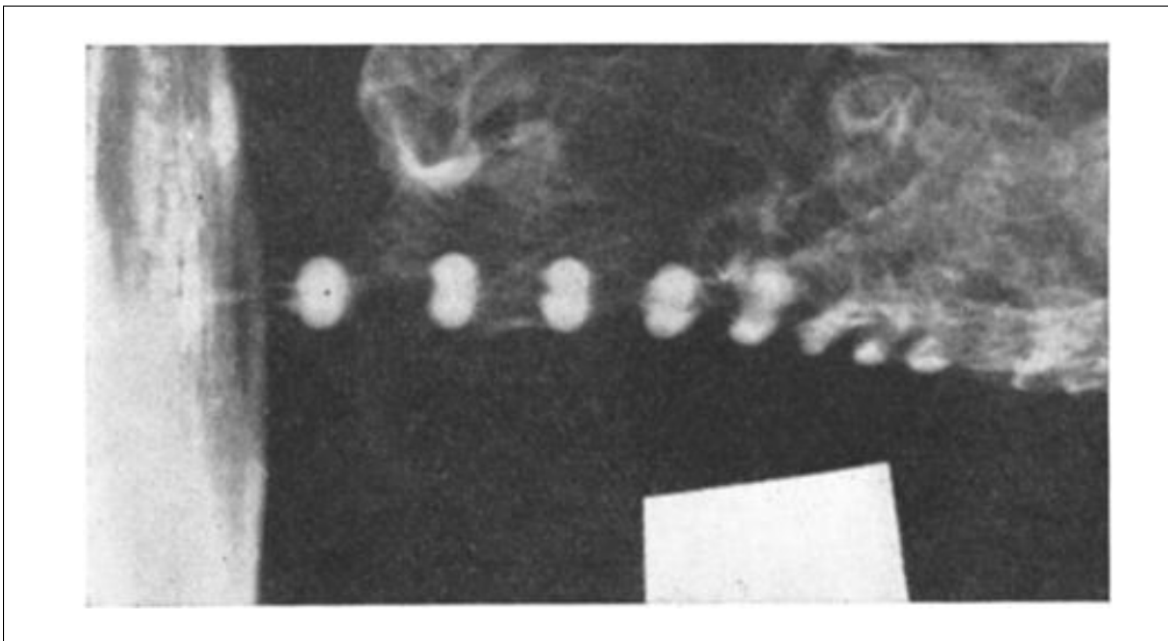


Figure 1.10 Structures tourbillonnaires en entrée/sortie de perforations sous fort niveau  
Tiré de Ingard et al. (Ingård & Labate, 1950)

Ce phénomène entraîne :

- Une intensification des pertes visqueuses, proportionnelles à la vitesse acoustique dans les perforations ;
- Une réduction du rayon effectif des perforations par contraction de l'écoulement. Cette réduction est décrite à l'aide du concept de *Vena Contracta* par Melling et al. (Melling, 1973, p. 43) ;
- Une réduction de la longueur de correction. Elle traduit la diminution de la réactance associée au rayonnement, due à une perte de cohérence du mouvement de l'air au voisinage des perforations : la colonne d'air en amont et en aval de la plaque n'est plus entraînée de manière uniforme par les oscillations du fluide dans les perforations (Ingard & Ising, 1967).

### 1.2.1.1 Prise en compte des forts niveaux dans les matériaux multicouches

Plusieurs approches suggèrent que les forts niveaux d'excitation peuvent influencer les sous-composantes internes d'un matériau multicouche. Dans sa thèse, Laly (Laly, 2018a) modélise une configuration composée de deux plaques micro-perforées superposées, chacune étant suivie de cavités d'air de 30 mm. Pour cette configuration, l'auteur définit le même niveau de pression à la surface des deux plaques (Laly, 2018a, p. 58). Pour un autre type de configuration, dans lequel les cavités sont remplies d'un matériau poreux, l'auteur indique que le niveau sonore effectif au niveau de la plaque interne est atténué par la dissipation de la couche poreuse en amont. D'après lui, le niveau est alors ramené dans le domaine linéaire, ce qui permet d'appliquer les termes correctifs uniquement à la première plaque.

Laly utilise une expression explicite de la vitesse acoustique RMS dans les perforations, à partir de la moyenne quadratique de la pression incidente  $P_{i,rms}$  donnée par Park et al. (Park, 2013) :

$$V_{rms} = \frac{c_0}{\sqrt{2}} \frac{\phi}{(1 - \phi^2)} \left[ -\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2\sqrt{2}P_{i,rms}}{\rho_0 c_0^2} \frac{(1 - \phi^2)}{\phi^2}} \right], \quad (1.18)$$

et l'utilise comme paramètre d'entrée d'un modèle non-linéaire présenté plus en détail dans la section 3.1. La pression incidente, initialement nulle, est obtenue par le calcul du coefficient de

réflexion à la surface du matériau :

$$P_{i_{rms}} = \frac{P_{ref} 10^{L_p/20}}{|1 + R_f|}. \quad (1.19)$$

Avec  $P_{ref} = 2e^{-5} Pa$  la pression de référence,  $L_p$  le niveau sonore en  $dB$  et  $R_f$  le coefficient de réflexion. Les paramètres du modèle non-linéaire sont alors obtenus par itération jusqu'à convergence de la réponse acoustique du matériau.

Dans sa thèse, Lopez (Lopez, 2024) propose une approche itérative visant à intégrer les effets des forts niveaux acoustiques au sein d'un modèle masse-ressort, appliqué aux matériaux multi-pancakes présentés en section 1.1.9. Dans son modèle, la résistivité au passage de l'air de chaque plaque dépend de la vitesse de la  $i^{me}$  masse d'air oscillant selon la loi de Darcy-Forchheimer 1.17. Les vitesses au niveau de toutes les plaques sont obtenues simultanément, le modèle masse-ressort étant un modèle multi-dimensionnel exprimé sous une forme matricielle.

### 1.2.2 Effets non-linéaires associés aux écoulements rasants sur les plaques micro-perforées

Au-delà des effets liés à l'amplitude du champ acoustique, la présence d'un écoulement rasant parallèle à la surface des plaques micro-perforées introduit d'autres formes de non-linéarité, résultant de l'interaction entre le flux stationnaire et les oscillations acoustiques. Contrairement au régime de forts niveaux, où la non-linéarité provient de la vitesse acoustique dans les perforations, l'écoulement rasant modifie principalement le champ moyen au voisinage des ouvertures et influence ainsi le comportement inertiel et dissipatif du matériau.

Feng et al. (Feng, 2024) proposent une revue des modèles intégrant l'effet d'un écoulement tangentiel sur le comportement des plaques micro-perforées. Les auteurs montrent que l'écoulement au-dessus des perforations modifie le champ de vitesse local et réduit la section effective par laquelle transite le débit acoustique entrant et sortant. Cet effet est illustré par la figure 1.11 tirée des travaux de Hersch (Hersh & Walker, 1995).

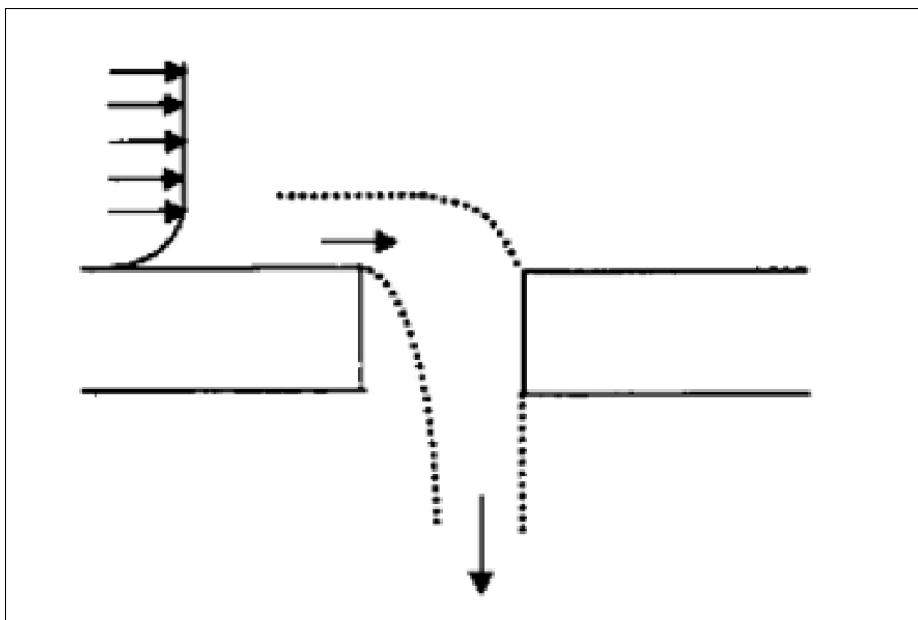


Figure 1.11 Réduction de l'aire effective d'une perforation causée par la présence d'un écoulement rasant au niveau de son embouchure  
Tiré de Hersch (Hersch & Walker, 1995)

Ce phénomène se traduit par une augmentation de la résistance acoustique et une diminution de la réactance, conséquence directe d'une réduction de la longueur de correction associée au rayonnement au voisinage des ouvertures (Feng, 2024, p. 19–20). Cette diminution de la réactance sous écoulement rasant est interprétée selon Wang et al. (Wang, Rubini & Qin, 2021) comme étant le résultat du phénomène de *blowing-away*, par lequel l'écoulement souffle le champ acoustique rayonné du côté exposé et emporte une partie de la masse d'air située au col des orifices. Le modèle proposé par les auteurs introduit ainsi un facteur correctif dans la longueur effective de la plaque, qui tient compte du fait que l'effet de *blowing-away* n'affecte que le côté soumis au flux et ne modifie pas le rayonnement acoustique du côté opposé. Ces observations suggèrent que, dans une configuration multicouche, la correction liée à l'écoulement rasant devrait être appliquée uniquement à la plaque directement exposée au flux, les plaques internes n'étant que faiblement influencées par ce mécanisme.

### 1.3 Un exemple de conception d'un traitement acoustique passif pour un rotor arrière caréné

Le rotor arrière d'un hélicoptère, couramment désigné sous le terme *rotor anti-couple*, a pour fonction de compenser le moment de rotation produit par le rotor principal et d'assurer le contrôle en lacet de l'appareil. Il est particulièrement sollicité lors des phases de vol à forte demande de couple, telles que le décollage ou le vol stationnaire, où la puissance transmise au rotor principal est maximale. Selon Schmitz (Schmitz, 1991, p. 65–67), le bruit d'un hélicoptère provient essentiellement de ses rotors, principales sources aérodynamiques dont les émissions périodiques dominent la signature acoustique extérieure. Les composantes liées au déplacement d'air, dites *bruits d'épaisseur*, se propagent principalement dans le plan du rotor, tandis que celles associées aux variations de charge aérodynamique, appelées *bruits de charge*, rayonnent plutôt selon l'axe de rotation (Schmitz, 1991, p. 73–77). Le spectre acoustique résultant combine des composantes tonales, liées à la fréquence de passage des pales et à leurs harmoniques, ainsi que des composantes à large bande, produites par les interactions turbulentes et les effets d'écoulement instationnaire (Schmitz, 1991, p. 88–90). Des mesures réalisées sur un hélicoptère OH-6A en vol stationnaire ont montré que la contribution du rotor au bruit global est significative, en particulier dans les hautes fréquences. En effet, la vitesse de rotation élevée du rotor engendre des composantes tonales perceptibles au-delà de 100 Hz. (Schmitz, 1991, p. 91–93). Ces observations confirment que le rotor arrière devient une source acoustique majeure lors des phases de vol près du sol, où la puissance requise et la vitesse de rotation atteignent leurs valeurs maximales.

Schmitz (Schmitz, 1991, p. 143–144) rapporte que certaines conceptions d'hélicoptères français ont remplacé le rotor de queue conventionnel par une configuration de type *fan-in-fin*, dans laquelle le rotor anti-couple est intégré dans un carénage. Ce principe, précurseur du Fenestron<sup>®</sup>, marque déposée par *Airbus Helicopters*, a ensuite été perfectionné pour ses bénéfices en matière de sécurité et de performance aérodynamique. Sur le plan acoustique, le carénage agit comme un *bouclier sonore*, réduisant le rayonnement dans le plan de rotation (Fastl *et al.*, 2012). Il

engendre toutefois un bruit supplémentaire, lié à l'interaction entre le bout des pales et la paroi interne, connu sous le nom de *tip-clearance-noise* (Khorrami, Li & Choudhari, 2001a).

L'intégration du rotor dans un conduit modifie profondément la structure de l'écoulement et les conditions acoustiques locales, avec des vitesses importantes le long des parois et des pressions acoustiques élevées. Wang et al. (Wang *et al.*, 2023a) ont étudié expérimentalement un rotor caréné de type Fenestron à l'échelle 2/3 ; les vitesses locales dans le conduit atteignent des nombres de Mach compris entre 0.1 et 0.15, avec une vitesse en bout de pale de  $114 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , représentative des régimes aérodynamiques réels. Lafont et al. (Lafont, Vacher, Baumgartner, Fleury & Rahier, 2024) rapportent par ailleurs que les niveaux de pression acoustique à la paroi peuvent atteindre jusqu'à 140 dB. Des essais comparatifs réalisés par *Airbus Helicopters* sur les modèles EC145 et EC145 T2 ont enfin montré une réduction moyenne de 2 à 3 dBA du niveau d'émission certifié selon la norme ICAO, attribuée à l'intégration du rotor caréné en remplacement du rotor de queue conventionnel (Gareton, Gervais & Heger).

La présence d'un carénage permet également d'exploiter sa surface interne pour absorber une partie des émissions sonores directes du rotor à l'aide de traitements acoustiques passifs. Le démonstrateur BLUECOPTER (Bebesel *et al.*, 2015), développé par *Airbus Helicopters*, intègre plusieurs innovations destinées à réduire la consommation de carburant et les émissions sonores du rotor principal et du rotor de queue. Pour ce dernier, la conception du rotor et du stator a été revue afin de limiter le bruit aérodynamique, et un carénage a été ajouté autour de l'ensemble rotor–stator. Dans le plan du rotor, un *liner aérodynamique* a été intégré pour atténuer le bruit de bout de pale lié aux interactions avec la paroi interne du conduit, tandis qu'un *liner acoustique* a été placé dans le plan du stator pour absorber les ondes sonores rayonnées.

Le traitement acoustique, illustré par la figure 1.12, repose sur le concept du *Special Acoustic Absorber* (SAA) proposé par Redmann et al. (Redmann *et al.*, 2013), combinant les effets d'un résonateur quart d'onde et d'un résonateur de Helmholtz. Conçu pour s'adapter à la géométrie du carénage, il cible les harmoniques de la fréquence de passage des pales, situées entre 500 Hz et 1,5 kHz, particulièrement marquées lors des régimes de fort chargement du Fenestron.

Des essais réalisés sur une maquette à l'échelle 0,7 du Fenestron de l'H135 ont montré une réduction du niveau global de pression acoustique de 2 à 2,5 dBA et jusqu'à 3 dBA sur les composantes tonales dominantes, ciblées par le traitement. Ces résultats, doublés par des simulations numériques, ont ensuite été validés en vol sur le démonstrateur BLUECOPTER (Schneider *et al.*), confirmant l'efficacité de cette approche de conception.

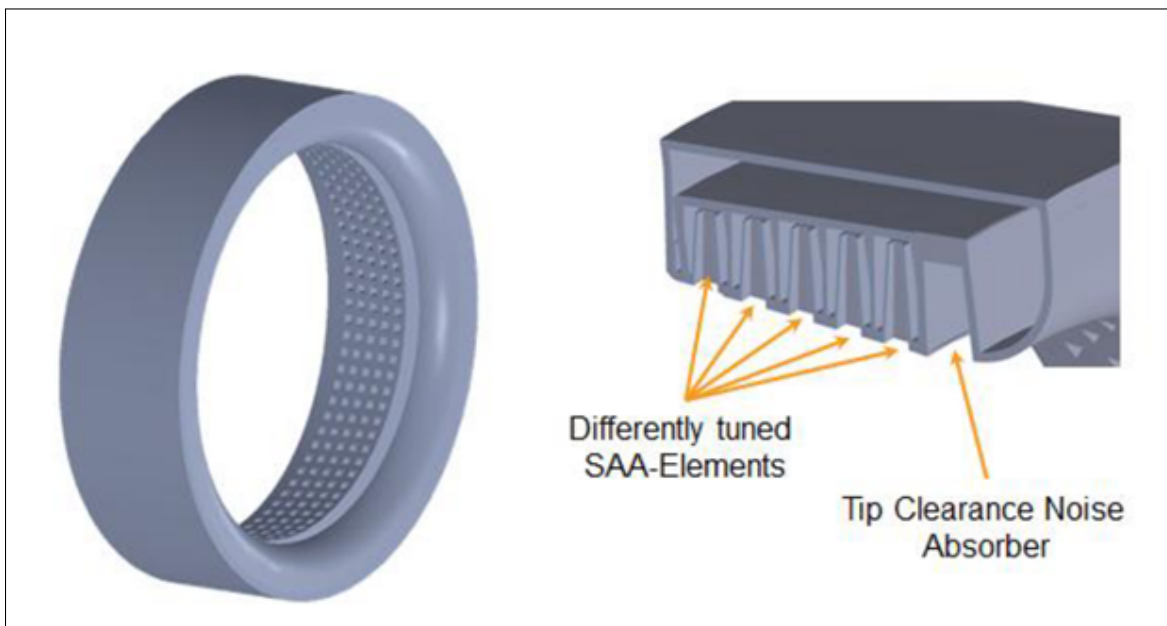


Figure 1.12 Traitement acoustique SAA appliqué au niveau de la surface interne du carénage d'un rotor caréné arrière d'hélicoptère dans le cadre du projet BLUECOPTER  
Tiré de Redmann et al. (Redmann *et al.*, 2013)

#### 1.4 Conclusion

En partant du principe des résonateurs de Helmholtz, les bases du formalisme décrivant les absorbeurs acoustiques à réaction localisée ont été présentées. Les principaux modèles d'impédance de surface utilisés en acoustique aéronautique ont ensuite été abordés, depuis les approches classiques fondées sur l'analogie mécanique jusqu'aux formulations plus récentes qui décrivent explicitement la propagation du champ acoustique dans les cavités. Le modèle d'Allard illustre bien cette évolution, puisqu'il prolonge le modèle de Helmholtz en tenant compte du

champ dans la cavité arrière, permettant ainsi de dépasser la simple approximation valable à basse fréquence.

L'examen des différentes architectures de liners à réaction non localisée présentées précédemment a permis de mettre en évidence que, pour certains matériaux, la description du comportement acoustique ne peut se limiter à une approche locale. Il est alors nécessaire de modéliser la distribution spatiale étendue des champs de pression et de vitesse au sein de la structure afin de rendre compte correctement des mécanismes physiques en jeu. Cette situation se rencontre en particulier dans certains méta-matériaux constitués d'une superposition de couches de nature différente, telles que des plaques, des cavités ou des matériaux poreux. La complexité géométrique de ces architectures impose ainsi le recours à des outils de modélisation capables de représenter précisément les interactions entre les différentes couches.

Dans le cadre du projet REAR, qui vise à réduire le bruit du rotor arrière caréné d'un hélicoptère, ces aspects revêtent une importance particulière. Les conditions aérodynamiques et acoustiques dans le conduit du Fenestron sont marquées par des vitesses d'écoulement élevées et des niveaux de pression pouvant atteindre 140 dB. Dans un tel environnement, les hypothèses de linéarité et de champ uniforme ne sont plus adaptées. Il devient donc essentiel de tenir compte des effets de forts niveaux sonores, de l'impact de l'écoulement, ainsi que de la structure multicouche des traitements.

L'état de l'art présenté souligne ainsi la nécessité de disposer d'un modèle analytique à la fois générique et flexible, capable de représenter des absorbeurs acoustiques de nature variée tout en intégrant les effets de non-linéarité et les conditions réalistes propres aux applications aéronautiques modernes.



## CHAPITRE 2

### PRÉSENTATION DU MODÈLE ANALYTIQUE

Dans cette partie du rapport, le code analytique développé pour ce mémoire est présenté. La philosophie générale de l'approche est d'abord exposée, accompagnée des hypothèses et des conventions qui fournissent un cadre de validité au formalisme élémentaire. La modélisation des matériaux multicouches par assemblage des matrices de transfert en série (méthode *TMM*) et la formulation matricielle de l'assemblage d'éléments en parallèle (méthode *P-TMM*) constituent la base d'une méthode d'assemblage permettant de modéliser des absorbeurs multi-solutions. Les différents modèles décrivant les solutions acoustiques élémentaires sont ensuite détaillés, ainsi que plusieurs fonctionnalités complémentaires du code. Enfin, l'approche globale est validée par la modélisation de matériaux multicouches issus de la littérature, dont les résultats expérimentaux et numériques de référence sont reproduits.

#### 2.1 Philosophie générale de la méthode

L'objectif de cette méthode est de modéliser des absorbeurs acoustiques multi-solutions assemblés en série et en parallèle à l'aide d'une approche générale et d'une excitation simplifiée. Cela implique que :

- La méthode doit permettre de définir les matériaux à partir de paramètres accessibles, soit par l'observation (dimensions, formes, etc.), soit par des mesures rapides et conventionnées (porosité, résistivité au passage de l'air, etc.). Dans ces matériaux, une description explicite simplifiée du champ acoustique est formulée, permettant de remonter aux indicateurs acoustiques globaux (impédance de surface, coefficient d'absorption, etc.);
- La méthode doit être valide pour les matériaux conventionnels utilisés dans l'industrie, mais également pour des matériaux innovants développés à des fins exploratoires, afin de pouvoir les assembler ou les comparer en fonction du contexte;
- Si des erreurs de prédiction sont observées pour un matériau ou une configuration donnés, le domaine de validité de la méthode doit pouvoir être étendu en corrigeant les modèles par des approches analytiques, empiriques ou semi-empiriques.

## 2.2 Méthode d'assemblage pour la modélisation d'absorbeurs multi-solutions

### 2.2.1 Hypothèses considérés pour les sous-éléments de la méthode

La méthode d'assemblage des sous-éléments qui constituent un matériau multicouche repose sur les hypothèses suivantes :

- H1 : Les propriétés acoustiques de chaque sous-élément, telles que l'impédance caractéristique  $Z$  et le nombre d'onde  $k$ , sont uniformes.
- H2 : Les parois latérales de chaque sous-élément sont supposées rigides. Chaque sous-élément peut ainsi être assimilé à un système à deux ports ((Pierce, 1981), p. 321) comportant une section d'entrée  $S$  en amont et une section de sortie  $S'$  en aval.
- H3 : Les dimensions des sections d'entrée et de sortie sont supposées faibles par rapport aux longueurs d'onde considérées. Le champ acoustique est alors plan et se propage normalement aux sections; la pression  $p$  et la vitesse particulière  $v$  peuvent être considérées comme uniformes sur ces surfaces. Il est alors possible de définir le débit acoustique  $u = vS$ .
- H4 : Le champ dans chaque sous-élément peut être décrit en tous points à partir de ses valeurs de pression et de débit acoustique aux sections d'entrée et de sortie, ce qui permet de modéliser chaque sous-élément au moyen d'une matrice de transfert :

$$\begin{pmatrix} p \\ u \end{pmatrix} = T_u \begin{pmatrix} p' \\ u' \end{pmatrix}, \quad T_u = \begin{pmatrix} t_{11,u} & t_{12,u} \\ t_{21,u} & t_{22,u} \end{pmatrix}. \quad (2.1)$$

Par commodité, la convention pression-débit  $(p, u)$  est adoptée pour formuler les matrices de transfert. Par défaut, les notations sans indices spécifiques font référence à cette convention. Le passage de la convention pression-vitesse  $(p, v)$  généralement utilisée à la convention  $(p, u)$  est détaillé en annexe 3.

### 2.2.2 Représentation des matériaux multicouches par assemblage de couches homogènes en série

A partir de la description matricielle de chaque sous-élément constituant un matériau, la représentation par assemblage de couches homogènes en série présentée par Parrott et al. (Parrott & Jones, 1995)) nous fournit le cadre permettant de décrire le champ dans un matériau multicouche et de formuler les indicateurs standards utilisés pour définir les matériaux acoustiques.

Au niveau d'un contour fermé, la conservation de la masse et de la quantité de mouvement implique l'égalité de la pression et du débit volumique acoustique des deux côtés de la section qu'il délimite. Cette propriété nous permet de connecter les grandeurs acoustiques définies en amont et en aval des couches successives  $i$  et  $i + 1$  :

$$\begin{pmatrix} p'_i \\ u'_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_{i+1} \\ u_{i+1} \end{pmatrix}. \quad (2.2)$$

On peut alors établir la matrice de transfert globale d'un matériau composé de  $N$  couches distribuées, en réalisant le produit des matrices de transfert des couches individuelles (Parrott & Jones, 1995) :

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ u_1 \end{pmatrix} = TM_G \begin{pmatrix} p'_N \\ u'_N \end{pmatrix} = \prod_i TM_i \begin{pmatrix} p'_N \\ u'_N \end{pmatrix}. \quad (2.3)$$

La figure 2.1 illustre le principe d'assemblage en série. La numérotation des sous-éléments dans cette figure est inversée par rapport à celle adoptée dans ce manuscrit.

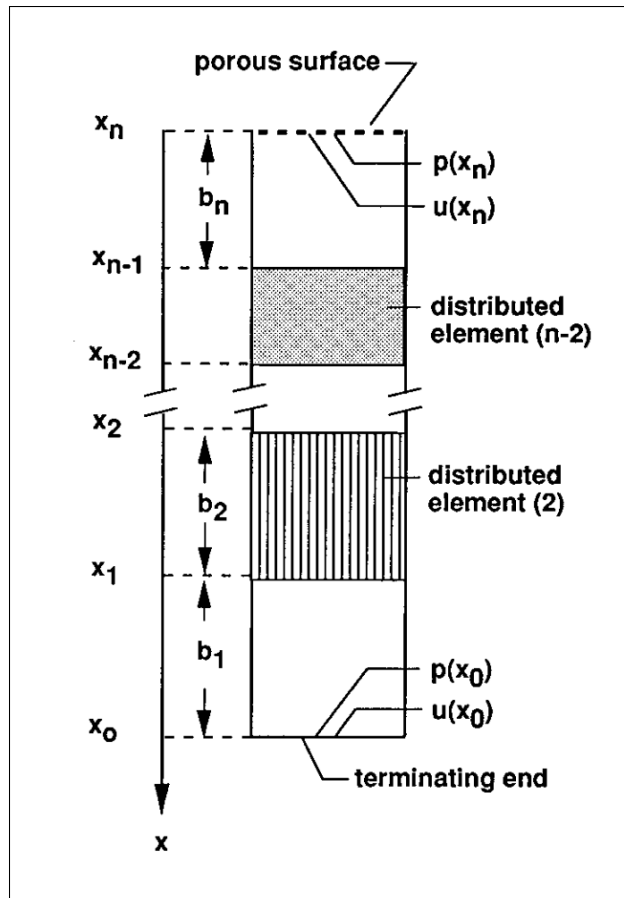


Figure 2.1 Principe de l'assemblage de couches en série pour définir un matériau multicouche à terminaison rigide

Tiré de Parrott et al. (Parrott & Jones, 1995)

### 2.2.3 Assemblages des matrices de transfert en parallèle : la méthode P-TMM

Dans le code analytique présenté, il est possible de considérer plusieurs matériaux en parallèle et de définir la condition limite globale homogène associée à l'ensemble des éléments juxtaposés. La méthode par sommation des admittances de surface (appelée méthode ASM dans (Verdière, Panneton, Elkoun, Dupont & Leclaire, 2013)) est généralement utilisée dans la littérature (Jones, Watson, Nark & Howerton, 2015), (Galles *et al.*, 2024) pour tenir compte de la condition limite de plusieurs éléments en parallèle. Les principes de conservation qui fondent cette méthode sont présentés dans la section 1 en annexe.

Verdière et al. (Verdière, Panneton, Elkoun, Dupont & Leclaire, 2014) montrent que cette approche n'est plus valide lorsque les éléments parallèles interagissent acoustiquement, comme c'est le cas lorsque plusieurs matériaux séparés latéralement débouchent sur une même couche fluide. Verdière et al. proposent une méthode corrigée tenant compte de la conservation des débits dans le cas où certains éléments parallèles sont ouverts en aval, permettant de fournir la matrice de transfert globale de l'agencement. Cette approche est appelée P-TMM pour *Parallel Transfer Matrix Method*. La P-TMM admet plusieurs hypothèses complémentaires qui s'ajoutent aux hypothèses permettant de poser le cadre de la modélisation par matrice de transfert (voir section 2.2.1) :

- H5 : La dimension latérale de l'assemblage doit être petite par rapport aux longueurs d'onde considérées. Il est à noter que H5 implique H3. Cette hypothèse donne par ailleurs le cadre de validité de la méthode ASM.
- H6 : L'entrée et la sortie des éléments en parallèle doivent être situées dans un même plan pour tous les blocs afin de pouvoir formuler la conservation de la pression et du débit en amont et en aval.
- H7 : Il faut au minimum un bloc ouvert parmi les différents éléments en parallèle. Pour modéliser un assemblage d'éléments fermés, l'un d'entre eux est arbitrairement considéré comme ouvert, puis une condition de terminaison rigide est appliquée après la construction de la matrice de transfert globale.

Selon cette méthode, la matrice de transfert d'un agencement d'éléments en parallèle ( $i$ ), comprenant des éléments ouverts ( $j$ ) et des éléments fermés ( $k$ ), s'écrit en convention ( $p, u$ ) selon l'expression :

$$T_p = \frac{1}{B} \begin{pmatrix} -A & 1 \\ C B - A D & D \end{pmatrix}. \quad (2.4)$$

avec :

$$A = \sum_j y_{j,22}, \quad B = \sum_j y_{j,21}, \quad (2.5)$$

$$C = \sum_j y_{j,12}, \quad D = \sum_i y_{i,11} - \sum_k \frac{y_{k,12} y_{k,21}}{y_{k,22}}. \quad (2.6)$$

La simplification de la matrice obtenue en passant de la convention  $(p, v)$  à la convention  $(p, u)$  est présentée plus en détail dans la section 4 de l'annexe.

#### 2.2.4 Indicateurs acoustiques

Une fois la matrice de transfert globale d'un absorbeur multi-solutions définie, il est possible de retrouver l'impédance de surface du traitement supposé homogène. En définissant une condition d'impédance (terminaison rigide, anéchoïque, ...) en aval de la dernière couche  $Z_b = S_{2,n} \frac{p_n}{u_n}$  l'impédance de surface résultante s'écrit 1.8 :

$$Z_s = S_1 \frac{t_{g,11} Z_b + t_{g,12} S_{2,n}}{t_{g,21} Z_b + t_{g,22} S_{2,n}}. \quad (2.7)$$

Pour une condition terminale rigide ( $Z_b = \infty$ ) pour laquelle la vitesse acoustique en aval de la dernière couche s'annule, on obtient :

$$Z_s = S_1 \frac{t_{g,11}}{t_{g,21}}. \quad (2.8)$$

Par la suite, il est possible de définir les coefficients d'absorption et de réflexion de l'absorbeur (voir 1.14).

### 2.2.4.1 Matrice de transmission pour un traitement latéral en incidence rasante

Si la solution acoustique est utilisée pour traiter acoustiquement la paroi latérale d'un conduit, (tuyère, conduit d'aération, ligne d'échappement d'un moteur, ...) des indicateurs adaptés issus de la théorie des filtres acoustiques (Munjal, 1987) sont formulés.

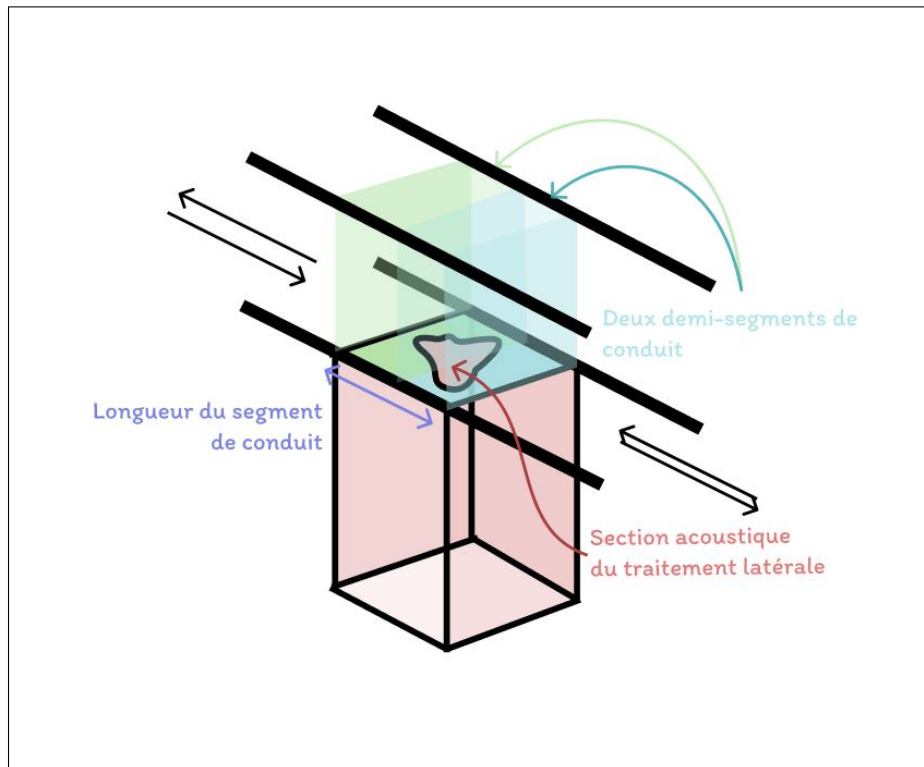


Figure 2.2 Illustration de la définition de la matrice de transmission

La matrice de transfert du segment de conduit traité ( $tds$ ) s'exprime :

$$T_{tds} = T_{hds} T_J T_{hds}, \quad T_{hds} = \begin{pmatrix} \cos\left(\frac{kL}{2}\right) & j \frac{Z}{S_d} \sin\left(\frac{kL}{2}\right) \\ j \frac{S_d}{Z} \sin\left(\frac{kL}{2}\right) & \cos\left(\frac{kL}{2}\right) \end{pmatrix}, \quad T_J = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \frac{S_{Ca}}{Z_s} & 1 \end{pmatrix}, \quad (2.9)$$

avec  $T_{hds}$  la matrice de transfert du demi-segment de conduit ( $hds$ ),  $\frac{L}{2}$  la longueur du demi-segment,  $S_d$  la section du conduit,  $Z_s$  l'impédance de surface du traitement latéral et  $S_{C_a}$  la surface de la jonction. La matrice  $T_J$  est obtenue d'après l'approche développée dans la section 2 en annexe.

Le *Transmission Loss* ( $TL$ ) du segment est donné par (Munjal, 1987) (eq. 2.150, p.82) :

$$TL_{tds} = 20 \log_{10} \left| \frac{t_{11,tds} + \frac{t_{12,tds}}{Z} + t_{21,tds}Z + t_{22,tds}}{2} \right|. \quad (2.10)$$

De manière analogue à la formulation d'un assemblage multicouche par un produit matriciel en série donné par l'équation 2.1, il est possible de définir la matrice de transmission et le TL d'une série de segments traités en réalisant les produits des matrices de transfert individuelles.

### 2.3 Modélisation des sous-éléments intégrés à la méthode

Une fois la méthode d'assemblage des matrices de transfert en série et en parallèle établie, la forme générale des matrices élémentaires est introduite. Les modèles spécifiques correspondant aux différents types de sous-éléments intégrés à la méthode sont ensuite présentés.

#### 2.3.1 Matrice de transfert d'une couche fluide droite de section constante

La brique élémentaire de la méthode est obtenue en décrivant la forme du champ harmonique dans une couche fluide étendue qui respecte les hypothèses 1 à 4 de la méthode (voir 2.2.1). Si la couche est cylindrique (section constante, base de forme quelconque), alors le champ est unidimensionnel et s'exprime sous une forme ne dépendant que de la coordonnée longitudinale  $x$ . La relation entre la pression et le débit acoustique à l'entrée ( $p, u$ ) et à la sortie ( $p', u'$ ) de la couche peut prendre la forme matricielle suivante :

$$T = \begin{pmatrix} \cos(kd) & j\frac{Z}{S} \sin(kd) \\ j\frac{S}{Z} \sin(kd) & \cos(kd) \end{pmatrix}, \quad (2.11)$$

avec  $d$  la longueur de la couche.

### 2.3.1.1 Cas particulier : Couche résistive de faible épaisseur

Dans le cas d'une couche de faible épaisseur ( $kd \ll 1$ ), ou si l'on se trouve en basses fréquences, le développement limité à l'ordre 1 des fonctions trigonométriques dans 2.11 donne :

$$T = \begin{pmatrix} 1 & j\omega\rho_0\frac{d}{S} \\ j\omega\frac{Sd}{\rho_0c^2} & 1 \end{pmatrix}, \quad (2.12)$$

avec  $C = \frac{Sd}{\rho_0c^2}$  la compliance de la couche, introduite dans l'équation 1.9. En faisant l'hypothèse que la compliance de la couche résistive est nulle, la vitesse est égale à l'entrée et à la sortie ( $v_1 = v_2 = v$ ), et la matrice se réécrit :

$$T = \begin{pmatrix} 1 & \frac{Z_l}{S} \\ 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad Z_l = \frac{p_2 - p_1}{v}, \quad (2.13)$$

avec  $Z_l$  l'impédance spécifique de la couche. Formuler l'hypothèse selon laquelle la compliance nulle revient à poser l'incompressibilité du fluide dans la couche ( $c \rightarrow \infty$ ) ou à dire que le volume  $Sd$  occupé par le fluide dans la couche est faible. Cette hypothèse est valide pour les éléments fins à faibles taux d'ouverture, tels que les plaques micro-perforées ou les écrans résistifs.

## 2.4 Modèle de fluide équivalent pour matériaux poreux à squelette rigide : Modèle JCA

Comme indiqué dans la section 1.1.7, la description des matériaux poreux à structures alvéolaires nécessite un modèle de fluide équivalent dans lequel les effets dissipatifs d'origine thermique et visqueuse sont intégrés à la formulation des paramètres acoustiques effectifs :  $Z_{eq}$  l'impédance caractéristique équivalente et  $k_{eq}$  le nombre d'onde équivalent. Ces paramètres peuvent ensuite être exploités dans la formulation de la matrice de transfert de la couche homogène pour définir l'atténuation des ondes acoustiques dans le matériau.

### 2.4.1 Principe du modèle JCA

Les éléments présentés dans cette partie sont tirés de l'ouvrage *Propagation of Sound in Porous Media* (Allard & Atalla, 2009). Le modèle JCA (*Johnson–Champoux–Allard*) permet d'estimer la densité équivalente  $\rho_{eq}$  et la compressibilité équivalente  $K_{eq}$  d'un matériau poreux à partir de cinq paramètres macroscopiques : la porosité  $\phi$ , la tortuosité  $\alpha_\infty$ , la résistivité statique au passage de l'air  $\sigma$ , ainsi que les longueurs caractéristiques visqueuses  $\Lambda$  et thermiques  $\Lambda'$ .

Dans ce modèle :

- La densité équivalente  $\rho_{eq}(\omega)$  intègre les pertes visqueuses ;
- Le module de compressibilité équivalente  $K_{eq}(\omega)$  intègre les pertes thermiques.

Une fois ces paramètres définis, l'impédance caractéristique et le nombre d'onde utilisés dans 2.11 se réécrivent en formulation équivalente :

$$Z_{eq}(\omega) = \sqrt{\rho_{eq}(\omega) K_{eq}(\omega)}, \quad k_{eq}(\omega) = \sqrt{\frac{K_{eq}(\omega)}{\rho_{eq}(\omega)}}. \quad (2.14)$$

Dans leurs travaux, Zwikker et Kosten (Zwikker & Kosten, 1949) montrent qu'il est possible de séparer l'influence des pertes visqueuses et thermiques dans le cas d'un pore cylindrique.

## 2.4.2 Formulation du modèle JCA

Le modèle JCA reprend l'approche de Zwicker et Kosten et l'adapte à tout type de matériau à porosité ouverte (Allard & Atalla, 2009, Ch. 5). Le modèle de Johnson exprime la densité équivalente :

$$\rho_{eq}(\omega) = \rho_0 \alpha_\infty \left[ 1 + \frac{\sigma \phi}{j\omega \rho_0 \alpha_\infty} G_J(\omega) \right], \quad (2.15)$$

avec

$$G_J(\omega) = \sqrt{1 + j \frac{\omega}{H}}, \quad H = \frac{\sigma^2 \Lambda^2 \phi^2}{4\alpha_\infty^2 \eta \rho_0}. \quad (2.16)$$

Le modèle de Champoux-Allard donne la compressibilité équivalente :

$$K_{eq}(\omega) = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) \sqrt{1 + \frac{H'}{2j\omega} G'_J(\omega)}}, \quad (2.17)$$

avec

$$G'_J(\omega) = \sqrt{1 + j \frac{\omega}{H'}}, \quad H' = \frac{16\eta}{\rho_0 \Lambda'^2}. \quad (2.18)$$

## 2.4.3 Modélisation des sous-éléments intégrés au code

Les sous-éléments étendus élémentaires qui composent les principaux matériaux acoustiques usuels sont présentés. L'approche utilisée repose sur la modélisation d'une couche fluide équivalente 2.11. Dans plusieurs cas, les paramètres acoustiques de la couche sont obtenus à l'aide du modèle JCA (voir section 2.4.2).

### 2.4.3.1 Cavité d'air sans pertes viscothermiques

Le premier bloc élémentaire est une cavité d'air cylindrique dont la base est de forme quelconque, de section  $S$  et d'épaisseur  $T$ . On ne considère pas de pertes viscothermiques au niveau des parois

internes, ce qui convient pour des cavités larges pour lesquelles les pertes sont négligeables. La matrice de transfert de ce bloc élémentaire est obtenue en reprenant la forme générale pour une couche fluide, en appliquant les paramètres acoustiques de l'air ( $Z_0 = \frac{\rho_0}{c_0}$  et  $k_0 = \frac{\omega}{c_0}$ ).

### 2.4.3.2 Cavité d'air avec pertes viscothermiques

Ce bloc représente une cavité étroite dans laquelle les pertes aux parois ne sont plus négligeables. Les paramètres JCA de la couche sont définis à partir de ses paramètres géométriques ainsi que par des coefficients associés à la forme de sa section. La résistivité au passage de l'air pour un matériau à pores droits est donnée par Stinson et al. (Stinson & Champoux, 1992)

$$\sigma = \frac{4k_0\eta}{r_h^2\phi}, \quad (2.19)$$

où  $\eta$  est la viscosité dynamique,  $r_h = \frac{2A}{P}$  le rayon hydraulique du pore,  $A$  son aire,  $P$  son périmètre et  $\phi$  le rapport entre la section du pore et la surface apparente qu'il occupe.  $k_0$  est un facteur de forme. Stinson et al. (Stinson & Champoux, 1992) répertorient les valeurs de  $r_h$  et de  $k_0$  pour différentes géométries de pores :

Tableau 2.1 Rayons hydrauliques et constantes de forme issues de Carman (Carman, 1956) pour différentes sections de pore

Forme du pore	Paramètres	$A$	$P$	$r_h$	$k_0$
Cercle (rayon $r$ )	$r$	$\pi r^2$	$2\pi r$	$r$	2
Rectangle ( $a \times b$ )	$a, b$	$ab$	$2(a + b)$	$\frac{2ab}{a+b}$	dépend de $a/b$
Fente ( $a \gg b$ )	$a, b$	$ab$	$2(a + b) \approx 2a$	$\frac{2ab}{2(a+b)} \approx b$	3
Carré (côté $a$ )	$a$	$a^2$	$4a$	$a$	1.78

Pour un pore cylindrique,  $\Lambda = \Lambda' = r_h$  (Allard & Atalla, 2009, p. 80). Conformément à plusieurs approches issues de la littérature, ((Dupont *et al.*, 2018, Table.2), (Marescotti & Pompoli, 2024, Table.1) cette relation est également appliquée aux autres formes de pores.

### 2.4.3.3 Plaques micro-perforées

Il est possible de décrire une plaque perforée comme une couche de fluide équivalent en utilisant le modèle JCA. La résistivité au passage de l'air est reprise de l'équation 2.19 avec  $\phi$  le taux de perforation de la plaque.

Atalla et Sgard (Atalla & Sgard, 2007) corrigent la *tortuosité* pour tenir compte de la longueur effective du pore, qui augmente proportionnellement à l'effet de masse ajoutée :

$$\alpha_{\infty} = 1 + \frac{2\epsilon_e}{d}, \quad (2.20)$$

avec  $d$  l'épaisseur de la plaque et  $\epsilon_e$  la correction de longueur associée au rayonnement d'un pore dans un espace semi-infini, valable pour  $\phi < 0.2$  :

$$\epsilon_e = 0.48\sqrt{\pi r^2} \left(1 - 1.14\sqrt{\phi}\right). \quad (2.21)$$

### 2.4.4 Écrans résistifs

La formulation de la matrice de transfert d'une couche fine est présentée dans la section 2.3.1. Dans cette formulation, l'impédance des plaques est définie par la différence de pression en amont et en aval de la couche, divisée par la vitesse acoustique, considérée comme uniforme dans toute la couche.

Un écran résistif est une couche poreuse homogène qui se présente généralement sous la forme d'un treillis en acier ou *wire mesh*. Atalla et Sgard (Atalla & Sgard, 2007) donnent :

$$Z_{screen} = \sigma d, \quad (2.22)$$

avec  $\sigma$  la résistivité au passage de l'air et  $d$  l'épaisseur de la couche.

### 2.4.5 Cavités latérales

D'après Leclaire et al. (Leclaire *et al.*, 2015) la présence de cavités latérales le long du pore principal d'un matériau peut avoir une grande influence sur ses propriétés acoustiques et peut augmenter significativement ses performances en basses-fréquences.

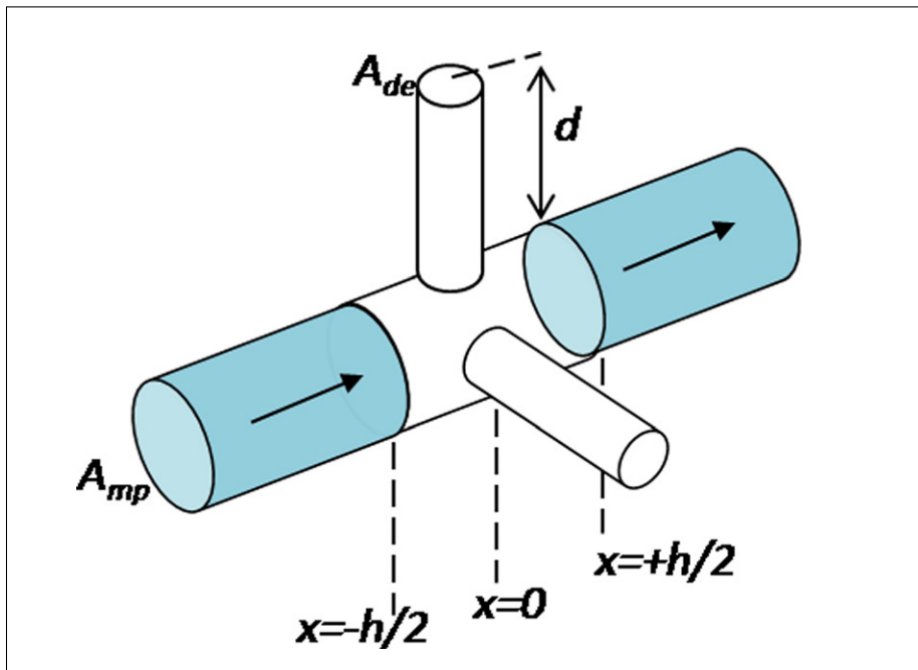


Figure 2.3 Tronçon (en blanc) du pore central (*main pore*) auquel sont connectées deux cavités latérales (*dead-end*)

Tiré de Leclaire et al. (Leclaire *et al.*, 2015)

#### 2.4.5.1 Prise en compte des cavités latérales dans la ligne de transfert

La prise en compte des cavités latérales dans la TLR repose sur la conservation des grandeurs acoustiques dans une jonction présentée dans la section 2 de l'annexe. La propagation d'une onde plane dans un pore principal connecté à une cavité latérale est considérée. La longueur de la jonction ( $h$  sur la figure 2.3) est supposée faible par rapport à la longueur d'onde considérée ( $\lambda$  sur la figure 2.3). La matrice de transfert de la jonction est alors donnée par :

$$T_J = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ Y_{S_J,u} & 1 \end{pmatrix}, \quad (2.23)$$

avec  $Y_{S_J,u} = \frac{S_J}{Z_{S_J}}$ ,  $Z_{S_J}$  la condition d'impédance de surface uniforme de la jonction et  $S_J$  la surface totale de la jonction. Dans le cas où plusieurs branches latérales sont reliées au pore principal dans un même plan, comme l'illustre la figure 2.3, il est possible de tenir compte de leur contribution respective dans une même matrice de jonction. Comme chaque branche latérale comporte une terminaison rigide, il est possible de considérer ces branches comme un assemblage en parallèle d'*éléments fermés* et d'utiliser la méthode P-TMM présentée dans la section 2.2.3 pour définir la condition de surface résultante :

$$T_J = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \sum_{i=1}^M Y_{S_{J_i},u} & 1 \end{pmatrix}, \quad Y_{S_{J_i},u} = \frac{S_{J_i}}{Z_{S_{J_i}}}, \quad (2.24)$$

Le tronçon du pore central comprenant la jonction, représenté en blanc sur la figure 2.3, est modélisé par un assemblage en série de matrices de transfert :

- Une matrice de cavité cylindrique associée à la propagation longitudinale dans la première moitié du pore principal ;
- Une matrice de jonction comprenant la contribution de toutes les cavités latérales contenues dans le plan ;
- Une seconde matrice de cavité cylindrique associée à la propagation longitudinale dans la seconde moitié du pore principal.

En adaptant les notations, la matrice de transfert totale prend alors une forme analogue à 2.9. Si le pore principal en amont et en aval de la jonction n'est pas à section constante, une discrétisation du pore principal dans la direction axiale permet de tenir compte de sa géométrie réelle tout en préservant le formalisme cylindrique.

## 2.4.6 Conditions de surface des cavités latérales

Les surfaces de jonction et les conditions limites de surface au niveau de ces jonctions sont formulées pour différentes géométries du pore principal et des cavités latérales considérées. Les différentes formulations proposées découlent de la forme spécifique du champ dans les cavités en fonction de leur géométrie, ainsi que de certaines approximations liées au comportement asymptotique des cavités à basses fréquences.

### 2.4.6.1 Cavité annulaire fine

Dans une cavité annulaire supposée fine :

- La pression et la vitesse acoustique sont uniformes au niveau de la surface de jonction ;
- La propagation dans la cavité est purement radiale (normale à la surface de jonction) ;
- Le champ acoustique est décrit en coordonnées cylindriques ;
- Des pertes visco-thermiques sont considérées au niveau des parois.

Dupont et al. (Dupont *et al.*, 2018) donnent la formulation de la condition d'impédance de surface au niveau de la jonction annulaire pour une cavité dans laquelle on considère les pertes visco-thermiques ((Dupont *et al.*, 2018) équation 9). A partir de cette formulation, la condition limite  $Y_{s_J,u}$  s'écrit :

$$Y_{s_J,u} = \frac{S_J}{jZ_{de}} \frac{H_1^{(1)}(k_{de}r_{mp}) - \beta H_1^{(2)}(k_{de}r_{mp})}{H_0^{(1)}(k_{de}r_{mp}) - \beta H_0^{(2)}(k_{de}r_{mp})}, \quad \beta = \frac{H_1^{(1)}(k_{de}r_{de})}{H_1^{(2)}(k_{de}r_{de})}, \quad S_J = \pi (r_{de}^2 - r_{mp}^2), \quad (2.25)$$

avec  $r_{mp}$  le rayon du pore principal,  $r_{de}$  le rayon de la cavité annulaire,  $S_J$  la surface de la jonction.  $Z_{de}$  et  $k_{de}$  sont les paramètres acoustiques d'une cavité latérale cylindrique avec pertes (voir section 2.4.6.2) de longueur  $r_{de} - r_{mp}$ , définis en utilisant les facteurs géométriques adaptés aux fentes (voir tableau 2.1).

### 2.4.6.2 Cavité latérale fine

Dans une cavité latérale supposée fine (voir figure 2.3) :

- La pression et la vitesse acoustique sont uniformes au niveau de la surface de jonction ;
- La propagation dans la cavité est purement transversale (normale à la surface de jonction) ;
- Des pertes viscothermiques sont considérées au niveau des parois.

Une telle cavité est couramment appelée *dead-end* dans la littérature (Dupont *et al.*, 2018) (Leclaire *et al.*, 2015). On peut alors utiliser le formalisme développé pour les couches fluides cylindriques étendues (voir section 2.4.3.2) et appliquer les facteurs de forme requis (voir tableau 2.1) pour définir les paramètres acoustiques équivalents  $Z_{eq,J}$  et  $k_{eq,J}$  ainsi que la condition limite  $Y_{s,J,u}$  de la cavité latérale au niveau de la surface de jonction :

$$Y_{s,J,u} = j \frac{S_J}{Z_{eq,J}} \tan(k_{eq,J} h), \quad (2.26)$$

avec  $h$  la longueur de la cavité latérale et  $S_J$  la surface de la jonction.

Bednarik (Bednarik & Cervenka, 2024) développe un modèle analytique en 2D de SBH à base rectangulaire. En se référant à ses travaux, Chen *et al.* (Chen, Yu, Fu, Zhang & Lu, 2024a) indiquent qu'il est approprié de modéliser l'admittance d'une cavité latérale fine de forme rectangulaire en considérant la propagation transversale des ondes dans deux fentes situées de part et d'autre du pore central.

Dans ce contexte, il est possible d'exprimer la condition limite imposée au niveau de la jonction en reprenant la forme de l'équation 2.26 et en posant :

$$h = \frac{w_{cav} - w_{mp}}{2}, \quad S_J = 2 d \sqrt{c_t^2 + \left(\frac{w_o - w_i}{2}\right)^2}, \quad (2.27)$$

avec  $c_t$  l'épaisseur de la cavité,  $d$  la profondeur (direction hors-plan),  $w_{\text{cav}}$  la largeur de la cavité et  $w_{mp} = \frac{w_i + w_o}{2}$  la largeur du pore central définie comme la moyenne des largeurs des zones micro-perforées amont  $w_i$  et aval  $w_o$ . La surface de jonction  $S_J$  considérée est la somme des deux « rideaux » obliques délimités par ces zones micro-perforées. Ce principe de modélisation est représenté par le schéma de gauche sur la figure 2.4.

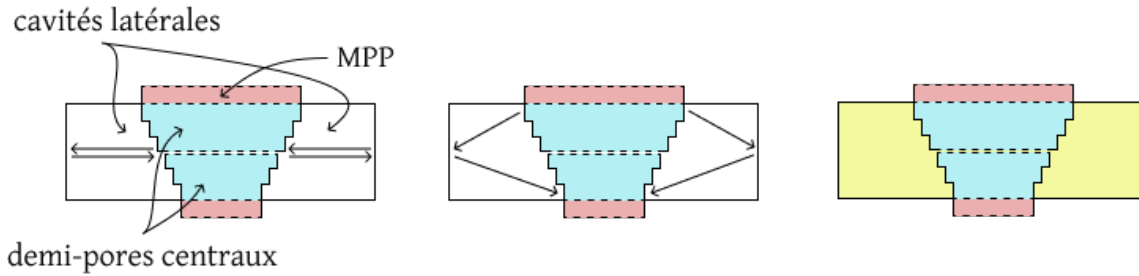


Figure 2.4 Représentation schématique des différentes approches pour la modélisation de l'admittance des cavités latérales. De gauche à droite : propagation transversale (PT), propagation oblique (PO), admittance volumique (AV)

Allard et Atalla (Allard & Atalla, 2009, §5.3.1, Eq. (5.23)) montrent que, dans un conduit de section variable, la dispersion des vitesses microscopiques induit une tortuosité géométrique  $\alpha_\infty > 1$ , traduisant un allongement du trajet acoustique effectif par rapport à la direction principale de propagation. Autrement dit, la propagation dans un pore non rectiligne implique une augmentation de la distance parcourue par les ondes.

Suivant cette interprétation, dans le cas où l'épaisseur des cavités est jugée non négligeable, les bi-fentes latérales peuvent être considérées comme présentant une tortuosité géométrique associée à un *chemin oblique*. La longueur effective de propagation dans chaque fente, notée  $h_{\text{corr}}$ , peut alors être formulée comme :

$$h_{\text{corr}} = \sqrt{\left(\frac{w_{\text{cav}} - w_i}{2}\right)^2 + \left(\frac{c_t}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{w_{\text{cav}} - w_o}{2}\right)^2 + \left(\frac{c_t}{2}\right)^2}. \quad (2.28)$$

Dans la limite des cavités fines, où  $c_t \ll w_{\text{cav}} - w_{\text{mp}}$ , cette formulation se confond avec celle donnée par l'équation 2.27 . Le schéma central de la figure 2.4 illustre cette correction de la longueur effective des bi-fentes latérales.

### 2.4.6.3 Cavités latérales épaisses de forme quelconque : approximation volumique

Lorsque les cavités latérales ne peuvent plus être considérées comme fines, la séparation entre la propagation longitudinale dans le pore principal et la propagation transversale dans la cavité n'est plus clairement définie. Dans ce cas, la formulation d'une condition de surface explicite au niveau de la jonction devient difficile.

Pour décrire ces situations, Li et al. (Li, Xia, Yu, Zhang & Cheng, 2023) proposent une approche fondée sur la compression adiabatique du volume d'air enfermé dans la cavité latérale. En appliquant une surpression uniforme au niveau de la surface de jonction et en reliant la variation de volume au débit acoustique traversant la cavité, ils établissent une condition de surface approchée sous la forme :

$$Y_{J,u} = j \omega \frac{V}{\rho_0 c_0^2}, \quad (2.29)$$

où  $V$  désigne le volume d'air de la cavité latérale.

Cette approche, valable dans la limite des basses fréquences, assimile la cavité à une *compliance localisée* et permet de représenter son effet global sans modéliser explicitement la distribution spatiale du champ acoustique. Dans cette formulation, la condition limite ne dépend plus de la surface de jonction et reste applicable à toute forme géométrique de cavité, qu'elle soit annulaire, cylindrique, rectangulaire ou de forme quelconque.

## 2.5 Présentation de l'architecture du code analytique

### 2.5.1 Description générale

L'ensemble des classes représentant des objets acoustiques élémentaires ou des assemblages hérite d'une classe abstraite commune, `Object`. Cette classe impose l'implémentation d'une méthode `transferMatrix`, qui constitue le cœur du calcul acoustique, et fournit également un ensemble de méthodes dynamiques permettant de calculer les indicateurs acoustiques associés (impédance de surface, coefficients de réflexion et d'absorption, etc.).

À partir de cette classe mère, deux classes d'assemblage génériques sont définies :

- `SerialAssembly`, destinée aux assemblages en série ;
- `ParallelAssembly`, destinée aux assemblages en parallèle.

Ces classes constituent le socle de l'architecture et servent de support à la définition de classes plus spécifiques, correspondant à des objets physiques particuliers ou à des assemblages multicouches. La figure IV-1 en annexe présente l'architecture minimale du code permettant de définir un objet de classe `MMPP` constitué d'une succession de plaques, de cavités et de jonctions latérales.

### 2.5.2 Cycle de vie des objets

Chaque objet est initialement défini à partir d'une *configuration*, c'est-à-dire une structure regroupant l'ensemble des paramètres nécessaires au calcul de ses propriétés acoustiques. Selon la nature de l'objet considéré, une ou plusieurs méthodes statiques sont associées à la classe afin de permettre la génération de cette configuration à partir de jeux de données de formes variées (par exemple, une plaque définie avec ou sans description détaillée du motif de perforation).

Le constructeur de chaque objet élémentaire rattache ensuite cette configuration à l'instance de la classe sous la forme d'un attribut interne.

Les classes d'assemblages spécifiques (`MMPP`, *multi-pancakes*, etc.) qui héritent de `SerialAssembly` et `ParallelAssembly` se distinguent par le fait que les sous-éléments qui les constituent sont

directement définis et instanciés à l'appel du constructeur, à partir de la configuration globale fournie lors de l'appel de la classe.

### **2.5.3 Mise en œuvre de la physique acoustique**

Une fois les objets instanciés, le calcul des indicateurs acoustiques repose sur la donnée des éléments suivants :

- le support fréquentiel de calcul ;
- les propriétés du milieu fluide considéré au sein de la structure (généralement l'air) ;
- le cas échéant, les paramètres environnementaux associés aux conditions d'excitation réalistes, tels que le nombre de Mach moyen de l'écoulement rasant ou le niveau sonore à la surface du matériau ;
- des indications sur la méthode de calcul adoptée (calcul direct ou itératif), ainsi que sur la manière d'appliquer les conditions d'excitation, en particulier pour les matériaux multicouches.

L'impédance de surface est fournie par l'ensemble des classes (couches et jonctions), suivant une convention pression–vitesse et en tenant compte de la surface apparente de l'objet considéré. En revanche, pour le calcul interne des matrices de transfert au sein des matériaux, une convention pression–débit est adoptée afin d'éviter l'introduction de matrices de changement de section inutiles entre blocs élémentaires successifs.

### **2.5.4 Cadres d'utilisation**

Le code est utilisé dans deux contextes principaux :

- au sein d'une application MATLAB pour la conception et l'étude de configurations de matériaux explicitement définies. Dans ce contexte, les objets créés ou importés doivent respecter un contrat imposé à travers l'interface utilisateur ;

- dans l'environnement MATLAB, où une utilisation plus libre permet de développer de nouvelles configurations ou des variantes de configurations existantes, sans contrainte forte sur la structure des objets.

### **2.5.5 Choix d'architecture : avantages et limites**

Le choix de définir les paramètres des objets au moyen de structures de configuration permet d'éviter une rigidité excessive du contrat de classe. Cette approche autorise le passage à une même classe d'une grande variété d'attributs, adaptés aux différents contextes d'utilisation. Ce choix est particulièrement pertinent dans le cadre du développement actuel du code, mais peut devenir une source de fragilité si l'architecture venait à croître de manière significative.

Par ailleurs, la définition complète d'un objet dès son instanciation empêche une évolution simple de celui-ci une fois intégré dans un assemblage, ce qui impose sa redéfinition complète en cas de modification. Des architectures alternatives fondées sur une instanciation progressive ont été envisagées, mais elles conduisent à une complexification importante de l'utilisation du code pour des matériaux ou assemblages déjà bien définis.

### **2.5.6 Perspectives de développement**

Plusieurs axes d'évolution peuvent être envisagés à partir de l'architecture actuelle :

- le développement d'une méthode systématique de construction des assemblages en série en vue de leur validation numérique sous COMSOL, dans la continuité des méthodes déjà développées pour certains assemblages spécifiques, notamment les MMPP ;
- l'introduction d'une approche fondée sur l'assemblage de matrices de diffusion, permettant de renforcer la validité des résultats lorsque la méthode par matrices de transfert devient numériquement instable, en particulier dans le cadre de produits matriciels itératifs.

Selon les objectifs futurs du code, son évolution pourrait s'orienter vers :

- une logique de spécification forte des classes, avec des contrats explicitement définis, afin d'améliorer la robustesse et l'intégration au sein de l'application ;
- ou une logique d'architecture orientée méthode, dans laquelle les objets serviraient principalement de support à la topologie des matériaux, les méthodes et attributs étant définis de manière plus flexible par les assemblages, si le code devait être utilisé principalement pour l'exploration de nouveaux matériaux.

L'architecture actuelle constitue ainsi un compromis fonctionnel entre ces deux logiques, adapté aux objectifs du projet de maîtrise, mais susceptible de devoir évoluer à mesure que les usages et les ambitions du code se développent.

## **2.6 Validation de la méthode**

### **2.6.1 Objectifs et démarche**

Dans cette partie, les matériaux multicouches présentés dans la section 1.1.8 sont modélisés à l'aide de la méthode présentée. L'objectif est de valider la capacité du modèle à prédire les performances globales d'un matériau complexe en reproduisant différents résultats expérimentaux et/ou numériques issus de la littérature.

### **2.6.2 Méta-matériaux "multi-pancakes"**

#### **2.6.2.1 Construction du modèle par assemblage de blocs en série**

Pour la configuration multi-pancakes à profil constant de Dupont et al. (Dupont *et al.*, 2018) illustrée par la figure 1.8a, le pore central qui traverse le matériau est subdivisé, suivant la direction axiale, en tronçons cylindriques :

- Les tronçons situés au niveau d'une plaque sont modélisés par une cavité d'air avec pertes thermovisqueuses (voir section 2.4.3.1) ;

- Les tronçons situés au niveau d'une cavité annulaire sont modélisés par deux cavités d'air sans pertes thermovisqueuses, disposées de part et d'autre de la cavité latérale médiane (voir section 2.4.3.2);
- La cavité latérale est prise en compte par une jonction, en considérant la condition d'impédance de surface des cavités annulaires de faibles épaisseurs (voir section 2.4.6.1);
- Une correction associée au rayonnement est ajoutée à l'entrée du matériau en définissant une cavité avec pertes dont la longueur est égale à la correction donnée par Allard pour les plaques à perforations cylindriques suivant l'équation 2.21.

Pour modéliser la configuration à profil décroissant de Bezançon et al. (Bezançon *et al.*, 2024), l'approche utilisée est similaire. Afin de prendre en compte les effets de rayonnement à l'embouchure des plaques, non négligeables pour ce type de profil (Bezançon *et al.*, 2024), les cavités sans pertes utilisées pour la configuration à profil constant sont remplacées par des cavités avec pertes.

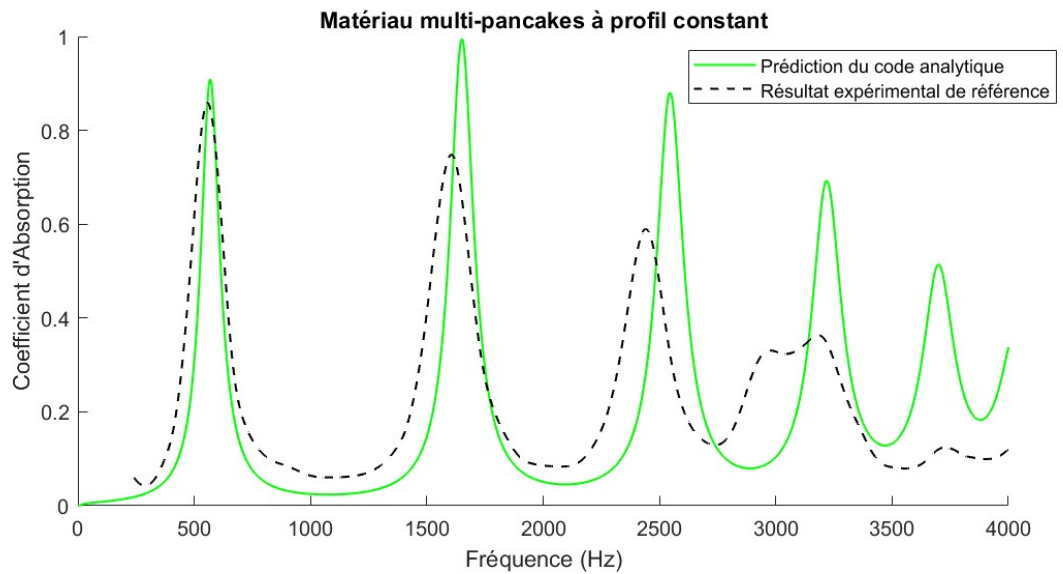
Tableau 2.2 Paramètres géométriques des configurations multi-pancakes modélisées pour la validation du code analytique

Paramètres	Profil uniforme (Dupont <i>et al.</i> , 2018)	Profil décroissant (Bezançon <i>et al.</i> , 2024)
Nombre de plaques	15	15
Rayon externe (mm)	14.5	22.2
Rayon interne des cavités (mm)	13.5	21
Épaisseur des plaques (mm)	1	1
Épaisseur des cavités (mm)	1	1
Rayon du pore principal (mm)	2	4 → 0.5

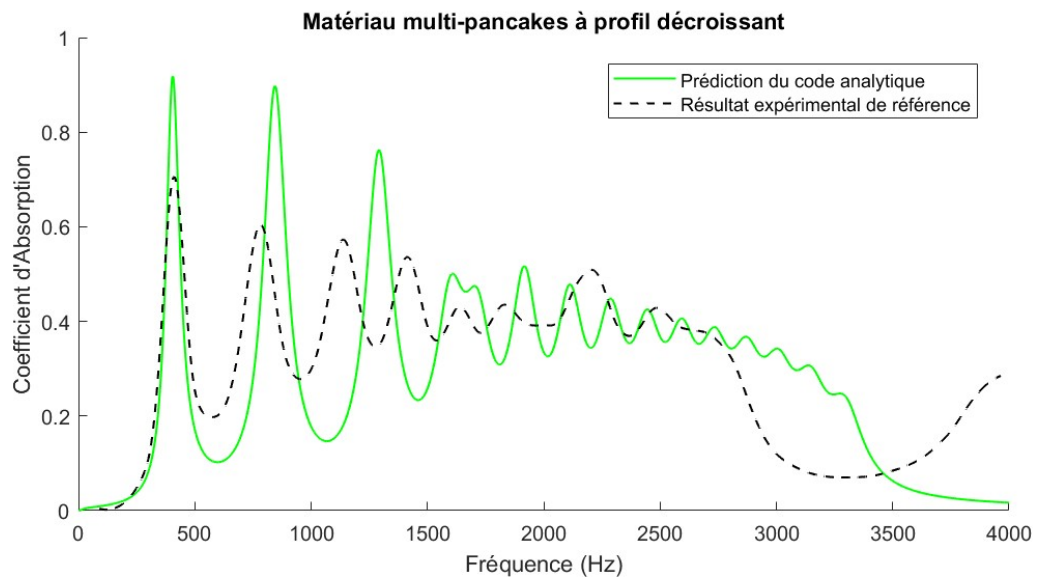
### 2.6.2.2 Comparaison des prédictions du code avec les résultats expérimentaux de la littérature

La figure 2.5 montre la comparaison entre les prédictions du code analytique présenté et les résultats expérimentaux tirés des articles de référence. Le code parvient à prédire la tendance

globale des performances ainsi que la fréquence du premier pic d'absorption. Un léger décalage vers les hautes fréquences est observé sur l'ensemble des pics secondaires, ce qui suggère une légère sous estimation des longueurs de correction.



a) Configuration à profil constant de Dupont et al. (Dupont *et al.*, 2018, fig. 5)



b) Configuration à profil décroissant de Bezançon et al. (Bezançon *et al.*, 2024, fig. 5)

Figure 2.5 Comparaison entre les prédictions du code analytique et les résultats expérimentaux de référence pour deux configurations multi-pancakes

### 2.6.3 Méta-matériau *MPPSBH*

Le méta-matériau développé par Chen et al. (Chen *et al.*, 2024b) est également utilisé pour valider le code analytique. Ce matériau, présenté dans la section 1.1.10 est illustré par la figure 1.9. Conformément au principe de la méthode, le matériau est également discrétisé selon sa profondeur en couches représentant successivement les plaques et les cavités.

#### 2.6.3.1 Construction du modèle par assemblage de blocs en série

La configuration de référence est celle d'un SBH à  $N$  plaques, de rayon interne  $R_{in}$ , dont le rayon du pore central  $r$  suit une décroissance linéaire entre la surface ( $R = R_{in}$ ) et la terminaison rigide ( $R = R_{end}$ ). Les paramètres géométriques de la configuration sont répertoriés dans le tableau 2.3.

Les couches successives sont modélisées de la façon suivante :

- Pour les plaques micro-perforées, le modèle JCA présenté dans la section est utilisé pour définir les paramètres acoustiques de la couche équivalente (voir section 2.4.3.3). La surface de la  $i^{me}$  plaque est définie comme la surface du diaphragme  $S_{i_{perf}} = \pi R_i^2$  (voir figure 1.9). Le rayon des perforations  $r$ , la porosité  $\phi$  et l'épaisseur  $t$  sont tirés de l'article de référence.
- Les cavités d'épaisseur  $h$  sont modélisées par deux demi-pores cylindriques sans pertes, dont les sections sont respectivement égales aux surfaces des zones micro-perforées amont et aval. Comme les cavités sont épaisses, la contribution des cavités annulaires latérales est prise en compte dans une jonction annulaire en utilisant l'approche volumique pour définir la condition d'impédance au niveau de la surface de jonction (voir section 2.4.6.3).

L'admittance de surface  $Y_{cav_{i,u}}$  de la  $i^{me}$  cavité annulaire est donnée par :

$$Y_{cav_{i,u}} = j \frac{k V_i}{\rho_0 c_0}, \quad V_i = \pi h \left( R_{in}^2 - \left( \frac{R_i + R_{i+1}}{2} \right)^2 \right), \quad (2.30)$$

avec  $V_i$  la différence entre le volume de la cavité et celui du cylindre de rayon moyen du  $i^{ème}$  pore central et  $h$  l'épaisseur des cavités.

Tableau 2.3 Paramètres géométriques de la configuration *MPPSBH* à profil linéaire utilisés pour la validation du code analytique

$N$	$R_{in}$ (mm)	$R_{end}$ (mm)	$t$ (mm)	$h$ (mm)	$r$ (mm)	$\phi$
10	30	1	0,2	9,8	0,1	0,04

### 2.6.3.2 Comparaison des prédictions du code avec les résultats expérimentaux de la littérature

La figure 2.6 montre la comparaison entre les prédictions du code et les résultats issus de l'article de référence, obtenus numériquement par la méthode des éléments finis. Les performances reproduites correspondent presque parfaitement à la référence.

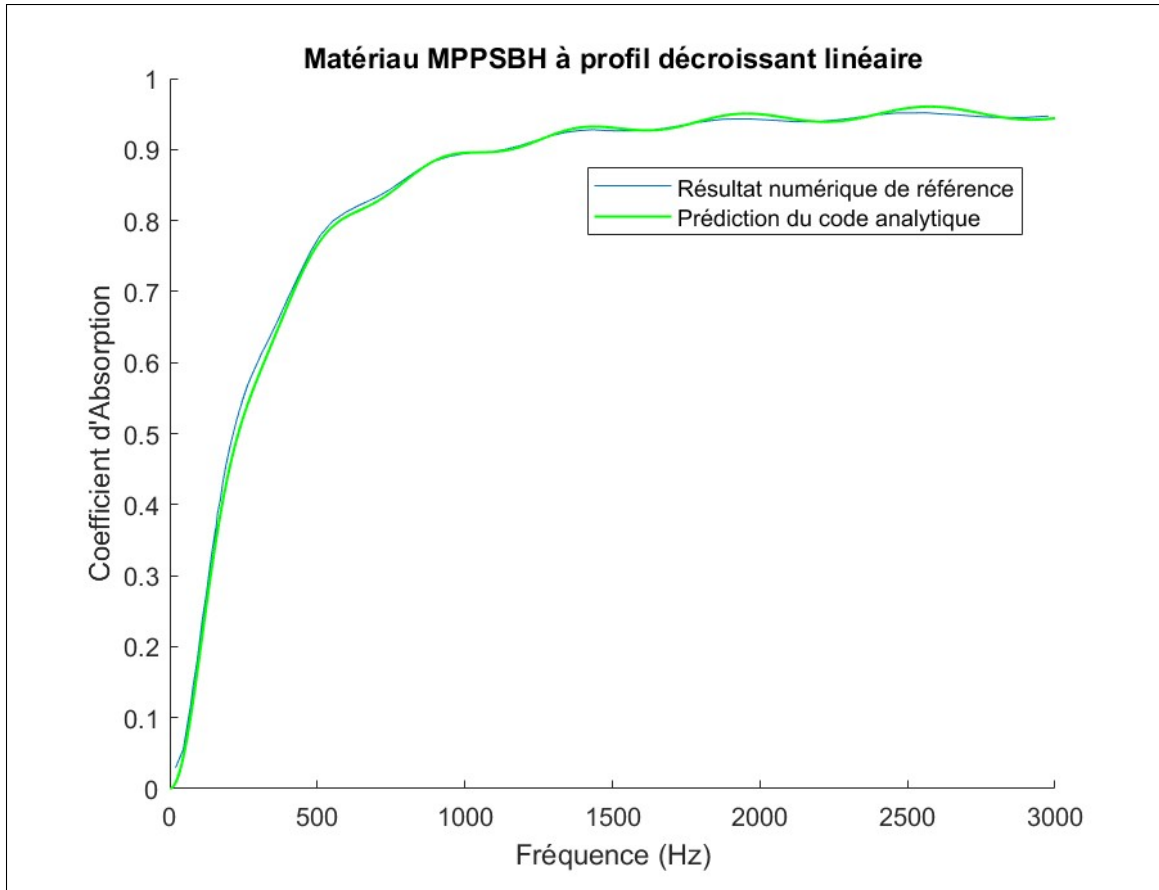


Figure 2.6 Comparaison entre les prédictions du code analytique et les résultats expérimentaux de référence pour une configuration *MPPSBH* à décroissance linéaire (Chen *et al.*, 2024b) *figure 3.a*

## CHAPITRE 3

### PRISE EN COMPTE DES CONDITIONS D'EXCITATION RÉALISTES DANS LES MATÉRIAUX MULTICOUCHES À BASE DE PLAQUES MICRO-PERFORÉES

Après la présentation et la validation du code de modélisation analytique, la méthode est étendue afin d'intégrer les conditions environnementales imposées à la surface des absorbeurs multicouches constitués de plaques micro-perforées. Les facteurs pris en compte sont le niveau de pression acoustique et la présence d'un écoulement rasant, représentant les conditions réalistes auxquelles sont soumis les liners acoustiques dans la plupart des applications aéronautiques.

Pour ce faire, des modèles correctifs issus de la littérature sont introduits afin de tenir compte de ces effets dans la formulation des paramètres acoustiques équivalents des plaques micro-perforées. Une approche itérative adaptée au cadre de la modélisation par matrice de transfert est ensuite développée. Comme dans le chapitre précédent, cette partie de la méthode est validée en comparant plusieurs prédictions du modèle avec des résultats de référence issus de la littérature scientifique.

#### 3.1 Correction des modèles pour tenir compte des effets non-linéaires associés aux forts niveaux

Les effets liés aux forts niveaux de pression acoustique dans les plaques micro-perforées, présentés dans la section 1.2.1, sont intégrés à la méthode de calcul. L'approche repose sur le modèle de fluide équivalent présenté dans la section 2.4.3.3, dans lequel les paramètres du modèle JCA sont ajustés afin de prendre en compte l'influence du niveau de pression total. Des termes correctifs sont ainsi introduits pour modifier la tortuosité et la résistivité, permettant de mieux décrire le comportement non-linéaire des plaques micro-perforées soumises à des niveaux de pression acoustique élevés.

Laly (Laly, 2018a) propose une redéfinition de la tortuosité et de la résistivité acoustiques à partir de la vitesse acoustique quadratique moyenne (*RMS*) à l'entrée des perforations :

$$\sigma_t = \frac{8\eta}{\phi r^2} + \frac{4\rho_0(1-\phi^2)}{3\pi h\phi C_D^2} V_{rms}. \quad (3.1)$$

De la même manière, la correction de longueur utilisée dans l'équation 2.21 pour définir la tortuosité est ajustée comme suit :

$$\varepsilon_{enl} = \frac{4}{3(1 + V_{rms}/(\phi c_0))} 0.48\sqrt{\pi r^2} \left[ \sum_{n=0}^8 a_n (\sqrt{\phi})^n \right], \quad (3.2)$$

avec les coefficients  $a_n$  définis par Laly (Laly, 2018a) :

$$a_0 = 1.0, \quad a_1 = -1.4092, \quad a_2 = 0.0, \quad a_3 = 0.33818, \quad a_4 = 0.0,$$

$$a_5 = 0.06793, \quad a_6 = -0.02287, \quad a_7 = 0.003015, \quad a_8 = -0.01614.$$

Dans ce modèle, le coefficient de décharge, noté  $C_D$ , rend compte des effets non-linéaires associés à l'écoulement du fluide à travers les orifices. D'après Zinn (Zinn), ce coefficient n'est pas universel et peut varier typiquement dans une plage comprise entre 0,6 et 0,8 selon la géométrie des orifices et le régime d'écoulement considéré. Dans le cas de plaques perforées présentant des paramètres géométriques usuels des applications aéronautiques (voir section 1.1.3.1), une valeur de 0,76 est couramment retenue comme valeur représentative, conformément aux travaux de Motesinger et Kraft (Motesinger, 1991). Lorsqu'une précision accrue est requise, le coefficient de décharge peut être déterminé expérimentalement, notamment à partir de mesures de résistance au débit continu ou de résistivité équivalente, ce qui permet d'ajuster le modèle aux caractéristiques réelles de la plaque étudiée.

Conformément aux tendances présentées dans la section 1.2.1 de l'état de l'art, l'augmentation du niveau de pression formulée à partir de la vitesse RMS entraîne une augmentation de la résistivité et une diminution de la tortuosité.

### 3.1.1 Prise en compte des effets non-linéaires associés aux forts niveaux dans les matériaux constitués de plusieurs plaques micro-perforées

La méthode de prise en compte des effets de forts niveaux dans la formulation matricielle des matériaux multicouches, comprenant des plaques micro-perforées, s'inspire des travaux de Laly (Laly, 2018a) et de Lopez (Lopez, 2024), présentés dans la section 1.2.1.1.

À partir du niveau de pression totale imposé et d'une vitesse acoustique quadratique moyenne (*RMS*) initialisée à zéro en entrée, la procédure itérative mise en œuvre se présente comme illustrée par le diagramme fonctionnel de la figure 3.1.

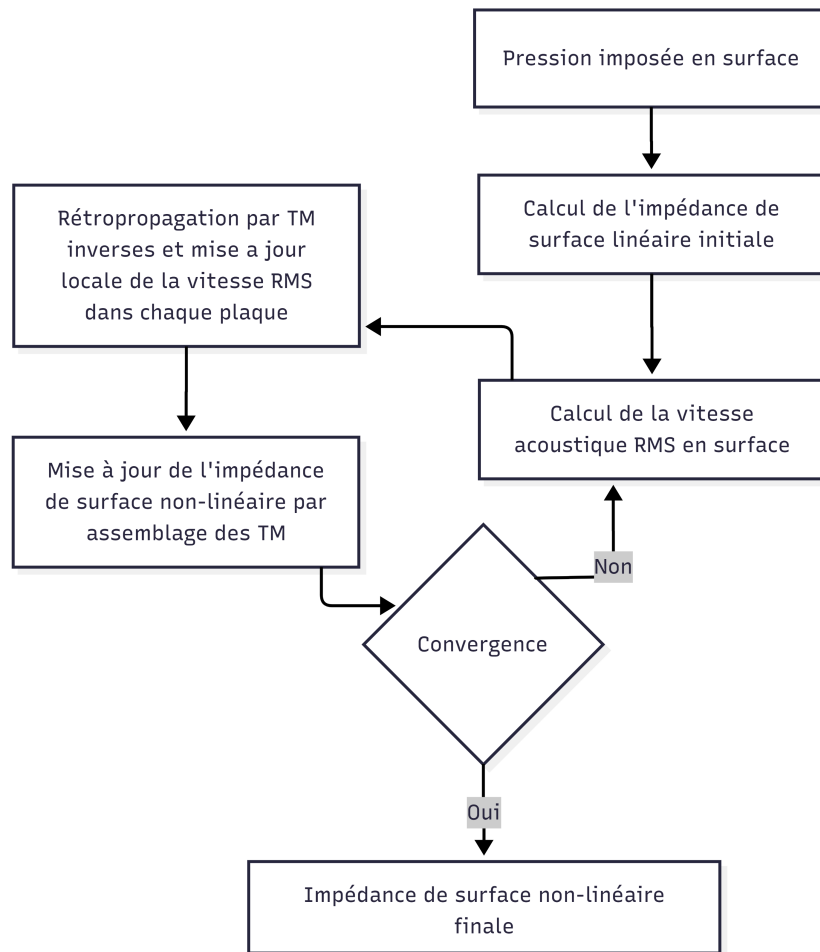


Figure 3.1 Diagramme fonctionnel de la procédure itérative de calcul de l'impédance de surface par le modèle non-linéaire multicouche avec rétro-propagation matricielle

La procédure est répétée jusqu'à satisfaction d'un critère de convergence fixé sur la vitesse acoustique RMS en surface. Cette méthode permet d'obtenir l'impédance de surface du matériau en régime de forts niveaux de manière causale. Les détails de l'implémentation numérique sont présentés en annexe. III.

### **3.1.2 Correction des modèles pour tenir compte des effets non-linéaires associés aux écoulements rasants**

L'influence d'un écoulement rasant sur une plaque perforée, présentée dans la section 1.2.2, est prise en compte par l'introduction de termes correctifs appliqués à la tortuosité et à la résistivité du modèle JCA. Le modèle retenu est issu du travail de thèse de Laly (Laly, 2018a), qui propose une extension du formalisme JCA afin d'y intégrer explicitement la dépendance au nombre de Mach moyen de l'écoulement rasant.

Cette extension s'appuie sur des résultats expérimentaux obtenus dans le cadre d'études dédiées aux liners perforés de type standard, représentatifs des configurations aéronautiques (voir section 1.1.3.1). Ces travaux montrent que, pour des écoulements rasants subsoniques, l'effet de l'écoulement peut être modélisé par une vitesse supplémentaire associée aux fluctuations turbulentes de la couche limite, dont l'intensité moyenne est proportionnelle au nombre de Mach de l'écoulement.

Cette relation de proportionnalité est formalisée à l'aide d'un coefficient empirique  $q = 0,3$ , identifié expérimentalement par Feder et Dean (Feder & Dean, 1969) et repris dans les formulations acoustiques de Guess (Guess, 1975) puis de Rice (Rice, 1971) pour des nombres de Mach inférieurs à 0,5. Laly propose ensuite de transposer cette dépendance au nombre de Mach dans le cadre du modèle JCA, en l'intégrant directement dans l'expression des paramètres effectifs de tortuosité et de résistivité.

Les formulations retenues dans ce travail pour la tortuosité non-linéaire et la résistivité effective en présence d'un écoulement rasant sont données par les expressions suivantes :

$$\varepsilon_{\text{enl}} = \frac{4}{3(1 + 305M^3)} \frac{0.48\sqrt{\pi r^2}}{(1 + V_a/(\phi c_0))} \left[ \sum_{n=0}^8 a_n (\sqrt{\phi})^n \right], \quad (3.3)$$

$$\sigma_t = \frac{8\eta}{\phi r^2} + \beta \frac{\rho_0(1 - \phi^2)}{\pi h \phi C_D^2} V_a + \frac{\rho_0 c_0(1 - \phi^2)}{t \phi} qM, \quad (3.4)$$

où  $V_a$  est la vitesse moyenne de l'écoulement rasant,  $\phi$  la porosité,  $r$  le rayon des perforations,  $\eta$  la viscosité dynamique de l'air,  $\rho_0$  sa densité,  $h$  l'épaisseur de la plaque,  $t$  l'épaisseur totale du matériau, et  $C_D$  le coefficient de décharge.

Dans le code de calcul développé, la prise en compte de l'écoulement rasant est limitée aux couches directement exposées à celui-ci. Pour un matériau multicouche comprenant plusieurs plaques micro-perforées, les corrections de modèles ne sont donc considérées que pour la première plaque. Ce choix est cohérent avec l'interprétation physique proposée par Wang et al. (Wang *et al.*, 2021), présentée dans la section 1.2.2, selon laquelle les effets restent confinés au niveau de la surface exposée.

### 3.2 Validation des modèles correctifs

Les modèles corrigés sont validés à partir de résultats analytiques de référence et de données expérimentales issues du travail de thèse de Laly (Laly, 2018a). Différentes configurations de liners à un degré de liberté (SDOF), dont les paramètres géométriques sont présentés dans le tableau 3.1, sont modélisées à l'aide du code analytique développé dans les sections précédentes. Ces configurations sont soumises à différents niveaux de pression acoustique et de vitesse d'écoulement, représentatifs des conditions environnementales rencontrées à l'intérieur du carénage d'un rotor de queue de type Fenestron (voir section 1.3). Les figures 3.2, 3.3, 3.4 et 3.5 présentent les résultats comparés pour les quatre configurations sélectionnées ainsi que les prédictions du modèle linéaire ne tenant pas compte de l'effet du niveau sonore et de l'écoulement.

Tableau 3.1 Paramètres géométriques et conditions d'excitation des configurations SDOF (MPP + cavité) tirées de Laly (Laly, 2018a) et utilisés pour la validation des modèles correctifs

Configuration	SPL	M	$t$ (mm)	$r$ (mm)	$\phi$ (%)	$h$ (mm)
MPP + cavité 1	135 dB	0	1.2	0.5	4.17	40
MPP + cavité 2	143 dB	0	1.0	0.5	5.14	100
MPP + cavité 3	110 dB	0.1	1.0	0.3	3.8	20
MPP + cavité 4	120 dB	0.15	1.0	0.5	4.7	40

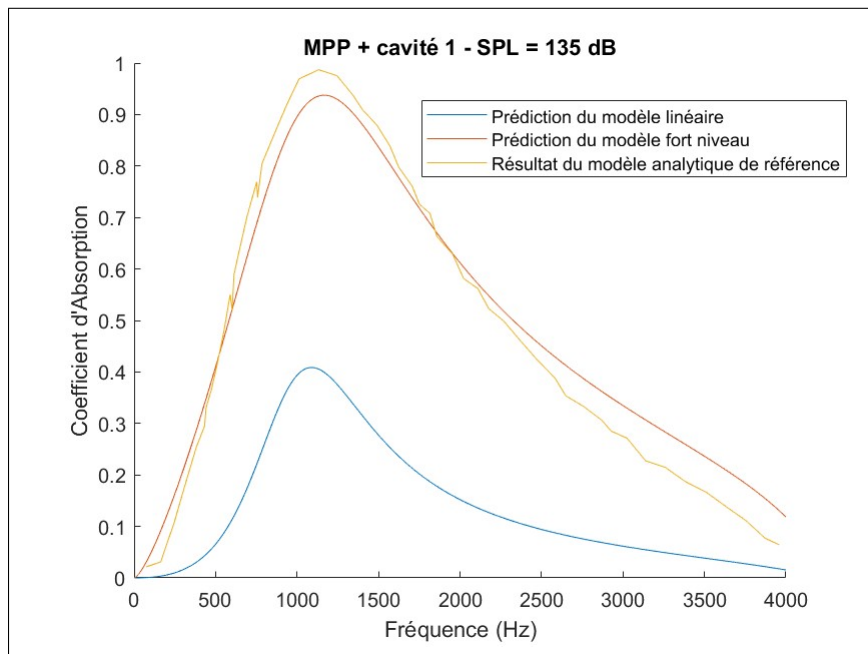


Figure 3.2 Comparaison des prédictions du code analytique avec le modèle de référence de Laly (Laly, 2018a, Fig. 3.4) pour la configuration MPP + cavité 1

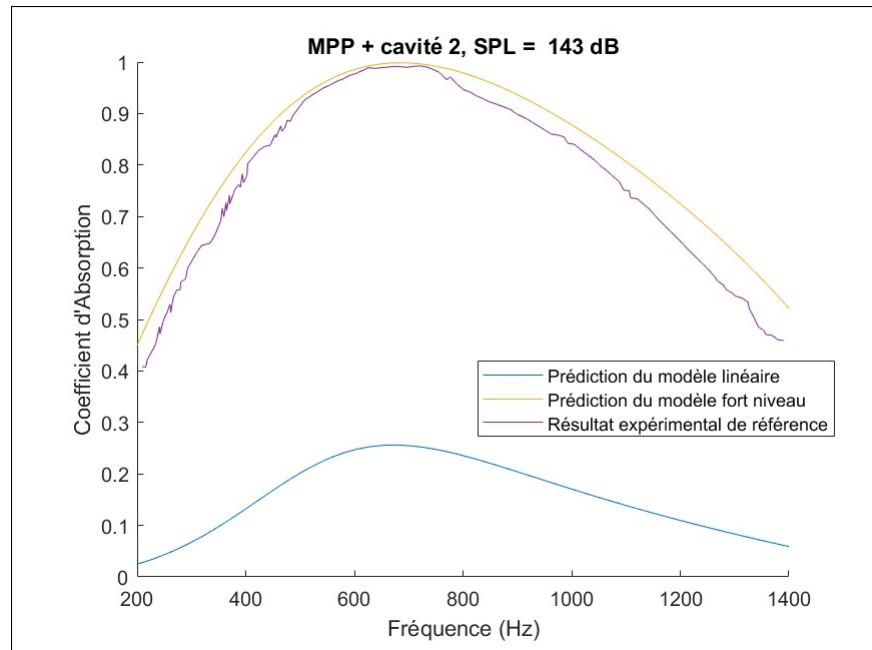


Figure 3.3 Comparaison des prédictions du code analytique avec le résultat expérimental de Laly (Laly, 2018a, Fig. 3.8) pour la configuration MPP + cavité 2

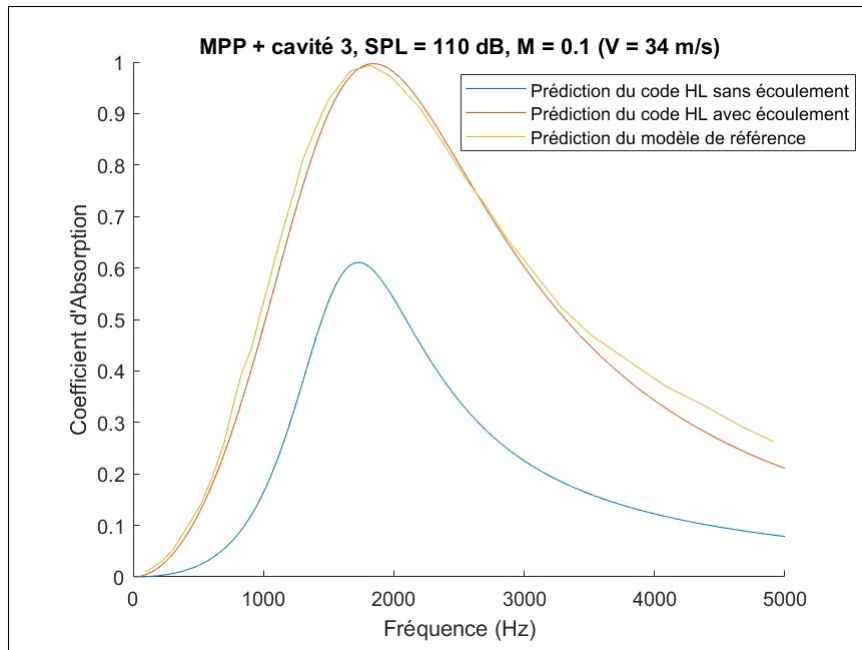


Figure 3.4 Comparaison des prédictions du code analytique avec le modèle de référence de Laly (Laly, 2018a, Fig. 5.1) pour la configuration *MPP + cavité 3*

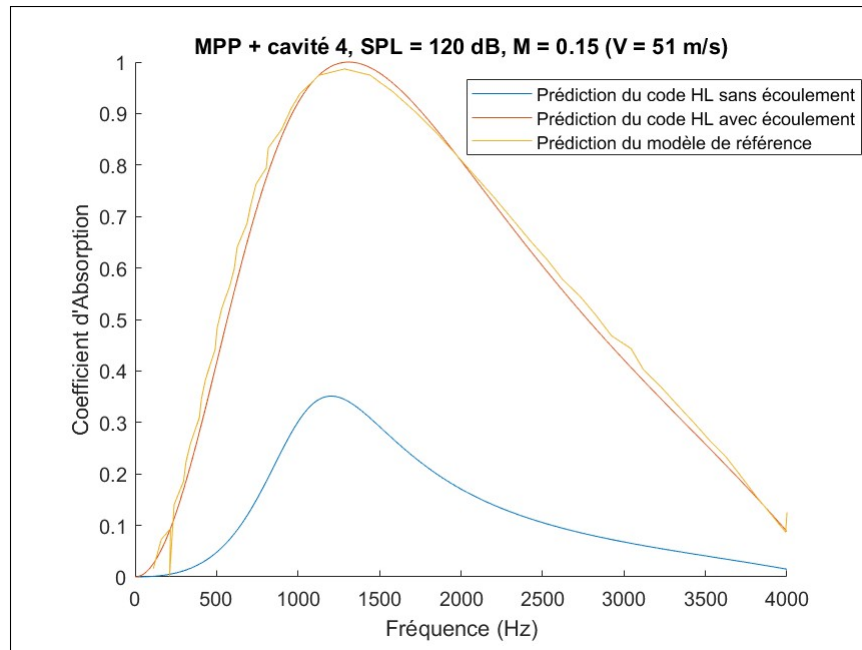


Figure 3.5 Comparaison des prédictions du code analytique avec le modèle de référence de Laly (Laly, 2018a, Fig. 5.2) pour la configuration *MPP + cavité 4*

### 3.3 Conclusion

Dans ce chapitre, les modèles correctifs des paramètres du modèle de fluide équivalent JCA ont été présentés afin d'intégrer les effets de forts niveaux de pression acoustique et la présence d'un écoulement rasant à la surface des plaques micro-perforées. Ces corrections permettent d'ajuster la tortuosité et la résistivité effective en fonction des conditions d'excitation et d'étendre ainsi la validité du modèle au-delà du régime linéaire.

La méthode a ensuite été adaptée aux matériaux multicouches comportant plusieurs plaques micro-perforées. Les effets de forts niveaux y sont pris en compte à l'aide d'une approche itérative basée sur les matrices de transfert inverses, tandis que l'influence de l'écoulement rasant est appliquée uniquement à la première plaque, directement exposée au fluide incident.

Les résultats de validation obtenus à partir des modèles analytiques et expérimentaux de référence mettent en évidence l'écart entre les prédictions issues du modèle linéaire et celles des modèles corrigés. Ces différences soulignent la nécessité d'intégrer les effets non-linéaires et aérodynamiques pour une représentation réaliste du comportement acoustique des liners.

## CHAPITRE 4

### APPLICATION DE LA MÉTHODOLOGIE

Après la présentation de la méthodologie de modélisation des matériaux multicouches sous des conditions d'excitation réalistes, celle-ci est appliquée à l'étude, au dimensionnement et à l'optimisation des solutions acoustiques développées dans le cadre du projet REAR.

Plusieurs configurations d'un matériau sont présélectionnées en vue de leur intégration dans le traitement multi-solutions conçu pour le carénage d'un prototype de rotor arrière de type EDAT. Les critères de présélection, établis à partir de la revue de la littérature et des objectifs de validation du code analytique présentés aux chapitres 2 et 3, sont détaillés.

Une étude paramétrique est ensuite menée sur les configurations retenues afin d'évaluer l'influence de leur géométrie multicouche sur les propriétés acoustiques. Une phase d'optimisation préliminaire conduit à la fabrication et à la validation expérimentale en laboratoire de plusieurs prototypes.

À partir d'un cahier des charges acoustiques défini, le matériau est intégré à un traitement global combinant les solutions développées par l'ÉP et l'ÉTS. Une optimisation du traitement est ensuite réalisée en intégrant les contraintes de fabrication, ainsi que les paramètres du modèle associés à des conditions environnementales réalistes, évalués par simulation numérique.

Enfin, les prototypes intégrés au carénage sont soumis à une validation expérimentale en laboratoire. Les résultats obtenus sont comparés aux prédictions issues de différents modèles, incluant diverses corrections ou approximations destinées à représenter fidèlement la géométrie réelle. Les mesures en champ libre réalisées avec le rotor équipé du traitement acoustique optimisé et fabriqué sont également présentées en fin de chapitre.

#### **4.1 Caractérisation acoustique du prototype de rotor**

En juillet 2024, une campagne expérimentale a été menée dans le cadre du projet REAR afin de caractériser les émissions acoustiques du prototype de rotor dans sa configuration non traitée. Ces

mesures constituent la base de l'application de la méthodologie de conception des absorbeurs acoustiques passifs développés pour le traitement du bruit émis par ce rotor. Le prototype utilisé, présenté sur la figure 4.1, est un rotor caréné à 4 pales et 6 aubes statoriques (*stator vanes*) d'un diamètre d'environ 1 mètre.

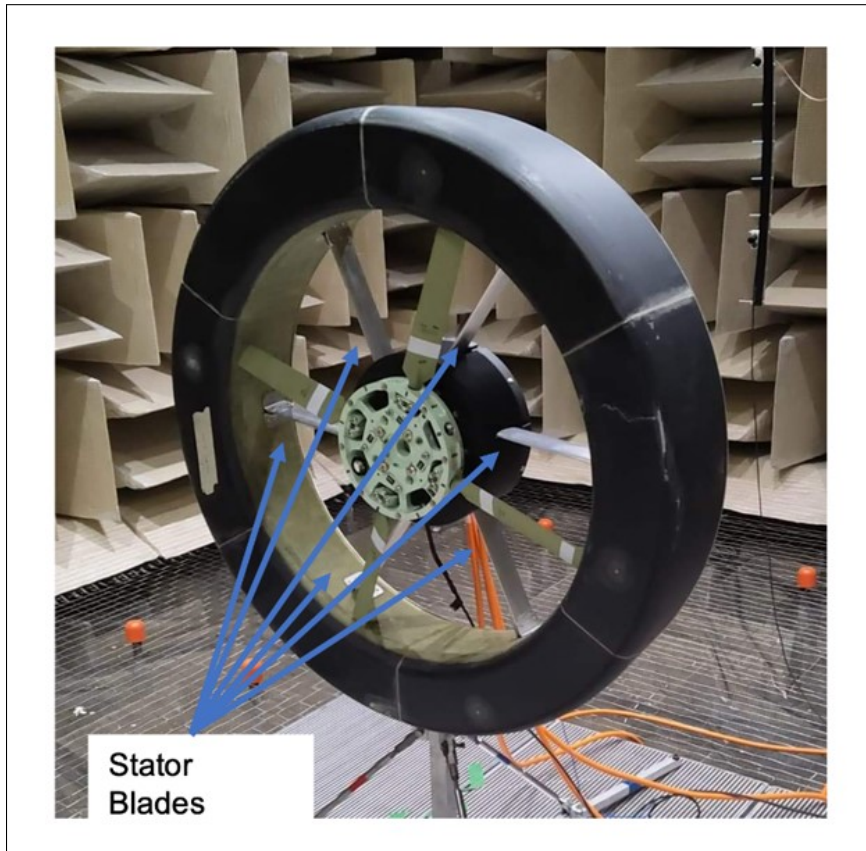


Figure 4.1 Prototype de rotor utilisé pour le projet REAR  
Tiré de Rendon et al. (Rendon *et al.*)

Les mesures de pression acoustique ont été réalisées en champ libre au-dessus d'un plan réfléchissant, conformément à la norme ISO 3744 (internationale de normalisation, 2010). À l'aide d'une antenne microphonique, le niveau de pression acoustique émis par le rotor en fonctionnement a été évalué sur une surface virtuelle hémisphérique de rayon 2 m, centrée sur la source. L'ensemble des mesures a été effectué pour plusieurs régimes moteurs, de manière à couvrir l'ensemble de la plage de fonctionnement du rotor. La figure 4.2 illustre le niveau de pression acoustique mesuré par les sept microphones de l'antenne disposée dans le plan du

rotor (position  $0^\circ$ ) pour un régime moteur de 3500 tr/min, correspondant à sa vitesse de rotation maximale.

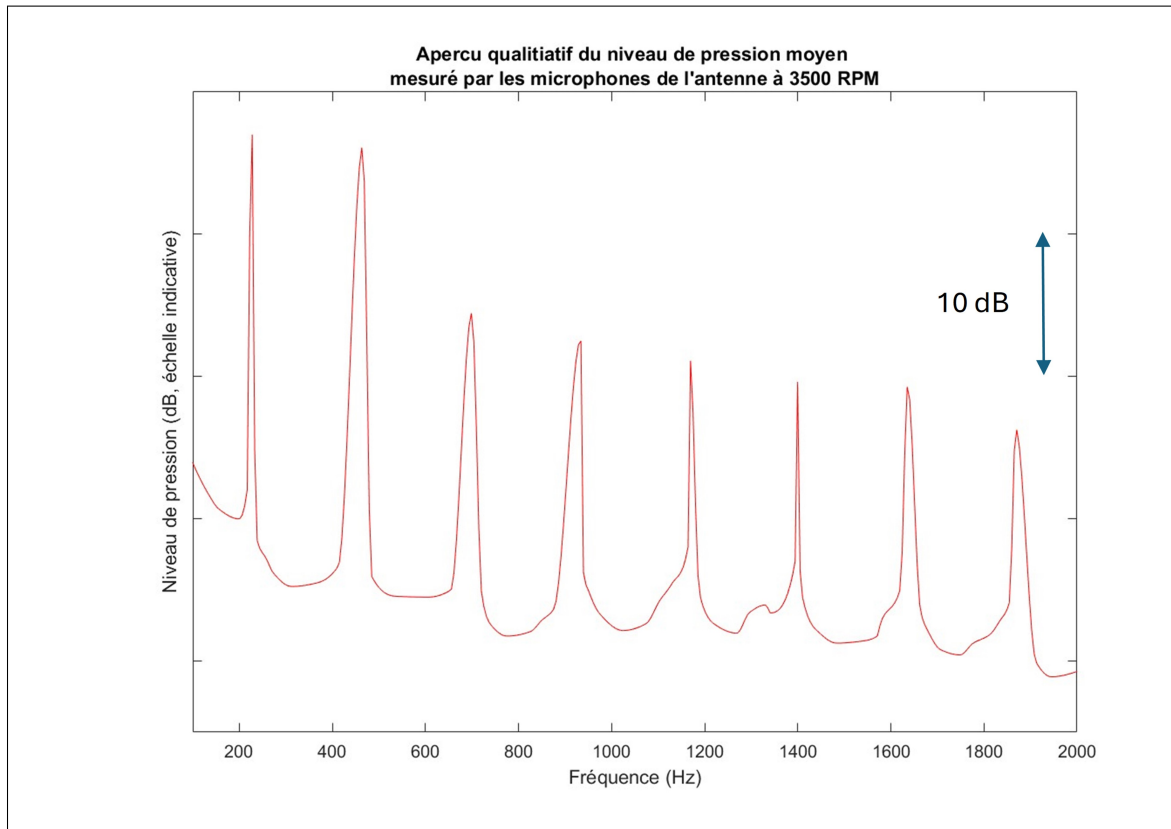


Figure 4.2 Représentation indicative du niveau de pression en champ semi-lointain pour un régime moteur de 3500 RPM

Pour ce régime moteur, le spectre d'émission est dominé par les composantes tonales correspondant à la fréquence de passage des pales ( $BPF$ ) et à sa première harmonique ( $Harm1$ ). Pour un rotor à 4 pales, comme celui utilisé dans ce projet (voir figure 4.1), la fréquence de la  $n^{\text{ième}}$  harmonique est donnée par :

$$f_{harm_n} = (n + 1) \times f_{BPF} = (n + 1) \times \frac{N_{pales} \times RPM}{60} = \frac{(n + 1) \times RPM}{15}. \quad (4.1)$$

Le tableau 4.1 présente, pour trois régimes moteurs, les niveaux sonores mesurés de ces deux composantes tonales dominantes, comparés au niveau moyen du bruit à large bande produit par l'écoulement dans la même gamme de fréquences.

Tableau 4.1 Niveau pic et bruit aérodynamique moyen aux fréquences *BPF* et *Harm1* pour plusieurs régimes moteurs du prototype de rotor

RPM (tr/min)	BPF (Hz)	Niv. pic (dB)	Bruit aéro. (dB)	Harm1 (Hz)	Niv. pic (dB)	Bruit aéro. (dB)
2500	167	80	65	333	70	58
3000	200	82	62	400	75	55
3500	233	90	60	467	85	55

## 4.2 Présélection et étude d'un matériau acoustique multicouche

Dans cette section, les critères ayant guidé la présélection du matériau acoustique destiné au projet *REAR* sont présentés. Le matériau retenu, ses différentes configurations ainsi que l'approche analytique employée pour leur modélisation sont ensuite décrits en détail. Une étude paramétrique est menée dans la continuité de plusieurs travaux exploratoires issus de la littérature scientifique afin de mettre en évidence certaines tendances et comportements caractéristiques du matériau sélectionné. Enfin, à la suite d'une phase d'optimisation préliminaire, plusieurs configurations sont fabriquées et testées expérimentalement afin de valider les modèles dans des conditions d'excitation réalistes (forts niveaux, incidence normale et rasante).

### 4.2.1 Critères pour la présélection de la solution étudiée

Comme mentionné dans l'état de l'art, les travaux de Jones *et al* (Jones *et al.*, 2009) ont mis en évidence les limitations associées à l'emploi de matériaux poreux pour des applications aéronautiques (voir section 1.1.7). Ces solutions, bien que performantes sur le plan acoustique, présentent d'importantes contraintes de mise en œuvre, notamment en termes de robustesse, de durabilité et de contrôle des propriétés. Dans ce contexte, et conformément à la tendance

générale observée dans la littérature ainsi qu'à l'approche retenue dans le projet BLUECOPTER (Redmann *et al.*, 2013), la présélection s'est orientée vers des solutions fondées sur des principes résonnants.

Sur le plan méthodologique, la solution retenue devait permettre de valider la méthode analytique développée, intégrant à la fois l'assemblage multicouche et la prise en compte de conditions d'excitation réalistes. Enfin, la solution retenue devait rester compatible avec les moyens de fabrication disponibles, notamment l'impression 3D et la découpe à commande numérique, afin de permettre une production rapide et relativement peu coûteuse des échantillons. L'ensemble de ces critères, ainsi que la revue de l'état de l'art en matière de méta-matériaux structurés, a orienté la présélection vers des structures résonnantes multicouches à base de plaques micro-perforées.

À partir de cette orientation, un matériau inspiré des structures multi-perforées à profil de type "trou noir acoustique", proposé par Chen *et al.* (Chen *et al.*, 2024b) (voir section 1.1.10), a été sélectionné. L'utilisation de plaques micro-perforées garantit la possibilité de piloter les performances uniquement à partir de paramètres géométriques tels que l'épaisseur des plaques, le rayon des perforations ou la hauteur des cavités. Ce type de structure permet d'envisager une large gamme de comportements, allant de réponses résonnantes à basse fréquence (Dupont *et al.*, 2018) à des régimes plus large bande obtenus à l'aide de profils décroissants (Chen *et al.*, 2024b). Le choix d'une géométrie à encombrement latéral limité permet également de s'en tenir le plus possible au cadre défini par les hypothèses de la méthode (propagation normale dans le matériau, homogénéité de la condition d'impédance à la surface du traitement).

#### **4.2.2 Géométries retenues et adaptation du modèle**

Pour la validation de la méthode et son application dans le cadre du projet *REAR*, plusieurs matériaux inspirés par le concept du *MPPSBH* circulaire développé par Chen *et al.* (Chen *et al.*, 2024b) (voir figure 1.9) sont proposés. Ces matériaux sont constitués, entre autres, de plaques non-uniformément micro-perforées. Pour faciliter la compréhension dans la suite du manuscrit, la nomenclature suivante est adoptée :

- La *surface totale* désigne la surface apparente de la plaque ;
- Le *diaphragme* désigne la portion de la plaque sur laquelle l'ensemble des perforations est réparti. Sa surface est définie comme la plus petite aire de géométrie régulière englobant toutes les perforations ;
- La *surface ouverte* (ou *section acoustique*) désigne la surface totale des perforations ;
- La *porosité réelle* correspond au rapport entre la *section acoustique* et la *surface totale* de chaque plaque ;
- La *porosité relative* correspond au rapport entre la *section acoustique* et la *surface du diaphragme* de chaque plaque.

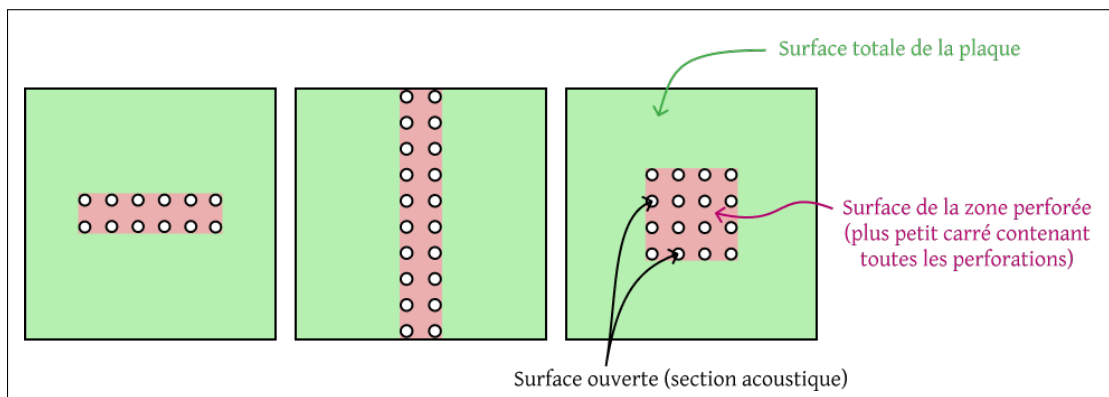


Figure 4.3 Répartition des perforations sur les plaques des matériaux *MMPP-R* (à gauche), *MMPP-SI* (au milieu) et *MMPP-Sq* (à droite) et nomenclature adoptée pour leur description

Cette nomenclature est illustrée sur la figure 4.3. Les matériaux inspirés par la géométrie initiale de Chen et al. (Chen *et al.*, 2024b) ont une géométrie extérieure cylindrique à base carrée et se distinguent les uns des autres par la disposition des perforations sur leurs différentes plaques. Suivant la forme des diaphragmes et des pores centraux, on distingue trois matériaux :

- Le matériau *multi MPP with square-shaped diaphragms*, noté *MMPP-Sq*, dont les diaphragmes sont carrés et situés au centre de chaque plaque ;
- Le matériau *multi MPP with rectangular diaphragms*, noté *MMPP-R*, dont les diaphragmes sont de forme rectangulaire, également centrés sur chaque plaque. Les diaphragmes situés

sur les différentes plaques d'une même configuration n'ont pas nécessairement la même orientation ;

- Le matériau *multi MPP with slit-shaped diaphragms*, noté *MMPP-Sl*, dont les diaphragmes prennent la forme de fentes toutes orientées selon la profondeur du matériau.

#### 4.2.3 Adaptation du modèle multicouche et validation numérique de plusieurs configurations du matériau *MMPP-Sq*

Le matériau est modélisé à l'aide du code analytique multicouche, en reprenant le découpage proposé par Chen et al. (Chen *et al.*, 2024b) pour la géométrie *MPPSBH* (voir section 2.6.3.1) :

- Pour décrire les plaques micro-perforées, l'approche du fluide équivalent est adoptée en considérant une couche dont la section est égale à la surface du *diaphragme* central ;
- Pour modéliser le pore central situé entre deux plaques, des cavités cylindriques sans pertes, de base carrée, sont placées en amont et en aval de chaque cavité latérale afin de représenter les deux *demi-pores centraux*. Dans le cas d'une configuration à profil décroissant, la géométrie conique du pore central est discrétisée en une succession de couches cylindriques afin d'approcher fidèlement la géométrie réelle. Le principe de découpage du pore central est illustré sur la figure ;
- Pour décrire les cavités latérales, l'approche par approximation à basse fréquence est utilisée. Le contexte d'utilisation des différents modèles d'admittance pour les cavités latérales est développé dans la section 2.4.6.3. Le volume considéré pour la formulation de la condition limite de surface au niveau d'une jonction, donné par l'équation 2.29, est défini comme la différence entre le volume de la cavité cubique et la zone centrale de cette cavité, qui prend la forme d'un cône tronqué à base carrée :

$$V_{J,i} = V_{cav,i} - V_{mp,i} = (hC^2) - \frac{h}{3} \left( c_{mp,i}^2 + 2c_{mp,i}c_{mp,i+1} + c_{mp,i+1}^2 \right), \quad (4.2)$$

où  $h$ , et  $C$  désignent respectivement l'épaisseur et la longueur du côté de la cavité, et  $c_{mp,i}$  désigne la longueur du côté du pore central au niveau de la  $i^{\text{ème}}$  plaque.

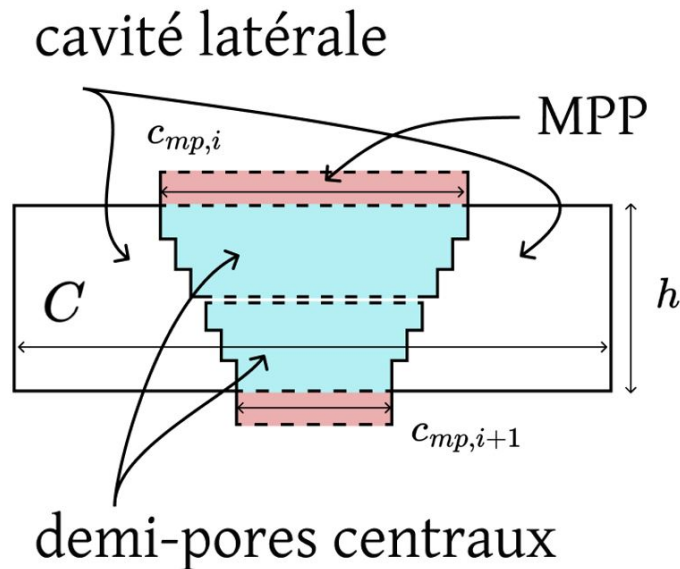


Figure 4.4 Représentation en coupe des demi-pores centraux discrétisés et de la cavité latérale de forme cubique pour la modélisation d'une plaque et d'une cavité d'une configuration *MMPP-Sq*

Le modèle est évalué pour deux configurations inspirées de l'article de Chen et al. (Chen *et al.*, 2024b), composées chacune de 10 plaques micro-perforées de 1 mm d'épaisseur et de 10 cavités carrées de 9 mm d'épaisseur et de 28 mm de côté. Les géométries des deux configurations sont illustrées par les figures 4.5a et 4.5b. Pour la première configuration (C0.1), le *diaphragme* des plaques est constant et forme un carré de 10 mm de côté. Pour la seconde (C0.2), la taille du diaphragme décroît de la première à la dernière plaque. Le côté du carré de chaque diaphragme décroît linéairement de 28 mm pour la première plaque à 4 mm pour la dernière. Pour toutes les plaques de ces deux configurations, le rayon des perforations est fixé à 0,25 mm et le taux de perforation du diaphragme est fixé à 10%. Les paramètres géométriques communs et variables pour les plaques des deux configurations sont répertoriés dans les tableaux 4.2 et 4.3.

La validation numérique est réalisée en utilisant le logiciel commercial COMSOL. La construction de la géométrie et du maillage est automatisée à l'aide de fonctions programmées sur MATLAB et de COMSOL LiveLink qui fait la connexion entre les deux logiciels. La physique utilisée est Acoustic Pressure. Les zones perforées de chaque plaque sont modélisées par une couche

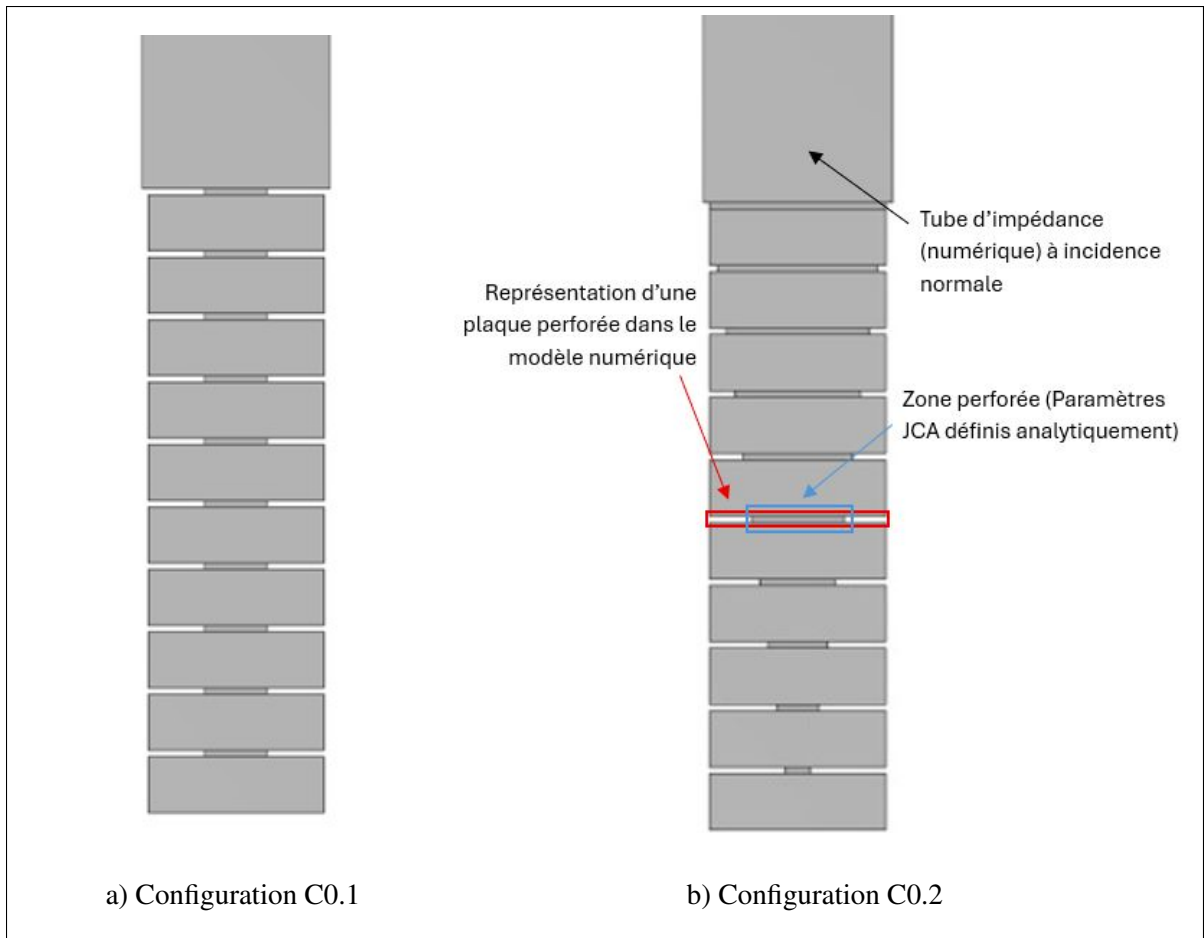


Figure 4.5 Vues en plan des géométries des configurations C0.1 (a) et C0.2 (b) à base carrées obtenues avec le logiciel COMSOL

Tableau 4.2 Paramètres constants communs à toutes les plaques des configurations C0.1 et C0.2

$N_p$	$e_p$	$N_c$	$e_c$	$L$	$d_h$	$\phi_{rel}$
10	1.0 mm	10	9.0 mm	28 mm	0.5 mm	10 %

$N_p$  : nombre de plaques ;  $e_p$  : épaisseur d'une plaque ;  $N_c$  : nombre de cavités ;  $e_c$  : épaisseur d'une cavité ;  $L$  : côté total de la plaque ;  $d_h$  : diamètre des perforations ;  $\phi_{rel}$  : porosité relative, correspondant au taux de perforation du diaphragme sur chaque plaque

homogène d'un matériau poro-acoustique dont les paramètres JCA sont obtenus d'après le modèle analytique. Une condition de couche limite visqueuse est appliquée sur les parois des

Tableau 4.3 Côtés du carré du diaphragme et porosités réelles correspondantes — configuration C0.2 (profil décroissant linéaire de P1 à P10)

Plaque	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10
$c_k$ (mm)	28.00	25.33	22.67	20.00	17.33	14.67	12.00	9.33	6.67	4.00
$\phi_{réelle}$ (%)	10.00	8.20	6.56	5.10	3.84	2.75	1.84	1.11	0.57	0.20

La porosité réelle  $\phi_{réelle}$  est calculée par  $\phi_{réelle} = \phi_{rel} (c_k/L)^2$ , avec  $L = 28$  mm le côté total de la plaque et  $\phi_{rel} = 10\%$ .

Profil décroissant linéaire :  $c_k = 28 - \frac{28-4}{9}(k-1) = 28 - \frac{8}{3}(k-1)$ , pour  $k = 1, \dots, 10$ .

Les valeurs ci-dessus sont arrondies au centième

cavités cubiques pour tenir compte de la dissipation visco-thermique en surface. Les résultats obtenus sont affichés sur la figure 4.6

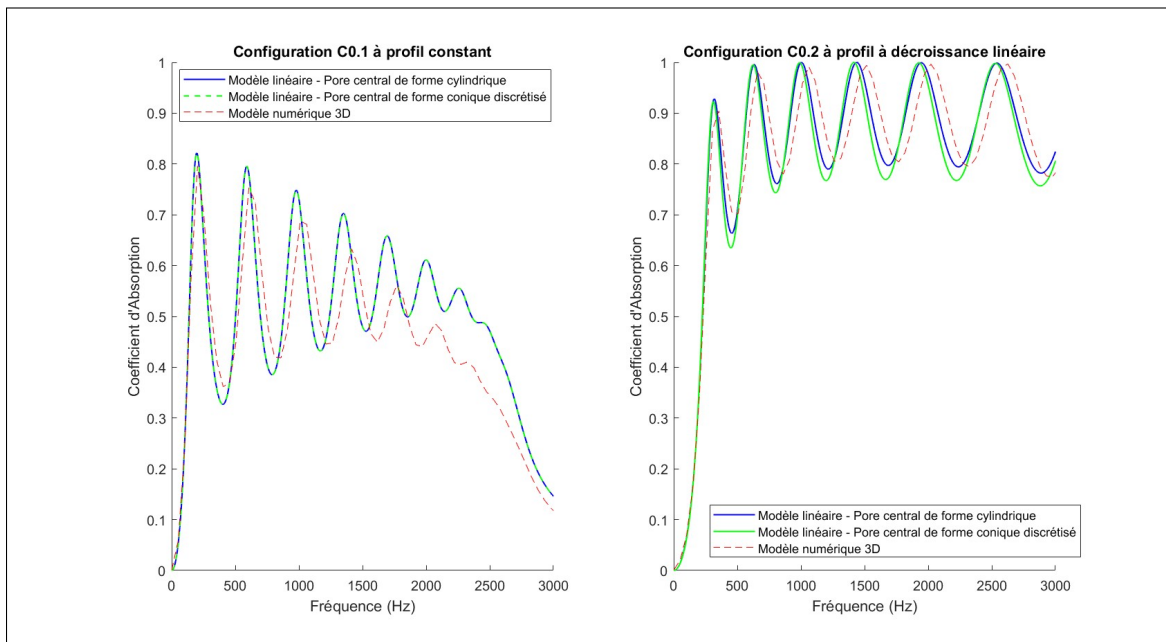


Figure 4.6 Validation numérique de la modélisation multicouche pour les configurations C0.1 et C0.2 (MMPP-R) en régime linéaire

On constate une bonne adéquation entre les modèles analytiques et numériques. Pour les deux configurations, on constate que le modèle analytique a tendance à sous-estimer la fréquence du

premier pic d'absorption et que l'écart se creuse pour les pics suivants, ce qui suggère une légère surestimation de la compliance des cavités latérales ou bien des longueurs de correction des plaques. Pour la configuration à profil décroissant, la discrétisation du pore principal ne semble pas avoir un grand impact sur les prédictions du modèle. Avec cette première validation, on constate qu'à partir d'un même matériau, il est possible de tendre plutôt vers des performances à basses fréquences (profil constant) ou vers des performances à large bande (profil décroissant).

### 4.3 Étude paramétrique du matériau *MMPP-Sq*

Afin de mieux comprendre le comportement des solutions présélectionnées, une étude est menée à partir du modèle validé numériquement. Comme mentionné dans l'état de l'art (voir section 1.1.3.2.2), les propriétés acoustiques des matériaux constitués de plaques micro-perforées dépendent des paramètres géométriques de celles-ci, en particulier du rayon et du taux de recouvrement des perforations, qui contrôlent à la fois les effets résistifs et réactifs. Mohammadi et al. (Mohammadi *et al.*, 2025) réfèrent à diverses études paramétriques impliquant les paramètres géométriques des plaques dans des configurations *MPP + cavité*. L'étude menée ici est une étude prospective qui s'intéresse plus spécifiquement à l'intégration des plaques dans les structures multicouches, à l'origine de comportements globaux et locaux. Les effets liés à la disposition des perforations sur les plaques, mais aussi au nombre et à l'ordre des plaques superposées, sont ainsi passés en revue et donnent un aperçu des performances que ce type de matériau peut atteindre.

#### 4.3.1 Étude de l'effet *diaphragme*

Dans sa thèse, Ruiz (Villamil, 2012) indique qu'en plaçant un panneau macroperforé devant un maillage ou une plaque microperforée, le flux acoustique est contracté localement, ce qui a pour effet d'augmenter la vitesse dans le système formé par les deux couches, comme l'illustre la figure 4.7. Le panneau en amont agit comme un diaphragme qui réduit la section acoustique et, donc, la porosité de la couche en aval. Comme le montrent Dupont et al. (Ruiz, Cobo, Dupont, Martin & Leclaire, 2012), l'ajout d'un diaphragme modifie également la forme

du champ acoustique dans le matériau, ce qui peut introduire des effets réactifs associés à la propagation transversale des ondes (voir section 1.1.8). L'*effet diaphragme* pourrait alors désigner la combinaison de ces deux effets qu'entraîne le rétrécissement de la zone à travers laquelle passe le flux acoustique.

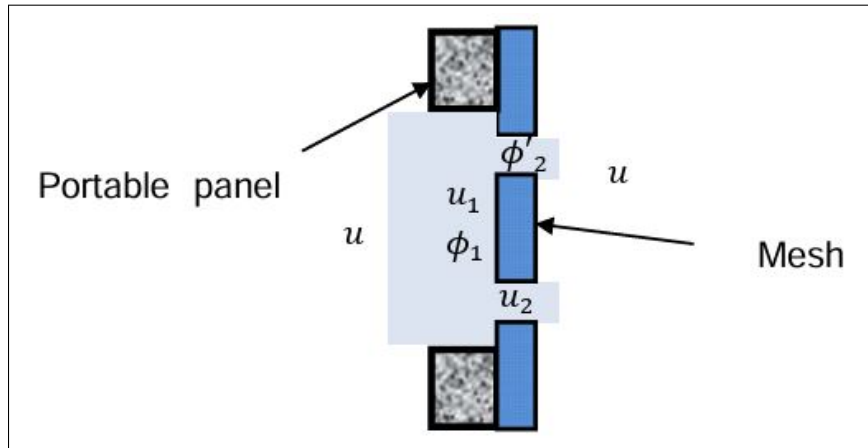


Figure 4.7 Effet « diaphragme »  
Tiré de Villamil et al. (Villamil, 2012)

Dans une première étude, plusieurs configurations du *MMPP-R* sont comparées afin de mettre en évidence l'influence de la répartition des perforations à la surface des plaques dont il est composé. Les paramètres des plaques influencés par l'effet diaphragme, conformément à la nomenclature adoptée, sont la *surface du diaphragme* et la *porosité relative* (voir section 4.2.3). Les configurations comparées dans cette étude admettent des *porosités réelles* identiques pour chaque plaque afin de neutraliser les facteurs qui ne sont pas directement associés à l'effet diaphragme.

À partir des configurations C0.1 et C0.2 utilisées pour la validation numérique du modèle du *MMPP-Sq* (voir section 4.2.3), deux nouvelles configurations « équivalentes » sont définies en considérant des perforations uniformément réparties sur l'ensemble des plaques. Pour ces configurations uniformes, notées C0.1-U et C0.2-U :

- la *surface du diaphragme* de chaque plaque est égale à sa *surface totale* ;
- la *porosité relative* de chaque plaque est égale à sa *porosité réelle*.

Pour plus de clarté, les caractéristiques des configurations initiales et équivalentes sont indiquées dans le tableau 4.4.

Tableau 4.4 Récapitulatif des configurations étudiées et de leurs caractéristiques géométriques

Configuration	Porosité relative	Porosité réelle	Profil des diaphragmes
C0.1	Uniforme	Uniforme	Profil droit
C0.2	Uniforme	Décroissante	Profil décroissant
C0.1-U	Uniforme	Uniforme	Profil droit
C0.2-U	Décroissante	Décroissante	Profil droit

Les configurations ainsi obtenues correspondent à des liners à  $N$  degrés de liberté, tels que présentés dans l'état de l'art (voir section 1.1.3.3). Dans le modèle multicouche, la propagation dans les cavités est considérée comme purement longitudinale, et les matrices de transfert de jonction tenant compte de la compliance des cavités latérales sont retirées. La figure 4.8 montre la comparaison entre les configurations C0.1 et C0.1-U d'une part, et entre les configurations C0.2 et C0.2-U d'autre part. Le tableau 4.5 donne les fréquences des premiers pics d'absorption pour ces configurations. On constate que la réduction du pore central entraîne une diminution de la fréquence des pics à *porosité réelle* constante et décroissante.

Tableau 4.5 Fréquence du premier pic d'absorption pour les configurations C0.1 et C0.2 ainsi que pour leurs configurations équivalentes à perforation uniforme C0.1-U, et C0.2-U

C0.1	C0.1-U	C0.2	C0.2-U
196 Hz	226 Hz	308 Hz	359 Hz

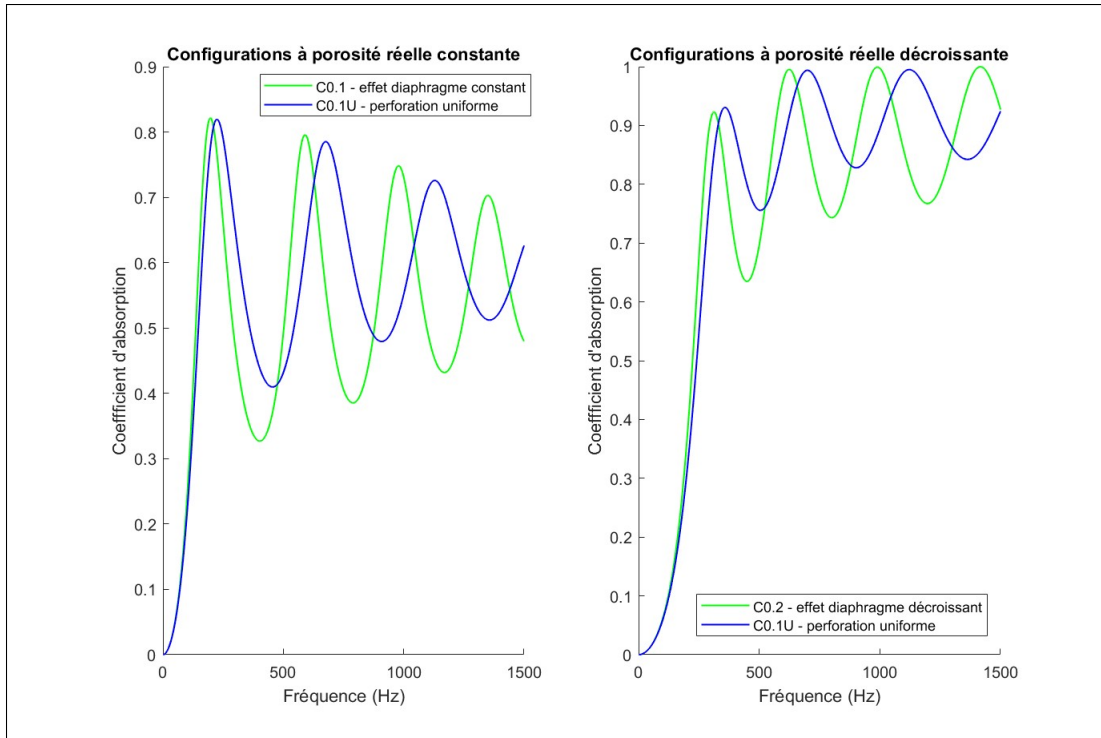


Figure 4.8 Étude de l'influence de l'effet diaphragme sur les configurations *MMPP-Sq* à porosité réelle constante et décroissante évaluée avec le modèle analytique

### 4.3.2 Étude de l'influence du nombre de plaques

Pour Ruiz (Ruiz, Cobo & Jacobsen, 2011), l'utilisation de multiples panneaux micro-perforés peut permettre d'étendre la bande d'absorption sans diminuer la fréquence du premier pic d'absorption. En effet, un système composé de plusieurs plaques superposées présente autant de résonances désaccordées qu'il dispose de plaques. Dans leur revue de littérature concernant les absorbeurs acoustiques constitués de plaques micro-perforées, Cobo et al. (Cobo, Simón & Jacobsen, 2019) notent également que l'absorption en basse fréquence est améliorée par la superposition de plusieurs plaques, mais précisent qu'au delà d'un certain nombre de plaques résistives, l'accroissement de la résistance acoustique cumulée entraîne une sur-résistance (*over-damping*) et une détérioration des performances globales. Selon les auteurs, il existerait un nombre optimal de plaques au delà duquel l'utilisation de multiples plaques micro-perforées ne serait plus bénéfique. Au cours du processus d'optimisation d'une configuration multi-perforée de

30 mm d'épaisseur totale, Yang et al. (Yang, Wen, Zhao, Shen & Zhang, 2019) identifient que l'absorption moyenne optimale obtenue entre 1000 et 6000 Hz ne bénéficie plus d'une amélioration significative lorsque le nombre de plaques dépasse 4.

L'impact du nombre de plaques pour les configurations du *MMPP-Sq* sélectionné fait l'objet d'une deuxième étude paramétrique exploitant le modèle multicouche. En reprenant les paramètres des configurations de base C0.1 à profil constant et C0.2 à profil décroissant linéaire (voir tableaux 4.2 et 4.3), plusieurs configurations, pour lesquelles le nombre de plaques prend les valeurs 2, 4, 8, 16 et 32, sont évaluées. Pour toutes les configurations, l'épaisseur des plaques est fixée à 1 mm et l'épaisseur des cavités est considérée comme constante entre les plaques, en fonction de leur nombre.

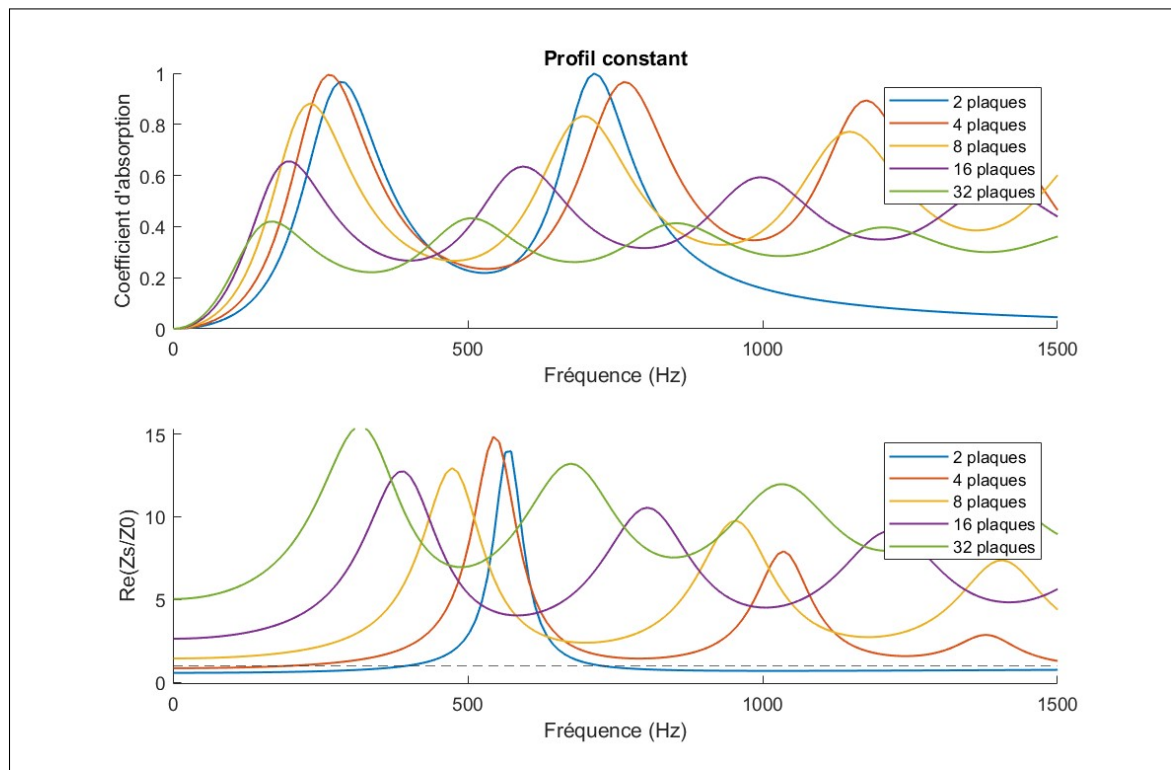


Figure 4.9 Étude paramétrique de l'impact du nombre de plaques sur les configurations *MMPP-Sq* à profils constant

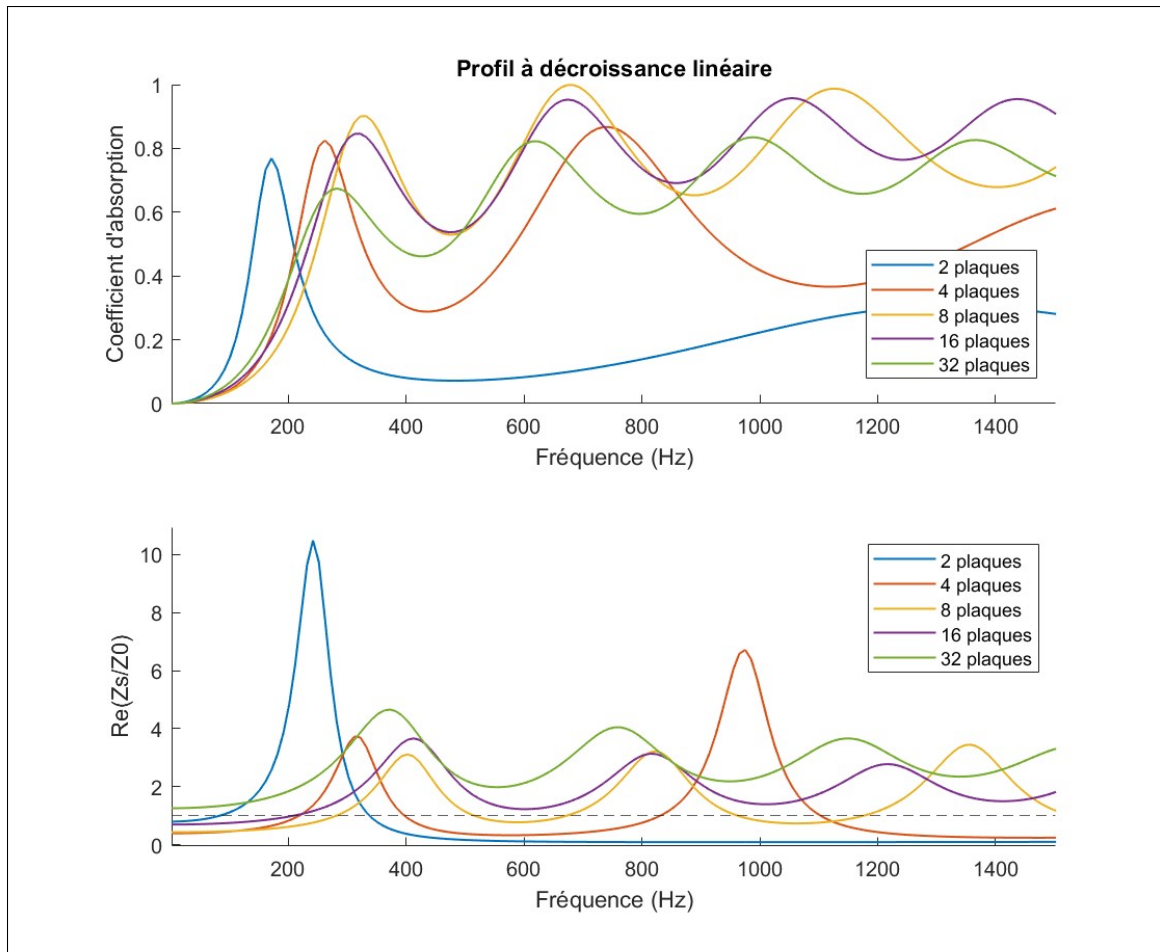


Figure 4.10 Étude paramétrique de l'impact du nombre de plaques sur les configurations *MMPP-Sq* à profils à décroissance linéaire

Le tableau 4.6 met en évidence l'évolution des fréquences et des amplitudes des premiers pics d'absorption en fonction du nombre de plaques, tandis que l'analyse conjointe du coefficient d'absorption et de la partie réelle de l'impédance normalisée affichés sur les figures 4.9 et 4.10 permet d'en préciser l'interprétation physique. Pour les configurations à profil constant, l'augmentation du nombre de plaques entraîne un rehaussement systématique du niveau moyen de la résistance acoustique sur l'ensemble du spectre, conduisant rapidement à un régime de sur-résistance dès que la résistance normalisée dépasse l'unité, phénomène observé au-delà de quatre plaques. Cette configuration correspond à l'absorption maximale sur les pics de résonance. À l'inverse, pour les profils à décroissance linéaire, le taux d'ouverture plus élevé limite la

Tableau 4.6 Fréquence et amplitude du premier pic d'absorption selon le nombre de plaques pour les profils constant et à décroissance linéaire

Nb. de plaques	Profil constant		Profil à décroissance linéaire	
	$f_1$ (Hz)	$\alpha_1$	$f_1$ (Hz)	$\alpha_1$
2	253	0.96	160	0.77
4	236	0.99	248	0.83
8	207	0.88	311	0.92
16	177	0.66	297	0.87
32	150	0.42	262	0.69

$f_1$  : fréquence du premier pic d'absorption ;  $\alpha_1$  : coefficient d'absorption associé au premier pic.  
Les valeurs sont données pour des configurations de 100 mm d'épaisseur totale

montée de la résistance, en particulier aux hautes fréquences, ce qui permet de bénéficier de l'effet cumulatif des plaques sur une plage plus étendue : l'absorption maximale est alors atteinte pour huit plaques, avant l'apparition d'un régime de sur-résistance similaire. Dans les deux cas, l'ajout excessif de plaques conduit à une dégradation des performances, confirmant l'existence d'un compromis optimal entre élargissement fréquentiel et niveau de dissipation, situé autour de quatre plaques pour le profil constant et décalé vers des valeurs plus élevées pour le profil décroissant. Ces observations suggèrent qu'il est possible de trouver un compromis idéal pour le nombre de plaques afin de tirer profit de l'effet large bande avant que les performances globales ne chutent à cause du surplus d'amortissement (environ huit plaques pour le profil constant et seize plaques pour le profil à décroissance linéaire).

### 4.3.3 Étude de l'effet trou-noir acoustique

L'étude analytique des trous noirs acoustiques porte généralement sur des configurations à profil monotone (Mironov & Pisyakov, 2002) (Bednarik & Cervenka, 2024). Comme mentionné dans l'état de l'art, les performances acoustiques à large bande attribuées aux matériaux multicouches à profils décroissants sont expliquées par l'apparition de résonances locales désaccordées dans les cavités latérales réparties le long de ces matériaux (voir section 1.1.10). Dans une dernière étude, l'influence de l'ordre des diaphragmes au sein des configurations sur les performances

globales obtenues est analysée. A partir de la configuration à profil décroissant linéaire C0.2, on définit quatre nouvelles configurations dérivées pour lesquelles on inverse l'ordre des plaques. On définit l'ordre inversé C0.2-I, l'ordre alterné C0.2-A et l'ordre inversé-alterné C0.2-I-A, ainsi qu'un ordre interne-externe ou les diaphragmes de largeurs intermédiaires sont placés à l'entrée C0.2-Int-Ext. L'ordre complet des plaques pour chacune des configurations dérivées est donné dans le tableau 4.7.

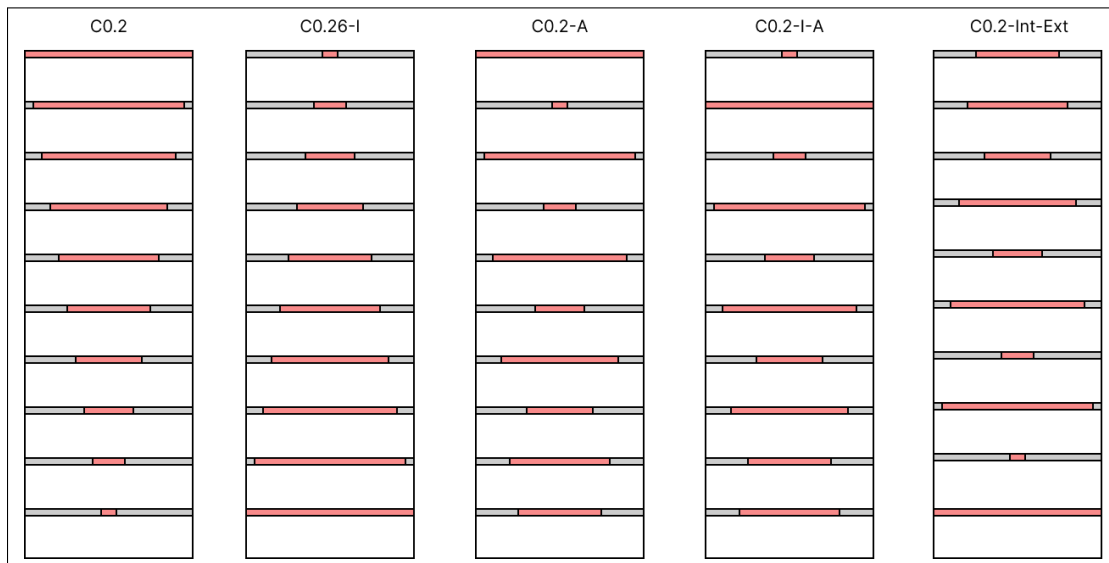


Figure 4.11 Représentation schématique des configurations dérivées de la configuration *MMPP-Sq* C0.2 à profil à décroissance linéaire

Tableau 4.7 Ordre explicite des plaques pour les configurations dérivées de la configuration à profil à décroissance linéaire (C0.2) pour l'étude de l'effet trou noir acoustique

C0.2-I	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
C0.2-A	1	10	2	9	3	8	4	7	5	6
C0.2-I-A	10	1	9	2	8	3	7	4	6	5
C0.2-O	5	6	4	7	3	8	2	9	1	10

L'ordre des plaques est indiqué de l'entrée acoustique (plaque avant) vers la terminaison rigide (plaque arrière). Les numéros 1 à 10 correspondent aux plaques de la configuration C0.2 à profil décroissant linéaire dont les paramètres sont donnés dans le tableau 4.3

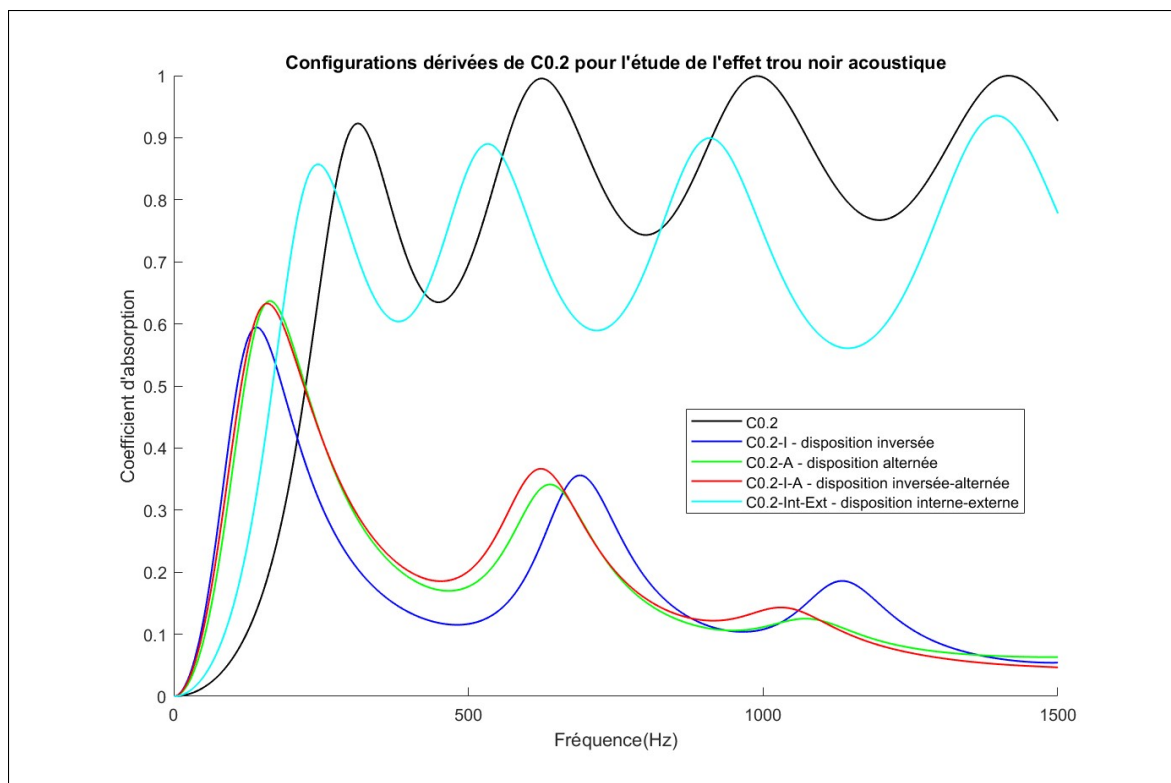


Figure 4.12 Étude de l'effet trou-noir acoustique sur des configurations de *MMPP-Sq* dérivée de la configuration C0.2 à profil à décroissance linéaire

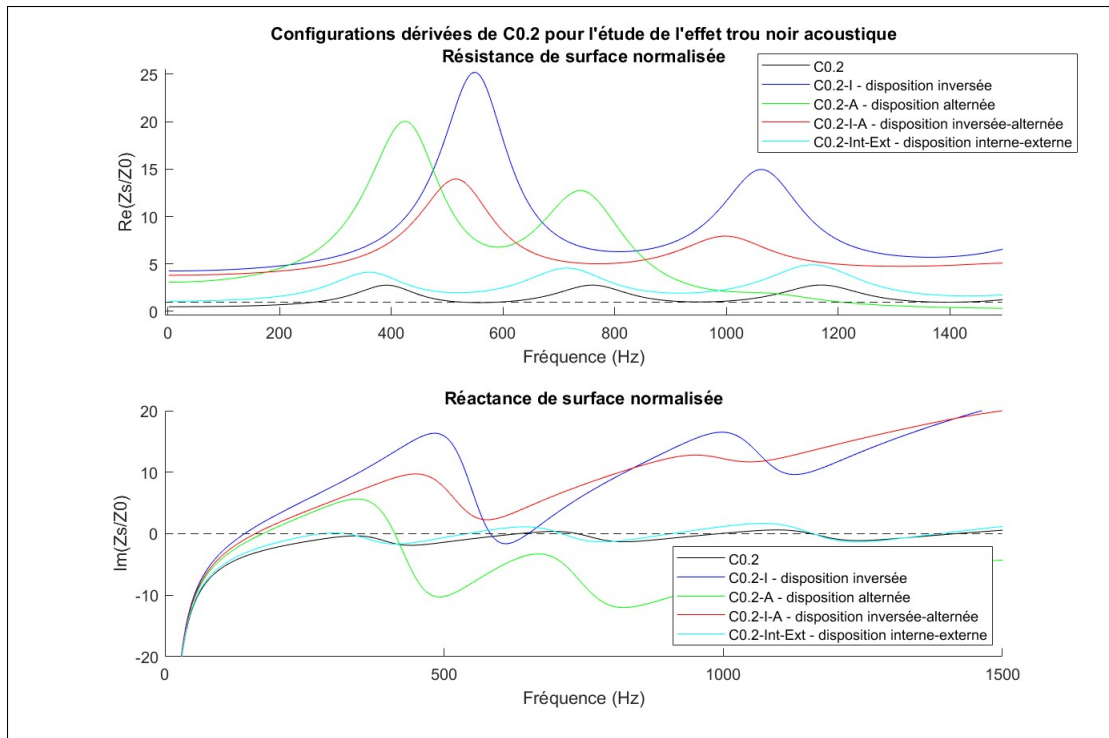


Figure 4.13 Étude de l'effet trou-noir acoustique sur des configurations de *MMPP-Sq* dérivée de la configuration C0.2 à profil à décroissance linéaire d'après l'impédance de surface normalisée des configurations

Les performances de ces configurations sont affichées dans la figure 4.12 et leur impédance de surface, normalisée par l'impédance caractéristique de l'air, est tracée sur la figure 4.13. A partir des tendances obtenues, il est possible d'établir que :

- L'effet large bande le plus significatif est obtenu avec le profil décroissant C0.2 ;
- Les configurations pour lesquelles les *diaphragmes* les plus étroits (10, 9, ...) sont proches de la surface et présentent un premier pic d'absorption plus bas en fréquence, mais sont affectés par l'effet de sur-résistance évoqué par Cobo et al. (Cobo *et al.*, 2019), ce qui s'observe en constatant que leur résistance acoustique normalisée est largement supérieure à 1. Par ailleurs, les configurations C0.2-I, C0.2-A et C0.2-I-A ne présentent plus de résonances nettes, comme le montrent leurs courbes de réactance normalisée, qui ne coupent plus l'axe des abscisses après 600 Hz ;

- La disposition interne-externe réalise un certain compromis entre la sauvegarde des performances à large bande et la réduction de la fréquence du premier pic.

#### **4.3.4 Conclusion de l'étude paramétrique**

Ces trois études paramétriques, réalisées à partir du modèle analytique présenté et validé dans les chapitres et sections précédents, révèlent :

- Les configurations étudiées bénéficient de la superposition des plaques, ce qui permet d'accroître le nombre de résonances et d'améliorer les performances en large bande des matériaux. L'effet de sur-résistance prévu par la littérature est également observé, et la superposition de plaques micro-perforées semble particulièrement mise à profit dans le cas où le profil du matériau n'est pas constant ;
- Le regroupement des perforations sur chaque plaque au niveau d'un diaphragme et l'ordre de ces plaques dans le matériau ont un impact significatif sur les performances des configurations étudiées. En particulier, les résultats du modèle multicouche confirment qu'un profil monotone permet de maximiser l'élargissement de la bande sur laquelle le matériau considéré présente des performances d'absorption acoustique.

Bien qu'il soit possible d'associer certains comportements acoustiques aux propriétés de régularité et d'uniformité géométriques des matériaux étudiés, certaines configurations hybrides (plaques moyennement désordonnées, nombre de plaques médian) semblent fournir un certain compromis entre les performances à large bande et les performances à basses fréquences, ce qui peut représenter un intérêt selon l'objectif acoustique fixé.

#### **4.4 Validation numérique et expérimentale pour le matériau *MMPP-R***

Une optimisation préliminaire a été menée afin d'évaluer le processus de fabrication des matériaux *MMPP-R* et de valider expérimentalement le code analytique de modélisation des absorbeurs acoustiques multicouches. Pour cette occasion, un cahier des charges temporaire a été

défini à partir des premières mesures réalisées sur le prototype de rotor (voir section 4.1). Des essais en laboratoire, menés dans des conditions semi-réalistes (incidence normale et rasante avec excitation harmonique en régime d'excitation linéaire et à forts niveaux), ont ensuite été effectués sur les prototypes fabriqués par Hutchinson à l'issue de ce premier cycle de conception.

#### 4.4.1 Optimisation d'une configuration constituée de plusieurs *MMPP-R* et fabrication des prototypes

L'objectif, consistant à maximiser l'absorption acoustique sur la plage fréquentielle où les nuisances sonores sont les plus marquées, a servi de jalon au cours de cette phase exploratoire. A partir des émissions sonores du rotor à sa vitesse de rotation maximale, présentées sur la figure 4.2, et des niveaux de bruit indicatifs pour différents régimes moteur, répertoriés dans le tableau 4.1, il a été identifié que :

- En dessous de 2500 tr/min, les composantes tonales du spectre ne dépassent pas le niveau du bruit aérodynamique à large bande ;
- A partir de 2500 tr/min, la composante tonale située à la *BPF* ( est nettement audible (+15 dB par rapport au bruit aérodynamique) et peut ainsi constituer une nuisance potentielle ;
- A partir de cette vitesse de rotation, le niveau d'émission à la *BPF* augmente. Par effet de conséquence, la *BPF* augmente également ;
- A la vitesse de rotation maximale de 3500 tr/min, les niveaux d'émission au delà de 1500 Hz ne dépassent plus 70 dB, soit environ 20 dB en dessous du niveau mesuré à la *BPF*. Une telle différence correspond à un rapport d'intensité acoustique d'environ 1 sur 100, ce qui traduit une contribution énergétique négligeable.

À partir de ce constat, un cahier des charges temporaire a été établi pour cette première optimisation, visant à maximiser l'absorption acoustique dans la bande fréquentielle allant de 150 à 1500 Hz. Quatre configurations du matériau *MMPP-Sq* (voir section 4.2.2) ont été optimisées en parallèle à l'aide de la méthode d'assemblage *P-TMM* (voir section 2.2.3). Pour chaque plaque, les paramètres optimisés sont le rayon des perforations, l'espacement inter-

perforations — défini distinctement selon la largeur ou la profondeur de la plaque —, ainsi que le nombre de perforations dans chacune de ces deux directions. Ces paramètres définissent un motif de perforations rectangulaires permettant de déterminer la surface totale du *diaphragme* ainsi que la *porosité relative* de la plaque, utilisée dans la modélisation multicouche et précisée dans la nomenclature du matériau (voir section 4.2.2).

L'optimisation a été menée en régime d'excitation linéaire à l'aide d'un algorithme génétique paramétré en langage MATLAB. Des contraintes géométriques ont été introduites afin d'encadrer la recherche de solutions et de faciliter la fabrication des prototypes par l'équipe de Hutchinson participant au projet :

- Le nombre de plaques a été fixé à six pour chaque configuration, avec une épaisseur constante de 2 mm pour les plaques et de 14,7 mm pour les cavités intermédiaires, donnant une épaisseur totale du matériau de 100,2 mm ;
- Une liste de rayons de perforation admissibles, comprise entre 0,5 mm et 2 mm, a été établie en concertation avec l'équipe de Hutchinson ; Les quatre configurations obtenues à l'issue de cette optimisation sont désignées par C1.1, C1.2, C1.3 et C1.4. Les paramètres géométriques détaillés de ces configurations sont présentés dans les tableaux

I-1, I-2 et I-3 en annexe. Comme indiqué dans la section 4.2.2, l'orientation des zones perforées n'est pas contrainte pour ce matériau. Les figures 4.14a et 4.14b illustrent la géométrie des configurations C1.1 et C1.2, correspondant respectivement à une disposition avec des zones perforées étroites et de direction alternée, et à une disposition à zones perforées larges et régulières.

Les configurations optimisées ont été fabriquées par l'équipe Hutchinson. Les plaques individuelles ont été percées par découpe à commande numérique et les cavités cubiques ont été fabriquées par impression 3D en PLA. Les différentes pièces ont ensuite été assemblées et collées. Pour garantir l'étanchéité acoustique au niveau des parois latérales et du fond du matériau, un mastic a été appliqué en surface pour réduire la microporosité due au procédé de fabrication additive.

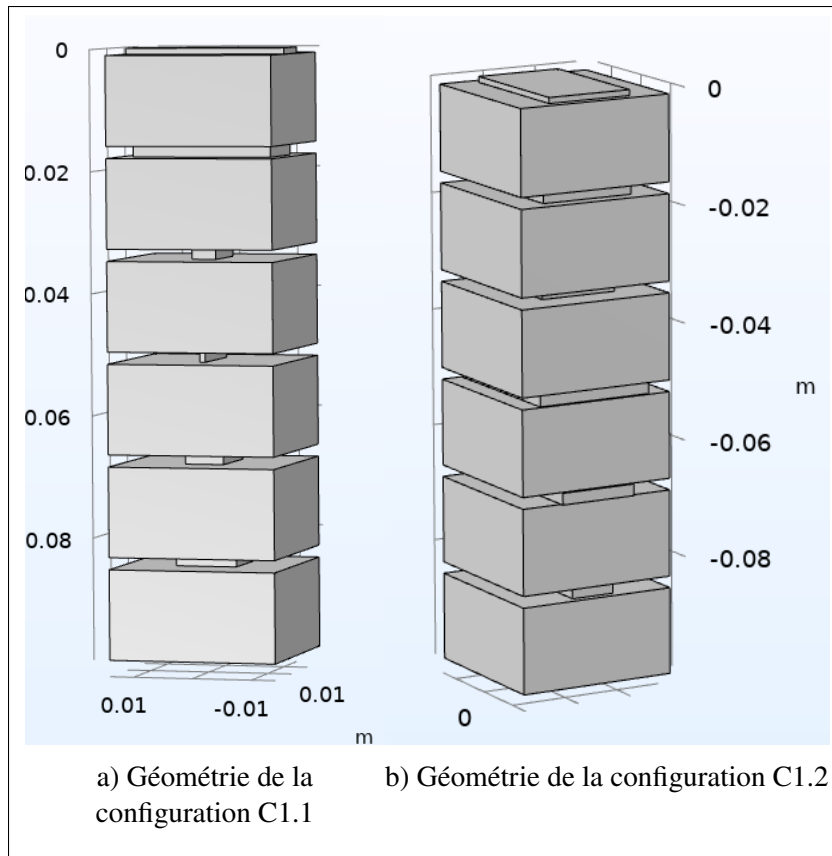


Figure 4.14 Géométries des configurations C1.1 et C1.2 représentées dans l'interface du logiciel COMSOL

#### 4.4.2 Validation numérique et expérimentale en régime linéaire

Après avoir été usinées et assemblées par Hutchinson, les configurations optimisées ont été validées numériquement et expérimentalement. Pour la validation numérique, l'approche adaptée est identique à celle présentée dans la section 4.2.3.

Les échantillons ont été testés dans des conditions d'excitation contrôlées (incidence normale, régime linéaire) au laboratoire ICAR de l'ÉTS. Les performances acoustiques (coefficient d'absorption, impédance de surface, etc.) ont été mesurées à l'aide d'un tube d'impédance à incidence normale et du système d'acquisition Tube-X développé par Mecanum, selon la méthode des deux microphones, conformément à la norme ASTM E1050-12 (International, 2012). L'excitation a été assurée par une source de pression acoustique totale harmonique,

généralisant un champ d'onde plane dans le tube d'impédance. Le niveau de pression acoustique au niveau du plan de l'échantillon est maintenu à 100 dB grâce à une méthode de contrôle du système d'acquisition (*Flat at Sample*). Les mesures sont réalisées en balayage sinusoïdal (sinus glissant). Les échantillons ont été montés dans un porte-échantillon carré et raccordés à la section d'excitation circulaire à l'aide d'un adaptateur de section fourni par Mecanum. La figure 4.15 montre la comparaison entre les résultats analytiques, numériques et expérimentaux pour les configurations C1.1 et C1.2, dont les paramètres géométriques sont répertoriés dans les tableaux

I-1, I-2.

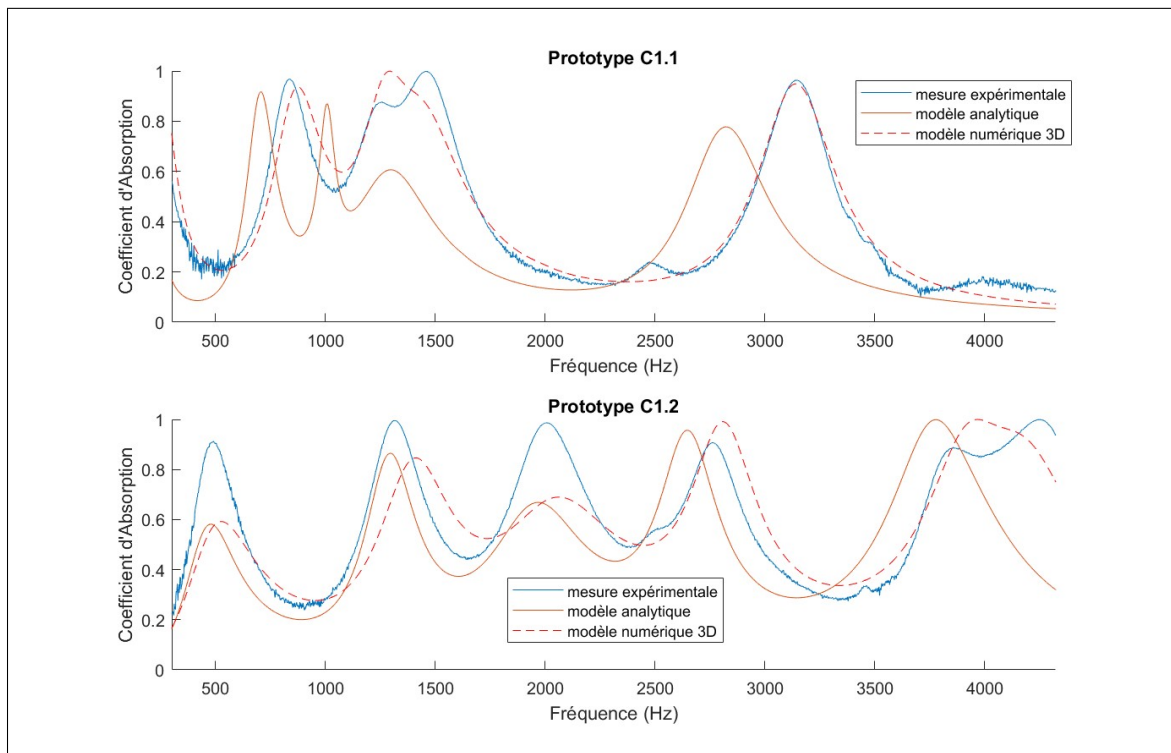


Figure 4.15 Comparaison entre prédictions analytiques, numériques et mesures expérimentales en régime linéaire pour les configurations C1.1 et C1.2

Le modèle reproduit qualitativement le comportement acoustique des configurations étudiées. Pour la configuration C1.2, il permet de prédire correctement l'emplacement des pics d'absorption. La hauteur des pics est globalement inférieure à celle observée expérimentalement, mais elle

reste cohérente avec la prédiction numérique. L'écart mesuré peut notamment être attribué à un excès de pertes, possiblement lié à des défauts de fabrication, tels qu'une rugosité accrue au niveau des perforations.

En revanche, pour la configuration C1.1, les fréquences de résonance prédites apparaissent décalées par rapport aux mesures. L'analyse géométrique permet d'apporter des éléments d'interprétation de cette différence. La configuration C1.2 présente des zones perforées plus étendues et plus régulièrement réparties sur l'ensemble des plaques, ce qui tend à réduire la contribution des cavités latérales à la réponse acoustique globale. Dans ce cas, le comportement réactif est dominé par des effets longitudinaux, tandis que les effets transversaux jouent un rôle secondaire, ce qui conduit à une meilleure capture des tendances globales du spectre par le modèle.

À l'inverse, la configuration C1.1 est caractérisée par des zones perforées plus réduites, associées à des volumes de cavités plus importants. Les effets de compliance des cavités annulaires deviennent alors plus significatifs et influencent davantage la réponse acoustique globale. Le décalage des fréquences de résonance vers les basses fréquences suggère que l'admittance des cavités est surestimée par le modèle dans cette configuration. Cette observation indique que les hypothèses de modélisation retenues ne permettent pas de représenter finement le champ acoustique au sein de ces cavités lorsque leur volume devient prépondérant.

Dans ces conditions, il apparaît pertinent d'envisager une approche de modélisation alternative ou corrigée, visant à représenter explicitement la distribution spatiale du champ acoustique dans les cavités latérales. Une telle approche est développée par la suite dans ce travail.

#### **4.4.3 Validation expérimentale en régime d'excitation non-linéaire**

Afin d'identifier les niveaux de pression à partir desquels le comportement non-linéaire devient significatif pour les matériaux MMPP sélectionnés (voir section 1.2.1) et de valider l'approche de modélisation prenant en compte les effets non-linéaires dans les configurations multi-plaques (voir section 3.1.1), une série de mesures en tube d'impédance est réalisée en régime d'excitation

à forts niveaux. Les essais sont menés pour des niveaux de pression acoustique harmonique en incidence normale et dans les mêmes conditions d'excitation que celles décrites dans la section précédente. La figure 4.16 présente l'évolution du coefficient d'absorption, ainsi que des composantes réelles et imaginaires de l'impédance de surface normalisée du prototype C1.2, mesurées en incidence normale pour différents niveaux de pression totale imposés à la surface de l'échantillon, compris entre 110 et 150 dB.

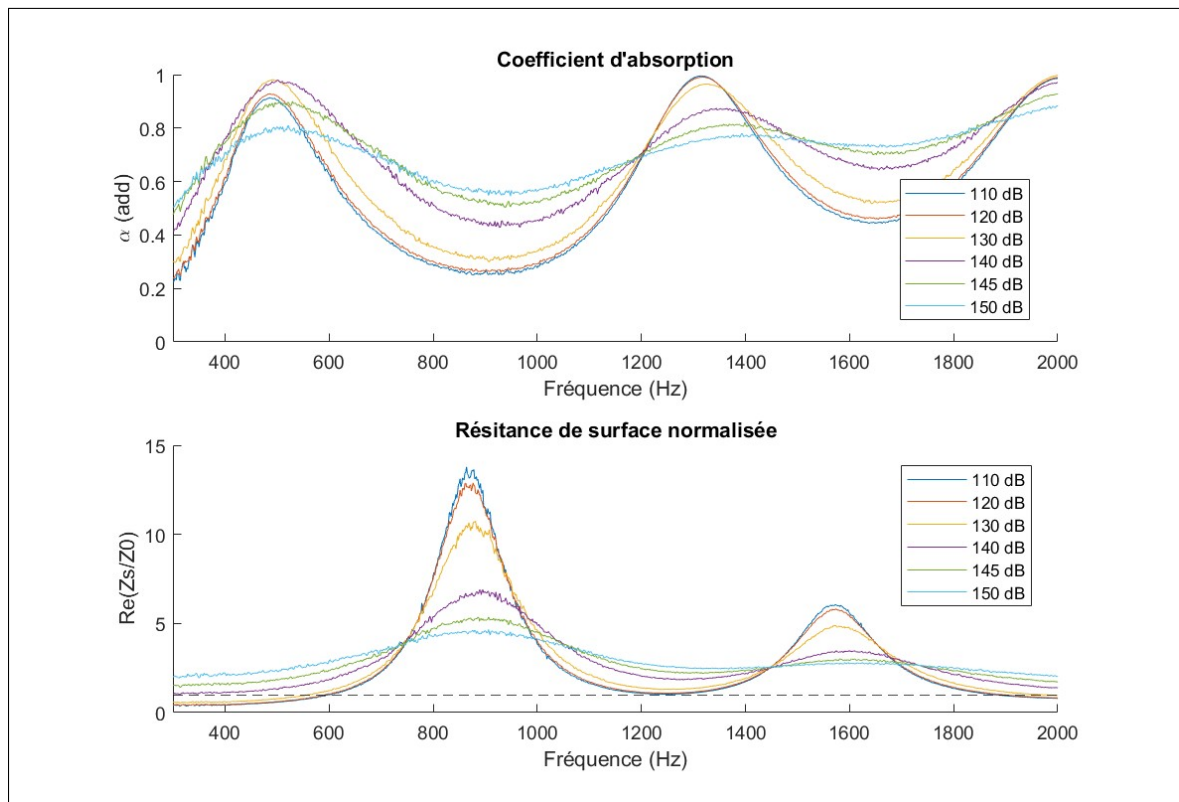


Figure 4.16 Indicateurs acoustiques en incidence normale du prototype C1.2 pour différents niveau d'excitation

En régime linéaire (jusqu'à environ 120 dB), le premier pic d'absorption n'atteint pas le maximum théorique, tandis que les pics suivants (autour de 1400, 2000 et 2750 Hz) s'en approchent davantage. Les courbes d'impédance montrent qu'à la fréquence du premier pic, la résistance de surface est légèrement inférieure à la résistance caractéristique de l'air, alors qu'elle est proche de cette condition pour les deuxième et troisième pics.

Tableau 4.8 Évolution des paramètres acoustiques au maximum d'absorption en fonction du niveau sonore

Niveau (dB)	$f^*$ (Hz)	$\alpha^*$	$\Re(Z_s/Z_0)$
110	486	0.913	0.554
120	484	0.928	0.579
130	491	0.980	0.758
140	500	0.978	1.293
145	533	0.895	1.953
150	520	0.803	2.366

Au-delà d'environ 130 dB, l'influence des forts niveaux devient nettement visible. À la fréquence du premier pic, la résistance de surface augmente avec le niveau jusqu'à atteindre la condition optimale ( $R_n \approx 1$ ) vers 140 dB, puis la dépasse ; cette évolution se traduit par une augmentation, puis une diminution du coefficient d'absorption. Pour les pics suivants, déjà proches de la condition optimale en régime linéaire, l'augmentation du niveau d'excitation conduit principalement à une hausse de la résistance de surface, et donc à une diminution progressive des maxima d'absorption.

En dehors des résonances principales, deux tendances générales sont observées :

- les forts niveaux tendent à lisser la résistance de surface et à augmenter sa valeur moyenne ;
- la réactance de surface devient plus régulière et se rapproche de zéro sur l'ensemble de la bande fréquentielle, ce qui s'accompagne d'une atténuation des résonances et des anti-résonances.

Globalement, l'augmentation du niveau de pression réduit le contraste entre les zones de forte et de faible absorption et rend la réponse acoustique du prototype plus homogène.

La figure 4.17 présente la comparaison entre les mesures expérimentales et différentes prédictions du modèle analytique multicouche itératif, intégrant la prise en compte des effets de forts niveaux

de pression. Les résultats concernent la configuration C1.1, évaluée en incidence normale pour des niveaux de pression totale de 130 dB et 140 dB. Trois stratégies de prise en compte des effets non-linéaires sont considérées : l'application du niveau acoustique uniquement à la première plaque (PP), l'application du même niveau à l'ensemble des plaques (TP), et une approche rétropropagative (RP), dans laquelle le niveau acoustique incident sur chaque plaque est estimé à partir d'une rétro-propagation basée sur les matrices de transfert inverses.

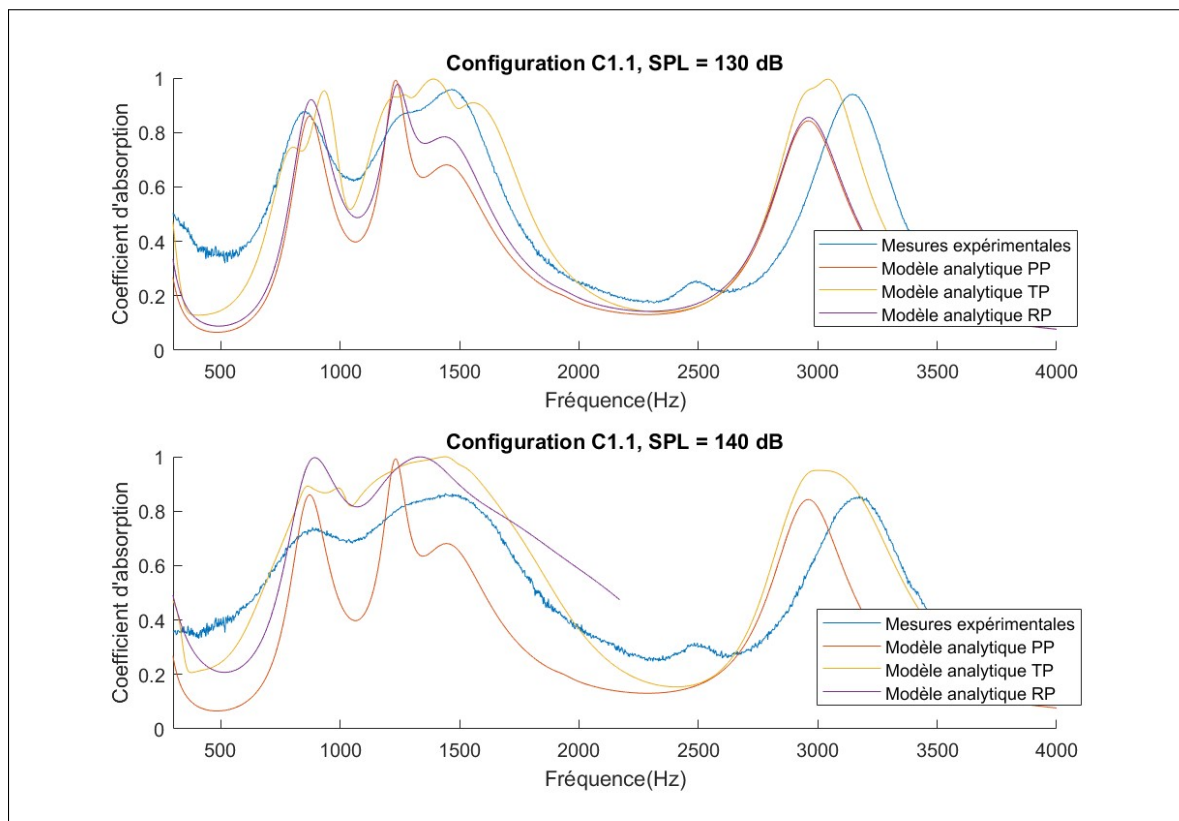


Figure 4.17 Comparaison entre les mesures expérimentales et les différentes stratégies de modélisation analytique multicouche intégrant les effets de forts niveaux pour la configuration C1.1 : application du niveau à la première plaque (PP), à l'ensemble des plaques (TP) et par rétro-propagation (RP) à partir des matrices de transfert inverses (incidence normale, 130 dB et 140 dB)

Globalement, le modèle reproduit correctement les tendances principales du coefficient d'absorption ainsi que leur évolution avec le niveau d'excitation. Cependant, l'approche « première plaque » conduit à une sous-estimation systématique des résultats expérimentaux, en particulier à un niveau d'excitation élevé. À l'inverse, les approches « toutes plaques » et «

rétro-propagation » montrent un accord nettement plus satisfaisant avec les mesures, suggérant une représentation plus réaliste de la distribution des niveaux acoustiques au sein de la structure multicouche.

On observe par ailleurs une évolution marquée du comportement acoustique du matériau entre 130 dB et 140 dB, traduisant l'apparition d'effets non-linéaires significatifs. Ces résultats soulignent l'importance de prendre en compte ces effets dans la modélisation de la réponse acoustique des configurations développées et étudiées par la suite.

#### **4.5 Optimisation contrainte d'un traitement acoustique multi-solutions intégrant le matériau *MMPP-SI***

Dans une deuxième phase de conception, le matériau *MMPP-SI* présélectionné a été intégré à un traitement acoustique global, intégrant les solutions acoustiques développées par l'ÉP. Un cahier des charges acoustique a été précisé et les paramètres environnementaux (niveau sonore à la surface du carénage et vitesse moyenne de l'écoulement) ont été simulés numériquement. Le code analytique présenté dans le chapitre 2 a été utilisé pour construire un modèle acoustique global du traitement acoustique proposé. A la suite de la première phase de conception, les contraintes de fabrication pour les configurations *MMPP-SI* ont été en partie redéfinies et une seconde optimisation a été menée sur le modèle du traitement complet, en tenant compte des paramètres environnementaux réalistes

##### **4.5.1 Description du traitement acoustique final et du modèle multi-solutions associé**

Le traitement acoustique intégré au carénage du prototype de rotor est constitué de six modules en forme d'arcs de cercle disposés côte à côte autour du rotor. Chaque module est conçu pour accueillir une cartouche acoustique composée de solutions élémentaires juxtaposées, elles-mêmes réparties en sous-groupes appelés cellules élémentaires. Ainsi, chaque cartouche résulte de la répétition périodique d'une même cellule élémentaire.

Le traitement acoustique final associe les solutions développées par l'ÉTS et par l'ÉP. Dans un objectif de validation expérimentale, ces solutions sont d'abord intégrées dans des cartouches distinctes, permettant d'évaluer séparément leurs performances respectives. Il est également possible de les tester conjointement en plaçant simultanément les deux types de cartouches dans le carénage. Les deux cartouches constitutives du traitement mixte sont illustrées sur la figure 4.18.

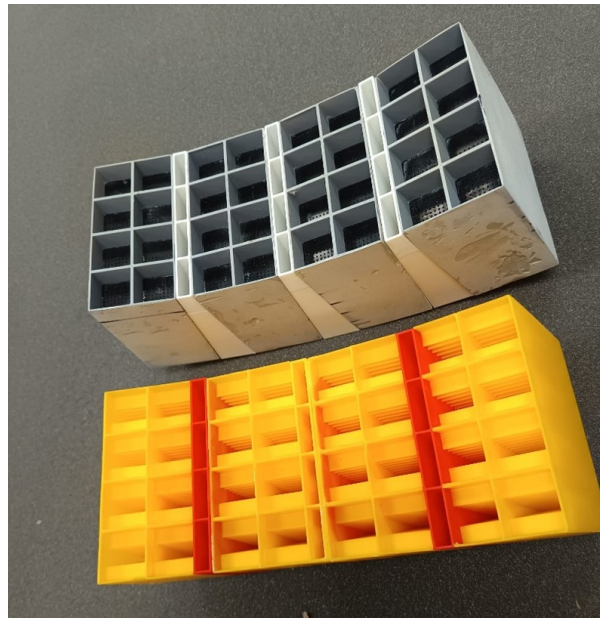


Figure 4.18 Photo des deux cartouches constituant le traitement acoustique mixte du rotor caréné, en haut la cartouche ÉTS et en bas la cartouche Poly

Pour permettre leur intégration dans les modules courbes, les solutions, initialement disposées perpendiculairement à la surface de traitement, sont reliées par des cavités résonnantes de forme prismatique suivant la courbure du carénage. La solution développée par Poly consiste en une cavité carrée de 100 mm de profondeur, à l'intérieur de laquelle des plaques latérales sont placées alternativement de part et d'autre. La largeur des plaques croît progressivement avec la profondeur, formant une géométrie de type *Sonic Black Hole* (SBH). Cette conception repose sur une approche numérique visant à cibler la première harmonique de résonance. Les dimensions de la cavité ne font pas l'objet d'une optimisation, et les performances, évaluées

numériquement, sont introduites dans le code d'optimisation sous la forme d'une impédance de surface prédéfinie.

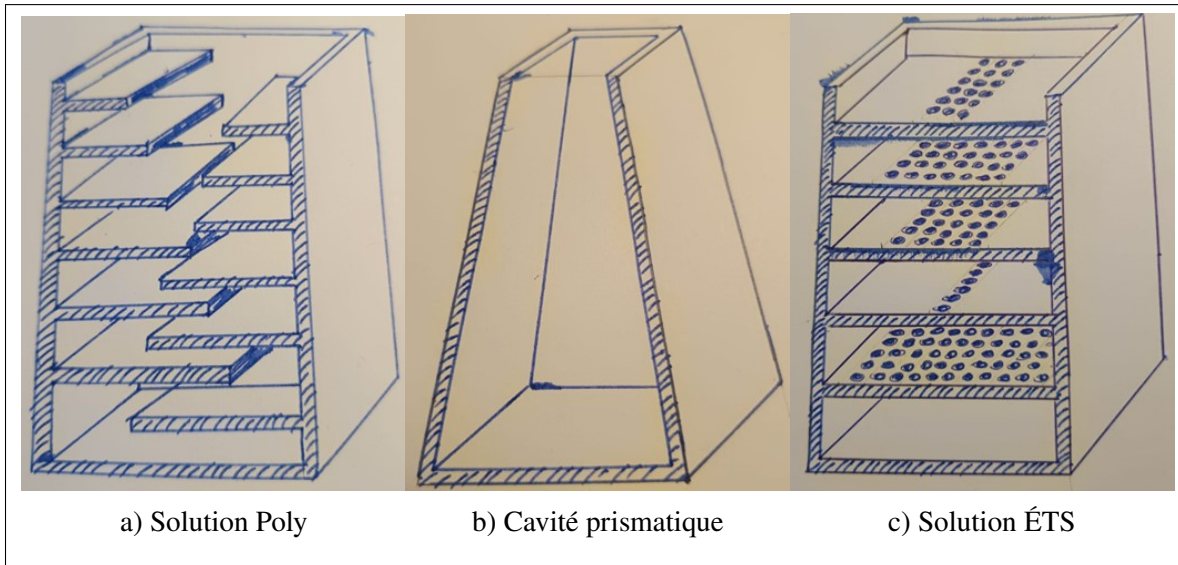


Figure 4.19 Schéma des solutions constituant les cartouches Poly ((a) et (b)) et ÉTS ((b) et (c))

Les blocs formant chaque cartouche sont maintenus alignés à la surface par un système de fixation développé par Hutchinson, assurant la suspension du traitement. Une plaque perforée est disposée au-dessus de chaque module afin de recouvrir le traitement et de préserver les performances aérodynamiques du rotor. Les perforations, réparties uniformément selon un motif carré à l'aplomb des cartouches dans le plan du stator, font partie intégrante du concept acoustique global. Chaque bloc est modélisé individuellement.

#### 4.5.2 Cahier des charges acoustiques pour le projet *REAR*

Le cahier des charges final consiste à maximiser l'absorption dans les régions du spectre où l'absorption est maximale. Cinq bandes fréquentielles cibles sont définies pour l'optimisation :

- 4 bandes tonales : 220-240 Hz (BPF), 430-470 Hz (Harm1), 640-700 Hz (Harm2) et 870-950 Hz (Harm3);
- Une bande définissant la fenêtre d'intérêt globale allant de 200 Hz à 1500 Hz (LB).

Bien que l'optimisation se concentre sur le fonctionnement du rotor à 3500 RPM, les bandes tonales de plus en plus larges permettent de suivre les pics d'absorption des différentes harmoniques en cas de légère réduction du régime moteur.

#### **4.5.3 Adaptation du modèle des bi-fentes latérales pour la configuration *MMPP-SI***

Après la validation des modèles analytiques appliqués aux prototypes *MMPP-R* et l'identification des limites de l'approximation basse fréquence de l'admittance volumique, il a été décidé d'adopter des configurations *MMPP-SI* afin de proposer une modélisation corrigée de l'admittance des cavités latérales. Ce choix permet de comparer l'approche classique par admittance volumique (AV) à deux modèles intégrant la propagation transversale du champ acoustique, notés PT pour "propagation transversale" et PO pour "propagation oblique", et d'évaluer leur capacité à mieux représenter le comportement acoustique des structures considérées. Ces modèles sont décrits plus en détail dans la section 2.4.6.3.

#### **4.5.4 Construction du modèle pour le traitement global du carénage**

Pour cette optimisation, l'impédance des deux cartouches en parallèle est considérée. Les blocs élémentaires du module de Poly étant fixés à l'avance, les seuls paramètres variables pour les modules de Poly étaient les perforations de la plaque couvrante (rayon et pattern de perforations). Dans le module ÉTS, les perforations des plaques supérieures des *MMPP-SI* sont intégrées dans la plaque couvrante. Cette plaque est optimisée avec un pattern uniforme, ce qui impose des paramètres communs pour toutes les premières plaques de 8 *MMPP-SI*. Conformément au mode de montage n'assurant pas l'étanchéité parfaite entre la cartouche et la plaque couvrante, chaque module est modélisé par un assemblage série composé d'une plaque couvrante, d'une lame d'air de 1 mm représentant l'interstice prévu au montage, et d'un assemblage série de blocs élémentaires.

#### 4.5.5 Définition des paramètres du modèle associés aux conditions environnementales

Pour ce modèle général, le comportement acoustique à incidence normale est modélisé en tenant compte à la fois du niveau sonore et du nombre de Mach moyen. L'écoulement est appliqué uniquement sur les plaques couvrantes, son influence sur les plaques internes des matériaux développés étant négligée. La vitesse de l'écoulement moyen a été estimée par Elissa El-Hajj, doctorante à l'ÉP et collaboratrice du projet *REAR*, à partir de simulations aérodynamiques réalisées avec le logiciel commercial *PowerFlow*. La valeur retenue correspond à un nombre de Mach  $M = 0,1$ , soit une vitesse d'écoulement moyen de l'ordre de 30 m/s.

Le niveau sonore moyen est obtenu par une simulation numérique réaliste du rotor en mesurant le niveau de pression pariétale au niveau du carénage.

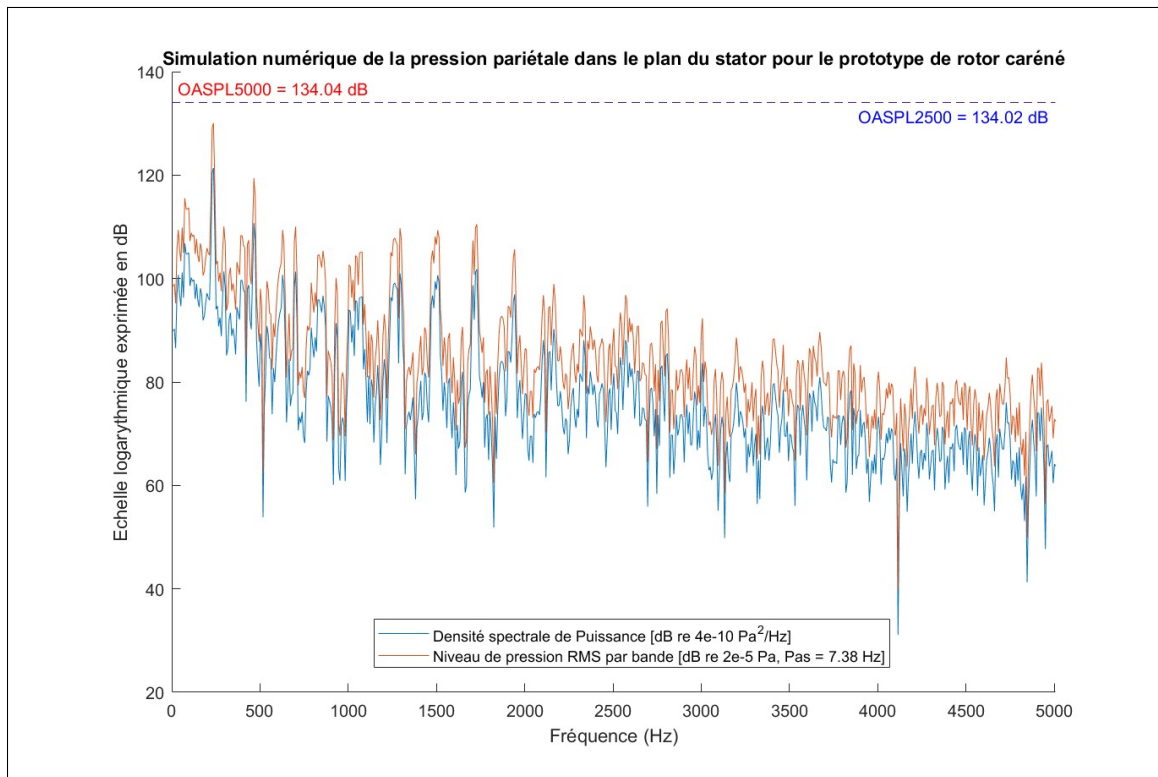


Figure 4.20 Niveau de pression totale par bande et OASPL à la surface du carénage dans le plan du stator obtenu par simulation numérique

On voit sur la figure 4.20 que les émissions sonores sont dominées par des composantes tonales au niveau de la fréquence de passage des pales et de ses premières harmoniques. Pour définir les conditions d'optimisation, le niveau de pression totale OASPL a été calculé sur la plage fréquentielle de validité de l'approche numérique (0-2500 Hz). Le niveau retenu est de 134,04 dB.

#### 4.5.6 Optimisation contrainte du traitement global

En accord avec l'équipe industrielle, la longueur des solutions développées par l'ÉTS a été portée à 115 mm afin de permettre une amélioration des performances aux basses fréquences. Ce choix s'accompagne de contraintes de fabrication, notamment sur les dimensions admissibles des perforations, pour lesquelles une liste discrète de rayons autorisés a été imposée.

L'optimisation est formulée comme un problème global portant sur l'ensemble du traitement acoustique du carénage. Elle concerne simultanément les plaques couvrantes des deux cartouches et les configurations *MMPP-sq* périodiquement intégrées au sein de la cartouche ÉTS. Chaque cellule élémentaire comprend huit configurations *MMPP-sq*, chacune étant constituée de six plaques perforées superposées et équidistantes.

Pour les plaques couvrantes, l'optimisation porte sur les paramètres géométriques du motif de perforation, à savoir le rayon des perforations et la distance entre perforations, en supposant un motif uniforme commun à l'ensemble des premières plaques des configurations *MMPP-sq*. Pour les plaques internes des configurations *MMPP-sq*, les paramètres optimisés sont le rayon des perforations, la distance entre perforations suivant la largeur de la plaque, ainsi que le nombre de perforations.

L'ensemble de ces paramètres définit le jeu de variables de conception du problème d'optimisation. Des contraintes non-linéaires sont introduites afin de garantir, pour chaque plaque, un taux de perforation compris entre 1 % et 15 %. Ces contraintes sont appliquées indépendamment à chaque plaque et conditionnent l'admissibilité des solutions générées.

La recherche des solutions optimales est réalisée à l'aide d'un algorithme génétique multi-objectif. Une population initiale d'individus est générée aléatoirement dans l'espace des variables admissibles, puis évaluée à partir des objectifs acoustiques définis dans le cahier des charges. L'évolution des populations repose sur les opérateurs classiques de sélection, de croisement et de mutation, et conduit progressivement à la convergence vers un ensemble de solutions non dominées.

Les solutions sont analysées à l'aide de fronts de Pareto, permettant d'identifier les compromis optimaux entre les performances d'absorption sur les différentes bandes fréquentielles ciblées. Le problème d'optimisation associé à une cartouche complète mobilise ainsi un nombre élevé de variables de conception, reflétant la complexité géométrique et fonctionnelle des structures étudiées.

#### **4.5.7 Prédiction des performances du traitement mixte optimisé**

Les figures 4.21, 4.22 et 4.23 montrent les performances des cartouches ÉTS et Poly optimisées, ainsi que l'absorption résultante des contributions des deux cartouches en parallèle. Les bandes rouges (BPF, H1, H2, H3) et vertes (LB) sont associées aux plages fréquentielles ciblées pour l'optimisation. Le coefficient d'absorption moyen dans chaque bande fréquentielle ciblée pour l'optimisation est répertorié pour le traitement mixte ainsi que pour les deux cartouches indépendantes dans le tableau 4.9.

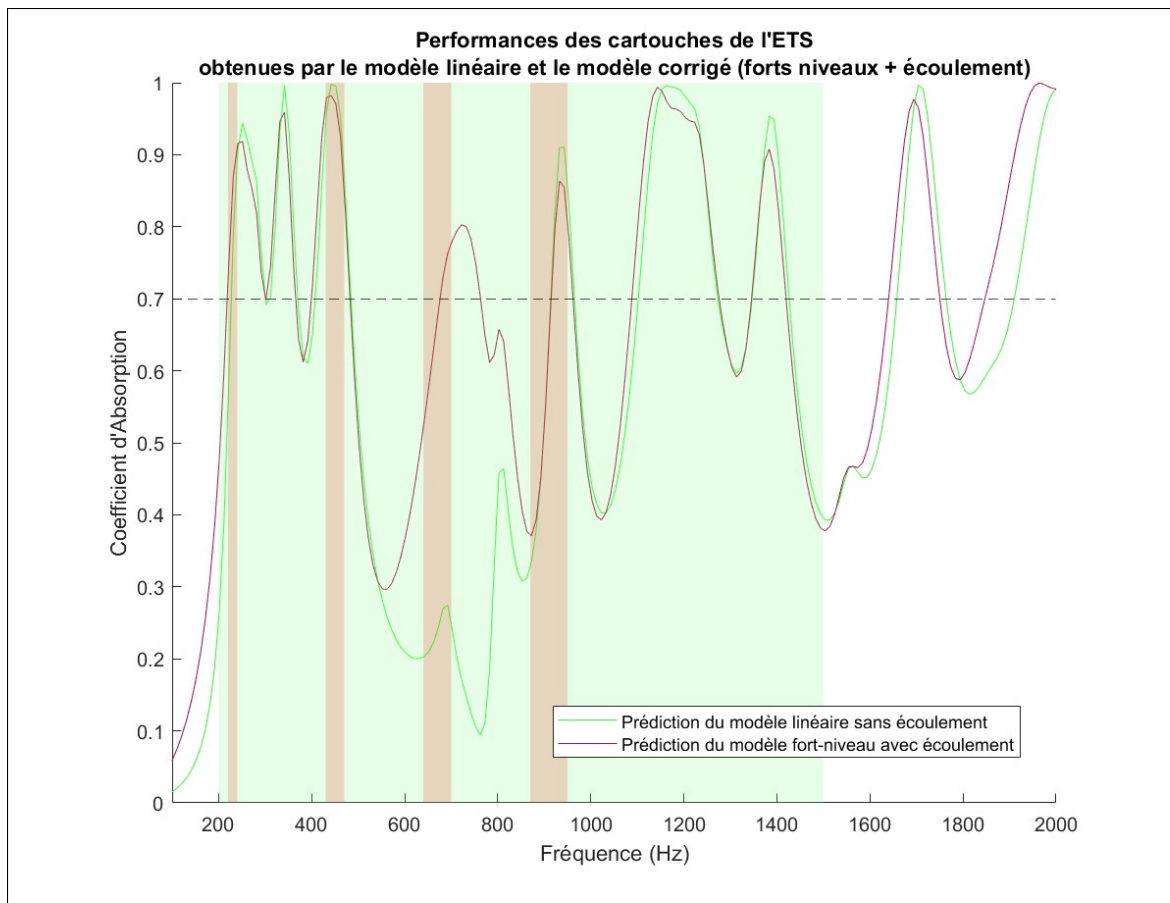


Figure 4.21 Prédiction des modèles pour la configuration optimisée de la cartouche de ÉTS

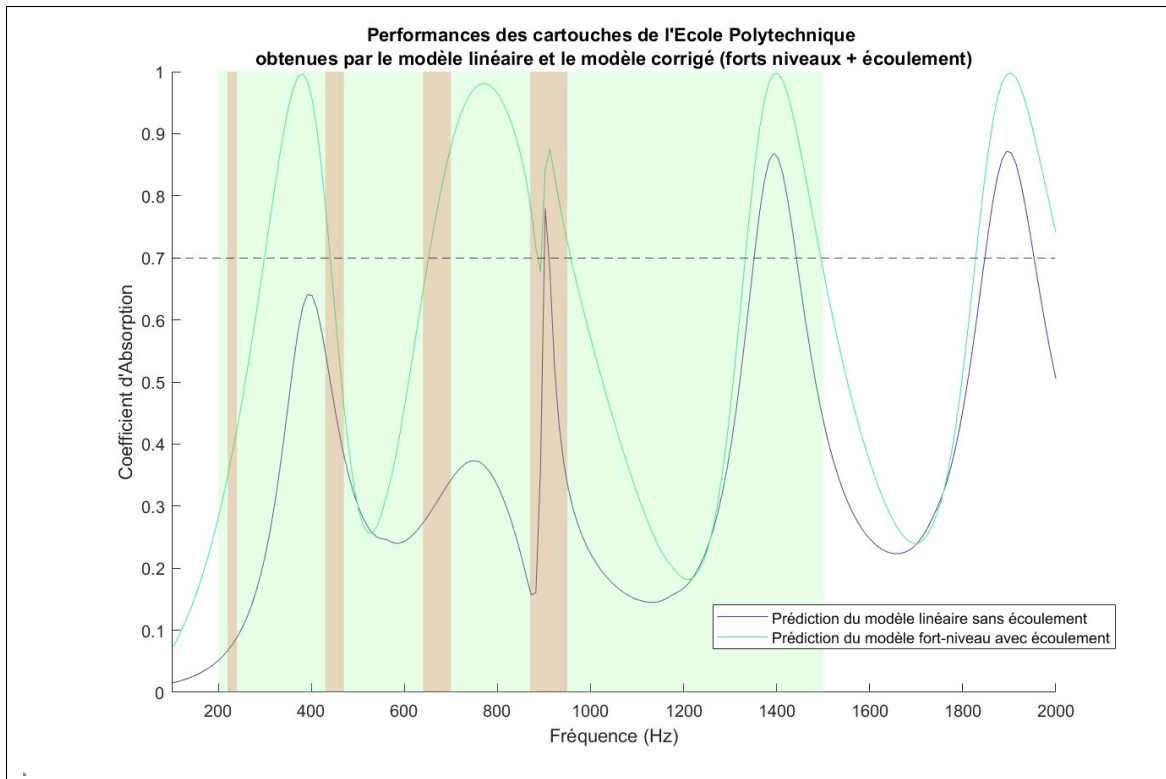


Figure 4.22 Prédiction des modèles pour la configuration optimisée de la cartouche de l'ÉP

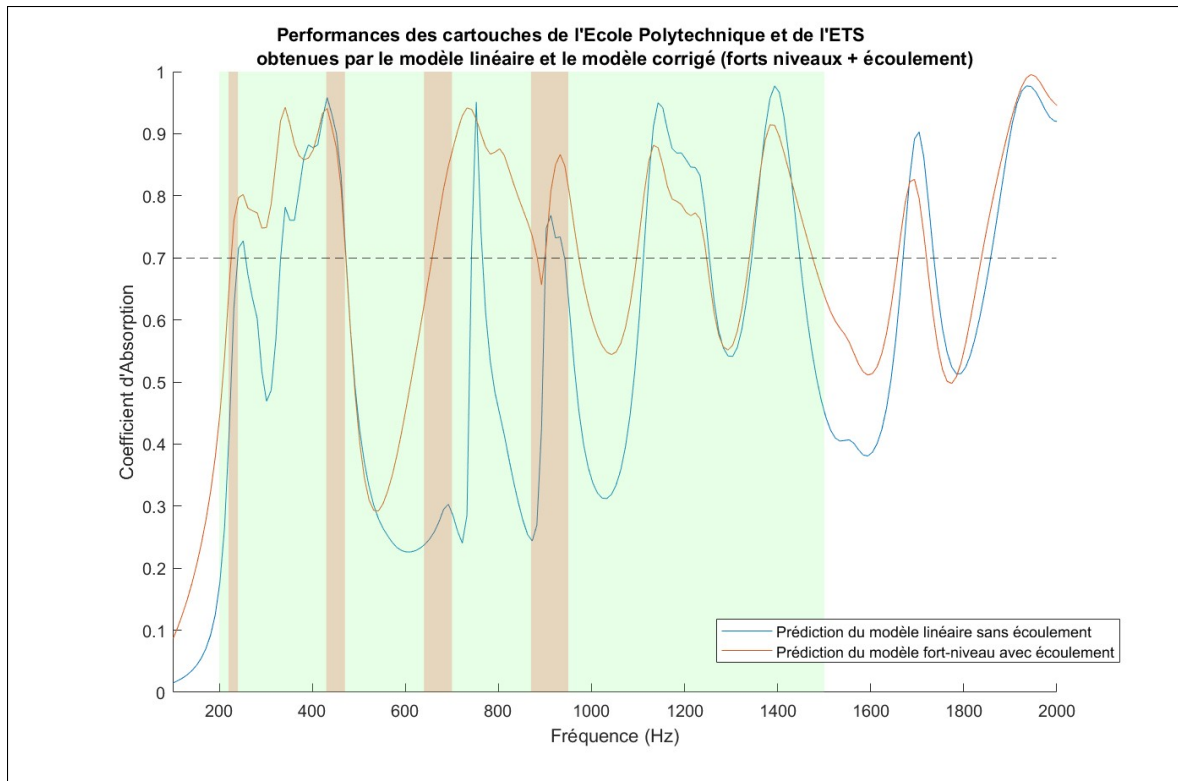


Figure 4.23 Prédiction des modèles pour la configuration optimisée globale (Cartouche de l'ÉTS et de l'ÉP)

Tableau 4.9 Coefficient d'absorption moyen prédit par le modèle avec écoulement dans les bandes fréquentielles ciblées

Configuration	BPF	Harm1	Harm2	Harm3	Moy. tonale	LB
ÉTS	0.65	0.72	0.78	0.73	0.72	0.72
Polytechnique	0.55	0.63	0.69	0.65	0.63	0.63
ÉTS + Poly	0.70	0.77	0.81	0.78	0.77	0.76

Le coefficient d'absorption de la configuration finale dépasse 0,7 sur l'ensemble des bandes fréquentielles correspondant à la fréquence de passage des pales et à ses principales harmoniques. Ces performances sont toutefois obtenues au prix d'une diminution de l'absorption entre les bandes H1 et H2.

Tableau 4.10 Caractéristiques des perforations : rayon, pas et porosité géométrique

Configuration	D (inch)	r (mm)	dw (mm)	$\phi$ (%)
ÉTS	5/64"	0.99	6.2	8.0
Poly	1/16"	0.79	6.8	4.2

$D$  désigne le diamètre des perforations;  $r$  le rayon des perforations;  $dw$  l'espacement centre-à-centre entre deux perforations adjacentes;  $\phi$  la porosité géométrique de la plaque. Ces paramètres caractérisent les plaques couvrantes associées à chacune des cartouches du traitement.

Le tableau 4.10 récapitule les paramètres géométriques des plaques couvrantes associées aux deux cartouches étudiées. On observe que la plaque couvrante de la cartouche ÉTS présente une porosité géométrique plus élevée, traduisant un comportement de surface globalement moins résistif. Cette tendance est cohérente avec le fait que les cavités internes de la cartouche ÉTS intègrent déjà une résistance propre, due à la présence d'une plaque interne. À l'inverse, les solutions de type Poly, dépourvues de plaque couvrante interne, sont intrinsèquement moins résistives, ce qui justifie le choix d'une plaque couvrante plus résistive en surface afin d'atteindre un compromis acoustique pertinent.

Il convient toutefois de souligner que plusieurs éléments limitent la capacité de l'optimisation à atteindre des performances optimales. Tout d'abord, la contrainte imposant un motif de perforation uniforme sur la plaque couvrante pour l'ensemble des solutions d'une même cartouche empêche tout ajustement individualisé des paramètres, conduisant nécessairement à un compromis qui dégrade les performances globales. Ensuite, certaines solutions ne sont pas optimisables, en particulier les cavités intermédiaires et les configurations de type Poly, ce qui restreint l'espace de recherche accessible. Enfin, les contraintes géométriques imposées sur les rayons de perforation — à la fois la valeur minimale admissible et l'utilisation d'un ensemble discret de rayons — limitent les degrés de liberté de l'optimisation et contribuent à empêcher l'atteinte de performances maximales, y compris pour la cartouche ÉTS.

L'ensemble des paramètres géométriques issus de l'optimisation a été transmis à l'entreprise Hutchinson en vue de la phase finale d'usinage des plaques couvrantes et des plaques

intermédiaires constituant les matériaux *MMPP-SI*. Étant donné que l'épaisseur des cavités est identique pour toutes les configurations optimisées, les huit motifs correspondant à un même niveau ont été regroupés sur une plaque unique de dimensions 120 × 60 × 2 mm, afin d'être intégrés en une seule pièce dans la cartouche. Les paramètres détaillés de ces plaques sont présentés en annexe (voir *Annexe X*).

Au total, six modules développés par l'ÉP et trois modules conçus par l'ÉTS ont été fabriqués. Les éléments complémentaires nécessaires à l'assemblage complet de ces modules — notamment les structures multi-plaques issues du concept Poly et les cavités prismatiques d'adaptation — ont été réalisés en série par impression 3D par les équipes de l'ÉP et de l'ÉTS.

#### **4.6 Validation des prototypes du matériau *MMPP-SI* intégrés dans le carénage du prototype de rotor**

##### **4.6.1 Validation expérimentale en incidence normale**

Afin de valider les nouveaux modèles et d'obtenir une première estimation des performances de réduction de bruit attendues lors de la campagne de mesures finale, une série de validations numériques et expérimentales a été menée sur les configurations C2.1 à C2.8. Pour chacune des huit plaques fabriquées par Hutchinson, un exemplaire supplémentaire a été usiné afin de permettre la reconstitution des solutions élémentaires. Ces plaques ont ensuite été découpées et assemblées individuellement avec des cavités unitaires correspondant aux configurations 1 à 8. Étant donné que le motif de la première plaque est intégré à la plaque couvrante, les solutions reconstruites correspondent aux configurations C2.1 à C2.8 dont la première plaque et la première cavité ont été retirées.

Les tableaux I-5, I-6, I-7, I-8 présentent la largeur des fentes associées aux plaques 2 à 6 pour les huit configurations optimisées. Cette largeur est définie comme le produit du nombre de perforations en direction transversale par la distance inter-centres entre deux perforations successives. Plus précisément, elle correspond à la distance entre les centres des deux perforations extrêmes, à laquelle s'ajoute une demi-distance inter-perforations de chaque côté.

Le rayon des perforations, optimisé à une valeur constante de 0,6 mm (3/64 pouce), reste identique pour toutes les plaques, tandis que la distance inter-perforations varie légèrement d'une plaque à l'autre (entre 2,3 mm et 2,6 mm). Ainsi, la largeur totale des fentes est principalement déterminée par le nombre de perforations disposées en largeur.

Les prédictions analytiques ont été recalculées en intégrant les écarts entre les paramètres géométriques optimisés et ceux mesurés sur les échantillons fabriqués. L'épaisseur réelle des plaques a été mesurée à 2,2 mm, tandis que celle des cavités a été déterminée à 17,5 mm, valeurs tenant compte des imperfections liées au procédé d'impression 3D ainsi qu'au collage des différentes pièces constituant les structures.

D'après le tableau, on identifie plusieurs formes de profil pour les 8 configurations présentées : C2.1, C2.5 et C2.7 sont à profil décroissant, C2.6 à profil croissant, C2.4 et C2.8 sont à profil croissant puis décroissant et enfin C2.2 et C3.3 sont à profil décroissant puis croissant.

#### **4.6.2 Validation de l'approche numérique en 2D pour les profils *MMPP-SI***

La prédiction des performances a été validée en régime linéaire en comparant les résultats analytiques aux résultats des modélisations numériques 2D (module ATV) et 3D (module PA), ainsi qu'aux résultats expérimentaux. Les figures 4.24 et 4.25 montrent le comparatif entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques en 2D et en 3D pour les 8 configurations. Une enveloppe associée à l'écart-type de mesure (3 répétitions) entoure la courbe expérimentale. On remarque qu'il y a une adéquation presque parfaite entre les modèles numériques 2D et 3D. Cela confirme que notre champ est bien homogène selon la profondeur du matériau. Par la suite, on conservera la validation 3D qui est moins coûteuse en temps de calcul puisqu'elle ne nécessite pas de définir de couche limite au niveau des parois pour évaluer les pertes visqueuses.

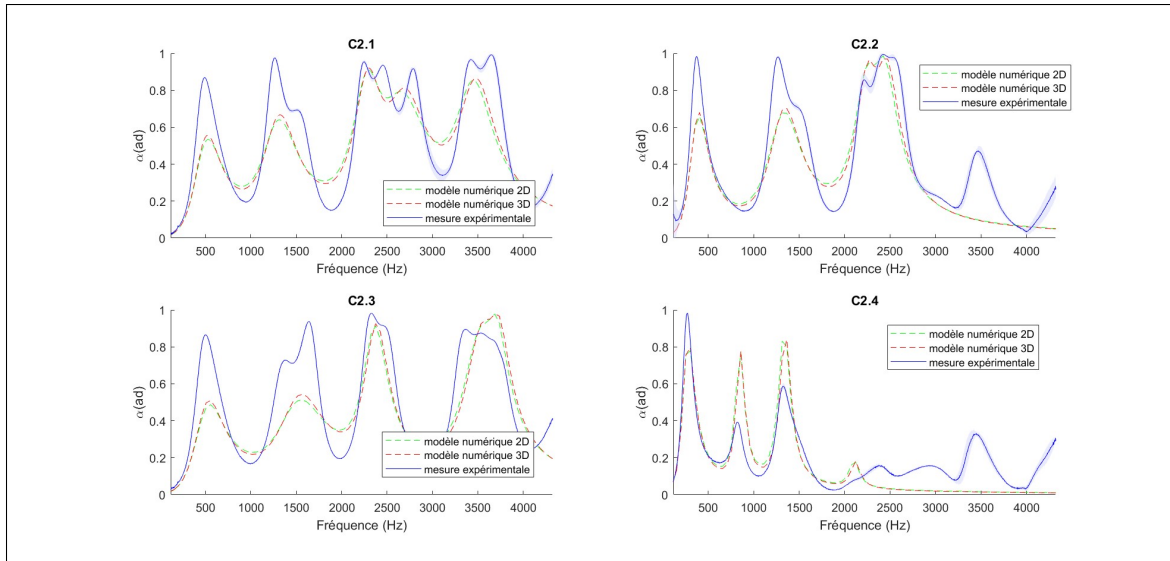


Figure 4.24 Configurations C2.1 à C2.4 en régime linéaire à incidence normale - Comparaison entre les résultats expérimentaux et les modèles numériques 2D et 3D

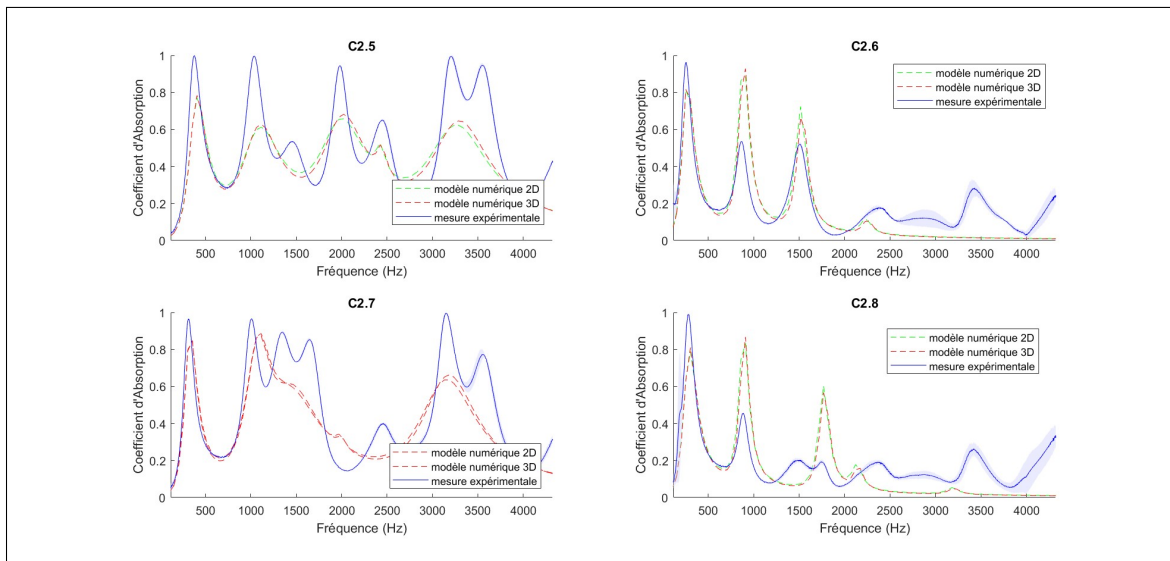


Figure 4.25 Configurations C2.5 à C2.8 en régime linéaire à incidence normale - Comparaison entre les résultats expérimentaux et les modèles numériques 2D et 3D

Pour les 8 configurations, on constate que le modèle numérique nous donne l'emplacement de tous les premiers pics ainsi que les tendances des suivants. On observe un élargissement des pics, des écarts sur la valeur du coefficient d'absorption, ainsi qu'un léger décalage de l'expérimental

vers les basses fréquences. Ces différences peuvent être expliquées par des pertes additionnelles au niveau des parois latérales dues à la micro-porosité des cavités imprimées en 3D. On note également que l'obstruction des pores par des débris durant le perçage entraîne une réduction de l'aire effective des pores ainsi qu'une répartition des rayons autour de la valeur attendue, ce qui engendre une augmentation de la résistance au passage de l'air, le décalage des pics vers les basses fréquences et l'élargissement des pics. Ces écarts expérimentaux ont été réduits en nettoyant les perforations à l'aide d'une aiguille et en appliquant divers traitements étanchéifiant sur la surface externe des échantillons (tape d'électricien, mastic, leak-seal, petroleum jelly), mais ils peuvent néanmoins être la cause des écarts observés.

#### **4.6.3 Comparaison des modèles corrigés**

Les différents modèles proposés pour tenir compte de l'admittance latérale des cavités sont comparés entre eux ainsi qu'avec les résultats précédents pour plusieurs types de profils. Les figures 4.26 et 4.27 présentent les performances des configurations C2.6 et C2.7 correspondant respectivement à un profil de type trou noir inversé (profil croissant) et à un profil de type trou noir (profil décroissant).

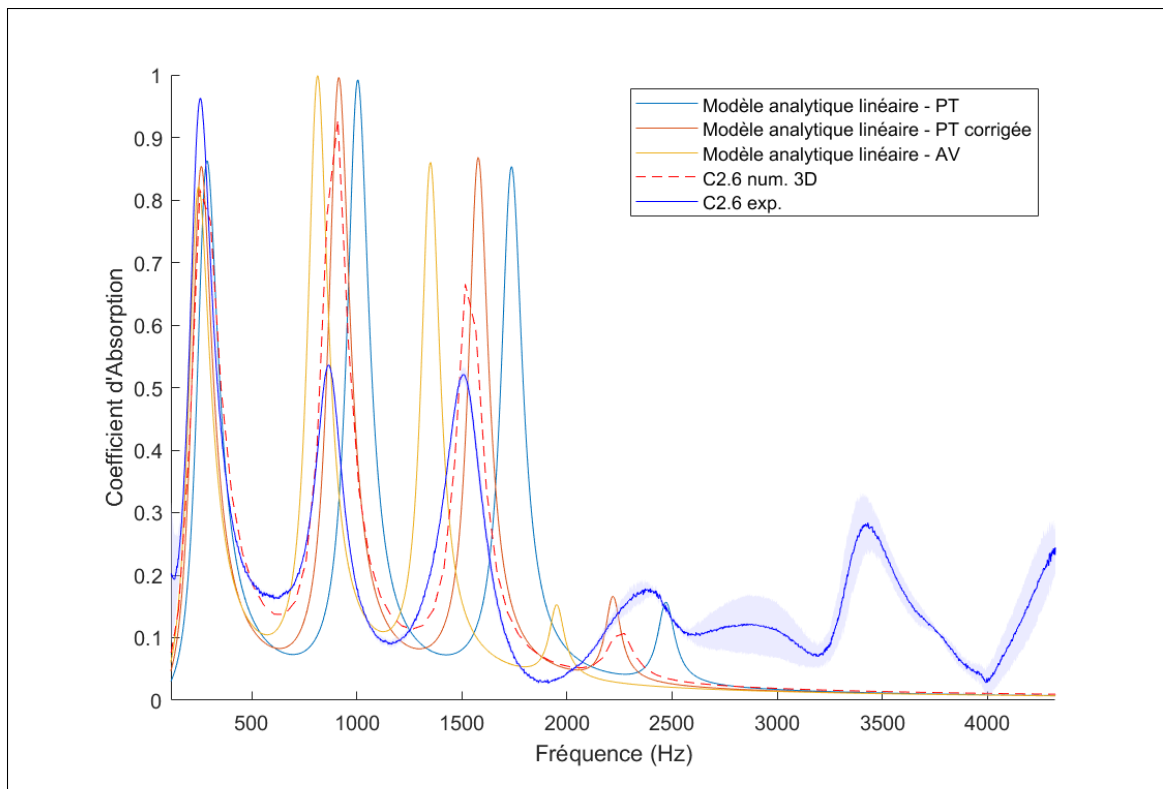


Figure 4.26 Comparaison des modèles configuration C2.6

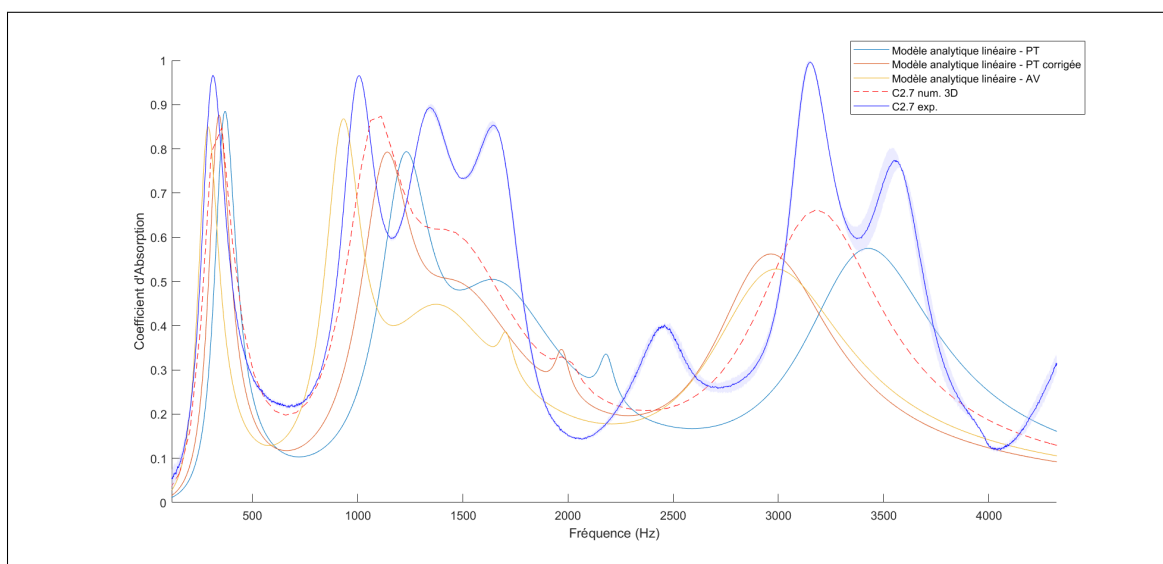


Figure 4.27 Comparaison des modèles configuration C2.7

Les trois modèles font des prédictions proches en basses fréquences et sont tous valides pour prédire le premier pic d'absorption. Le modèle d'admittance volumique semble surévaluer le volume des cavités, ce qui entraîne une prédiction de fréquence plus basse que celle fournie par les données numériques et expérimentales. À l'inverse, le modèle de propagation transversale considérant deux cavités droites latérales sous-estime le trajet des ondes pour des cavités latérales et donc leur *tortuosité* effective. Le modèle corrigeant la *tortuosité* au moyen d'une longueur effective corrigée semble entrer en adéquation avec les résultats numériques en dessous de 2500 Hz.

#### **4.7 Validation expérimentale en champ réaliste**

Pour la validation expérimentale de la preuve de concept finale du projet *REAR*, une campagne de mesure est prévue sur le prototype de rotor pour évaluer la réduction de bruit obtenue pour différentes répartitions des modules dans le carénage. Cette campagne a, entre autres, pour objectif de valider les différentes approches numériques (prédiction du niveau de pression pariétal, prédiction de la réduction de bruit avec traitement de surface homogène)

Une autre phase de validation des performances des modules sera réalisée en cabine alpha pour mesurer les performances du traitement en linéaire sans écoulement.

## CHAPITRE 5

### CONCLUSION

Ce travail de maîtrise a porté sur le développement et l'application d'une méthodologie de modélisation destinée à prédire le comportement acoustique de matériaux multicouches soumis à des conditions d'excitation réalistes. L'objectif principal était de disposer d'un outil analytique flexible, rigoureux et suffisamment générique pour concevoir, dimensionner et optimiser des traitements acoustiques intégrables dans des environnements complexes tels que les carénages de rotors aéronautiques.

La méthode développée repose sur une approche par matrices de transfert permettant de décrire la propagation des ondes acoustiques longitudinales et transversales à travers des structures multicouches. Chaque matériau est décomposé en sous-éléments dont les propriétés acoustiques sont supposées uniformes, puis réassemblé de manière cohérente à partir des conditions de continuité aux interfaces. L'hypothèse d'homogénéité de la pression à la surface du traitement, valable lorsque ses dimensions latérales restent faibles devant les longueurs d'onde considérées, permet de réduire la complexité du problème tout en préservant la précision des prédictions dans le domaine de validité. La méthodologie intègre en outre la prise en compte de conditions d'excitation réalistes, notamment les effets de forts niveaux sonores et d'écoulements rasants à la surface des matériaux.

Cette approche a été exploitée pour l'étude et la conception d'un matériau innovant destiné au projet *REAR*, visant à réduire le bruit d'un rotor arrière caréné de type *EDAT*. Le matériau proposé associe plusieurs plaques micro-perforées et cavités. Son modèle s'inspire de différents méta-matériaux issus de la littérature, puis a été adapté sur la base de résultats numériques et expérimentaux. Les cavités longitudinales et transversales ont été modélisées à l'aide de formulations analytiques complémentaires, permettant de représenter les principales interactions entre les sous-cavités.

Les résultats obtenus montrent que le modèle linéaire permet de reproduire les grandes tendances du comportement acoustique, en particulier la position et la forme du premier pic d'absorption

ainsi que les variations globales sur les bandes fréquentielles d'intérêt. Cependant, les écarts observés sur les fréquences de résonance et les amplitudes maximales rappellent les limites inhérentes aux modèles analytiques simplifiés, notamment lorsque les hypothèses locales de linéarité ou d'homogénéité ne sont plus strictement vérifiées. Ces écarts varient selon la géométrie et ne peuvent être compensés par un facteur de correction unique.

Une validation numérique et expérimentale sur plusieurs prototypes a permis de confirmer la cohérence globale du modèle et d'identifier les écarts liés à certaines approximations géométriques. Bien qu'une campagne expérimentale plus étendue aurait permis de quantifier précisément les termes correctifs, la complexité de fabrication et les contraintes associées aux essais limitent la faisabilité d'une telle approche. L'intégration du matériau dans un traitement global, combinant les solutions développées à l'École Polytechnique de Montréal et à l'École de technologie supérieure, a toutefois permis de démontrer la pertinence et la transférabilité du modèle vers un contexte industriel concret.

Au-delà du cas d'étude du projet *REAR*, la méthodologie proposée offre un cadre générique pour l'analyse et la conception de traitements acoustiques multicouches complexes. Sa structure modulaire — fondée sur des blocs élémentaires assemblables en série ou en parallèle — ouvre la voie à la conception de nouveaux méta-matériaux acoustiques et à leur optimisation dans des conditions environnementales réalistes. Elle constitue ainsi un outil de recherche et d'ingénierie robuste, conciliant rigueur analytique et applicabilité pratique.

Les perspectives de ce travail portent sur l'amélioration du couplage entre les modèles analytiques, numériques et expérimentaux, ainsi que sur l'intégration de phénomènes non-linéaires et thermo-visqueux avancés. À terme, ces développements permettront de raffiner la prédiction des performances acoustiques des méta-matériaux soumis à des conditions extrêmes et de renforcer leur intégration dans les applications industrielles de réduction du bruit, notamment dans le domaine aéronautique.

## ANNEXE I

### PARAMÈTRES GÉOMÉTRIQUES

#### 1. Paramètres géométriques des configurations C1.1 à C1.4

Tableau-A I-1 Paramètres constants communs aux configurations C1.1 à C1.4

$S$	$N_p$	$h_c$	$w_c$	$t_p$	$t_c$
$9.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	6	28 mm	28 mm	2.0 mm	14.8 mm

$S$  : surface totale de la plaque ;  $N_p$  : nombre de plaques ;  $h_c$  : profondeur de cavité ;  
 $w_c$  : largeur de cavité ;  $t_p$  : épaisseur d'une plaque ;  
 $t_c$  : épaisseur d'une cavité

Tableau-A I-2 Paramètres variables par plaque pour C1.1 et C1.2 (P1 à P6 : de la surface vers le fond)

Paramètre	C1.1						C1.2					
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P1	P2	P3	P4	P5	P6
$r_h$ (mm)	0.475	0.475	0.450	0.450	0.450	0.450	0.475	0.475	0.475	0.475	0.450	0.475
$N_w$	6	9	8	10	9	8	11	12	10	9	10	6
$N_d$	9	9	2	1	3	4	11	11	7	11	11	7
$\Delta x_d$ (mm)	3.3	2.8	3.1	–	2.8	3.1	2.3	2.2	2.5	2.6	2.8	4.0
$W_p$ (mm)	7.8	12.3	10.5	13.1	11.7	10.3	15.2	16.6	13.8	20.7	13.6	7.7
$H_p$ (mm)	27.0	23.3	4.0	0.9	6.5	10.2	24.3	22.4	16.2	27.0	29.2	24.9
$\phi_p$	0.18	0.20	0.24	0.54	0.23	0.19	0.23	0.25	0.22	0.13	0.18	0.16

$r_h$  : rayon de perforation ;  $N_w$  : nombre de trous en largeur ;  $N_d$  : nombre de trous en profondeur ;  $\Delta x_d$  : distance inter-perforations (profondeur) ;  $W_p$  : largeur du pore principal ;  $H_p$  : profondeur du pore principal ;  $\phi_p$  : porosité totale de la plaque

Tableau-A I-3 Paramètres variables par plaque pour C1.3 et C1.4 (P1 à P6 : de la surface vers le fond)

Paramètre	C1.3						C1.4					
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P1	P2	P3	P4	P5	P6
$r_h$ (mm)	0.475	0.475	0.475	0.450	0.450	0.475	0.475	0.475	0.475	0.450	0.450	0.450
$N_w$	8	12	11	11	8	8	12	11	10	9	9	8
$N_d$	10	6	8	4	2	1	11	9	8	7	6	2
$\Delta x_d$ (mm)	3.1	2.2	2.3	2.3	3.1	3.1	2.2	2.3	2.5	2.8	2.8	3.1
$W_p$ (mm)	10.9	16.6	27.9	14.4	10.3	10.4	16.6	15.2	13.8	17.1	11.7	10.3
$H_p$ (mm)	28.9	11.7	17.3	7.9	4.0	0.9	22.5	19.6	18.8	17.7	14.9	4.0
$\phi_p$	0.18	0.26	0.13	0.25	0.25	0.57	0.25	0.24	0.22	0.13	0.20	0.25

$r_h$  : rayon de perforation ;  $N_w$  : nombre de trous en largeur ;  $N_d$  : nombre de trous en profondeur ;  $\Delta x_d$  : distance inter-perforations (profondeur) ;  $W_p$  : largeur du pore principal ;  $H_p$  : profondeur du pore principal ;  $\phi_p$  : porosité totale de la plaque

## 2. Paramètres géométriques des configurations C2.1 à C2.8

Tableau-A I-4 Paramètres constants communs aux configurations C2.1 à C2.8

$S$	$N_p$	$h_c$	$w_c$	$t_p$	$t_c$	$r_h$	$N_h$	$\Delta x_h$
$9.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	5	28 mm	28 mm	2.0 mm	17.2 mm	0.595 mm	10	2.8 mm

$S$  : surface totale de la plaque ;  $N_p$  : nombre total de plaques ;  $h_c$  : profondeur des cavités ;  
 $w_c$  : largeur des cavités ;  $t_p$  : épaisseur des plaques ;  $t_c$  : épaisseur des cavités ;  
 $r_h$  : rayon des perforations ;  $N_h$  : nombre de trous en profondeur ;  
 $\Delta x_h$  : espacement longitudinal des perforations

Tableau-A I-5 Paramètres variables par plaque pour C2.1 et C2.2

Paramètre	C2.1					C2.2				
	P1	P2	P3	P4	P5	P1	P2	P3	P4	P5
$N_w$	9	6	6	3	4	5	3	2	10	9
$\Delta x$ (mm)	2.5	2.4	2.4	2.5	2.5	2.5	2.4	2.4	2.5	2.5
$W_p$ (mm)	22.2	14.5	14.6	7.4	10.1	12.6	7.2	4.8	24.6	22.3
$\phi_p$	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.17	0.17	0.16	0.16

Tableau-A I-6 Paramètres variables par plaque pour C2.3 et C2.4

Paramètre	C2.3					C2.4				
	P1	P2	P3	P4	P5	P1	P2	P3	P4	P5
$N_w$	8	8	4	6	9	1	2	5	7	1
$\Delta x$ (mm)	2.5	2.4	2.5	2.5	2.5	2.4	2.5	2.5	2.4	2.5
$W_p$ (mm)	20.3	19.4	9.9	14.7	22.7	2.4	5.0	12.4	17.1	2.5
$\phi_p$	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.17	0.16	0.16	0.16	0.16

Tableau-A I-7 Paramètres variables par plaque pour C2.5 et C2.6

Paramètre	C2.5					C2.6				
	P1	P2	P3	P4	P5	P1	P2	P3	P4	P5
$N_w$	9	6	3	1	5	1	2	3	2	9
$\Delta x$ (mm)	2.5	2.4	2.5	2.5	2.4	2.5	2.5	2.5	2.5	2.4
$W_p$ (mm)	22.7	14.6	7.6	2.5	12.2	2.5	4.9	7.6	4.9	21.8
$\phi_p$	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16

Tableau-A I-8 Paramètres variables par plaque pour C2.7 et C2.8

Paramètre	C2.7					C2.8				
	P1	P2	P3	P4	P5	P1	P2	P3	P4	P5
$N_w$	8	6	1	1	3	1	4	7	2	3
$\Delta x$ (mm)	2.5	2.5	2.5	2.4	2.5	2.4	2.4	2.4	2.4	2.5
$W_p$ (mm)	20.2	14.8	2.5	2.4	7.4	2.4	9.6	16.7	4.8	7.4
$\phi_p$	0.16	0.16	0.16	0.17	0.16	0.17	0.17	0.17	0.17	0.16

$N_w$  : nombre de trous en largeur ;  $\Delta x$  : espacement entre deux centres de perforations successifs ;  
 $W_p$  : largeur du pore principal (mm) ;  $\phi_p$  : porosité totale de la plaque



## ANNEXE II

### COMPLÉMENTS SUR LES RELATIONS ENTRE LES GRANDEURS ACOUSTIQUES

#### 1. Somme des admittances de surface en parallèle

La méthode donne l'impédance de surface  $Z_s = \frac{p}{v}$  d'un assemblage de d'éléments en parallèle. On considère l'hypothèse H5 2.2.3. Soit N éléments en parallèles d'impédance de surface  $Z_{s_i} = \frac{p_i}{v_i}$  occupant chacun une surface  $S_i$ .

Les relations de conservation pour la pression et le débit acoustique sont :

$$p_i = p \quad \forall i \in \{1, \dots, N\}, \quad u = \sum_{i=1}^N u_i = \sum_{i=1}^N S_i v_i, \quad (\text{A II-1})$$

L'admittance de surface  $Y_s$  de l'assemblage est alors la somme des admittances de surface des N éléments :

$$S_{\text{tot}} = \sum_{i=1}^N S_i, \quad r_i = \frac{S_i}{S_{\text{tot}}}, \quad \bar{v} = \frac{u}{S_{\text{tot}}} = \sum_{i=1}^N r_i v_i. \quad (\text{A II-2})$$

$$Y_s = \frac{\bar{v}}{p} = \sum_{i=1}^N r_i \frac{v_i}{p} = \sum_{i=1}^N r_i Y_{s_i}, \quad Y_{s_i} = \frac{1}{Z_{s_i}}. \quad (\text{A II-3})$$

Finalement  $Z_s$  est donné par :

$$Z_s = \frac{1}{Y_s} = \left( \sum_{i=1}^N r_i Y_{s_i} \right)^{-1} = \left( \sum_{i=1}^N \frac{r_i}{Z_{s_i}} \right)^{-1}. \quad (\text{A II-4})$$

#### 2. Matrice de transfert d'une jonction

On considère la propagation d'une onde plane dans un conduit (horizontal sur la figure II-1 au niveau d'une jonction latérale. On suppose que la longueur d'onde considérée est supérieure à la largeur de la jonction ( $H2$  appliquée à la section  $S_3$  de la branche latérale).

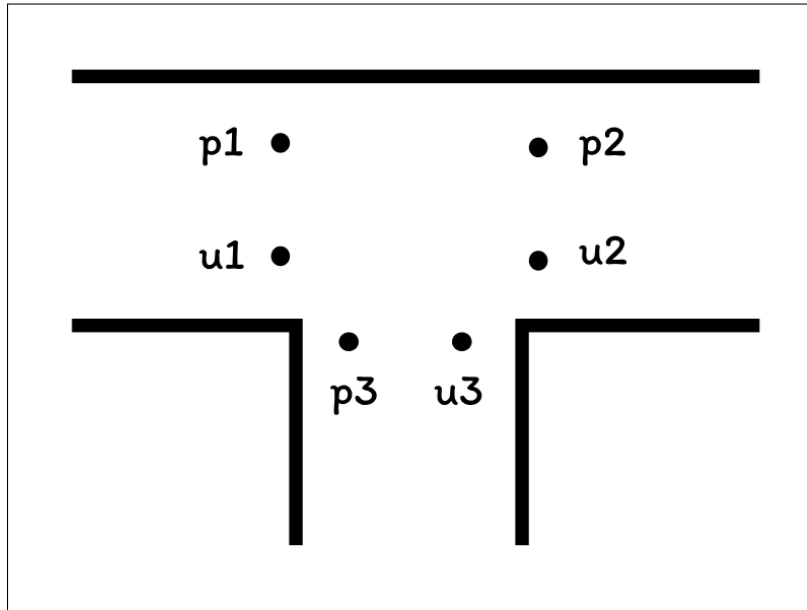


Figure-A II-1 Conservation de la pression et du débit acoustique dans une jonction (équation A II-5)

Les relations de conservation pour la pression et le débit acoustique sont :

$$p_1 = p_2 = p_3, \quad u_1 = u_2 + u_3 = u_2 + v_3 S_3 = \frac{p_3}{Z_{S_3}} S_3, \quad (\text{A II-5})$$

avec  $Z_3 = \frac{p_3}{v_3}$  l'impédance de surface de la branche latérale. En notant  $Z_{3,u} = \frac{p}{u}$  et  $Y_{3,u} = \frac{1}{Z_{3,u}}$ , la relation de transfert de la jonction s'exprime alors :

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ u_1 \end{pmatrix} = T_{J_3} \begin{pmatrix} p_2 \\ u_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ Y_{3,u} & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_2 \\ u_2 \end{pmatrix}. \quad (\text{A II-6})$$

**Matrice de transfert d'un pore de section constant en convention  $(p, u)$**

On considère un pore de section constante  $S$ . La relation de transfert s'écrit en

$$\begin{pmatrix} p_1 \\ v_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} t_{11,v} & t_{12,v} \\ t_{21,v} & t_{22,v} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_2 \\ v_2 \end{pmatrix}. \quad (\text{A II-7})$$

En remplaçant les vitesses par les débits  $u_i = v_i S$ , on obtient :

$$p_1 = t_{11,v} p_2 + t_{12,v} \frac{u_2}{S},$$

$$u_1 = S (t_{21,v} p_2 + t_{22,v} v_2) = t_{21,v} S p_2 + t_{22,v} u_2.$$

Ainsi, la matrice de transfert exprimée en convention  $(p, u)$  s'écrit :

$$T = \begin{pmatrix} t_{11,v} & \frac{t_{12,v}}{S} \\ t_{21,v} S & t_{22,v} \end{pmatrix}. \quad (\text{A II-8})$$

#### 4. Méthode P-TMM en convention $(p, u)$

En convention pression-débit, la relation entre les grandeurs aux deux extrémités d'un bloc élémentaire s'écrit :

$$\begin{Bmatrix} p \\ u \end{Bmatrix} = T \begin{Bmatrix} p' \\ u' \end{Bmatrix}, \quad T = \begin{pmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{pmatrix}. \quad (\text{A II-9})$$

La formulation équivalente en admittance relie les débits aux pressions :

$$\begin{Bmatrix} u \\ u' \end{Bmatrix} = Y \begin{Bmatrix} p \\ p' \end{Bmatrix}, \quad Y = \begin{pmatrix} y_{11} & y_{12} \\ y_{21} & y_{22} \end{pmatrix}. \quad (\text{A II-10})$$

Les deux formulations sont reliées par :

$$Y = \frac{1}{t_{12}} \begin{pmatrix} t_{22} & t_{21}t_{12} - t_{22}t_{11} \\ 1 & -t_{11} \end{pmatrix}, \quad T = \frac{1}{y_{21}} \begin{pmatrix} -y_{22} & 1 \\ y_{12}y_{21} - y_{11}y_{22} & y_{11} \end{pmatrix}. \quad (\text{A II-11})$$

Lorsque plusieurs sous-éléments  $i$  sont disposés en parallèle, les conditions de continuité imposent :

$$p(M_i) = p, \quad u = \sum_i u(M'_i).$$

Ainsi, la relation s'écrit simplement :

$$\begin{Bmatrix} p \\ u \end{Bmatrix} = \sum_i \begin{Bmatrix} p(M_i) \\ u(M'_i) \end{Bmatrix}, \quad (\text{A II-12})$$

et les coefficients de pondération  $r_i$  utilisés dans la formulation  $(p, v)$  disparaissent naturellement.

A partir de cette réécriture, on retrouve l'équation 2.4 suivant la même approche que dans l'article de référence.

### ANNEXE III

## COMPLÉMENTS CONCERNANT LA MÉTHODE ITÉRATIVE POUR LA PRISE EN COMPTE DES FORTS NIVEAUX DANS LES MATÉRIAUX MULTICOUCHES

### 1. Grandeurs acoustiques, grandeurs RMS

Pour un signal harmonique, la pression totale et le débit acoustique s'écrivent :

$$p(x, t) = \Re\{P(x) e^{j\omega t}\}, \quad u(x, t) = \Re\{U(x) e^{j\omega t}\}. \quad (\text{A III-1})$$

(A III-2)

Les valeurs efficaces (RMS) de ces signaux sont données par :

$$p_{\text{rms}}(x) = \frac{|P(x)|}{\sqrt{2}}, \quad u_{\text{rms}}(x) = \frac{|U(x)|}{\sqrt{2}}. \quad (\text{A III-3})$$

(A III-4)

Les deux champs sont reliés localement par l'impédance spécifique complexe

$$P(x) = \frac{Z(x)}{S(x)} U(x), \quad Z(x) = \frac{P(x)S(x)}{U(x)}. \quad (\text{A III-5})$$

(A III-6)

En prenant les modules et les valeurs efficaces, on obtient la relation scalaire :

$$|Z(x)| = S(x) \frac{|P(x)|}{|U(x)|} = S(x) \frac{p_{\text{rms}}(x)}{u_{\text{rms}}(x)}. \quad (\text{A III-7})$$

Il est alors possible de :

- Définir la pression totale efficace à l'entrée d'un matériau à partir du niveau de pression totale  $L$  :

$$p_{\text{rms}} = p_0 10^{\frac{L}{20}} \quad (\text{A III-8})$$

avec  $p_0 = 20\mu$  Pa la pression de référence,

- Utiliser la relation d'impédance à la surface du matériau pour obtenir la valeur efficace du débit acoustique associé.

## 2. Utilisation des matrices de transferts pour la rétropropagation

On utilise les matrices de transfert inverse pour remonter aux valeurs de pression à l'intérieur du matériau

$$\begin{pmatrix} p_2 \\ u_2 \end{pmatrix} = T^{-1} \begin{pmatrix} p_1 \\ u_1 \end{pmatrix}, \quad (\text{A III-9})$$

avec :

$$T^{-1} = \begin{pmatrix} t_{11}^{-1} & t_{12}^{-1} \\ t_{21}^{-1} & t_{22}^{-1} \end{pmatrix} = \frac{1}{t_{11}t_{22} - t_{12}t_{21}} \begin{pmatrix} t_{22} & -t_{12} \\ -t_{21} & t_{11} \end{pmatrix}. \quad (\text{A III-10})$$

Dans le cas général :

$$\begin{pmatrix} |p_2| \\ |u_2| \end{pmatrix} \neq \begin{pmatrix} t_{11}^{-1} & t_{12}^{-1} \\ t_{21}^{-1} & t_{22}^{-1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} |p_1| \\ |u_1| \end{pmatrix}. \quad (\text{A III-11})$$

Ainsi, il n'est pas possible d'utiliser les matrices de transfert pour retrouver directement les valeurs RMS à chaque plaque.

Si l'on connaît l'impédance de surface, la procédure valide est :

- Reconstituer un signal de pression totale virtuel à partir de la pression efficace RMS, en fixant arbitrairement que la phase est nulle à l'entrée du matériau :

$$p_{virt} = \sqrt{2}p_{rms}e^{i\omega t}, \quad (\text{A III-12})$$

;

- Recalculer le débit acoustique à partir de l'impédance de surface complexe conformément à l'équation (A III-7);
- Remonter aux valeurs de pression et de débit en aval à partir des équations (A III-9) et (A III-10);
- Calculer, si besoin, les valeurs RMS en aval lorsque celles-ci sont utilisées par le modèle.

Cette approche est la base de l'algorithme itératif complet utilisé dans le code analytique présenté :

Algorithme-A III-1 Procédure itérative de rétropropagation acoustique à partir d'un niveau global

```

Input :  $L_{OASPL}$  : niveau global (dB re  $20 \mu\text{Pa}$ )
Output :  $v_{\text{rms},k}$  pour chaque couche  $k$ ,  $Z_s$ 

1 Initialisation :
2  $p_{\text{rms},1} \leftarrow p_0 10^{L_{OASPL}/20}$ 
3  $Z_s^{(0)} \leftarrow \infty$ 
4  $\epsilon \leftarrow 10^{-5}$ 
5  $q \leftarrow 0$ 
6 while non convergé do
7    $q \leftarrow q + 1$ 
8   Étape 1 : Calcul du débit acoustique en surface
9    $u_1 \leftarrow \frac{\sqrt{2}p_{\text{rms},1}}{|Z_s^{(q-1)}|}$ 
10   $v_{\text{rms},1} \leftarrow \frac{p_{\text{rms},1}}{S_1|Z_s^{(q-1)}|}$ 
11  Étape 2 : Rétropropagation des champs RMS
12  for  $k = 2$  à  $N$  do
13     $\begin{bmatrix} p_k \\ u_k \end{bmatrix} \leftarrow T_k^{-1} \begin{bmatrix} p_{k-1} \\ u_{k-1} \end{bmatrix}$ 
14     $v_{\text{rms},k} \leftarrow \frac{|u_k|}{\sqrt{2}S_k}$ 
15  end for
16  Étape 3 : Calcul de l'impédance de surface
17   $Z_s^{(q)} \leftarrow f_{\text{modèle}}(v_{\text{rms},1}, \dots, v_{\text{rms},N})$ 
18  Étape 4 : Critère de convergence
19  if  $|Z_s^{(q)} - Z_s^{(q-1)}|_{\text{max}} < \epsilon$  then
20    | Convergence atteinte
21  end if
22 end while

```

## ANNEXE IV

### DÉVELOPPEMENT DU CODE MATLAB

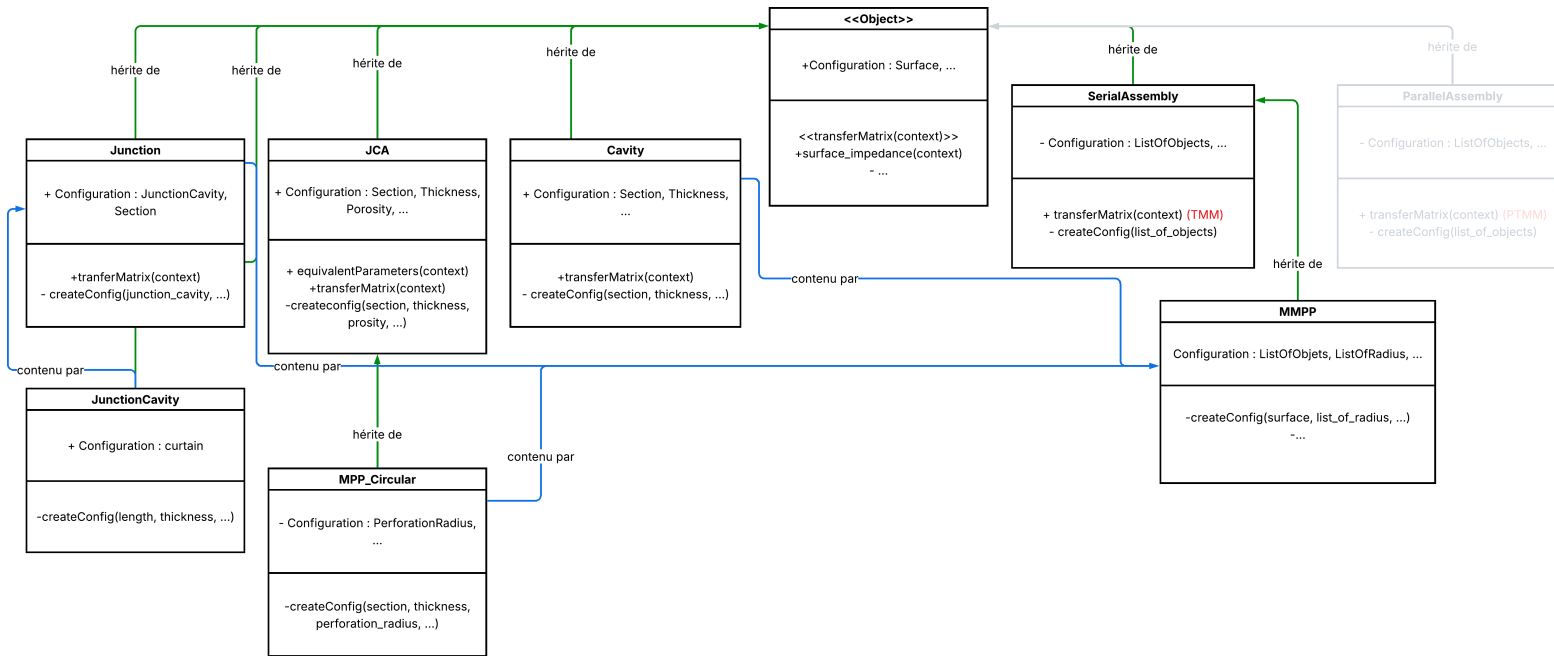


Figure-A IV-1 Résumé des relations entre les classes objets permettant de définir une instance de la classe MMPP

Notations UML : + : attribut ou méthode publique ; - : attribut ou méthode privée ; <<>> : élément abstrait.



## BIBLIOGRAPHIE

- Abalakin, I. V., Anikin, V. A., Bakhvalov, P. A., Bobkov, V. G. & Kozubskaya, T. K. (2016). Numerical Investigation of the Aerodynamic and Acoustical Properties of a Shrouded Rotor. *Fluid Dynamics*, 51(3), 419–433. doi : 10.1134/S0015462816030145.
- Aklouche, O. Réduction Des Niveaux Vibratoires d'un Panneau Au Moyen de Trous Noirs Acoustiques Structurés En Réseau Périodique : Conception d'une Méta-Plaque.
- Allam, S. & Åbom, M. (2006). Investigation of Damping and Radiation Using Full Plane Wave Decomposition in Ducts. *Journal of Sound and Vibration*, 292(3-5), 519–534. doi : 10.1016/j.jsv.2005.08.016.
- Allard, J.-F. & Atalla, N. (2009). *Propagation of Sound in Porous Media : Modelling Sound Absorbing Materials* (éd. 2). Chichester : Wiley.
- Atalla, N. & Sgard, F. (2007). Modeling of Perforated Plates and Screens Using Rigid Frame Porous Models. *Journal of Sound and Vibration*, 303(1-2), 195–208. doi : 10.1016/j.jsv.2007.01.012.
- Atig, M. Non-linéarité acoustique localisée à l'extrémité ouverte d'un tube. Mesure, modélisation et application aux instruments à vent.
- Attenborough, K. (2018). Microstructures for Lowering the Quarter Wavelength Resonance Frequency of a Hard-Backed Rigid-Porous Layer. *Applied Acoustics*, 130, 188–194. doi : 10.1016/j.apacoust.2017.09.022.
- Attenborough, K. & Vér, I. L. (2005). Sound-Absorbing Materials and Sound Absorbers. Dans Vér, I. L. & Beranek, L. L. (Éds.), *Noise and Vibration Control Engineering* (éd. 1, pp. 215–277). Wiley. doi : 10.1002/9780470172568.ch8.
- Aurégan, Y. & Pachebat, M. (1999). Measurement of the Nonlinear Behavior of Acoustical Rigid Porous Materials. *Physics of Fluids*, 11(6), 1342–1345. doi : 10.1063/1.869999.
- Aurégan, Y. (2018). On the Use of a Stress-Impedance Model to Describe Sound Propagation in a Lined Duct with Grazing Flow. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 143(5), 2975–2979. doi : 10.1121/1.5037585.
- Aurégan, Y., Farooqui, M. & Groby, J.-P. (2016). Low Frequency Sound Attenuation in a Flow Duct Using a Thin Slow Sound Material. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 139(5), EL149-EL153. doi : 10.1121/1.4951028.

- Avallone, F., Paduano, A., Pereira, L. M., Bonomo, L. A., Cordioli, J. A., Casalino, D. & Cerizza, D. (2024). On the Comparison of Different Methods for Impedance Eduction Applied to a Numerical Database. *30th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (2024)*. doi : 10.2514/6.2024-3294.
- Ayle, E. (\*) Notice : Subject to Any Disclaimer, the Term Ofthis.
- Batard, H. The Zero Splice Engine Intake Liner : An Efficient Way of Reducing Aircraft Noise Without Any Weight or Aerodynamic Penalty.
- Bebesel, M., D’Alascio, A., Schneider, S., Guenther, S., Vogel, F., Wehle, C. & Schimke, D. (2015). BLUECOPTER DEMONSTRATOR – AN APPROACH TO ECO-EFFICIENT HELICOPTER DESIGN.
- Beck, B. S., Schiller, N. H. & Jones, M. G. (2015). Impedance Assessment of a Dual-Resonance Acoustic Liner. *Applied Acoustics*, 93, 15–22. doi : 10.1016/j.apacoust.2015.01.011.
- Bednarik, M. & Cervenka, M. (2024). A Sonic Black Hole of a Rectangular Cross-Section. *Applied Mathematical Modelling*, 125, 529–543. doi : 10.1016/j.apm.2023.09.005.
- Beranek, L. L. Acoustic Measurements.
- Berardi, D. U. EDITOR-IN-CHIEF - RÉDACTEUR EN CHEF.
- Beyer, R. T. (1999). *Sounds of Our Times : Two Hundred Years of Acoustics*. New York, USA : Springer.
- Bezançon, G., Doutres, O., Umnova, O., Leclaire, P. & Dupont, T. (2024). Thin Metamaterial Using Acoustic Black Hole Profiles for Broadband Sound Absorption. *Applied Acoustics*, 216, 109744. doi : 10.1016/j.apacoust.2023.109744.
- Binxia, Y., Weiguang, H., Jianben, L., Bing, Z., Rui, Z. & Lan, C. (2023). Theoretical and Experimental Study on Sound Absorption Performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Polyurethane Foam and Microperforated Plate Composite Structure. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 42(2), 890–897. doi : 10.1177/14613484221148047.
- Bonniol, S. Publisher : Bruno PIQUET Editor : Lucas BLUMENFELD Design : Daren BIRCHALL.
- Boujo, E., Bauerheim, M. & Noiray, N. (2018). Saturation of a Turbulent Mixing Layer over a Cavity : Response to Harmonic Forcing around Mean Flows. *Journal of Fluid Mechanics*, 853, 386–418. doi : 10.1017/jfm.2018.568.

- Boulvert, J., Costa-Baptista, J., Cavalieri, T., Romero-García, V., Gabard, G., Fotsing, E. R., Ross, A., Perna, M., Mardjono, J. & Groby, J.-P. (2020). Folded Metaporous Material for Sub-Wavelength and Broadband Perfect Sound Absorption. *Applied Physics Letters*, 117(25), 251902. doi : 10.1063/5.0032809.
- BOURQUARD, CLAIRE. *ACOUSTIC DAMPING AND AEROACOUSTIC INSTABILITIES OF CAVITIES SUBJECT TO BIAS AND GRAZING FLOWS*. (Thèse de doctorat).
- Brooke, D. C., Umnova, O., Leclaire, P. & Dupont, T. (2020). Acoustic Metamaterial for Low Frequency Sound Absorption in Linear and Nonlinear Regimes. *Journal of Sound and Vibration*, 485, 115585. doi : 10.1016/j.jsv.2020.115585.
- Brusniak, L., Wong, J., Nesbitt, E., Jones, M. G. & Nark, D. M. (2019). Acoustic Phased Array Quantification of Quiet Technology Demonstrator 3 Advanced Inlet Liner Noise Component. *25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2019-2765.
- Carman, P. C. (1956). *Flow of Gases Through Porous Media*. London : Academic Press.
- Chambers, A. T., Manimala, J. M. & Jones, M. G. Design and Optimization of 3D Folded-Core Acoustic Liners for Enhanced Low-Frequency Performance.
- Charron, D. Identification du sujet - Mémoire.
- Chen, Y., Yu, K., Fu, Q., Zhang, J. & Lu, X. (2024a). Modification of the Transfer Matrix Method for the Sonic Black Hole and Broadening Effective Absorption Band. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 220, 111660. doi : 10.1016/j.ymssp.2024.111660.
- Chen, Y., Yu, K., Fu, Q., Zhang, J., Lu, X., Du, X. & Sun, X. (2024b). A Broadband and Low-Frequency Sound Absorber of Sonic Black Holes with Multi-Layered Micro-Perforated Panels. *Applied Acoustics*, 217, 109817. doi : 10.1016/j.apacoust.2023.109817.
- Chen, Z., Ji, Z. & Huang, H. (2020). Acoustic Impedance of Perforated Plates in the Presence of Fully Developed Grazing Flow. *Journal of Sound and Vibration*, 485, 115547. doi : 10.1016/j.jsv.2020.115547.
- Cline, D. (2021). *Variational Principles in Classical Mechanics* (éd. Third edition). Rochester, NY : University of Rochester, River Campus Libraries.
- Cobo, P., Simón, F. & Jacobsen, F. (2019). Multiple-Layer Microperforated Panels as Sound Absorbers in Buildings : A Review. *Buildings*, 9(2), 53. doi : 10.3390/buildings9020053.

- Cóser, L. F., Oliveira, A., Hualpa, B. N., Arruda, J. R. F. & Siviero, D. A. (2015). Numerical and Experimental Studies of a Poroelastic Material Using the JCA Model. *24th SAE Brasil International Congress and Display*, pp. 2015-36-0106. doi : 10.4271/2015-36-0106.
- Costa-Baptista, J., Fotsing, E. R., Mardjono, J., Therriault, D. & Ross, A. (2022). Design and Fused Filament Fabrication of Multilayered Microchannels for Subwavelength and Broadband Sound Absorption. *Additive Manufacturing*, 55, 102777. doi : 10.1016/j.addma.2022.102777.
- Coulon. (2016). METHODOLOGIE DE CONCEPTION ACOUSTIQUE DES SILENCIEUX D'UN MOTEUR DEUX TEMPS ÉQUIPANT UNE MOTONEIGE.
- Cummer, S. A., Christensen, J. & Alù, A. (2016). Controlling sound with acoustic metamaterials. *Nature Reviews Materials*, 1(3), 16001. doi : 10.1038/natrevmats.2016.1.
- Cummings, A. (1984). Acoustic Nonlinearities and Power Losses at Orifices. *AIAA Journal*, 22(6), 786–792. doi : 10.2514/3.8680.
- de L'épine, Y. B. Identification de l'impédance d'un traitement en présence d'un écoulement.
- Denis, V., Gautier, F., Pelat, A. & Poittevin, J. (2015). Measurement and Modelling of the Reflection Coefficient of an Acoustic Black Hole Termination. *Journal of Sound and Vibration*, 349, 67–79. doi : 10.1016/j.jsv.2015.03.043.
- Dickey, N. & Selamet, A. (1996). HELMHOLTZ RESONATORS : ONE-DIMENSIONAL LIMIT FOR SMALL CAVITY LENGTH-TO-DIAMETER RATIOS. *Journal of Sound and Vibration*, 195(3), 512–517. doi : 10.1006/jsvi.1996.0440.
- Dilillo, G. Design and Optimization of Acoustic Liners with Complex Cavities for Improved Broadband Noise Absorption.
- Dilillo, G. Design and Optimization of Acoustic Liners with Complex Cavities for Improved Broadband Noise Absorption.
- Dougherty, R. (1999). A Parabolic Approximation for Flow Effects on Sound Propagation in Nonuniform, Softwall, Ducts. *5th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit*. doi : 10.2514/6.1999-1822.
- Dougherty, R. & Dougherty, R. (1997). A Wave-Splitting Technique for Nacelle Acoustic Propagation. *3rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.1997-1652.
- Douglas, D. Challenges in Rotorcraft Acoustic Flight Prediction and Validation.

- Dupere, I. & Dowling, A. (2002). The Absorption of Sound by Helmholtz Resonators with and without Flow. *8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference & Exhibit*. doi : 10.2514/6.2002-2590.
- Dupont, T., Leclaire, P., Sicot, O., Gong, X. L. & Panneton, R. (2011). Acoustic Properties of Air-Saturated Porous Materials Containing Dead-End Porosity. *Journal of Applied Physics*, 110(9), 094903. doi : 10.1063/1.3646556.
- Dupont, T., Leclaire, P., Panneton, R. & Umnova, O. (2018). A Microstructure Material Design for Low Frequency Sound Absorption. *Applied Acoustics*, 136, 86–93. doi : 10.1016/j.apacoust.2018.02.016.
- Fan, J., Zhang, L., Wang, X., Zhang, Z., Wei, S., Song, B., Zhao, A., Xiang, X., Zhu, X. & Shi, Y. (2022). 3D Printed Ultra-thin Acoustic Metamaterials with Adaptable Low-frequency Absorption Performance. *Chinese Journal of Mechanical Engineering : Additive Manufacturing Frontiers*, 1, 100036. doi : 10.1016/j.cjmeam.2022.100036. Open access under Creative Commons license.
- Fastl, H., Bock, M., Pieren, R., Sottek, R., Gervais, J., Herrmann, T. & Heger, R. (2012). Psychoacoustic Aspects of Helicopter Sounds. *18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2012-2185.
- Feder, E. & Dean, L. W. (1969). *Analytical and Experimental Studies for Predicting Noise Attenuation in Acoustically Treated Ducts for Turbofan Engines* (Rapport n°CR-1373).
- Feng, X. (2024). Étude numérique et expérimentale du comportement non linéaire des plaques perforées en présence d'écoulement.
- Firode, A. (2017). Épistémologie et pédagogie chez Gaston Bachelard et Karl Popper. *Recherches en éducation*, 29. doi : 10.4000/ree.3007.
- Fischer, J. R., Doolan, C. J., Croaker, P., Howell, R. & Dylejko, P. (2022). A Semi-Empirical Model to Predict the Noise Radiation in the Far-Field of a Ducted Propeller. *28th AIAA/CEAS Aeroacoustics 2022 Conference*. doi : 10.2514/6.2022-3080.
- Francesco Avallone, Avallone, F., P Manjunath, Manjunath, P., Daniele Ragni, Ragni, D., Damiano Casalino, Casalino, D. & Damiano Casalino. (2019). Lattice-Boltzmann Very Large Eddy Simulation of a Multi-Orifice Acoustic Liner with Turbulent Grazing Flow. *Advanced Courses*. doi : 10.2514/6.2019-2542.
- Gaget, H. (2019). Évolution de la formulation de l'analogie électrique-mécanique par les ingénieurs entre 1920 et 1960 :. *Revue d'histoire des sciences*, Tome 72(2), 273–308. doi : 10.3917/rhs.722.0273.

- Galles, M. B., Jones, M. G. & Nark, D. M. (2022). An Initial Assessment of Variable Depth Liner Optimization for Ducted Proprotor Applications. *28th AIAA/CEAS Aeroacoustics 2022 Conference*. doi : 10.2514/6.2022-2821.
- Galles, M. B., Nark, D. M., Jones, M. G. & Greenwood, E. (2024). Optimization of Variable Depth Acoustic Liners with Grazing Flow. *AIAA SCITECH 2024 Forum*. doi : 10.2514/6.2024-2803.
- Gao, N., Wang, B., Lu, K. & Hou, H. (2021a). Teaching-Learning-Based Optimization of an Ultra-Broadband Parallel Sound Absorber. *Applied Acoustics*, 178, 107969. doi : 10.1016/j.apacoust.2021.107969.
- Gao, N., Wang, M., Cheng, B. & Hou, H. (2021b). Inverse Design and Experimental Verification of an Acoustic Sink Based on Machine Learning. *Applied Acoustics*, 180, 108153. doi : 10.1016/j.apacoust.2021.108153.
- Gao, N., Wu, J., Lu, K. & Zhong, H. (2021c). Hybrid Composite Meta-Porous Structure for Improving and Broadening Sound Absorption. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 154, 107504. doi : 10.1016/j.ymsp.2020.107504.
- Gao, N., Zhang, Z., Deng, J., Guo, X., Cheng, B. & Hou, H. (2022). Acoustic Metamaterials for Noise Reduction : A Review. *Advanced Materials Technologies*, 7(6), 2100698. doi : 10.1002/admt.202100698.
- Gao, N., Liu, J., Deng, J., Chen, D., Huang, Q. & Pan, G. (2024). Design and Performance of Ultra-Broadband Composite Meta-Absorber in the 200Hz-20kHz Range. *Journal of Sound and Vibration*, 574, 118229. doi : 10.1016/j.jsv.2023.118229.
- Gardonio, P. & Brennan, M. (2002). ON THE ORIGINS AND DEVELOPMENT OF MOBILITY AND IMPEDANCE METHODS IN STRUCTURAL DYNAMICS. *Journal of Sound and Vibration*, 249(3), 557–573. doi : 10.1006/jsvi.2001.3879.
- Gareton, V., Gervais, M. & Heger, R. Acoustic Design and Testing of the Eurocopter EC145T2 and EC175B – a Harmonized Franco-German Approach.
- Gerhold, C., Jones, M., Nark, D. & Brown, M. (2009). Advanced Computational and Experimental Techniques for Nacelle Liner Performance Evaluation. *15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (30th AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2009-3168.
- Ghaffarivardavagh, R., Nikolajczyk, J., Anderson, S. & Zhang, X. Ultra-Open Acoustic Metamaterial Silencer Based on Fano-like Interference.

- Grobey, J.-P., Huang, W., Lardeau, A. & Aurégan, Y. (2015). The Use of Slow Waves to Design Simple Sound Absorbing Materials. *Journal of Applied Physics*, 117(12), 124903. doi : 10.1063/1.4915115.
- Guasch, O., Arnela, M. & Sánchez-Martín, P. (2017). Transfer Matrices to Characterize Linear and Quadratic Acoustic Black Holes in Duct Terminations. *Journal of Sound and Vibration*, 395, 65–79. doi : 10.1016/j.jsv.2017.02.007.
- Guasch, O., Sánchez-Martín, P. & Ghilardi, D. (2020). Application of the Transfer Matrix Approximation for Wave Propagation in a Metafluid Representing an Acoustic Black Hole Duct Termination. *Applied Mathematical Modelling*, 77, 1881–1893. doi : 10.1016/j.apm.2019.09.039.
- Guess, A. W. (1975). Calculation of Perforated Plate Liner Parameters from Specified Acoustic Resistance and Reactance. *Journal of Sound and Vibration*, 40(1), 119–137. doi : 10.1016/S0022-460X(75)80234-3.
- Gulsacan, B., Tokgoz, N., Karakas, E. S., Aureli, M. & Evrensel, C. A. (2024). Effect of Orifice Thickness-to-Diameter Ratio on Turbulent Orifice Flow : An Experimental and Numerical Investigation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 151, 107213. doi : 10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.107213.
- Guo, H., Chen, W., Wang, Y., Ma, F., Sun, P., Yuan, T. & Xie, X. (2024). Parametric Modeling and Deep Learning-Based Forward and Inverse Design for Acoustic Metamaterial Plates. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 1–11. doi : 10.1080/15376494.2024.2330488.
- Hersh, A. & Walker, B. (1995). Acoustic behavior of Helmholtz resonators : Part II. Effects of grazing flow. *CEAS/AIAA Paper*, CEAS/AIAA-95-079.
- Hook, K., Cheer, J. & Daley, S. (2019). A Parametric Study of an Acoustic Black Hole on a Beam. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 145(6), 3488–3498. doi : 10.1121/1.5111750.
- Howe, M. S. The Influence of Tangential Mean Flow on the Rayleigh Conductivity of an Aperture.
- Howe, M. S. (1995). The Damping of Sound by Wall Turbulent Shear Layers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 98(3), 1723–1730. doi : 10.1121/1.414408.
- Howerton, B., Jones, M. & Buckley, J. (2012). Development and Validation of an Interactive Liner Design and Impedance Modeling Tool. *18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2012-2197.

- Howerton, B. M. & Jones, M. G. (2017). A Conventional Liner Acoustic/Drag Interaction Benchmark Database. *23rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2017-4190.
- Hruška, V., Groby, J.-P. & Bednařík, M. (2024). Complex Frequency Analysis and Source of Losses in Rectangular Sonic Black Holes. *Journal of Sound and Vibration*, 571, 118107. doi : 10.1016/j.jsv.2023.118107.
- Huabing Wen, Chunming Wu, Tao Wu & Juncheng Guo. (2023). Acoustic Impedance Extraction Method and Acoustic Characteristics Analysis of Perforated Plates under Grazing Flow. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*. doi : 10.1177/14613484231186694.
- Hubbard, H. *Aeroacoustics of Flight Vehicules : Theory and Practice (Vol 2)*.
- Hubbard, H. H. *Aeroacoustics of Flight Vehicules : Theory and Practice*.
- Hubinger, B. E. *An Investigation on Acoustic Metamaterial Physics to Inspire the Design of Novel Aircraft Engine Liners*.
- Hunt, F. V. (1978). *Origins in Acoustics : The Science of Sound from Antiquity to the Age of Newton*. New Haven, CT, USA : Yale University Press.
- Ingård, U. & Labate, S. (1950). Acoustic Circulation Effects and the Nonlinear Impedance of Orifices. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 22(2), 211–218. doi : 10.1121/1.1906591.
- Ingard, U. (1953). On the Theory and Design of Acoustic Resonators. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 25(6), 1037–1061. doi : 10.1121/1.1907235.
- Ingard, U. & Ising, H. (1967). Acoustic Nonlinearity of an Orifice. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 42(1), 6–17. doi : 10.1121/1.1910576.
- International, A. (2012). *Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials Using a Tube, Two Microphones, and a Digital Frequency Analysis System*. West Conshohocken, PA, USA.
- internationale de normalisation, O. (2010). *Acoustique — Détermination des niveaux de puissance acoustique et des niveaux d'énergie acoustique émis par les sources de bruit à partir de la pression acoustique — Méthodes d'expertise pour des conditions approchant celles du champ libre sur plan réfléchissant*. Genève, Suisse.

- Jing, X., Peng, S. & Sun, X. (2008). A Straightforward Method for Wall Impedance Reduction in a Flow Duct. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 124(1), 227–234. doi : 10.1121/1.2932256.
- Jing, X., Wang, Y., Du, L., Qiu, X. & Sun, X. (2023). Impedance Reduction Experiments Covering Higher Frequencies Based on the Multimodal Straightforward Method. *Applied Acoustics*, 206, 109327. doi : 10.1016/j.apacoust.2023.109327.
- John Kennedy, Kennedy, J., Lara Flanagan, Flanagan, L., Luke Dowling, Dowling, L., Gareth J. Bennett, Bennett, G. J., Henry J. Rice, Rice, H. J., Daniel Trimble & Trimble, D. (2019). The Influence of Additive Manufacturing Processes on the Performance of a Periodic Acoustic Metamaterial. *International Journal of Polymer Science*, 2019, 1–11. doi : 10.1155/2019/7029143.
- John William Strutt, L. R. (1894–1896). *The Theory of Sound* (éd. 2nd). London : Macmillan and Co.
- Jones, M. G. & Nark, D. M. (2019). Comparisons of Impedance Prediction Models for Perforate-Over-Honeycomb Liners. *AIAA Journal*, 57(6), 2479–2494. doi : 10.2514/1.J057665. Experimental study of perforate facesheets tested in the NASA Normal Incidence Tube (NIT) and Grazing Flow Impedance Tube (GFIT).
- Jones, M., Watson, W. & Parrott, T. (2005). Benchmark Data for Evaluation of Aeroacoustic Propagation Codes with Grazing Flow. *11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2005-2853.
- Jones, M., Parrott, T. & Watson, W. (2008). Uncertainty and Sensitivity Analyses of a Two-Parameter Impedance Prediction Model. *14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (29th AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2008-2928.
- Jones, M., Parrott, T., Sutliff, D. & Hughes, C. (2009). Assessment of Soft Vane and Metal Foam Engine Noise Reduction Concepts. *15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (30th AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2009-3142.
- Jones, M., Howerton, B. & Ayle, E. (2012). Evaluation of Parallel-Element, Variable-Impedance, Broadband Acoustic Liner Concepts. *18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2012-2194.
- Jones, M. G. An Over-the-Rotor Liner Investigation with Configurations Enabled by Additive Manufacturing.

- Jones, M. G., Watson, W. R., Nark, D. M. & Howerton, B. M. (2015). Evaluation of Variable-Depth Liner Configurations for Increased Broadband Noise Reduction. *21st AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2015-2697.
- Jones, M. G., Watson, W. R., Nark, D. M., Schiller, N. H. & Born, J. C. (2016). Optimization of Variable-Depth Liner Configurations for Increased Broadband Noise Reduction. *22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2016-2783.
- Jones, M. G., Nark, D. M., Baca, A. & Smith, C. R. (2018). Applications of Parallel-Element, Embedded Mesh-Cap Acoustic Liner Concepts. *2018 AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2018-3445.
- Jones, M. G., Watson, W. R., Nark, D. M., Howerton, B. M. & Brown, M. C. (2020). A Review of Acoustic Liner Experimental Characterization at NASA Langley.
- Jones, M. G., Simon, F. & Roncen, R. (2022). Broadband and Low-Frequency Acoustic Liner Investigations at NASA and ONERA. *AIAA Journal*, 60(4), 2481–2500. doi : 10.2514/1.J060862.
- Kabral, R., Du, L. & Åbom, M. (2016). Optimum Sound Attenuation in Flow Ducts Based on the "Exact" Cremer Impedance. *Acta Acustica united with Acustica*, 102(5), 851–860. doi : 10.3813/AAA.918999.
- Kennedy, J., Flanagan, L., Dowling, L., Bennett, G. J., Rice, H. & Trimble, D. (2019). The Influence of Additive Manufacturing Processes on the Performance of a Periodic Acoustic Metamaterial. *International Journal of Polymer Science*, 2019, 1–11. doi : 10.1155/2019/7029143.
- Khorrami, M., Li, F. & Choudhari, M. (2001a). A Novel Approach for Reducing Rotor Tip-Clearance Induced Noise in Turbofan Engines. *7th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit*. doi : 10.2514/6.2001-2148.
- Khorrami, M., Li, F. & Choudhari, M. (2001b). A Novel Approach for Reducing Rotor Tip-Clearance Induced Noise in Turbofan Engines. *7th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit*. doi : 10.2514/6.2001-2148.
- Kirchhoff, G. (1868). Ueber den Einfluss der Wärmeleitung in einem Gase auf die Schallbewegung. *Annalen der Physik und Chemie*, 210(6), 177–193. doi : 10.1002/andp.18682100602.
- Konak, A., Coit, D. W. & Smith, A. E. (2006). Multi-Objective Optimization Using Genetic Algorithms : A Tutorial. *Reliability Engineering & System Safety*, 91(9), 992–1007. doi : 10.1016/j.ress.2005.11.018.

- Koumanoudis, I. (2003). On the theory of acoustic pots in Greek Churches. *Proceedings of the National Conference "Acoustics 2002"*, pp. 219–228.
- Kraft, R., Yu, J., Kwan, H., Kraft, R., Yu, J. & Kwan, H. (1997). Acoustic Treatment Impedance Models for High Frequencies. *3rd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.1997-1653.
- Kreitzman, J. & Jones, M. G. (2024). *Toward Fully 3D-Printed Two Degree of Freedom Acoustic Liners*. Hampton, VA, USA. Repéré à <https://ntrs.nasa.gov>.
- Lafarge, D. (2009). The Equivalent Fluid Model. Dans Bruneau, M. & Potel, C. (Éds.), *Materials and Acoustics Handbook* (éd. 1, pp. 153–204). Wiley. doi : 10.1002/9780470611609.ch6.
- Lafarge, D., Lemarinier, P., Allard, J. F. & Tarnow, V. (1997). Dynamic Compressibility of Air in Porous Structures at Audible Frequencies. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 102(4), 1995–2006. doi : 10.1121/1.419690.
- Lafont, A., Vacher, M., Baumgartner, S., Fleury, V. & Rahier, G. (2024). Feasibility of an Acoustic Liner Applied to a Fenestron. *49th European Rotorcraft Forum (ERF)*.
- Lafont, V., Méry, F., Roncen, R., Simon, F. & Piot, E. (2020). Liner Impedance Education Under Shear Grazing Flow at a High Sound Pressure Level. *AIAA Journal*, 58(3), 1107–1117. doi : 10.2514/1.J058756.
- Lafont, V., Sebbane, D., Simon, F., Pautard, E., Caillet, J. & Pinacho, J.-P. Feasibility of an Acoustic Liner Applied to a Fenestron.
- Lafont, V., Méry, F. & Simon, F. (2022). Liner Multiphysics Coupling Between Grazing Flow, Thermal Gradients, and Sound Pressure Levels. *AIAA Journal*, 60(8), 4754–4763. doi : 10.2514/1.J061322.
- Laly, Z. (2018a). *Développement, validation expérimentale et optimisation des traitements acoustiques des nacelles de turboréacteurs sous hauts niveaux acoustiques*. (Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec, Canada). Repéré à Thèse de doctorat en génie mécanique, dirigée par N. Atalla.
- Laly, Z. (2018b). *Développement, validation expérimentale et optimisation des traitements acoustiques des nacelles de turboréacteurs sous hauts niveaux acoustiques*. (Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke). Repéré à Disponible sur ResearchGate.
- Laly, Z. (2018c). *Développement, validation expérimentale et optimisation des traitements acoustiques des nacelles de turboréacteurs sous hauts niveaux acoustiques*. (Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke). Repéré à Thèse disponible sur ResearchGate.

- Laly, Z., Atalla, N. & Meslioui, S.-A. (2018a). Acoustical Modeling of Micro-Perforated Panel at High Sound Pressure Levels Using Equivalent Fluid Approach. *Journal of Sound and Vibration*, 427, 134–158. doi : v.
- Laly, Z., Atalla, N., Meslioui, S.-A. & El Bikri, K. (2018b). Modeling of Acoustic Lined Duct with and without Grazing Air Flow by an Analytical Method. *Noise Control Engineering Journal*, 66(4), 340–352. doi : 10.3397/1/376629.
- Laly, Z., Feng, X. & Atalla, N. (2023). An Experimental Transfer Matrix Method to Characterize Acoustic Materials at High Sound Pressure Levels in Airflow Environment. *Applied Acoustics*, 206, 109311. doi : 10.1016/j.apacoust.2023.109311.
- Lan, J. H. (2001). Turbofan Duct Propagation Model.
- Leclaire, P., Umnova, O., Dupont, T. & Panneton, R. (2015). Acoustical Properties of Air-Saturated Porous Material with Periodically Distributed Dead-End Pores. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 137(4), 1772–1782. doi : 10.1121/1.4916712.
- Léon, O., Méry, F., Piot, E. & Conte, C. (2019). Near-Wall Aerodynamic Response of an Acoustic Liner to Harmonic Excitation with Grazing Flow. *Experiments in Fluids*, 60(9), 144. doi : 10.1007/s00348-019-2791-5.
- Li, J. & Chan, C. T. (2004). Double-Negative Acoustic Metamaterial. *Physical Review E*, 70(5), 055602. doi : 10.1103/PhysRevE.70.055602.
- Li, S., Xia, J., Yu, X., Zhang, X. & Cheng, L. (2023). A Sonic Black Hole Structure with Perforated Boundary for Slow Wave Generation. *Journal of Sound and Vibration*, 559, 117781. doi : 10.1016/j.jsv.2023.117781.
- Liu, F., Phipps, A., Horowitz, S., Cattafesta, L., Nishida, T. & Sheplak, M. (2009a). Acoustic Energy Harvesting Using an Electromechanical Helmholtz Resonator. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 125(4\_Supplement), 2596–2596. doi : 10.1121/1.4783879.
- Liu, F., Phipps, A., Horowitz, S., Cattafesta, L., Nishida, T. & Sheplak, M. (2009b). Acoustic Energy Harvesting Using an Electromechanical Helmholtz Resonator. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 125(4\_Supplement), 2596–2596. doi : 10.1121/1.4783879.
- Liu, X., Liu, M. & Xin, F. (2023). Sound Absorption of a Perforated Panel Backed with Perforated Porous Material : Energy Dissipation of Helmholtz Resonator Cavity. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 185, 109762. doi : 10.1016/j.ymsp.2022.109762.
- Lopez, M. Thèse Maël.

- Lopez, M., Dupont, T. & Panneton, R. (2023). A Mass-Spring Analogy for Modeling the Acoustic Behaviour of a Metamaterial. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, 265(1), 6295–6301. doi : 10.3397/IN\_2022\_0935.
- Lopez, M. (2024). *Réponse acoustique non-linéaire de métamatériaux compacts soumis à des niveaux d'excitation sonore élevés : modélisation par une approche masse-ressort*. (Thèse de doctorat, École de technologie supérieure, Université du Québec, Montréal, Canada). Repéré à Thèse de doctorat en génie, présentée le 16 octobre 2024.
- Lucas Medeiros Pereira, Lucas A. Bonomo, Nicolas T. Quintino, Andrey R. da Silva, Júlio A. Cordioli & Francesco Avallone. (2023). Validation of High-Fidelity Numerical Simulations of Acoustic Liners Under Grazing Flow. doi : 10.2514/6.2023-3503.
- Maa, D.-Y. (1998). Potential of Microperforated Panel Absorber. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 104(5), 2861–2866. doi : 10.1121/1.423870.
- Magnani, A., Marescotti, C. & Pompoli, F. (2022). Acoustic Absorption Modeling of Single and Multiple Coiled-up Resonators. *Applied Acoustics*, 186, 108504. doi : 10.1016/j.apacoust.2021.108504.
- Mahesh, K. & Mini, R. S. (2021). Investigation on the Acoustic Performance of Multiple Helmholtz Resonator Configurations. *Acoustics Australia*, 49(2), 355–369. doi : 10.1007/s40857-021-00231-8.
- Marescotti, C. & Pompoli, F. (2024). Geometric Optimisation of a Multiple Coiled-up Resonator for Broadband and Octave Band Acoustic Absorption. *Applied Acoustics*, 221, 110000. doi : 10.1016/j.apacoust.2024.110000.
- Marinova, M. M., Jones, M. G. & Schiller, N. H. (2020). Evaluation of Packing\_3D Code for Design of Variable-Depth, Bent-Chamber Acoustic Liners.
- Masson, M. C., Laville, M. F., Soulaïmani, M. A. & Morency, M. F. CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ PAR UN JURY COMPOSÉ DE :
- Matthew B. Galles, Matthew B. Galles, Michael G. Jones, Michael G. Jones, Douglas M. Nark & Douglas M. Nark. (2022). An Initial Assessment of Variable Depth Liner Optimization for Ducted Proprotor Applications. *Advanced Courses*. doi : 10.2514/6.2022-2821.
- Maury, C., Gardonio, P. & Elliott, S. (2002). A WAVENUMBER APPROACH TO MODELLING THE RESPONSE OF A RANDOMLY EXCITED PANEL, PART I : GENERAL THEORY. *Journal of Sound and Vibration*, 252(1), 83–113. doi : 10.1006/jsvi.2001.4028.

- Mbailassem, F., Redon, E., Leclere, Q. & Gourdon, E. (2015). Prédiction de la dissipation acoustique dans les cavités faiblement amorties par le modèle de Helmholtz.
- McIntosh, J. D. & Lambert, R. F. (1990). Nonlinear Wave Propagation through Rigid Porous Materials. I : Nonlinear Parametrization and Numerical Solutions. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 88(4), 1939–1949. doi : 10.1121/1.400217.
- Mei, J., Ma, G., Yang, M., Yang, Z., Wen, W. & Sheng, P. (2012). Dark Acoustic Metamaterials as Super Absorbers for Low-Frequency Sound. *Nature Communications*, 3(1), 756. doi : 10.1038/ncomms1758.
- Melling, T. (1973). The Acoustic Impedance of Perforates at Medium and High Sound Pressure Levels. *Journal of Sound and Vibration*, 29(1), 1–65. doi : 10.1016/S0022-460X(73)80125-7.
- Meng, Y., Xin, B., Jing, X., Sun, X., Boden, H. & Åbom, M. (2019). Semi-Empirical Impedance Model of Perforated Plate under Grazing Flow. *25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2019-2723.
- Mi, Y., Zhai, W., Cheng, L., Xi, C. & Yu, X. (2021). Wave Trapping by Acoustic Black Hole : Simultaneous Reduction of Sound Reflection and Transmission. *Applied Physics Letters*, 118(11), 114101. doi : 10.1063/5.0042514.
- Mikhail, M. N. & El-Tantawy, M. R. (1994). The Acoustic Boundary Layers : A Detailed Analysis. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, 51(1), 15–36. doi : 10.1016/0377-0427(94)90091-4.
- Miki, D. Olivier DAZEL & Alan GESLAIN.
- Mironov, M. A. & Pislyakov, V. V. (2002). One-Dimensional Acoustic Waves in Retarding Structures with Propagation Velocity Tending to Zero. *Acoustical Physics*, 48(3), 347–352. doi : 10.1134/1.1478121.
- Mohammadi, M., Ishak, M. R., Sultan, M. T. H. & Zainudin, E. S. (2025). A Comprehensive Review of Factors Influencing the Sound Absorption Properties of Micro-Perforated Panel Structures. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 13(5), 319. doi : 10.1007/s42417-025-01849-y.
- Morfeý, C. L., Powles, C. J. & Wright, M. C. M. (2011). Green's Functions in Computational Aeroacoustics. *International Journal of Aeroacoustics*, 10(2-3), 117–159. doi : 10.1260/1475-472X.10.2-3.117.

- Morris, S. C. (2011). Shear-Layer Instabilities : Particle Image Velocimetry Measurements and Implications for Acoustics. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 43(1), 529–550. doi : 10.1146/annurev-fluid-122109-160742.
- Morse, P. M. & Ingard, K. U. (1968). *Theoretical Acoustics*. New York : McGraw-Hill.
- Motsinger, R. (1991). Design and Performance of Duct Acoustic Treatment.
- Munjal, M. L. (1987). *Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design*. New York : John Wiley & Sons.
- Murray, P. & Astley, R. J. (2012). Development of a Single Degree of Freedom Perforate Impedance Model under Grazing Flow and High SPL. *18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2012-2294.
- Myers, M. (1980). On the Acoustic Boundary Condition in the Presence of Flow. *Journal of Sound and Vibration*, 71(3), 429–434. doi : 10.1016/0022-460X(80)90424-1.
- Nark, D., Farassat, F., Pope, D. S. & Vatsa, V. (2003). The Development of the Ducted Fan Noise Propagation and Radiation Code CDUCT-LaRC. *9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit*. doi : 10.2514/6.2003-3242.
- Nark, D. M. & Jones, M. G. (2016). Further Development and Assessment of a Broadband Liner Optimization Process. *22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2016-2784.
- Nark, D. M. & Jones, M. G. (2019). Design of an Advanced Inlet Liner for the Quiet Technology Demonstrator 3. *25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2019-2764.
- Nark, D. M. & Jones, M. G. (2021). An Acoustic Liner Design Methodology Based on a Statistical Source Model. *International Journal of Aeroacoustics*, 20(5-7), 441–457. doi : 10.1177/1475472X211023874.
- Naz, P. & Parmentier, G. (1990). PROPAGATION DU BRUIT DES HÉLICOPTÈRES DANS LES BASSES COUCHES DE L'ATMOSPHÈRE. *Le Journal de Physique Colloques*, 51(C2), C2-1165-C2-1168. doi : 10.1051/jphyscol:19902273.
- Nicolas, J. & Maël, L. Développement d'un code de simulation acoustique et d'optimisation de silencieux réactifs pour cheminées industrielles.
- Okuzono, T., Nitta, T. & Sakagami, K. (2019). Note on Microperforated Panel Model Using Equivalent-Fluid-Based Absorption Elements. *Acoustical Science and Technology*, 40(3), 221–224. doi : 10.1250/ast.40.221.

- Olver, F. W. J. & Maximon, L. C. [§10.4 (Hankel), §10.7 (Limiting forms), §10.8 (Power series)]. NIST Digital Library of Mathematical Functions, Chapter 10 : Bessel and Hankel Functions. Repéré à <https://dlmf.nist.gov/10>.
- Omprakash Verma & Ishan Indurkar. (2021). A Brief Exploration of Helicopter Noise Reduction. doi : 10.13140/RG.2.2.19628.39044.
- Oraib Al-Ketan, Al-Ketan, O. & Abu Al-Rub, R. K. (2019). Multifunctional Mechanical Metamaterials Based on Triply Periodic Minimal Surface Lattices. *Advanced Engineering Materials*, 21(10), 1900524. doi : 10.1002/adem.201900524.
- Organization, W. H. (2011). *Burden of disease from environmental noise : Quantification of healthy life years lost in Europe*. Copenhagen, Denmark. Repéré à <https://www.who.int/publications/i/item/9789289002295>.
- Palani, S., Murray, P., McAlpine, A. & Richter, C. (2021). Optimisation of Slanted Septum Core and Multiple Folded Cavity Acoustic Liners for Aero-Engines. *AIAA AVIATION 2021 FORUM*. doi : 10.2514/6.2021-2172.
- Palleja-Cabre, S., Tester, B. J., Astley, R. J. & Bozak, R. (2019). Modelling of Over-The-Rotor Acoustic Treatments for Improved Noise Suppression in Turbofan Engines. *25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2019-2580.
- Palma, G., Mao, H., Burghignoli, L., Göransson, P. & Iemma, U. (2018). Acoustic Metamaterials in Aeronautics. *Applied Sciences*, 8(6), 971. doi : 10.3390/app8060971.
- Panneton, R. (2007). Comments on the Limp Frame Equivalent Fluid Model for Porous Media. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 122(6), EL217-EL222. doi : 10.1121/1.2800895.
- Park, S.-H. (2013). A Design Method of Micro-Perforated Panel Absorber at High Sound Pressure Environment in Launcher Fairings. *Journal of Sound and Vibration*, 332(3), 521–535. doi : 10.1016/j.jsv.2012.09.015.
- Parrott, T. L. & Jones, M. G. (1995). Parallel-Element Liner Impedances for Improved Absorption of Broadband Sound in Ducts. *Noise Control Engineering Journal*, 43(6), 183. doi : 10.3397/1.2828379.
- Pascal, L., Piot, E. & Casalis, G. (2013). Discontinuous Galerkin Method for the Computation of Acoustic Modes in Lined Flow Ducts with Rigid Splices. *Journal of Sound and Vibration*, 332(13), 3270–3288. doi : 10.1016/j.jsv.2013.01.021.

- Pedergnana, T., Bourquard, C., Faure-Beaulieu, A. & Noiray, N. (2021). Modeling the Nonlinear Aeroacoustic Response of a Harmonically Forced Side Branch Aperture under Turbulent Grazing Flow. *Physical Review Fluids*, 6(2), 023903. doi : 10.1103/PhysRevFluids.6.023903.
- Pelat, A. ENSIM, École Nationale Supérieure d'Ingénieurs du Mans Spécialité VAC, Vibrations-Acoustique-Capteurs Université du Maine, Le Mans, France Année 2019/2020.
- Pelat, A., Gautier, F., Conlon, S. C. & Semperlotti, F. (2020). The Acoustic Black Hole : A Review of Theory and Applications. *Journal of Sound and Vibration*, 476, 115316. doi : 10.1016/j.jsv.2020.115316.
- Peng, C., Zhao, X. & Liu, G. (2015). Noise in the Sea and Its Impacts on Marine Organisms. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 12, 12304–12323. doi : 10.3390/ijerph121012304. Revue des impacts du bruit sous-marin sur les organismes marins : communication, reproduction et physiologie.
- Peng, F. (2018). Sound Absorption of a Porous Material with a Perforated Facing at High Sound Pressure Levels. *Journal of Sound and Vibration*, 425, 1–20. doi : 10.1016/j.jsv.2018.03.028.
- Pereira, L. M., Bonomo, L. A., Quintino, N. T., da Silva, A. R., Cordioli, J. A. & Avallone, F. (2023). Validation of High-Fidelity Numerical Simulations of Acoustic Liners Under Grazing Flow. *AIAA Aviation 2023 Forum*. doi : 10.2514/6.2023-3503.
- Pierce, A. D. (1981). *Acoustics : An Introduction to Its Physical Principles and Applications*. New York : McGraw-Hill.
- Pinelli, L., Marconcini, M., Arnone, A., Bacci, D. et al. (2024). High Fidelity Modeling of Acoustic Liners For Aeronautical Applications. *Proceedings of the 34th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences*, pp. 0–0.
- Pongratz, R. & Redmann, D. ACOUSTIC LINER DESIGN FOR FENESTRON® NOISE REDUCTION.
- Prasetyo, I., Sihar, I. & Sudarsono, A. S. (2021). Realization of a Thin and Broadband Microperforated Panel (MPP) Sound Absorber. *Applied Acoustics*, 183, 108295. doi : 10.1016/j.apacoust.2021.108295.
- Primus, J., Piot, E. & Simon, F. (2013). An Adjoint-Based Method for Liner Impedance Education : Validation and Numerical Investigation. *Journal of Sound and Vibration*, 332(1), 58–75. doi : 10.1016/j.jsv.2012.07.051.

- Qi Zhang, Zhang, Q., Daniel J. Bodony & Bodony, D. J. (2012). Numerical Investigation and Modelling of Acoustically Excited Flow through a Circular Orifice Backed by a Hexagonal Cavity. *Journal of Fluid Mechanics*, 693, 367–401. doi : 10.1017/jfm.2011.537.
- Rastegar, N., Cicco, D. D., Vidal, D. & Ross, A. ACOUSTIC METAMATERIALS FOR LOW-FREQUENCY NOISE REDUCTION : A REVIEW.
- Raymond, F. P. X. H. R. E. T. O. *Modélisation numérique tridimensionnelle par éléments finis des milieux poroélastiques : application au problème couplé élasto-poro-acoustique*. (Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Canada).
- Redmann, D., Pongratz, R. & Zillmann, J. (2013). Aeroacoustic Liner Applications of the Broadband Special Acoustic Absorber Concept. *19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2013-2176.
- Rendon, J., Jaiswal, P., Sanjose, M., Pasco, Y. & Moreau, S. Aeroacoustic Investigation of a Ducted Tail Rotor Using the Lattice-Boltzmann Method.
- Rice, E. J. (1971). *A Model for the Acoustic Impedance of a Perforated Plate with Multiple Frequency Excitation* (Rapport n°TM X-67950).
- Rindel, J. H. (2013). Acoustics in Ancient Theatres : The Use of Sounding Vases (Echeia). *Acta Acustica united with Acustica*, 99(1), 21–29. doi : 10.3813/AAA.918585.
- Roche, J. M. (2011). *Simulation numérique de l'absorption acoustique de matériaux résonants en présence d'écoulement*. (Thèse de doctorat, Université du Maine, Le Mans, France).
- Roche, J.-M. Simulation numérique de l'absorption acoustique de matériaux résonants en présence d'écoulement.
- Roncen, R., Piot, E., Méry, F., Simon, F., Jones, M. G. & Nark, D. M. (2020). Wavenumber-Based Impedance Eduction with a Shear Grazing Flow. *AIAA Journal*, 58(7), 3040–3050. doi : 10.2514/1.J059100.
- Roncen, R., Piot, E., Mery, F., Simon, F., Jones, M. G. & Nark, D. M. (2019). Influence of Source Propagation Direction and Shear Flow Profile in Impedance Eduction of Acoustic Liners. *25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2019-2469.
- Roncen, R., Vuillemin, P., Klotz, P., Simon, F., Méry, F., Sebbane, D. & Piot, E. (2021). Design and Optimization of Acoustic Liners with a Shear Grazing Flow : OPAL Software Applications.

- Ronneberger, D. & Ahrens, C. D. (1977). Wall Shear Stress Caused by Small Amplitude Perturbations of Turbulent Boundary-Layer Flow : An Experimental Investigation. *Journal of Fluid Mechanics*, 83(3), 433–464. doi : 10.1017/S0022112077001281.
- Ruiz, H., Cobo, P. & Jacobsen, F. (2011). Optimization of multiple-layer microperforated panels by means of coupled acoustic models. *Applied Acoustics*, 72(11), 823–832. doi : 10.1016/j.apacoust.2011.05.008.
- Ruiz, H., Cobo, P., Dupont, T., Martin, B. & Leclaire, P. (2012). Acoustic properties of plates with unevenly distributed macro perforations backed by woven meshes. *Center for Applied Acoustics and Non Destructive Testing (CAEND), CSIC-UPM. Département de Recherche en Ingénierie des Véhicules pour l’Environnement, ISAT, Université de Bourgogne.*
- Rutherford, D. (2025). *The International Civil Aviation Organization’s CAEP/13 Aircraft Noise Standards*. Washington, DC. Repéré à <https://www.theicct.org/publication/the-international-civil-aviation-organizations-caep-13-aircraft-noise-standards-may25>.
- Salissou, Y., Panneton, R. & Doutres, O. (2012). Complement to Standard Method for Measuring Normal Incidence Sound Transmission Loss with Three Microphones. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 131(3), EL216-EL222. doi : 10.1121/1.3681016.
- Schiller, N. H., Jones, M. G., Howerton, B. M. & Nark, D. M. (2019). Initial Developments of a Low-Drag, Variable-Depth Acoustic Liner. *25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2019-2749.
- Schmid, J. D., Bauerschmidt, P., Gurbuz, C., Eser, M. & Marburg, S. (2024). Physics-Informed Neural Networks for Acoustic Boundary Admittance Estimation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 215, 111405. doi : 10.1016/j.ymssp.2024.111405.
- Schmitz, F. H. (1991). Rotor Noise. Dans Hubbard, H. H. (Éd.), *Aeroacoustics of Flight Vehicles : Theory and Practice, Vol. 1 — Noise Sources* (pp. 65–147). Washington, D.C. : NASA Langley Research Center. Repéré à <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19920001380.pdf>.
- Schneider, S., Heger, R. & Konstanzer, P. BLUECOPTER™ DEMONSTRATOR : THE STATE-OF-THE-ART IN LOW NOISE DESIGN.
- Science, P. [Bell EDAT demonstrator élu “Best of What’s New in Aerospace” 2020]. (2020). The most daring aerospace innovations of 2020 : The EDAT demonstrator by Bell. Repéré à <https://www.popsoci.com/story/technology/best-aerospace-innovations-2020/>.

- Sethi, H., Pan, D., Dimitrov, P., Shragge, J., Roth, G. & Hester, K. (2023). Hard Enforcement of Physics-Informed Neural Network Solutions of Acoustic Wave Propagation. *Computational Geosciences*, 27(5), 737–751. doi : 10.1007/s10596-023-10232-3.
- Simon, F. & Sebbane, D. (2022). Faisabilité d'un revêtement acoustique furtif basé sur l'impédance : application aéronautique.
- Simon, F., Roncen, R., Vuillemin, P., Klotz, P., Méry, F. & Piot, E. (2021). Design and Optimization of Acoustic Liners with a Shear Grazing Flow : OPAL Software Platform Description. *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings*, 263(6), 508–518. doi : 10.3397/IN-2021-1496.
- Stephens, D. B. & Morris, S. C. (2009). Sound Generation by a Rotor Interacting with a Casing Turbulent Boundary Layer. *AIAA Journal*, 47(11), 2698–2708. doi : 10.2514/1.43271.
- Stephens, D. & Morris, S. (2008). A Method for Quantifying the Acoustic Transfer Function of a Ducted Rotor. *Journal of Sound and Vibration*, 313(1-2), 97–112. doi : 10.1016/j.jsv.2007.11.054.
- Stewart, G. W. (1967). A Modification of Davidon's Minimization Method to Accept Difference Approximations of Derivatives. *Journal of the ACM*, 14(1), 72–83. doi : 10.1145/321371.321377.
- Stinson, M. R. (1991). The Propagation of Plane Sound Waves in Narrow and Wide Circular Tubes, and Generalization to Uniform Tubes of Arbitrary Cross-Sectional Shape. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 89(2), 550–558. doi : 10.1121/1.400379.
- Stinson, M. R. & Champoux, Y. (1992). Propagation of Sound and the Assignment of Shape Factors in Model Porous Materials Having Simple Pore Geometries. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 91(2), 685–695. doi : 10.1121/1.402530.
- Su, Z., Zhu, Y., Gao, S., Luo, H. & Zhang, H. (2022). High-Efficient and Broadband Acoustic Insulation in a Ventilated Channel With Acoustic Metamaterials. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 8, 857788. doi : 10.3389/fmech.2022.857788.
- Suárez, M. (Éd.). (2009). *Fictions in Science : Philosophical Essays on Modeling and Idealization*. New York : Routledge.
- Sugimoto, R., Murray, P. & Astley, R. J. (2012). Folded Cavity Liners for Turbofan Engine Intakes. *18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2012-2291.

- Sutliff, D. & Jones, M. (2008). Foam-Metal Liner Attenuation of Low-Speed Fan Noise. *14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (29th AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2008-2897.
- Taktak, M., Ville, J. M., Haddar, M., Gabard, G. & Foucart, F. (2010). An Indirect Method for the Characterization of Locally Reacting Liners. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 127(6), 3548–3559. doi : 10.1121/1.3365250.
- Tang, Y., Ren, S., Meng, H., Xin, F., Huang, L., Chen, T., Zhang, C. & Lu, T. J. (2017). Hybrid Acoustic Metamaterial as Super Absorber for Broadband Low-Frequency Sound. *Scientific Reports*, 7(1), 43340. doi : 10.1038/srep43340.
- Tayong, R., Dupont, T. & Leclaire, P. (2010). On the Variations of Acoustic Absorption Peak with Particle Velocity in Micro-Perforated Panels at High Level of Excitation. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 127(5), 2875–2882. doi : 10.1121/1.3372714.
- Tayong, R., Dupont, T. & Leclaire, P. (2011). Experimental Investigation of Holes Interaction Effect on the Sound Absorption Coefficient of Micro-Perforated Panels under High and Medium Sound Levels. *Applied Acoustics*, 72(10), 777–784. doi : 10.1016/j.apacoust.2011.04.011.
- Tayong, R. B., Dupont, T. & Leclaire, P. (2013). Sound Absorption of a Micro-Perforated Plate Backed by a Porous Material under High Sound Excitation : Measurement and Prediction. *International Journal of Engineering & Technology*, 2(4), 281. doi : 10.14419/ijet.v2i4.1421.
- Tijdeman, H. (1975). On the Propagation of Sound Waves in Cylindrical Tubes. *Journal of Sound and Vibration*, 39(1), 1–33. doi : 10.1016/S0022-460X(75)80206-9.
- Tomko, J. R., Stephens, D. B., Economon, T. & Morris, S. C. (2019). Experiments and Analysis of the Internal Wall Pressure of a Ducted Rotor. *Journal of Sound and Vibration*, 451, 84–98. doi : 10.1016/j.jsv.2018.12.026.
- Umnova, O., Attenborough, K., Standley, E. & Cummings, A. (2003). Behavior of Rigid-Porous Layers at High Levels of Continuous Acoustic Excitation : Theory and Experiment. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 114(3), 1346–1356. doi : 10.1121/1.1603236.
- Umnova, O., Brooke, D., Leclaire, P. & Dupont, T. (2023). Multiple Resonances in Lossy Acoustic Black Holes - Theory and Experiment. *Journal of Sound and Vibration*, 543, 117377. doi : 10.1016/j.jsv.2022.117377.

- Verdière, K., Panneton, R., Elkoun, S., Dupont, T. & Leclaire, P. (2013). Transfer Matrix Method Applied to the Parallel Assembly of Sound Absorbing Materials. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 134(6), 4648–4658. doi : 10.1121/1.4824839.
- Verdière, K., Panneton, R., Elkoun, S., Dupont, T. & Leclaire, P. (2014). Comparison between Parallel Transfer Matrix Method and Admittance Sum Method. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 136(2), EL90-EL95. doi : 10.1121/1.4885481.
- Villamil, H. R. (2012). *Acoustic Properties of Microperforated Panels and their Optimization by Simulated Annealing*. (Doctoral Thesis, Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Madrid, Spain).
- von Helmholtz, H. (1863). *Die Lehre von den Tonempfindungen als physiologische Grundlage für die Theorie der Musik*. Braunschweig : Vieweg.
- Wang, B., Zhang, W., Wang, F., Zhao, Q., Cao, C. & Gao, Y. (2023a). Experimental Investigation on Aerodynamic and Noise Characteristics of Fenestron. *Chinese Journal of Aeronautics*, 36(12), 88–101. doi : 10.1016/j.cja.2023.08.005.
- Wang, B., Zhang, W., Wang, F., Zhao, Q., Cao, C. & Gao, Y. (2023b). Experimental Investigation on Aerodynamic and Noise Characteristics of Fenestron. *Chinese Journal of Aeronautics*, 36(12), 88–101. doi : 10.1016/j.cja.2023.08.005.
- Wang, J., Rubini, P. & Qin, Q. (2021). A Porous Media Model for the Numerical Simulation of Acoustic Attenuation by Perforated Liners in the Presence of Grazing Flows. *Applied Sciences*, 11(10), 4677. doi : 10.3390/app11104677.
- Wang, X. & Sun, X. (2011). A New Segmentation Approach for Sound Propagation in Non-Uniform Lined Ducts with Mean Flow. *Journal of Sound and Vibration*, 330(10), 2369–2387. doi : 10.1016/j.jsv.2010.11.022.
- Wang, X. & Mak, C.-M. (2012). Wave Propagation in a Duct with a Periodic Helmholtz Resonators Array. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 131(2), 1172–1182. doi : 10.1121/1.3672692.
- Watson, W. & Jones, M. (2006). Comparison of a Convected Helmholtz and Euler Model for Impedance Eduction in Flow. *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (27th AIAA Aeroacoustics Conference)*. doi : 10.2514/6.2006-2643.
- Watson, W. R. & Jones, M. G. (2013). A Comparative Study of Four Impedance Eduction Methodologies Using Several Test Liners. *19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2013-2274.

- Webster, A. G. (1919). Acoustical Impedance, and the Theory of Horns and of the Phonograph. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 5(7), 275–282. doi : 10.1073/pnas.5.7.275.
- Weisberg, M. Robustness Analysis.
- Wen, H., Wu, C., Wu, T. & Guo, J. (2024). Acoustic Impedance Extraction Method and Acoustic Characteristics Analysis of Perforated Plates under Grazing Flow. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 43(1), 289–304. doi : 10.1177/14613484231186694.
- Wilson, D. K., McIntosh, J. D. & Lambert, R. F. (1988). Forchheimer-type nonlinearities for high-intensity propagation of pure tones in air-saturated porous media. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 84(1), 350–359.
- Winkler, J., Mendoza, J. M., Reimann, C. A., Homma, K. & Alonso, J. S. (2021). High Fidelity Modeling Tools for Engine Liner Design and Screening of Advanced Concepts. *International Journal of Aeroacoustics*, 20(5-7), 530–560. doi : 10.1177/1475472X211023884.
- Wong, J., Nesbitt, E., Jones, M. G. & Nark, D. M. (2019). Flight Test Methodology for NASA Advanced Inlet Liner on 737MAX-7 Test Bed (Quiet Technology Demonstrator 3). *25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*. doi : 10.2514/6.2019-2763.
- Wu, F., Ju, Z., Geng, Z., Zhao, J., Hu, M., She, G., Pu, H., Luo, J. & Xiang, P. (2022). Low Frequency and Broadband Sound Attenuation by Meta-Liner under Grazing Flow and High Sound Intensity. *AIP Advances*, 12(8), 085109. doi : 10.1063/5.0102198.
- Wu, L., Xue, J., Tian, X., Liu, T. & Li, D. (2023). 3D-printed Metamaterials with Versatile Functionalities. *Chinese Journal of Mechanical Engineering : Additive Manufacturing Frontiers*, 2, 100091. doi : 10.1016/j.cjmeam.2023.100091. Open access under Creative Commons license.
- Xiang, L., Wang, G., Luo, G., Shen, J., Deng, Z. & Wen, S. (2024). Optimization of Hybrid Microperforated Panel and Nonuniform Space-Coiling Channels for Broadband Low-Frequency Acoustic Absorption. *Applied Acoustics*, 216, 109763. doi : 10.1016/j.apacoust.2023.109763.
- Xie, Y., Wang, W., Chen, H., Konneker, A., Popa, B.-I. & Cummer, S. A. (2014). Wavefront Modulation and Subwavelength Diffractive Acoustics with an Acoustic Metasurface. *Nature Communications*, 5(1), 5553. doi : 10.1038/ncomms6553.

- Xu, M., Selamat, A. & Kim, H. (2010). Dual Helmholtz Resonator. *Applied Acoustics*, 71(9), 822–829. doi : 10.1016/j.apacoust.2010.04.007.
- XuQiang, MA. & ZhengTao, SU. (2020). Development of Acoustic Liner in Aero Engine : A Review.
- Yahya, M. N., Che Din, N., Desmond Daniel, C. V. S., Haron, Z., Yahya, K. & Mohd Junaid, T. (2024). The Sound Absorption Properties of a Double-Leaf Micro Perforated Panel (DL-MPP) Made from a Double-Layered Polypropylene Material. *Journal of Physics : Conference Series*, 2721(1), 012004. doi : 10.1088/1742-6596/2721/1/012004.
- Yang, J., Humbert, T., Golliard, J. & Gabard, G. (2024). Shear Flow Effects in a 2D Duct : Influence on Wave Propagation and Direct Impedance Eduction. *Journal of Sound and Vibration*, 118296. doi : 10.1016/j.jsv.2024.118296.
- Yang, Z., Wen, J., Zhao, H., Shen, H. & Zhang, H. (2019). Optimal design and experimental validation of sound absorption of multilayer microperforated panels. *Applied Acoustics*, 146, 256–264. doi : 10.1016/j.apacoust.2018.11.026.
- You, J. H., Breitsamter, C. & Heger, R. (2016). Numerical Investigations of Fenestron™ Noise Characteristics Using a Hybrid Method. *CEAS Aeronautical Journal*, 7(2), 185–207. doi : 10.1007/s13272-015-0180-1.
- Zakinthinos, T. & Skarlatos, D. (2007). The effect of ceramic vases on the acoustics of old Greek orthodox churches. *Applied Acoustics*, 68(12), 1307–1322. doi : 10.1016/j.apacoust.2006.07.015. Includes a historical discussion referencing Aristotle and Vitruvius on early resonator use.
- Zhang, H., Liu, J., Ma, W., Yang, H., Wang, Y., Yang, H., Zhao, H., Yu, D. & Wen, J. (2023). Learning to Inversely Design Acoustic Metamaterials for Enhanced Performance. *Acta Mechanica Sinica*, 39(7), 722426. doi : 10.1007/s10409-023-22426-x.
- Zhang, Q. & Bodony, D. J. (2011). Numerical Simulation of Two-Dimensional Acoustic Liners with High-Speed Grazing Flow. *AIAA Journal*, 49(2), 365–382. doi : 10.2514/1.J050597.
- Zhang, Q. & Bodony, D. J. (2016). Numerical Investigation of a Honeycomb Liner Grazed by Laminar and Turbulent Boundary Layers. *Journal of Fluid Mechanics*, 792, 936–980. doi : 10.1017/jfm.2016.79.
- Zhang, X. & Cheng, L. (2019). Acoustic Impedance of Micro-Perforated Panels in a Grazing Flow. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 145(4), 2461–2469. doi : 10.1121/1.5098785.

- Zhang, X. & Cheng, L. (2021). Broadband and Low Frequency Sound Absorption by Sonic Black Holes with Micro-perforated Boundaries. *Journal of Sound and Vibration*, 512, 116401. doi : 10.1016/j.jsv.2021.116401.
- Zheng, M., Chen, C. & Li, X. (2023). The Influence of the Grazing Flow and Sound Incidence Direction on the Acoustic Characteristics of Double Helmholtz Resonators. *Applied Acoustics*, 202, 109160. doi : 10.1016/j.apacoust.2022.109160.
- Zhong, T., Yang, C. & Åbom, M. (2023). Tonal Noise Reduction of an Electric Ducted Fan Using Over-the-Rotor Acoustic Treatment. *Applied Acoustics*, 205, 109298. doi : 10.1016/j.apacoust.2023.109298.
- Zinn, B. T. A Theoretical Study of Nonlinear Damping by Helmholtz Resonators.
- Zlavog, G. & Eversman, W. (2007). Source Effects on Attenuation in Lined Ducts. Part II : Statistical Properties. *Journal of Sound and Vibration*, 307(1-2), 139–151. doi : 10.1016/j.jsv.2007.06.057.
- Zwikker. *Sound Absorbing Materials*.
- Zwikker, C. & Kosten, C. W. (1949). *Sound Absorbing Materials*. Amsterdam : Elsevier.