

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

CARACTÉRISATION EXPÉRIMENTALE
DE LA TRANSMISSION ACOUSTIQUE DE
STRUCTURES AÉRONAUTIQUES

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Vincent POINTEL

Jury : Nouredine ATALLA (directeur)
Raymond PANNETON (rapporteur)
Maxime BOLDUC
François CHARRON

Sherbrooke (Québec) Canada

Mai 2012

IV - 2229



Library and Archives
Canada

Published Heritage
Branch

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Direction du
Patrimoine de l'édition

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file Votre référence

ISBN: 978-0-494-90955-3

Our file Notre référence

ISBN: 978-0-494-90955-3

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.

Canada

RÉSUMÉ

Le confort des passagers à l'intérieur des avions pendant le vol est un axe en voie d'amélioration constante. L'augmentation de la proportion des matériaux composites dans la fabrication des structures aéronautiques amène de nouvelles problématiques à résoudre. Le faible amortissement de ces structures, en contre partie de leur poids/raideur faible, est non favorable sur le plan acoustique, ce qui oblige les concepteurs à devoir trouver des moyens d'amélioration. De plus, les mécanismes de transmission du son au travers d'un système double paroi de type aéronautique ne sont pas complètement compris, c'est la raison qui motive cette étude.

L'objectif principal de ce projet est de constituer une base de données pour le partenaire industriel de ce projet : Bombardier Aéronautique. En effet, les données expérimentales de performance d'isolation acoustique, de systèmes complets représentatifs d'un fuselage d'avion sont très rares dans la littérature scientifique. C'est pourquoi une méthodologie expérimentale est utilisée dans ce projet. Deux conceptions différentes de fuselage sont comparées. La première possède une peau (partie extérieure du fuselage) métallique raidie, alors que la deuxième est constituée d'un panneau sandwich composite. Dans les deux cas, un panneau de finition de fabrication sandwich est utilisé. Un traitement acoustique en laine de verre est placé à l'intérieur de chacun des fuselages. Des isolateurs vibratoires sont utilisés pour connecter les deux panneaux du fuselage. La simulation en laboratoire de la couche limite turbulente, qui est la source d'excitation prépondérante pendant la phase de vol, n'est pas encore possible hormis en soufflerie. C'est pourquoi deux cas d'excitation sont considérés pour essayer d'approcher cette sollicitation : une excitation mécanique (pot vibrant) et une acoustique (champ diffus). La validation et l'analyse des résultats sont effectuées par le biais des logiciels NOVA et VAONE, utilisés par le partenaire industriel de ce projet. Un des objectifs secondaires est de valider le modèle double paroi implémenté dans NOVA.

L'investigation de l'effet de compression local du traitement acoustique, sur la perte par transmission d'une simple paroi, montre que cette action n'a aucun effet bénéfique notable. D'autre part, il apparaît que la raideur des isolateurs vibratoires a un lien direct avec les performances d'isolation du système double paroi. Le système double paroi avec peau composite semble moins sensible à ce paramètre. Le modèle double paroi de NOVA donne de bons résultats concernant le système double paroi avec une peau métallique. Des écarts plus importants sont observés en moyennes et hautes fréquences dans le cas du système avec une peau composite. Cependant, la bonne tendance de la prédiction au vu de la complexité de la structure est plutôt prometteuse.

Mots-clés : Expérimental, avion, double paroi, panneaux composites, perte par transmission, transmission aérienne, transmission solidienne, isolateur vibratoire

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de recherche, monsieur Nouredine Atalla, qui m'a suivi durant ces deux années. Je le remercie pour le temps qu'il m'a accordé et les conseils avisés qu'il a pu me donner tout au long de ce projet. Je lui suis également reconnaissant pour avoir su me transmettre une partie de son savoir scientifique et de m'avoir permis de développer mes capacités d'analyse en vibro-acoustique.

Je remercie Bombardier Aéronautique de m'avoir permis de travailler sur une problématique d'actualité concrète qui a su pleinement me motiver. Je les remercie également pour leur soutien financier.

Je tiens à remercier Maxime Bolduc pour la patience dont il a fait preuve pour m'enseigner son savoir faire en termes de mesures expérimentales et de modélisation numérique. Je le remercie pour l'aide précieuse qu'il a pu m'apporter dans la conception et la fabrication de mes montages. Je le remercie également pour m'avoir transmis une partie de sa rigueur de travail ainsi que son sens critique d'analyse, ça a été un réel plaisir de travailler avec lui.

Je remercie Chantal Simard pour sa disponibilité lorsque j'ai eu besoin de matériel pour mes essais expérimentaux et pour sa bonne humeur.

Je remercie Patrick Lévesque d'avoir su confectionner des montages de qualité pour que je puisse réaliser mes mesures.

Je remercie aussi d'une manière générale l'ensemble des étudiants et des chercheurs du laboratoire du GAUS pour m'avoir si bien accueilli. J'adresse un remerciement particulier aux personnes que j'ai côtoyées régulièrement et avec qui j'ai pu discuter des difficultés que j'ai rencontrées dans mon projet comme Benoit Minard, Nabil Hadjaz, Sebastien Perrier, Olivier Robin, Olivier Doutres et Remy Oddo.

TABLE DES MATIÈRES

1	Introduction	1
1.1	Cadre de référence	1
1.2	Problématique	1
1.3	Objectifs	2
1.4	Méthodologie	4
1.5	Plan et contenu du document	7
2	État de l'art	9
2.1	Perte par transmission de structures aéronautiques	9
2.1.1	Structures simple paroi	9
2.1.2	Structures double paroi	13
2.1.3	Caractérisation des isolateurs vibratoires	15
2.2	Méthodes classiques de mesure des indicateurs vibroacoustiques	16
2.3	Modélisation des structures aéronautiques	28
3	Caractérisation des isolateurs vibratoires	31
3.1	Caractérisation sans précharge	32
3.2	Caractérisation avec précharge	39
3.3	Synthèse des résultats	41
4	Étude de la perte par transmission d'une structure double paroi avec peau métallique	43
4.1	Panneau métallique raidi nu	43
4.2	Panneau métallique raidi avec laine de verre	54
4.3	Investigation de l'effet de la compression du traitement acoustique	59
4.4	Panneau de finition sandwich composite	64
4.5	Double paroi peau métallique avec laine de verre	71
4.6	Double paroi peau métallique avec liens mécaniques	77
4.7	Synthèse des résultats	85
5	Optimisation du montage expérimental utilisé pour la mesure de perte par transmission d'une double paroi	87
5.1	Présentation du montage	87
5.2	Double paroi sans traitement acoustique	93
5.3	Double paroi avec traitement acoustique	99
5.4	Synthèse des résultats	104
6	Étude de la perte par transmission d'une structure double paroi avec peau composite	105
6.1	Sandwich composite nu	105
6.2	Sandwich composite avec laine de verre	113

6.3	Double paroi peau composite avec laine de verre	118
6.4	Double paroi peau composite avec liens mécaniques	124
6.5	Synthèse des résultats	132
7	Conclusion et perspectives	133
	LISTE DES RÉFÉRENCES	137

LISTE DES FIGURES

1.1	Chemins de propagation du son à travers un fuselage d'avion	3
1.2	Configurations étudiées	5
2.1	Fréquence critique d'une plaque d'aluminium de 2 mm	10
2.2	Mesure de perte par transmission : méthode de pression	17
2.3	Mesure de perte par transmission : méthode intensimétrique	18
2.4	Mesure du facteur de rayonnement	24
2.5	Mesure de l'AMCE	27
3.1	Exemple d'isolateur vibratoire	31
3.2	Montage expérimental utilisé pour la caractérisation des isolateurs	32
3.3	Vérification du bruit de fond	34
3.4	Raideur dynamique des isolateurs et cohérence de la mesure	34
3.5	Amortissement des isolateurs	36
3.6	Variation de l'amplitude d'excitation	37
3.7	Raideur dynamique du type d'isolateur F mesurée à accélération constante de 5 g	38
3.8	Contrôle de la précharge statique imposée à l'isolateur	39
3.9	Raideur dynamique d'un isolateur type F sous différentes précharges	40
4.1	Panneau raidi en aluminium	44
4.2	Section des raidisseurs	44
4.3	Panneau raidi vu de la salle réverbérante	45
4.4	Microphone tournant	46
4.5	Perte par transmission du panneau raidi nu	47
4.6	Rayonnement des raidisseurs d'un panneau raidi à 2500 Hz [Bolduc, 2007]	48
4.7	Modèles numériques de la perte par transmission du panneau raidi	49
4.8	AMCE du panneau raidi : localisation des points d'excitation	50
4.9	Résultats de la mesure d'AMCE du panneau raidi nu	51
4.10	Vitesse quadratique mesurée du panneau raidi	53
4.11	Amortissement du panneau raidi	53
4.12	Traitement acoustique mis en place sur la panneau raidi	55
4.13	Perte par transmission du panneau raidi avec traitement acoustique	55
4.14	Modèles numériques du panneau raidi avec traitement acoustique	57
4.15	AMCE du panneau raidi avec traitement acoustique	58
4.16	Comparaison de l'ABIL et du SBIL du traitement acoustique dans le cas du panneau raidi	58
4.17	Compression du traitement acoustique : montage 1	60
4.18	Laine de verre compressée placée entre les raidisseurs	61
4.19	Compression du traitement acoustique : montage 2	62
4.20	Montage vue de la salle réverbérante	62
4.21	Perte par transmission du système : compression 0%, 20% et 50%	63

4.22	Panneau de finition	64
4.23	Amortissement du panneau de finition	65
4.24	Montage du panneau de finition dans la fenêtre de transmission	66
4.25	Perte par transmission du panneau de finition	67
4.26	Perte par transmission du panneau de finition simulé par NOVA	68
4.27	Points excitation de la mesure d'AMCE du panneau de finition	68
4.28	AMCE du panneau de finition	69
4.29	Montage de la mesure de nombre d'onde du panneau de finition	70
4.30	Nombre d'onde du panneau de finition	71
4.31	Montage de la double paroi peau métallique avec traitement acoustique . .	72
4.32	Perte par transmission de la double paroi peau métallique avec traitement acoustique	73
4.33	Modèle NOVA de la double paroi peau métallique avec traitement acoustique	74
4.34	AMCE de la double paroi peau métallique avec traitement acoustique . . .	75
4.35	Comparaison de l'ABIL et du SBIL du traitement acoustique dans le cas de la double paroi peau métallique	76
4.36	Transmissibilité vibratoire de la double paroi peau métallique avec traite- ment acoustique	77
4.37	Installation des isolateurs : cas de la double paroi peau aluminium	78
4.38	Installation du panneau de finition : cas de la double paroi peau aluminium	78
4.39	Perte par transmission de la double paroi peau métallique en fonction du type d'isolateur	79
4.40	Prédictions NOVA de la perté par transmission de la double paroi peau aluminium en fonction des types d'isolateurs	81
4.41	AMCE de la double paroi peau aluminium en fonction du type d'isolateur	82
4.42	Comparaison de l'ABIL et du SBIL des 4 types d'isolateurs vibratoires dans la cas de la double paroi peau métallique	83
4.43	Transmissibilité vibratoire de la double paroi peau aluminium en fonction du type d'isolateur	84
5.1	Montage initial d'un système double paroi	88
5.2	Nouveau montage d'un système double paroi	89
5.3	Perte par transmission de la plaque 1 mm	90
5.4	Ajout d'un deuxième coffrage	91
5.5	Perte par transmission de la plaque 1 mm après évolution du montage . . .	91
5.6	Modification de la niche de mesure	92
5.7	Montage final d'un système double paroi	93
5.8	Microphones placés entre les deux panneaux	94
5.9	Amortissement de la cavité - Excitation acoustique	95
5.10	Mesure de l'amortissement avec excitation mécanique	95
5.11	Amortissement de la cavité - Excitation mécanique	96
5.12	Double paroi sans traitement acoustique	97
5.13	Modélisation SEA et hybride d'une double paroi sur VAONE	99
5.14	Double paroi avec 2 pouces de mousse mélaminé	100
5.15	Double paroi avec 3 pouces de laine de verre	101

5.16	Niveaux d'intensité et de pression acoustique	102
5.17	Double paroi avec 3 pouces de laine de verre	103
6.1	Panneau sandwich composite	106
6.2	Amortissement du panneau sandwich composite	106
6.3	Montage du panneau sandwich composite	107
6.4	Perte par transmission du panneau sandwich composite nu	108
6.5	Perte par transmission du panneau sandwich composite	109
6.6	Mesure du nombre d'onde du panneau sandwich composite	110
6.7	Nombre d'onde du panneau sandwich composite	111
6.8	Perte par transmission du panneau sandwich composite simulée par NOVA à partir des nombres d'onde mesurés et simulés	111
6.9	Points d'excitation utilisés pour la mesure expérimentale de l'AMCE du sandwich composite	112
6.10	AMCE du panneau sandwich composite nu	113
6.11	Panneau sandwich composite avec traitement acoustique	114
6.12	Perte par transmission du panneau sandwich composite avec traitement acoustique	115
6.13	Modèle NOVA de la perte par transmission du panneau sandwich composite avec traitement acoustique	116
6.14	AMCE panneau sandwich composite avec traitement	116
6.15	ABIL vs SBIL du traitement acoustique sur la double paroi peau composite	117
6.16	Butée du panneau de finition	118
6.17	Perte par transmission du double paroi avec traitement acoustique	119
6.18	Modèle NOVA du double paroi peau composite avec traitement acoustique	121
6.19	AMCE de la double paroi peau composite avec traitement acoustique	122
6.20	Comparaison de l'ABIL et du SBIL de la double paroi peau composite avec traitement acoustique	123
6.21	Transmissibilité vibratoire de la double paroi peau composite avec traite- ment acoustique	124
6.22	Installation des isolateurs : cas de la double paroi peau composite	125
6.23	Double paroi peau sandwich composite avec et sans panneau de finition . .	125
6.24	Perte par transmission de la double paroi peau composite en fonction du type d'isolateur	126
6.25	Modèle NOVA de la double paroi peau sandwich composite avec liens mé- caniques	127
6.26	AMCE de la double paroi peau composite en fonction du type d'isolateur .	129
6.27	ABIL VS SBIL de la double paroi pour les 4 types d'isolateurs vibratoires .	130
6.28	Transmissibilité de la double paroi peau composite en fonction du type d'isolateur	131

LISTE DES TABLEAUX

3.1	Caractéristiques des isolateurs vibratoires	32
4.1	Caractéristiques de la laine de verre	54
5.1	Caractéristiques de la mélamine	99
6.1	Caractéristiques de la laine de verre comprimée	120

CHAPITRE 1

Introduction

1.1 Cadre de référence

Cette maîtrise de type recherche est une partie intégrante des activités de recherche du Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke (GAUS). Le travail s'inscrit dans le cadre de la Chaire en acoustique appliquée à l'aviation en collaboration avec un des trois partenaires industriels : Bombardier Aerospace. Ce projet a été mené à bien sous la tutelle du professeur Noureddine ATALLA. L'ensemble des travaux de cette maîtrise ont été réalisés dans l'enceinte du laboratoire de recherche à Sherbrooke.

1.2 Problématique

À l'heure actuelle, dans le domaine du transport de passagers, le confort des véhicules est un aspect que les industriels tentent d'améliorer constamment. Cela s'explique par le fait que cet aspect est devenu un argument de vente important au fil des années. Une des autres raisons qui incite les industriels à travailler vers cette voie est tout simplement le besoin pour eux de respecter les normes. Un des domaines dans lequel il reste encore des progrès à faire est celui du confort acoustique. Dans le domaine de l'aéronautique cette norme de bruit est émise par l'Organisation Internationale de l'Aviation Civile (OACI) qui tente constamment de diminuer le niveau de bruit produit par les avions. Le domaine de l'automobile et du ferroviaire ont fait des progrès conséquents ces dernières années en ce qui concerne le confort acoustique à bord des véhicules. Ces évolutions sont dues en grande partie à une amélioration des traitements des vibrations et du bruit par des isolants passifs comme des laines de verre. Cet aspect a également été amélioré dans l'aéronautique, en particulier grâce à l'utilisation des turboréacteurs en lieu et place des moteurs à hélices qui étaient très bruyants. Cependant, l'augmentation de la masse des isolants acoustiques embarqués dans les avions comme il a été fait sur les automobiles n'est pas imaginable car la masse est un point encore plus sensible dans le domaine de l'aéronautique. En effet, chaque élément ajouté à la structure engendre une augmentation de la consommation de carburant et donc du coût d'utilisation des avions. Une des nouvelles problématiques qui est apparue ces dernières années est l'utilisation croissante des matériaux composites

dans la fabrication des fuselages. En effet, les raisons qui motivent cette tendance sont multiples. La première est encore une fois liée à la masse qui est très avantageuse comparée à celle de l'aluminium qui est le matériau classiquement utilisé. De plus, ces matériaux possèdent également un très bon compromis poids/raideur. Le fuselage de l'avion Boeing 787 Dreamliner est déjà fabriqué à partir de ces matériaux, mais celui-ci reste une exception pour l'instant dans le domaine des avions commerciaux. Le gain de raideur apporté permet par exemple d'augmenter la limite de pressurisation de la cabine et permet ainsi aux avions de voler à une altitude plus élevée sans ajouter de poids à la structure [Rossi et de Almeida, 2009]. D'autre part, la technique de fabrication de ces matériaux permet d'assembler le fuselage en seulement quelques tronçons. La raideur intrinsèque supérieure des matériaux composites permet également de supprimer les raidisseurs, utilisés pour construire une partie du fuselage, qui sont aux nombres de plusieurs milliers dans un avion. En contre partie, ces structures à l'état nu ont une capacité inférieure à atténuer le bruit que les structures classiques en aluminium, ce qui est évidemment un problème. Ceci vient du fait de leur grande rigidité spécifique (raideur / masse volumique) qui a pour effet d'abaisser la fréquence critique et de réduire l'effet isolant de la loi de masse.

Ce projet s'intéresse à la réduction du niveau sonore à l'intérieur de la cabine. Les sources de bruit à bord d'un avion sont diverses et variées : motopropulseurs, aérodynamique, vibratoire, etc. La source dominante de bruit en vol est due à la couche limite turbulente qui excite le fuselage de l'avion. Malheureusement, en dehors de tests en vol, très coûteux, la simulation en laboratoire de cette excitation n'est pas encore au point. C'est la raison pour laquelle la plupart du temps les fuselages sont soumis à une excitation acoustique et/ou mécanique en laboratoire pour tenter d'approcher ce type d'excitation. La complexité de ces structures fait que les mécanismes de transmission du son au travers de celles-ci ne sont pas complètement compris à l'heure actuelle. On désire savoir quel type de comportement, résonant ou non, gouverne la transmission au travers de ce type de structure. Cette connaissance permettrait de mettre une emphase particulière sur le type d'optimisation la plus efficace à réaliser.

1.3 Objectifs

Le projet a pour but d'élucider les mécanismes de transmission acoustique au travers des structures représentatives du fuselage d'un avion. L'objectif technologique est la réduction de la transmission solidienne de vibrations mécaniques, ainsi que la diminution de la transmission acoustique du bruit dans la cabine. L'objectif général du projet se résume

à répondre à la question suivante : quel(s) mécanisme(s) de propagation domine(nt) la transmission du son au travers d'une double paroi de type aéronautique ?

La figure 1.1 présente schématiquement la conception classique d'un fuselage d'avion. Le système est composé d'une paroi extérieure appelée peau et d'une paroi intérieure appelée panneau de finition. La cavité entre ces deux parois est remplie d'un matériau qui joue le rôle d'isolant acoustique et thermique. Ce traitement est généralement composé d'un matériau fibreux comme la laine de verre. Les deux parois du fuselage sont reliées par des liens mécaniques appelés isolateurs vibratoires. Leur rôle étant de réduire le transfert des vibrations de la peau vers le panneau intérieur tout en assurant une rigidité structurale suffisante de l'ensemble.

Transmission du son à travers un fuselage d'avion

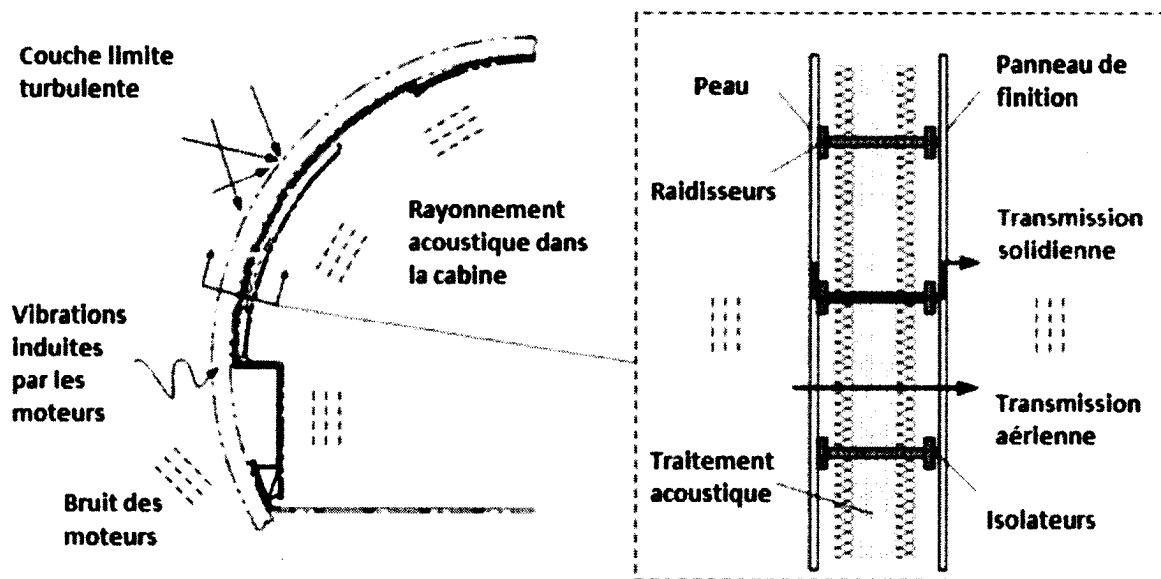


Figure 1.1 Chemins de propagation du son à travers un fuselage d'avion

La source principale de bruit dans un avion en vol est la couche limite turbulente qui est due au frottement aérodynamique de l'air sur l'extérieur de la structure. La deuxième source de bruit, plus ou moins importante en fonction de la position à laquelle on se place dans l'avion est produite par les moteurs. De plus, des vibrations sont induites par les deux premières sources de bruit et par les différents systèmes de pompes installés à bord. Ces ondes se propagent dans tout le fuselage et font vibrer le panneau intérieur qui rayonne du son dans la cabine. Les chemins de propagation du son se divisent donc en deux catégories qui sont la transmission aérienne et la transmission solidienne.

Ce projet se concentre sur l'étude expérimentale de ces chemins de propagation. En effet, la littérature scientifique contient peu de données expérimentales concernant la transmission du son au travers d'un système double paroi complet représentatif d'un fuselage d'avion. L'objectif principal est donc de constituer une base de données à partir des résultats expérimentaux obtenus. De plus, les mesures effectuées permettront également de valider les prédictions du modèle numérique double paroi du logiciel NOVA¹. Ceci est le premier objectif secondaire. Le deuxième est de déterminer si les mécanismes dominants de transmission du son, sont les mêmes pour un système double paroi de fabrication métallique classique que pour un de fabrication composite.

L'analyse des résultats expérimentaux permettra de mieux comprendre les mécanismes mis en jeu. Le but étant à terme de savoir si la transmission du son à travers ce type de structure est dominée par la transmission aérienne ou solidienne. Il est évident qu'il est inutile d'améliorer l'isolation acoustique si le chemin de propagation solidien n'est pas correctement amorti. De la même façon, il n'est pas judicieux d'améliorer les performances des liens mécaniques si le chemin aérien est dominant. Cette information précieuse permettra d'agir en conséquence sur les éléments de la structure mis en évidence dans l'analyse de la transmission du son. L'amélioration de la conception de ces éléments devrait permettre une diminution du niveau de bruit à l'intérieur de la cabine.

1.4 Méthodologie

La méthodologie du projet est basée sur des mesures expérimentales qui sont ensuite validées par des modèles numériques. Les mécanismes de transmission du son sont étudiés dans le cas de deux systèmes double paroi différents. Pour la peau (panneau excité), les deux structures testées sont un panneau métallique raidi orthogonalement et un panneau sandwich composite. Un seul panneau de finition, de fabrication sandwich est considéré. Dans tous les cas, deux excitations sont testées et comparées, le type acoustique (champ diffus) et le type mécanique (ponctuelle avec une position aléatoire). Plusieurs indicateurs vibroacoustiques sont étudiés pour comparer les mécanismes de transmission du son au travers de ces deux types de fuselage.

Les indicateurs vibroacoustiques sont confrontés dans les cinq configurations suivantes pour chacun des deux fuselages (Figure 1.2) :

- Configuration simple paroi sans traitement acoustique. Il s'agit du panneau extérieur seul (peau) ;

¹Logiciel de simulation basé sur la méthode des matrices de transfert développé au GAUS

- Configuration simple paroi avec traitement acoustique. Il s'agit de la peau à laquelle on ajoute un traitement acoustique ;
- Configuration double paroi découplée. La panneau de finition est ajouté pour former le système double paroi sans lien mécanique ;
- Configuration double paroi couplée de manière rigide. Les deux parois sont reliées par des liens mécaniques rigides ;
- Configuration double paroi couplée de manière souple. Les deux parois sont reliées par des liens souples (isolateurs vibratoires).

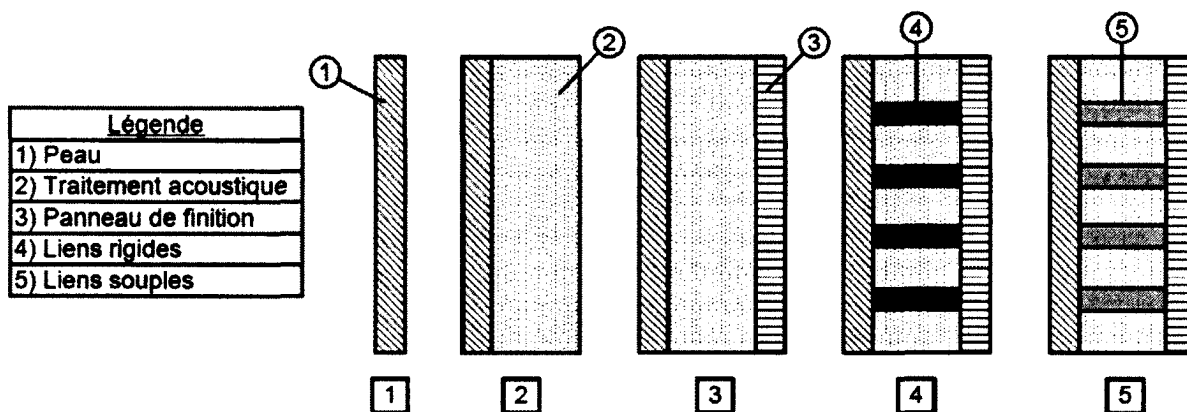


Figure 1.2 Configurations étudiées

Chacune de ces configurations est testée de manière mécanique et acoustique. Dans le cas de l'excitation mécanique, les indicateurs vibratoires suivants sont mesurés : coefficient d'amortissement, mobilité d'entrée, densité modale, vitesse quadratique moyenne, perte par insertion du traitement acoustique ou des liens mécaniques. Dans le cas des systèmes double paroi, la transmissibilité vibratoire sera également mesurée. Pour le cas de l'excitation acoustique les indicateurs mesurés sont les suivants : facteur de rayonnement, perte par transmission (TL), perte par insertion, coefficient de conversion mécanique - acoustique (AMCE). Finalement, la raideur dynamique et l'amortissement des isolateurs doivent être déterminés.

Dans le cas de la configuration simple paroi, l'effet de compression local du traitement acoustique, qui peut être rencontré dans la réalité, sera reproduit. Le but étant de déterminer si cette compression a un effet bénéfique ou non sur l'isolation acoustique du système.

La raideur dynamique des isolateurs vibratoires sera évaluée dans deux configurations : sans précharge et avec précharge. L'objectif étant encore une fois de reproduire un cas de figure qui peut être rencontré dans la réalité et d'en déterminer l'effet sur les performances générales d'isolation du système.

Le matériel utilisé pour réaliser ces mesures est le suivant : salle anéchoïque, salle réverbérante, hauts parleurs, accéléromètres, microphones, marteau d'impact, tête d'impédance, pot vibrant, sonde d'intensité. L'ensemble des mesures a été enregistré par un système d'acquisition couplé au logiciel PULSE. L'ensemble de ces mesures fournira une base de données précieuse pour l'industriel.

Une fois l'ensemble des relevés fait, la perte par transmission des différentes configurations est modélisée à l'aide des logiciels NOVA et VAONE². L'objectif étant de valider le modèle double paroi implémenté dans NOVA et de comparer les résultats à ceux de VAONE. Finalement, les résultats sont étudiés dans le but de répondre aux questions formulées plus tôt.

²Logiciel de modélisation vibroacoustique qui combine les méthodes d'analyse statistique énergétique (SEA), éléments finis et éléments de frontière

1.5 Plan et contenu du document

Suite à l'introduction suivie de la présentation des objectifs et de la méthodologie, le plan du reste du document s'organise de la façon suivante. Tout d'abord, le chapitre 2 est consacré à l'état de l'art qui est séparé en trois parties. La première partie se concentre sur la revue de la littérature de la perte par transmission des structures double paroi. La deuxième détaille les méthodes classiques de mesure des indicateurs vibroacoustiques étudiés dans ce projet. La troisième partie présente rapidement les différentes classes de modélisation numérique des structures aéronautiques en se concentrant sur celles utilisées dans ce mémoire. Ensuite, le développement est divisé en cinq chapitres. Le chapitre 3 présente la caractérisation expérimentale de la raideur et de l'amortissement des isolateurs vibratoires. L'étude est séparée en deux parties, la première présente les résultats des mesures effectuées sans précharge et la deuxième avec précharge des isolateurs. Le chapitre 4 est consacré à l'étude de la perte par transmission d'un système double paroi typique avec une peau métallique raidie. Une investigation de l'effet de compression locale du traitement acoustique sur la perte par transmission d'un système simple paroi est également effectuée dans cette partie. Le chapitre 5 présente les travaux d'optimisation du montage expérimental utilisé pour la mesure de perte par transmission d'un système double paroi. L'étude est réalisée sur un système double paroi simple constitué de deux parois d'aluminium. Cette série de mesures valide par la même occasion le modèle double paroi du logiciel NOVA utilisé comme référence par la suite. Le dernier chapitre du développement est consacré à l'étude d'un système double paroi avec une peau composite sandwich. Finalement, une conclusion générale des résultats obtenus dans ce mémoire est présentée et les perspectives du projet sont formulées.

CHAPITRE 2

État de l'art

Ce projet de recherche s'intéresse aux mécanismes de propagation du son au travers des structures aéronautiques. L'objectif de cette partie est de lister et de présenter les ouvrages et publications de référence sur lesquels s'appuient les travaux de ce projet de recherche. Les thématiques étudiées sont les suivantes :

- La physique gouvernant la perte par transmission des structures aéronautiques
- Les méthodes classiques de mesure des indicateurs vibroacoustiques
- Les différentes classes de modélisation des structures aéronautiques

2.1 Perte par transmission de structures aéronautiques

2.1.1 Structures simple paroi

L'isolation est un des indicateurs les plus utilisés pour quantifier l'efficacité d'une structure à isoler acoustiquement deux milieux. L'isolation est définie par l'indice d'affaiblissement R aussi appelée perte par transmission TL (*Transmission Loss* en anglais) qui s'exprime par le rapport :

$$R = TL(dB) = 10 \log \frac{\Pi_i}{\Pi_t} \quad (2.1)$$

où Π_i et Π_t sont la puissance incidente et la puissance transmise respectivement. Cet indicateur est généralement exprimé en décibels (dB). Une valeur faible indique que l'isolation acoustique du système est mauvaise et que la majeure partie de l'énergie incidente traverse la structure. Inversement, une valeur élevée indique que l'isolation de celui-ci est très importante. Cet indicateur varie en fonction de la fréquence et du type de structure étudiée.

La première découverte importante dans l'étude de la transmission du son au travers des parois est celle de Berger en 1910 [Berger, 1910]. C'est le premier à formuler la fameuse loi de masse qui dit que la perte par transmission d'une paroi simple augmente de 6 dB par doublement de la fréquence ou par doublement de la masse surfacique. Plus tard, en

1942, Cremer explique l'effet de la rigidité de flexion et introduit le concept de coïncidence et de fréquence critique d'une plaque [Cremer, 1942]. La coïncidence se produit lorsque les ondes acoustiques et les ondes de flexion qui se propagent dans la plaque sont de la même longueur. Un exemple de fréquence critique pour une plaque d'aluminium de 2 mm est illustré sur la figure 2.1. L'auteur explique que lorsqu'un front d'onde plan excite une plaque, il existe une fréquence minimale où les deux longueurs d'onde sont égales. Celle-ci dépend de l'angle d'incidence de l'onde. Cette fréquence particulière est appelée fréquence critique.

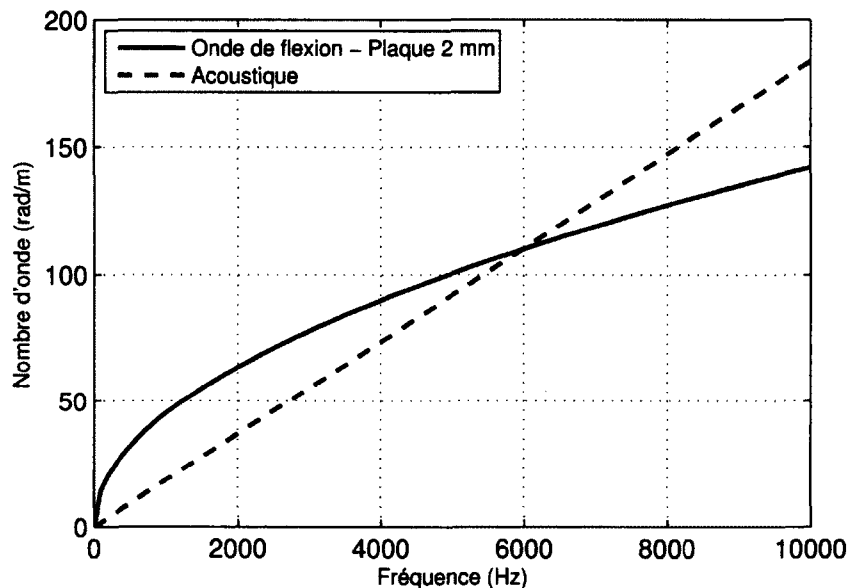


Figure 2.1 Fréquence critique d'une plaque d'aluminium de 2 mm

Ce phénomène de coïncidence provoque une chute significative de la perte par transmission qui est alors contrôlée par l'amortissement du matériau. En dessous de cette fréquence, la loi de masse est applicable alors qu'au dessus, c'est la rigidité de la paroi qui domine et fait augmenter la perte par transmission de 18 dB par octave.

Cependant, la loi de masse introduite par Berger ne prend pas en compte la géométrie ni les dimensions de la plaque ce qui peut amener des différences en basses fréquences. Sewell a proposé une formulation plus complexe qui prend en compte ces facteurs [Sewell, 1970].

Bruijn a montré que dans le cas d'une excitation avec un champ diffus, les phénomènes physiques dominants restent les mêmes, cependant les coïncidences de longueur d'ondes pour un angle d'incidence donné disparaissent par effet de moyenne [Bruijn, 1970]. Dans le cas d'un champ d'ondes planes d'incidences et de phases aléatoires, seule la chute de perte par transmission à la fréquence critique demeure présente. La pente de la courbe après cette diminution passe de 18 dB par octave à 9 dB par octave.

Mulholland et Lyon ont démontrés que la transmission du son en dessous de la fréquence critique de la plaque est dominée par les modes non résonants alors que la tendance s'inverse au dessus de cette fréquence [Mulholland et Lyon, 1972]. Cette constatation a également été effectuée par Lee et Ih ce qui les amène à négliger la transmission résonante en dessous de la fréquence critique [Lee et Ih, 2003]. Cependant, ils démontrent que cette hypothèse s'applique dans certaines conditions qui dépendent de la taille, l'épaisseur et l'amortissement de la plaque étudiée.

Les plaques utilisées pour former les fuselages d'avion possèdent un rayon de courbure. L'influence de ce paramètre a entre autres été étudiée par Koval [Koval, 1976]. L'auteur montre que la courbure a tendance à raidir la structure et à améliorer sa perte par transmission en basses fréquences. Il montre également que l'effet de pressurisation de la cabine a tendance à provoquer une légère diminution des performances d'isolation du fuselage. Cet effet est considéré comme négligeable et ne sera donc pas pris en compte dans le cadre de cette étude. D'autre part, une diminution de l'indice d'affaiblissement apparaît à la fréquence d'anneau, lorsque la longueur d'onde de dilatation (traction-compression) dans la membrane est égale à la circonférence de la courbure. Liu a montré que dans le cas d'un petit rayon de courbure, ce phénomène peut provoquer une baisse notable de la perte par transmission du panneau [Liu *et al.*, 2007]. Cependant, dans le cas d'un rayon de courbure important, comme c'est le cas d'un fuselage d'avion, cet effet est moins important. Le comportement de ce type de panneau devient équivalent à celui d'une plaque plane à environ deux fois la fréquence d'anneau. La deuxième diminution de performance notable est due à la fréquence de coïncidence du panneau comme dans le cas d'une plaque plane.

Les structures aéronautiques sont généralement composées d'une peau métallique raidie (extérieur du fuselage). Le modèle de [Maidanik, 1962] est un des plus connus concernant les structures raidies. Il montre que la masse ajoutée par les raidisseurs produit un gain de performance. Cependant, il démontre également que les raidisseurs ont tendance à augmenter le rayonnement du panneau et donc à diminuer son isolation acoustique. Ver et Holmer ont montré que la transmission du son au travers d'un panneau raidi est gouvernée par les résonances de ses sous-panneaux en moyennes et hautes fréquences [Beranek, 1971]. Par la suite, Elmallawany a combiné les précédentes théories à celle d'analyse statistique (SEA) et a réussi à prédire l'isolation acoustique d'un panneau raidi avec succès, qui a été validé avec des mesures expérimentales [Elmallawany, 1985]. Plus récemment, Liu a étudié l'effet de l'ajout de raidisseurs sur les performances d'isolation de panneaux courbés typiques de fuselages d'avion [Liu *et al.*, 2007]. L'auteur a mis en évidence que les raidisseurs ont pour effet d'améliorer la perte par transmission aux alentours de la

fréquence d'anneau. En contre partie, au dessus de cette fréquence, les raidisseurs peuvent avoir un effet néfaste sur les performances générales du fuselage. L'auteur explique ce comportement par le fait que les raidisseurs introduisent des faibles longueurs d'ondes qui augmentent le rayonnement de la structure en dessous de la fréquence critique. De plus, il a montré que la perte par transmission d'une peau en composite avec des raidisseurs composites est inférieure à celle d'une peau métallique avec des raidisseurs métalliques. La modélisation a été validée avec succès par des mesures expérimentales. Très récemment, Mejdi a développé un modèle basé sur la théorie des structures périodiques, qui prend en compte les déplacements dans le plan du panneau ainsi que leurs interactions avec les raidisseurs [Mejdi, 2012]. L'auteur démontre que ce couplage a tendance à augmenter avec l'épaisseur de la plaque, l'excentricité des raidisseurs ainsi que la fréquence.

Le panneau de finition des structures aéronautiques est généralement une structure sandwich composée de deux peaux et d'une âme en nid d'abeille collés. Ce type de construction procure une raideur beaucoup plus élevée comparée à une simple plaque de masse égale. C'est une des raisons qui explique leur popularité dans la fabrication des structures aéronautiques. Cependant, la complexité de l'assemblage de ce type de panneau le rend probablement un des plus complexes à modéliser. Une des difficultés pour permettre une bonne modélisation réside dans la détermination des propriétés mécaniques des peaux et du coeur qui sont souvent de nature orthotrope. Un des premiers modèles a été présenté par Kurtze et Watters [Kurtze et Watters, 1959]. Ils ont démontré que l'amortissement d'un panneau sandwich joue un rôle direct sur la perte par transmission au niveau de la fréquence critique et également au-dessus de celle-ci. Dym et Lang ont expliqué cette augmentation de rayonnement par le fait que la fréquence critique de ce type de panneau apparaît plus bas en fréquence que celle d'un panneau isotrope de même masse [Dym et Lang, 1974]. De plus, l'indice d'affaiblissement d'un panneau sandwich est généralement inférieur à celui d'une plaque simple de même masse. D'après l'étude de Moore et Lyon, cela est dû aux effets de coïncidence provoqués par les modes symétriques et asymétriques qui mènent à une diminution importante de l'isolation acoustique [Moore et Lyon, 1989]. Le travail de Peters et al. montre que l'indice d'affaiblissement d'un panneau sandwich orthotrope possède deux comportements différents séparés par la fréquence de coïncidence [Peters *et al.*, 2006]. Au dessous de cette fréquence, la masse et la raideur du panneau contrôlent la transmission, alors que la deuxième pente est dépendante du module de cisaillement de l'âme ainsi que des propriétés d'amortissement. Ghinet a développé une théorie basée sur l'approche d'onde permettant de modéliser le comportement vibroacoustique de ce type de structures [Ghinet et Atalla, 2006]. Cette théorie est implémentée dans NOVA et sera utilisée dans ce mémoire comme comparaison aux mesures expérimentales.

Plusieurs auteurs se sont intéressés à l'effet que pouvait avoir l'ajout d'un traitement acoustique sur l'efficacité d'isolation acoustique d'une simple paroi. Nichols a montré que cette action a pour effet d'augmenter la perte par transmission dans la zone de moyennes et hautes fréquences [Nichols *et al.*, 1947]. Cette augmentation de performance est due à la dissipation de l'énergie acoustique provoquée par les interactions thermiques et visqueuses de l'air dans le matériau. Cependant, l'effet à basses fréquences n'est que très faible car la masse ajoutée et l'absorption des matériaux utilisés, comme la laine de verre qui est très utilisée dans l'aéronautique, sont très faibles dans cette zone de fréquences [Allard et Atalla, 2009].

2.1.2 Structures double paroi

London a publié dans la continuité de son travail sur les simples parois, une étude similaire concernant les systèmes double paroi [London, 1949]. L'auteur montre que la perte par transmission d'un système double paroi suit la loi de masse en basses fréquences, et se comporte comme une simple paroi possédant une masse surfacique égale à la somme de celle des deux panneaux. Ensuite, cette pente est perturbée par l'entrée en résonance des deux panneaux et de la lame d'air à la fréquence de respiration lorsque les parois se déplacent en opposition de phase. Dans le cas d'une onde plane, cette fréquence dépend de l'angle d'incidence. Cette fréquence est très importante car elle pénalise très fortement la perte de transmission du système et peut même provoquer une performance globale inférieure à celle d'une simple paroi. Beranek et Work ont montré que la perte par transmission d'une double paroi augmente de façon importante, environ 18 dB par octave, après cette résonance [Beranek et Work, 1949]. Ils ont également validé de façon expérimentale que cette pente est perturbée par un creux provoqué par le premier mode de résonance de la lame d'air située entre les deux panneaux. Après cette résonance, la pente diminue à une valeur de l'ordre de 12 dB par octave. Finalement, en plus hautes fréquences, l'isolation acoustique du système est une nouvelle fois dégradée par la fréquence critique de chacune des plaques avant d'augmenter de nouveau [Sharp, 1973]. Il est préférable que celles-ci soient d'épaisseur différente pour éviter que le système soit complètement transparent à la fréquence critique. De la même manière que dans le cas de la simple paroi, ce phénomène est moins important en terme d'amplitude et plus étendu en fréquence dans le cas du champ diffus. Une des autres particularités du comportement d'une double paroi se trouve être le découplage des deux parois en hautes fréquences qui procure une amélioration de l'isolation acoustique.

London est un des premiers à comprendre et expliquer l'effet de l'ajout d'un matériau absorbant dans une cavité double paroi [London, 1949]. Il démontre qu'un traitement acoustique permet d'absorber de façon efficace les modes de la cavité qui sont pénalisants pour la perte par transmission du système. De plus, le traitement apporte également une augmentation de l'isolation du système en moyennes et hautes fréquences. Cependant, de la même façon que dans le cas simple paroi, l'effet est négligeable en basses fréquences. Doutres et Atalla ont constaté de façon numérique que la contribution de la perte par transmission du traitement est prépondérante en hautes fréquences comparée à celle de son absorption [Doutres et Atalla, 2010]. La modélisation développée suppose une onde acoustique incidence plane. Par la suite, ils ont confirmé cette tendance de façon expérimentale avec succès en développant une procédure de validation constituée d'un tube d'impédance et de microphones [Doutres et Atalla, 2011]. Très récemment, Campolina et al. ont comparé les modélisations par matrices de transfert (TMM) et par théorie SEA de ce type de structures [Campolina *et al.*, 2012a]. Les résultats montrent que les deux méthodes sont équivalentes en dessous de la fréquence critique de la peau, mais que la méthode SEA donne les meilleurs résultats au dessus de cette fréquence.

Dans la réalité, les deux panneaux constituant le fuselage d'un avion sont reliés par des liens mécaniques. Sharp a été un des premiers à étudier l'influence de la présence de tels liens sur la perte par transmission des systèmes double paroi [Sharp, 1973]. Il a démontré que la perte par transmission d'une double paroi liée par des liens rigides suit la même allure que dans le cas sans liens jusqu'à la fréquence de pont. À cette fréquence, il se produit une augmentation de la proportion de l'énergie transmise par le chemin solidien matérialisé par les liens. Cette fréquence apparaît généralement en moyennes fréquences bien avant les fréquences de coïncidence et a pour effet de faire chuter la pente à 6 dB par octave dans la cas d'une onde plane. Par la suite, Gu et Wang ont adapté le modèle de Sharp pour prendre en compte des liens souples [Gu et Wang, 1983]. Il en ressort qu'après la fréquence de pont, la pente est de l'ordre de 12 dB par décade. Plus récemment, Legault et Atalla ont présenté une étude paramétrique de l'influence des paramètres suivants : la raideur, l'amortissement et l'espacement des liens mécaniques [Legault et Atalla, 2010]. Ils en ont conclu que l'ajout de liens souples peut être bénéfique dans le cas des structures métalliques comme composites s'ils sont bien conçus. Cependant, ils ont observé que dans certains cas ces liens peuvent créer des résonances du fait de leurs interactions avec les panneaux et donc avoir un effet néfaste sur les performances du système global. Une étude a été menée par Campolina et Atalla pour évaluer la sensibilité de ce type de structure au montage des liens et au type d'excitation [Campolina et Atalla, 2011]. Il en ressort les mêmes tendances pour les excitations mécanique et acoustique, à savoir que les liens

augmentent la transmission du son sur toute la bande de fréquences étudiée. Cet effet est moins prononcé dans le cas de liens souples.

2.1.3 Caractérisation des isolateurs vibratoires

Dans un avion, le fuselage et le panneau de finition sont reliés par des liens mécaniques appelés isolateurs vibratoires. La fonction de ces liens est de découpler mécaniquement le plus possible les deux panneaux pour éviter de transmettre les vibrations d'un panneau à l'autre, tout en assurant une résistance structurelle suffisante du fuselage. La connaissance des caractéristiques mécaniques de ces isolateurs est d'une grande importance lorsque l'on désire évaluer de façon précise le chemin de transmission vibratoire, dans le but de prédire le niveau de bruit dans la cabine de l'avion. La difficulté réside dans le fait que ces isolateurs sont communément faits d'une combinaison de métal et d'un matériau élastomère. Le comportement viscoélastique de ce dernier rend difficile l'évaluation des caractéristiques dynamiques des isolateurs ce qui pose quelques limites à leur utilisation. Ces non linéarités peuvent être dues à la géométrie ou au matériau lui même comme l'ont montré Busfield et Muhr [Busfield et Muhr, 2003]. Les deux caractéristiques les plus recherchées de ces isolateurs sont la raideur et l'amortissement. Du fait de la présence du caoutchouc, ces deux propriétés sont généralement dépendantes de la fréquence, de la température et de la précharge [Medalia, 1978].

De nombreuses études ont été effectuées ces dernières années dans le but d'approfondir la compréhension du comportement dynamique de ce type d'isolateur. Plusieurs bancs de mesure ont été mis au point dans le but de mesurer de façon la plus précise possible leur raideur et leur amortissement. Un actionneur hydraulique a été utilisé par Lapcik pour mesurer la raideur et l'amortissement à des fréquences discrètes [Lapcik *et al.*, 2001]. Cependant, cette technique est limitée aux basses fréquences à cause de la sensibilité des capteurs. Le comportement non-linéaire de la raideur dynamique du caoutchouc a été récemment étudié en superposant un bruit blanc à un signal harmonique pur [Sjöberg et Kari, 2002]. D'autres approches comme les méthodes directe et indirecte de mesure de la raideur bloquée sont également beaucoup utilisées. La méthode directe consiste à mesurer la force bloquée de réaction du système testé et le déplacement de l'extrémité libre. La raideur est déterminée directement par la fonction de transfert en fréquence entre la force et le déplacement [Nadeau et Champoux, 2008]. D'autre part, la méthode indirecte se base sur la deuxième loi de Newton [Verheij, 1982]. Celle-ci requiert l'utilisation d'une masse mobile importante ce qui n'est pas très pratique. Une méthode de caractérisation alternative est la détermination des paramètres des quatre pôles des isolateurs. Cette méthode

permet de relier la vitesse et la force à l'entrée d'un système à la vitesse et la force à la sortie de ce système par le biais de quatre coefficients appelés pôles. Dickens et Norwood ont appliqué cette méthode avec succès sur des isolateurs utilisés dans l'aéronautique [Dickens et Norwood, 2000]. Une autre approche a été développée par Lin et al. [Lin *et al.*, 2005]. La méthode permet d'évaluer la raideur ainsi que l'amortissement en fonction de la fréquence, en utilisant la fonction de transfert complexe à partir d'un test d'impact. Les données obtenues en basses fréquences sont ensuite lissées avec des courbes de tendance, puis interpolées à de plus hautes fréquences. Cette méthode a donné des résultats similaires à la méthode de mesure directe. Récemment, Campolina et al. ont réalisé une étude comparative de trois montages différents basés sur la méthode de mesure directe [Campolina *et al.*, 2012b]. Il en ressort que le montage qui consiste à aligner verticalement le pot vibrant, l'isolateur et la masse lourde est celui qui est le plus performant.

2.2 Méthodes classiques de mesure des indicateurs vibroacoustiques

La méthodologie adoptée dans cette étude est essentiellement expérimentale. Dans cette partie, la revue des méthodes classiques de mesure des indicateurs vibroacoustiques mesurés au cours de ce projet est présentée. Pour des raisons de concision et de clarté, seuls les plus pertinents pour analyser les performances d'isolation acoustique des différents systèmes étudiés seront présentés dans ce mémoire.

Dans le cas de l'excitation aérienne (champ diffus), les indicateurs mesurés sont la perte par transmission et la perte par insertion acoustique.

Perte par transmission

La perte par transmission est un indicateur vibroacoustique très souvent utilisé pour caractériser les performances d'isolation acoustique d'un système. Cet indice est défini comme étant le rapport de la puissance incidente sur la puissance transmise (équation 2.1). La première norme de mesure ASTM est basée sur les recherches de London [London, 1951]. Cependant, la méthode est restée la même au fil des ans. Les normes les plus récentes concernant cette méthode sont ISO 140-3, DIN 52210 Part 3 et ASTM E-90 qui sont équivalentes d'un point de vue physique. Cette méthode est souvent appelée la méthode de pression ou la méthode des deux chambres. La méthode nécessite deux chambres réverbérantes, la première pour la création d'un champ diffus et la deuxième pour déterminer la puissance transmise (Figure 2.2).

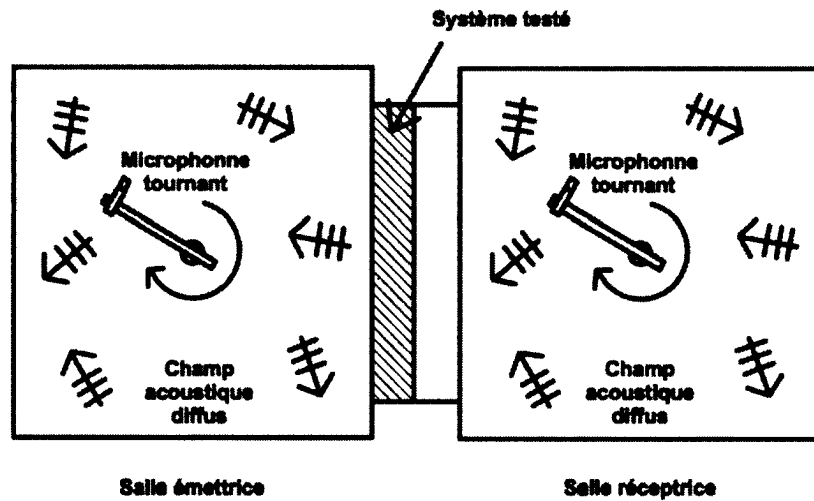


Figure 2.2 Mesure de perte par transmission : méthode de pression

Un champ diffus est créé dans la salle émettrice. Le niveau de pression acoustique dans cette salle est déterminé à partir de la mesure de la pression acoustique moyenne. Il s'exprime de la façon suivante :

$$L_{p1} = 10 \log_{10} \left(\frac{p_1^2}{p_0^2} \right) \quad (2.2)$$

où p_1 est la pression acoustique moyenne mesurée dans la salle émettrice et p_0 la pression acoustique de référence qui est de $20 \mu Pa$.

De la même façon, le niveau de pression acoustique dans la salle réceptrice est défini par :

$$L_{p2} = 10 \log_{10} \left(\frac{p_2^2}{p_0^2} \right) \quad (2.3)$$

où p_2 est la pression acoustique moyenne mesurée dans la salle réceptrice.

L'expression de la perte par transmission (TL) pour la méthode des deux chambres s'exprime par :

$$TL(dB) = L_{p1} - L_{p2} - 10 \log_{10} \left(\frac{S}{A_2} \right) \quad (2.4)$$

où A_2 est la surface d'absorption de la salle réceptrice. Cette dernière est approximée par la formule de Sabine :

$$A_2 \approx \frac{0.16 V_2}{T_2} \quad (2.5)$$

où V_2 est le volume de la salle réceptrice et T_2 le temps de réverbération du son dans celle-ci. La structure à tester doit être d'assez grande taille, généralement supérieure à 1 m^2 dans le but de minimiser les effets de taille en basses fréquences.

La deuxième méthode est appelée méthode intensimétrique. Cette technique a pu voir le jour grâce à l'apparition des premières systèmes permettant de mesurer l'intensité acoustique dans les années 1970. La norme de mesure en laboratoire ISO 15186-1 a été publiée en 1999. La méthode nécessite deux salles, une réverbérante et une anéchoïque, couplées par une fenêtre de transmission dans laquelle est installée la structure à tester.

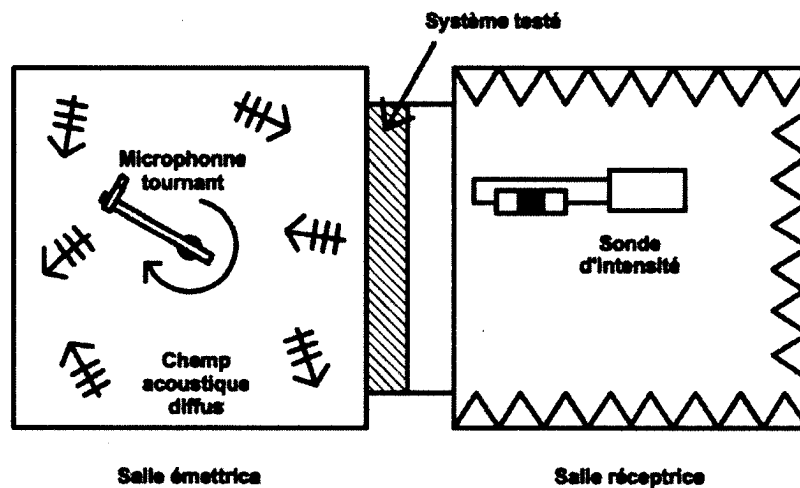


Figure 2.3 Mesure de perte par transmission : méthode intensimétrique

Un champ acoustique diffus est créé dans la salle émettrice où la pression acoustique moyenne est mesurée à l'aide de plusieurs microphones, placés aléatoirement dans la pièce, ou avec un microphone tournant. L'intensité acoustique transmise dans la salle anéchoïque est mesurée à l'aide d'une sonde d'intensité. La mesure est moyennée de façon spatiale et temporelle en balayant toute la surface de la structure testée.

Le niveau de pression acoustique dans la salle émettrice est obtenu de la même façon que pour la première méthode (équation 2.2).

Ensuite, le niveau d'intensité acoustique dans la salle réceptrice est défini de la façon suivante :

$$L_i = 10 \log_{10} \left(\frac{I_t}{I_0} \right) \quad (2.6)$$

où I_t désigne l'intensité acoustique mesurée par la sonde intensimétrique dans la salle réceptrice et I_0 correspond à l'intensité acoustique de référence qui est de 1 pW/m^2 .

Finalement, la relation qui relie les niveaux de pression et d'intensité des équations 2.2 et 2.6 à la perte par transmission de la structure est la suivante :

$$TL(dB) = L_{p1} - L_i - 6 \text{ dB} - 10 \log_{10} \left(\frac{S_m}{S} \right) \quad (2.7)$$

où S_m est la surface rayonnante de la plaque du côté de la salle réceptrice et S la surface de la plaque soumise au champ diffus dans la salle émettrice.

La validité de la mesure d'intensité est contrôlée par l'index pression-intensité (index PI) qui est défini par la relation suivante :

$$F_{PI}(dB) = L_p - L_i \quad (2.8)$$

La valeur de cet indicateur augmente avec la proportion de bruit extérieur. Jonasson a démontré qu'une valeur inférieure à 10 dB assure une erreur de mesure d'intensité de moins de 1 dB [Jonasson, 1991]. C'est cette valeur qui est recommandée dans la norme ISO 15186-1.

La méthode intensimétrique est la plus récente des deux, mais est de plus en plus utilisée car elle possède plusieurs avantages. Premièrement, une seule chambre réverbérante est nécessaire contre deux pour la méthode de pression. De plus, un grand point fort de la technique intensimétrique est qu'elle est moins affectée par les transmissions latérales qui faussent les résultats en hautes fréquences dans le cas de la méthode classique. Les transmissions latérales regroupent l'ensemble des énergies vibratoire et acoustique qui ne transitent pas par le système testé, par exemple, une fuite acoustique du montage. Cette technique permet également de mesurer la contribution d'un élément individuel d'une structure complexe.

Perte par insertion acoustique

La perte par insertion acoustique (*Airborne Insertion Loss* en anglais) est un indicateur permettant de quantifier les performances de l'ajout d'un traitement sur une structure de référence. Un indicateur similaire existe pour une excitation mécanique. Dans le cas de l'excitation acoustique, cet indicateur est obtenu en effectuant la soustraction de la perte par transmission du système traité et celle du système non traité (équation 2.9).

$$ABIL(dB) = TL_{(Systeme\ traite)} - TL_{(Systeme\ non\ traite)} \quad (2.9)$$

La mesure de perte par transmission pouvant être effectuée avec une des deux méthodes présentées dans la partie précédente. Le résultat obtenu quantifie l'efficacité du traitement en fonction de la fréquence. Cet indicateur peut être positif dans le cas de l'ajout d'un traitement acoustique sur une simple paroi par exemple. L'ajout produit donc un gain de performance. Cependant, il peut aussi être négatif dans le cas de liens mécaniques ajoutés à une structure double paroi. Dans ce cas, l'ajout a un effet néfaste sur les performances du système de référence. Klos et Palumbo ont présenté la courbe de perte par insertion d'une couche de vinyl ajoutée à un panneau composite courbé [Klos et Palumbo, 1993]. Campolina et al. ont publié des courbes de perte par insertion acoustique d'isolateurs vibratoires situés entre deux parois [Campolina *et al.*, 2012b].

Dans le cas de l'excitation mécanique (pot vibrant), les indicateurs mesurés sont les suivants : facteur d'amortissement structural, densité modale, nombre d'onde, facteur de rayonnement, vitesse quadratique, coefficient de couplage mécanique, coefficient de conversion mécanique - acoustique, perte par insertion mécanique, transmissibilité vibratoire.

Facteur d'amortissement structural

Le facteur d'amortissement structural caractérise la capacité d'une structure à diminuer l'amplitude des vibrations ainsi que son aptitude à dissiper l'énergie mécanique en chaleur et en énergie acoustique de rayonnement. Il existe trois principales méthodes expérimentales qui permettent d'estimer ce facteur. La première méthode est communément appelée méthode d'atténuation à 3 dB. Cette méthode s'applique aux modes de résonance obtenus par la mesure de fonction de transfert (déplacement/force) de la structure. Le facteur d'amortissement η est obtenu de la façon suivante :

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_0} \quad (2.10)$$

où f_1 et f_2 correspondent respectivement à la fréquence inférieure et supérieure à la résonance pour laquelle l'amplitude est égale à $\frac{1}{\sqrt{2}}$ fois l'amplitude du mode, soit 3 décibels de moins. Cette technique est très simple, mais devient inapplicable lorsque les modes sont trop rapprochés.

La deuxième technique se nomme méthode de décroissance temporelle (*Decay Rate Method* en anglais). Elle est basée sur la mesure de décroissance temporelle d'amplitude de

la structure. Cette mesure est effectuée après qu'un impact soit donné à la structure ou après que l'excitation large bande d'un pot vibrant soit arrêtée. Cette approche suppose que cette décroissance est exponentielle dans le temps. Le facteur d'amortissement calculé par la méthode DRM s'exprime par :

$$\eta = \frac{2.2}{fT_{60}} \quad (2.11)$$

où f est la fréquence d'excitation et T_{60} , la durée que met l'amplitude du déplacement à diminuer de 60 dB par rapport au moment où est coupée l'excitation. Le signal de décroissance est enregistré puis filtré, en tiers d'octave par exemple, et enfin traité pour obtenir l'amortissement sur chaque bande de fréquences. La méthode suppose que l'amortissement est faible et qu'il est égal pour tous les modes dans une bande de fréquences. Cabell et Allen ont utilisé la méthode de décroissance temporelle pour calculer le facteur d'amortissement d'un panneau courbé et raidi [Cabell et Allen, 2009]. Bolduc a utilisé cette méthode avec succès pour déterminer l'amortissement de structures aéronautiques. Les courbes d'amortissement affichées dans ce mémoire par le biais de cette méthode ont été obtenues avec le code développé par l'auteur. [Bolduc, 2007]

Le troisième principe de mesure appelé méthode de puissance injectée (*Power Input Method* en anglais) permet d'approximer le facteur de rayonnement en effectuant le rapport de la puissance injectée dans le système et de son énergie vibratoire totale. L'amortissement peut donc s'exprimer à partir du bilan de puissance dérivé de la méthode SEA :

$$\eta = \frac{\Pi_{inj}}{\omega E} = \frac{\frac{1}{2} Re(FV^*)}{\omega m \langle v^2 \rangle} \quad (2.12)$$

où Π_{inj} est la puissance injectée dans la structure, ω la pulsation de l'excitation, m la masse de la structure et $\langle v^2 \rangle$ sa vitesse quadratique moyenne. La puissance injectée est calculée à partir de l'interspectre de la force et de la vitesse injectées dans la structure. La puissance injectée est mesurée avec une tête d'impédance placée entre le pot vibrant et la structure excitée, alors que la vitesse quadratique est évaluée avec des accéléromètres ou un vibromètre laser. Cette méthode est préférée lorsque les coefficients d'amortissement dans une bande sont différents. Le choix de la méthode la plus appropriée dépend du type de structure. Bloss et Rao ont appliqué cette technique avec succès pour déterminer l'amortissement d'une vitre de portière de voiture [Bloss et Rao, 2002]. Bolduc a comparé cette méthode avec les deux précédentes dans le cas de structures aéronautiques. Il en a déduit que la méthode de puissance injectée est la plus efficace pour les structures

possédant un amortissement élevé, et à l'inverse, que la méthode de décroissance temporelle est plus performante pour des valeurs d'amortissement plus faibles [Bolduc, 2007].

Densité modale

La densité modale d'une structure donne une information sur le nombre de modes présents dans une bande de fréquences donnée. La méthode la plus simple pour estimer expérimentalement la densité modale est d'effectuer une série de relevés de fonctions de transfert de la structure, d'identifier et de compter les modes présents dans une plage de fréquences donnée. Dans le cas de structures légères, cette méthode est limitée aux basses fréquences. L'espacement fréquentiel des modes devient trop faible et rend impossible le comptage, c'est pourquoi d'autres techniques expérimentales ont été développées. Une de ces techniques consiste à exciter la structure avec un pot vibrant alimenté par un bruit blanc large bande et à mesurer sa mobilité d'entrée. Celle-ci est mesurée à l'aide d'une tête d'impédance puis est utilisée pour calculer la densité modale de la façon suivante [Lesueur, 1988] :

$$n(\omega) = 4M \operatorname{Re}(Y) \quad (2.13)$$

avec Y la mobilité d'entrée du système, définie par le rapport de la vitesse et de la force du point d'excitation de la structure et M est la masse totale du système. Cette méthode est performante mais nécessite dans le cas de structures légères, la prise en compte de la masse ajoutée de la tête d'impédance dans la mesure de la mobilité d'entrée. La publication de Fareed et al. détaille l'application de cette correction pour une plaque rectangulaire d'épaisseur uniforme [Fareed *et al.*, 2001]. La mobilité d'entrée corrigée s'exprime par :

$$Y_c = \frac{Y_m}{1 - \frac{Y_m}{Y_i}} \quad (2.14)$$

où Y_m est la mobilité d'entrée mesurée et Y_i la mobilité d'entrée de la tête d'impédance seule lorsqu'elle est découplée de la structure.

Nombre d'onde

Le nombre d'onde est une grandeur proportionnelle au nombre d'oscillations qu'effectue une onde sur une unité de longueur. Il existe au minimum deux façons de mesurer le nombre d'onde de flexion d'une plaque. La première se nomme la méthode de différence de phase. Rindel a appliqué cette méthode dans une de ses publications [Rindel, 1994]. La méthode

suppose la propagation d'onde de flexion pure, c'est-à-dire aucune onde de cisaillement ou d'inertie de rotation; ce qui implique une plaque mince au regard de la longueur d'onde. L'équipement nécessaire se limite à un marteau d'impact, deux accéléromètres et d'un analyseur fréquentiel. Le point d'impact du marteau est généralement situé au centre pour éviter les ondes réfléchies par les bords de la plaque. Les accéléromètres et le point d'impact sont alignés dans la direction où l'on désire mesurer le nombre d'onde. Rindel a démontré que le nombre d'onde peut être directement calculé par :

$$k = \frac{\varphi}{r_2 - r_1} \quad (2.15)$$

où r_1 et r_2 sont les distances entre le point d'impact du marteau et la position de l'accéléromètre 1 et 2 respectivement. L'angle φ correspond au déphasage entre les deux accéléromètres. Dans le cas d'une plaque de dimensions finies, Roelens et al. ont montré qu'il est nécessaire de filtrer les ondes réfléchies par les bords [Roelens *et al.*, 1997]. Le filtrage est effectué dans le domaine temporel de telle sorte que seule l'onde directe soit prise en compte. Egreteau a démontré que cette méthode est utilisable sur une large bande fréquentielle, à condition que la force soit correctement injectée dans toute la zone de fréquences étudiée [Egreteau, 2011]. L'auteur a également montré les limites de cette méthode pour les plaques raidies.

La deuxième approche se nomme méthode de passage dans le domaine des nombres d'onde. Cette méthode consiste à utiliser la transformée de Fourier spatiale 2D pour travailler directement dans le domaine des nombres d'onde. La réponse de la plaque à une excitation large bande est mesurée avec un vibromètre laser sur plusieurs points discrets de la plaque. Ensuite, la réponse est passée dans le domaine des nombres d'onde avec la transformée de Fourier spatiale bi-dimensionnelle. Le nombre d'onde est ainsi tracé dans le plan puis les maxima d'amplitude de déplacement provoqués par les ondes directes sont identifiés pour chacune des fréquences. La distance entre ces maxima et le point d'excitation est directement liée au nombre d'onde de la plaque. La note technique de Thite et Ferguson donne les détails de la méthode et des exemples d'application sur plaques isotropes [Thite et Ferguson, 2004]. Egreteau a comparé cette méthode à celle de la différence de phase dans le cas de structures aéronautiques. [Egreteau, 2011]. Il en ressort que cette méthode permet d'estimer de façon précise le nombre d'onde des différents types de structures utilisées dans l'aéronautique à l'heure actuelle, à condition que la zone de mesure soit assez grande.

Facteur de rayonnement

Le facteur de rayonnement permet de quantifier la capacité d'une structure à rayonner un champ acoustique dans un milieu en fonction de la fréquence. Il est défini comme le rapport de la puissance acoustique rayonnée par le système sur la puissance acoustique que rayonnerait un piston d'aire égale [Lesueur, 1988] :

$$\sigma = \frac{\Pi_{ray}}{\rho_0 c_0 S \langle v^2 \rangle} \quad (2.16)$$

où Π_{ray} est la puissance rayonnée par le système et S la surface de la structure testée. Cet indicateur est sans unité puisqu'il est calculé à partir d'un rapport de puissance.

La méthode utilisée par Doutres et Dauchez [Doutres et Dauchez, 2005] consiste à mesurer la vitesse vibratoire et la puissance acoustique rayonnée par la structure. La méthodologie adoptée pour mesurer le facteur de rayonnement dans le cas d'une excitation mécanique est illustrée sur la figure 2.4

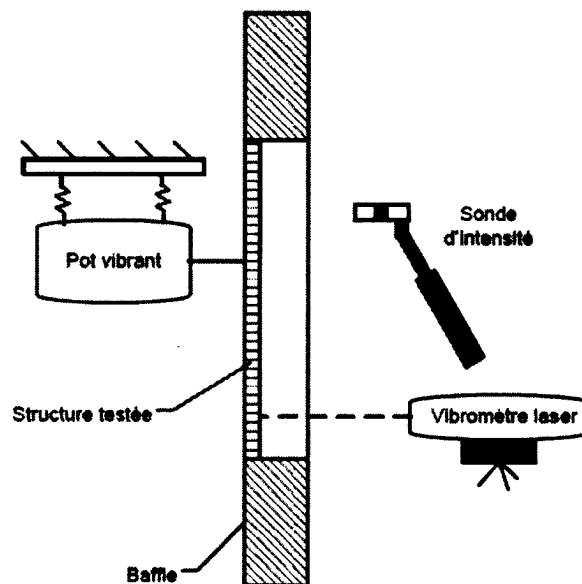


Figure 2.4 Mesure du facteur de rayonnement

La structure est excitée par un pot vibrant situé dans la salle émettrice qui dans ce cas doit être très absorbante. La vitesse quadratique moyenne de la surface est mesurée avec un vibromètre laser et la puissance rayonnée est mesurée avec une sonde d'intensité. Doutres et Dauchez ont mesuré le facteur de rayonnement d'une plaque circulaire encastrée dans un baffle par le biais de cette démarche [Doutres et Dauchez, 2005].

Macadam a montré que le résultat obtenu avec une excitation acoustique est généralement largement sur-estimé par rapport à la valeur théorique [Macadam, 1976]. Cette méthode est identique à celle présentée sur la figure 2.4 mise à part que le pot vibrant est remplacé par un champ diffus acoustique. Cette surestimation s'explique par le fait que dans ce cas la transmission du son au travers d'une plaque est contrôlée par le chemin non résonant en dessous de la fréquence critique. Le rayonnement d'une plaque est dû aux vibrations multimodales provoquées par une excitation mécanique résonante large bande. C'est la raison pour laquelle il est préférable de déterminer le facteur de rayonnement à partir d'une excitation mécanique.

Il existe également des techniques plus complexes comme l'holographie acoustique [Villot *et al.*, 1991].

Vitesse quadratique

La vitesse quadratique moyenne est obtenue expérimentalement, par intégration des vitesses vibratoires quadratiques mesurées à l'aide d'un accéléromètre ou d'un vibromètre laser. La densité de points mesurée doit être choisie en fonction de la plus petite longueur d'onde de flexion que l'on désire mesurer. On rappelle l'expression de la vitesse quadratique :

$$\langle v^2 \rangle = \frac{1}{2S} \int_S \left| \frac{\partial w(x, y, t)}{\partial t} \right|^2 dS \quad (2.17)$$

avec S la surface de la structure et $w(x, y, t)$ le déplacement perpendiculaire à la surface d'un point du système. Le grand avantage de l'utilisation d'un vibromètre laser réside dans le fait que c'est une mesure sans contact et également sans masse ajoutée, ce qui n'est pas le cas de la mesure avec un accéléromètre. De plus, l'utilisation d'un vibromètre peut être facilement automatisée ce qui peut permettre de réduire le temps de mesure de façon conséquente. Ces deux méthodes sont utilisées dans la publication de Jaouen *et al.* [Jaouen *et al.*, 2005] portant sur l'étude d'une plaque en aluminium recouverte d'un matériau absorbant.

Coefficient de couplage mécanique

Le coefficient de couplage mécanique caractérise l'échange d'énergie entre deux systèmes reliés mécaniquement. La méthode classique de mesure de ce coefficient est basée sur le bilan d'énergie issu de la théorie SEA et s'exprime par [Atalla, 2011] :

$$\eta_{12} = \frac{\frac{\Pi_1}{\omega} - \eta_1 E_1}{E_1 - \frac{\eta_1}{\eta_2} E_2} \quad (2.18)$$

où Π_1 désigne la puissance injectée au système, E_n et n_n correspondent respectivement à l'énergie vibratoire et à la densité modale du système n . L'amortissement du système 1 est représenté par η_1 . Cette méthode requiert le calcul ou la mesure de la densité modale et de l'amortissement des systèmes ce qui n'est pas toujours possible dans le cas de structures complexes.

La technique la plus populaire pour estimer ce coefficient de façon expérimentale est la méthode de puissance injectée (*Power Injection Method* en anglais). Cette méthode, basée sur l'inversion des équations de la SEA, permet de déterminer le coefficient sans avoir à découpler les deux structures, ce qui la rend très pratique. Cependant, la difficulté de cette méthode repose sur l'évaluation du nombre de fonctions de transfert à mesurer ainsi que sur la détermination des énergies des systèmes. Cette méthode a été introduite par les travaux de Lalor [Lalor, 1990]. Libardi et Varoto ont utilisé cette même méthode pour déterminer le coefficient de couplage entre trois poutres boulonnées [Libardi et Varoto, 2004].

Une approche particulière a été utilisée par Campolina et al. pour calculer ce coefficient dans son modèle hybride expérimental-SEA. Elle est basée sur la méthode des quatre pôles. Le coefficient de couplage s'exprime dans ce cas par :

$$\eta_{12} = \frac{N \operatorname{Re}(Z_{p2}) \tau}{\omega m_1} \quad (2.19)$$

où N désigne le nombre de liens mécaniques reliant les deux systèmes, Z_{p2} correspond à l'impédance d'entrée de la plaque 2, m_1 la masse de la plaque 1 et ω est la pulsation. Campolina a déterminé le coefficient de perte par couplage d'isolateurs vibratoires reliant deux panneaux en aluminium par le biais de cette méthode [Campolina *et al.*, 2012b].

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

Le coefficient de conversion mécanique - acoustique (AMCE) caractérise la capacité d'une structure à isoler deux milieux lorsque cette structure est excitée de façon mécanique. La mesure expérimentale de ce coefficient est schématisée sur la figure 2.5.

La structure est montée dans une fenêtre qui relie deux salles. La structure est excitée par un bruit blanc large bande avec un pot vibrant situé dans la salle émettrice. La puissance rayonnée par la structure est mesurée du côté de la salle réceptrice avec une sonde intensimétrique. Des matériaux absorbants doivent être placés dans la salle émettrice pour éviter que le rayonnement provoqué par les vibrations de la plaque se réfléchissent sur les parois de la salle. Ce phénomène fausserait la mesure en injectant de l'énergie acoustique

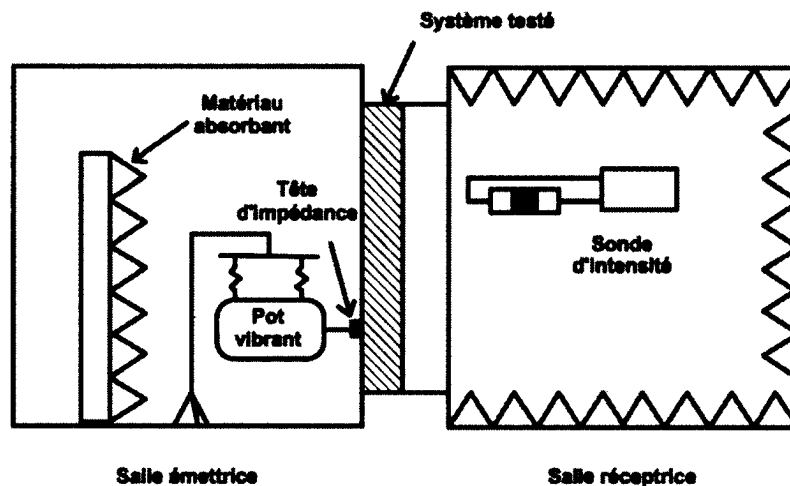


Figure 2.5 Mesure de l'AMCE

supplémentaire dans le système. L'AMCE du système est ensuite obtenu en effectuant le rapport suivant :

$$AMCE(dB) = \frac{\Pi_{inj}}{\Pi_{ray}} \quad (2.20)$$

où Π_{inj} est la puissance injectée dans le système et Π_{ray} la puissance rayonnée par celui-ci.

Nelisse et al. ont été les premiers à introduire cette technique pour mesurer l'AMCE [Nelisse *et al.*, 2003]. Plus récemment, Lu et al. ont mesuré l'AMCE de différentes structures en suivant cette méthodologie dans ses travaux sur l'estimation de la perte par insertion des traitements acoustiques en moyennes et hautes fréquences [Lu *et al.*, 2011].

Perte par insertion mécanique

La perte par insertion mécanique (*Structure borne Insertion Loss* en anglais) est un indicateur permettant de quantifier les performances de l'ajout d'un traitement sur une structure de référence dans le cas d'une excitation mécanique. Cet indicateur est obtenu en effectuant la soustraction de l'AMCE du système traité et celui du système non traité [Beranek, 1992].

$$SBIL(dB) = AMCE_{(Système traité)} - AMCE_{(Système non traité)} \quad (2.21)$$

La différence des deux mesures donne la valeur de la perte par insertion du traitement. De la même façon que dans le cas de l'excitation acoustique, ce coefficient peut être

négatif ou positif en fonction de la nature de l'ajout effectué au système. Lu et al. ont mesuré la perte par insertion mécanique d'un traitement acoustique puis l'a comparée à une prédiction basée sur la méthode SEA [Lu *et al.*, 2011].

Transmissibilité vibratoire

La transmissibilité vibratoire (TV) aussi appelée facteur de réduction de vibration, caractérise la capacité d'un lien à isoler deux systèmes en termes de vibrations. Dans notre cas de figure, il quantifie l'énergie vibratoire qui est transmise de la peau du fuselage au panneau intérieur. Cet indice est défini de la façon suivante :

$$TV = \frac{\langle v_2^2 \rangle}{\langle v_1^2 \rangle} \quad (2.22)$$

où $\langle v_1^2 \rangle$ et $\langle v_2^2 \rangle$ sont les vitesses quadratiques moyennes des panneaux 1 et 2 du système. Plus cet indice est élevé plus les vibrations sont transmises d'un système à l'autre et vice versa. Campolina a mesuré la transmissibilité vibratoire entre deux plaques en aluminium reliées par des liens rigides et souples [Campolina *et al.*, 2012b]. Cette formule a également été appliqué pour quantifier la transmissibilité vibratoire de liens mécaniques reliant un système double paroi [Poblet-Puig et Rodriguez-Ferran, 2009]. Il en ressort que la transmission des vibrations de la première plaque vers la deuxième est très importante en basses fréquences puis diminue progressivement avec l'augmentation de la fréquence. Cette diminution est d'autant plus importante que les liens sont souples.

2.3 Modélisation des structures aéronautiques

La modélisation du comportement vibroacoustique d'une structure est intimement liée à la physique du problème, sa géométrie (forme, dimension, etc), le domaine fréquentiel que l'on désire étudier et le degré de précision que l'on désire atteindre. C'est la raison pour laquelle il existe plusieurs classes de modélisation des structures aéronautiques, qui sont plus ou moins adaptées en fonction du cas de figure étudié. Une liste non exhaustive de ces théories est donnée dans cette partie, en se focalisant plus sur celles utilisées par la suite dans ce mémoire.

Les méthodes éléments finis (FEM) et éléments de frontières (BEM) sont des techniques couramment utilisées pour modéliser ce type de structures en basses fréquences où le comportement modal discret domine. Ces techniques permettent de calculer de manière précise la réponse vibroacoustique de ce type de structures. Cependant, ces méthodes trouvent leur limite en moyennes et hautes fréquences, du fait de la diminution de la longueur d'onde avec l'augmentation de la fréquence. Ceci augmente la taille des modèles numériques, ce qui engendre des temps de calcul rédhibitoires. En hautes fréquences, l'analyse statistique énergétique (SEA) est préférée car la densité modale est importante. Le comportement devient donc moins déterministe. La méthode SEA donne des résultats concluants lorsque les sous-systèmes modélisés sont grands comparés à la longueur d'onde [Atalla, 2011]. Une méthode hybride développée par Shorter permet de créer un modèle couplant des méthodes déterministes avec une approche statistique [Shorter *et al.*, 2005]. Cette théorie est implémentée dans le logiciel VAONE, qui a la particularité de regrouper les trois approches FEM, BEM et SEA.

La méthode des matrices de transfert (TMM) est une autre approche permettant de modéliser la réponse vibroacoustique des structures aéronautiques. Celle-ci est basée sur la formulation des quatre pôles qui relie les vitesses et les forces de chacune des extrémités du système par une matrice de transfert. Cette théorie deux dimensions, dans laquelle les structures sont supposées de dimensions infinies, possède l'avantage de pouvoir couvrir une large bande fréquentielle tout en étant rapide en termes de temps de calcul. Cette approche est implémentée dans le logiciel NOVA utilisé au GAUS. La méthode TMM ne permet cependant pas de prendre en compte les conditions aux limites des structures modélisés, qui peuvent avoir un effet conséquent en basses fréquences. Toutefois, l'option FTMM du logiciel permet de prendre en compte l'aspect fini des structures en appliquant un coefficient de correction aux résultats obtenus. Cette méthode est décrite en détails par Allard et Atalla dans leur ouvrage [Allard et Atalla, 2009]. Ce logiciel possède également un module dédié à la modélisation de structures double paroi, dans lequel on peut prendre en compte la présence de liens mécaniques. Ceci est évidemment intéressant dans le cas de la modélisation d'un fuselage d'avion. Ce modèle n'avait cependant pas été validé à l'aide de mesures expérimentales effectuées dans le laboratoire du GAUS avant cette étude. C'est la raison pour laquelle ceci est un des objectifs secondaires de ce projet.

CHAPITRE 3

Caractérisation des isolateurs vibratoires

Dans cette partie, les isolateurs vibratoires utilisés pour relier les panneaux des deux fuselages sont étudiés. Un système double paroi idéal ne posséderait pas de liens mécaniques, cependant dans la réalité ceci n'est pas possible. Malheureusement, la présence de ces liens a tendance à diminuer les performances d'isolation acoustique du fuselage. C'est la raison pour laquelle les industriels utilisent des liens souples comme les isolateurs, pour tenter de diminuer la transmission solidienne de la peau vers le panneau intérieur. La connaissance des propriétés de ces isolateurs, comme la raideur et l'amortissement, est très importante pour la compréhension des phénomènes de transmission au travers du fuselage. De plus, une bonne estimation de ces paramètres est essentielle pour la modélisation du chemin solidien de ce type de structure. L'industriel a mis à notre disposition quatre types d'isolateurs qui sont testés puis comparés. La première partie présente les résultats de caractérisation des isolateurs vibratoires sans précharge. Dans la deuxième partie, on s'intéresse à l'effet d'une précharge initiale sur les propriétés dynamiques des isolateurs.

Une vue du dessus et une vue du dessous d'un des quatre types d'isolateur mis à notre disposition par l'industriel sont illustrées sur la figure 3.1.

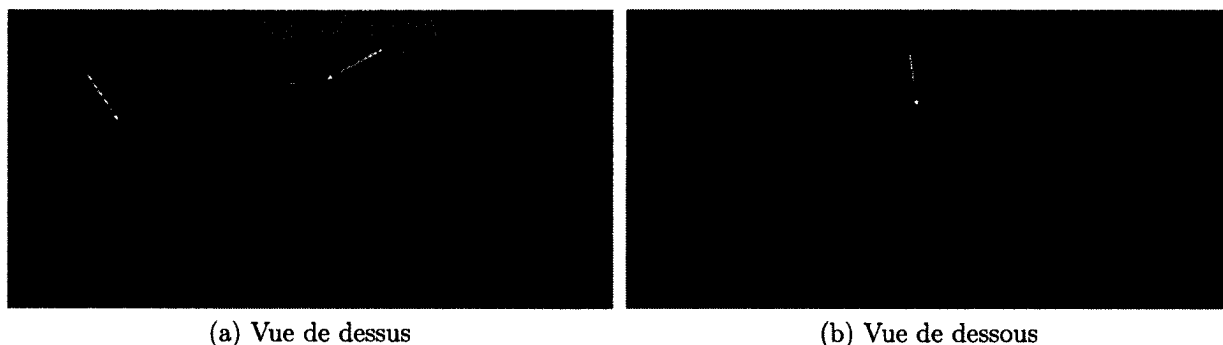


Figure 3.1 Exemple d'isolateur vibratoire

Ces quatre types d'isolateurs sont composés d'un bâti en polymère, d'un insert en acier et d'un matériau caoutchoutique reliant les deux précédentes parties. Ils possèdent tous exactement la même géométrie, seules les caractéristiques du caoutchouc sont différentes d'un isolateur à un autre. Trois valeurs de raideur et deux valeurs d'amortissement sont considérées. La hiérarchie de raideur et d'amortissement des isolateurs donnée par l'industriel est détaillée dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1 Caractéristiques des isolateurs vibratoires

/	Souple	Moyen	Raide	Rigide
Très peu amorti		Type J		
Peu amorti	Type F		Type H	
Rigide				Type R

3.1 Caractérisation sans précharge

Les deux caractéristiques que l'on désire évaluer sont la raideur et l'amortissement. Pour ce type d'isolateurs constitués d'une partie en caoutchouc, ces deux caractéristiques varient en fonction de la fréquence. Un montage expérimental a été mis en place dans le but d'évaluer ces deux paramètres. Le montage a été choisi suite à la comparaison de quatre types de montage effectuée par Campolina et al. [Campolina *et al.*, 2012b]. Il en a conclu qu'une configuration verticale est la plus performante pour la mesure que nous désirons réaliser. Ce montage expérimental est illustré sur la figure 3.2.

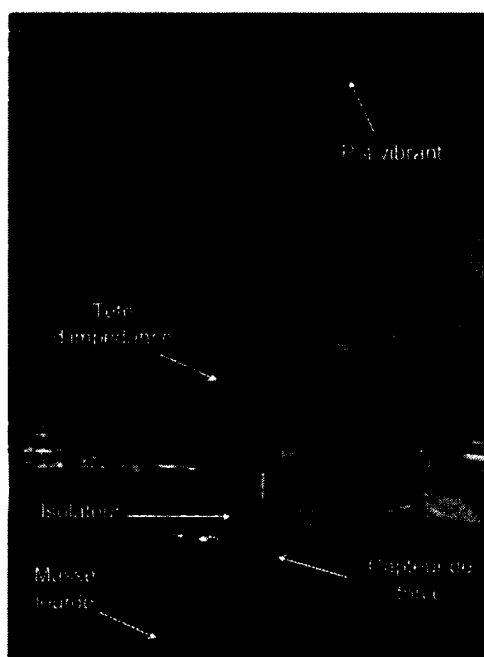


Figure 3.2 Montage expérimental utilisé pour la caractérisation des isolateurs

Un pot vibrant B&K 4809, alimenté par un amplificateur B&K 2706, est suspendu par des élastiques à un portant. La base de l'isolateur vibratoire testé est fixée sur une plaque cylindrique avec deux vis tandis que l'autre extrémité est vissée directement dans le capteur de force PCB 208B04 à l'aide d'une tige filetée. Une pastille munie d'une tige filetée est collée sur le côté supérieur de la plaque pour pouvoir fixer la tête d'impédance PCB 288D01. Le mandrin qui reçoit la tige d'excitation du pot vibrant est vissé dans la tête d'impédance.

Le tout est monté sur une masse en béton de plusieurs centaines de kilogrammes. Le signal d'excitation envoyé au pot vibrant est de type bruit blanc large bande. En effet, on désire idéalement connaître la raideur des isolateurs sur toute la bande de fréquence étudiée c'est-à-dire 0 - 5 kHz.

La raideur dynamique de l'isolateur est obtenue par le biais de la fonction de transfert en fréquence suivante :

$$H_1 = \frac{G_{xy}}{G_{xx}} \quad (3.1)$$

où G_{xy} représente l'interspectre du signal de force et du signal de déplacement et G_{xx} correspond à l'autospectre du signal de déplacement [Sjöberg et Kari, 2002]. La raideur de l'isolateur correspond à la partie réelle du nombre complexe obtenu alors que la partie imaginaire est elle représentative de l'amortissement de l'isolateur.

La première vérification qui a été effectuée pour s'assurer de la qualité de la mesure est de vérifier le bruit de fond. Pour cela, le niveau d'accélération injecté dans le système, mesuré par le biais de la tête d'impédance, est comparé à celui de l'accéléromètre placé sur la face supérieure de la masse lourde à proximité du capteur de force. La comparaison de ces deux niveaux d'accélération pour chacun des types d'isolateurs est présentée sur la figure 3.3.

On constate que la différence de niveau d'accélération entre la tête d'impédance et l'accéléromètre sur la masse varie entre 20 et 60 dB dépendamment de la fréquence et du type d'isolateur. Plus l'isolateur est raide, plus l'écart est faible entre les deux ce qui est logique car celui-ci transmet plus de force. Cet écart est considéré comme étant assez important pour assurer de bons résultats.

Une fois cette vérification effectuée, la raideur de chacun des isolateurs a été déterminée en fonction de la fréquence avec la formule 3.1 présentée précédemment. Le niveau d'excitation a été choisi de telle façon que la cohérence entre les signaux de force et d'accélération soit la meilleure possible et ceci sur la plus large bande de fréquences possible. La cohérence entre un signal x et un signal y est définie de la façon suivante :

$$C_{xy} = \frac{|G_{xy}|^2}{G_{xx}G_{yy}} \quad (3.2)$$

où G_{xy} correspond à l'interspectre entre les signaux x et y alors que G_{ii} est l'autopectre du signal i . La valeur de cet indicateur est définie entre 0 et 1. Une valeur proche de l'unité indique un bon degré de corrélation entre les deux signaux.

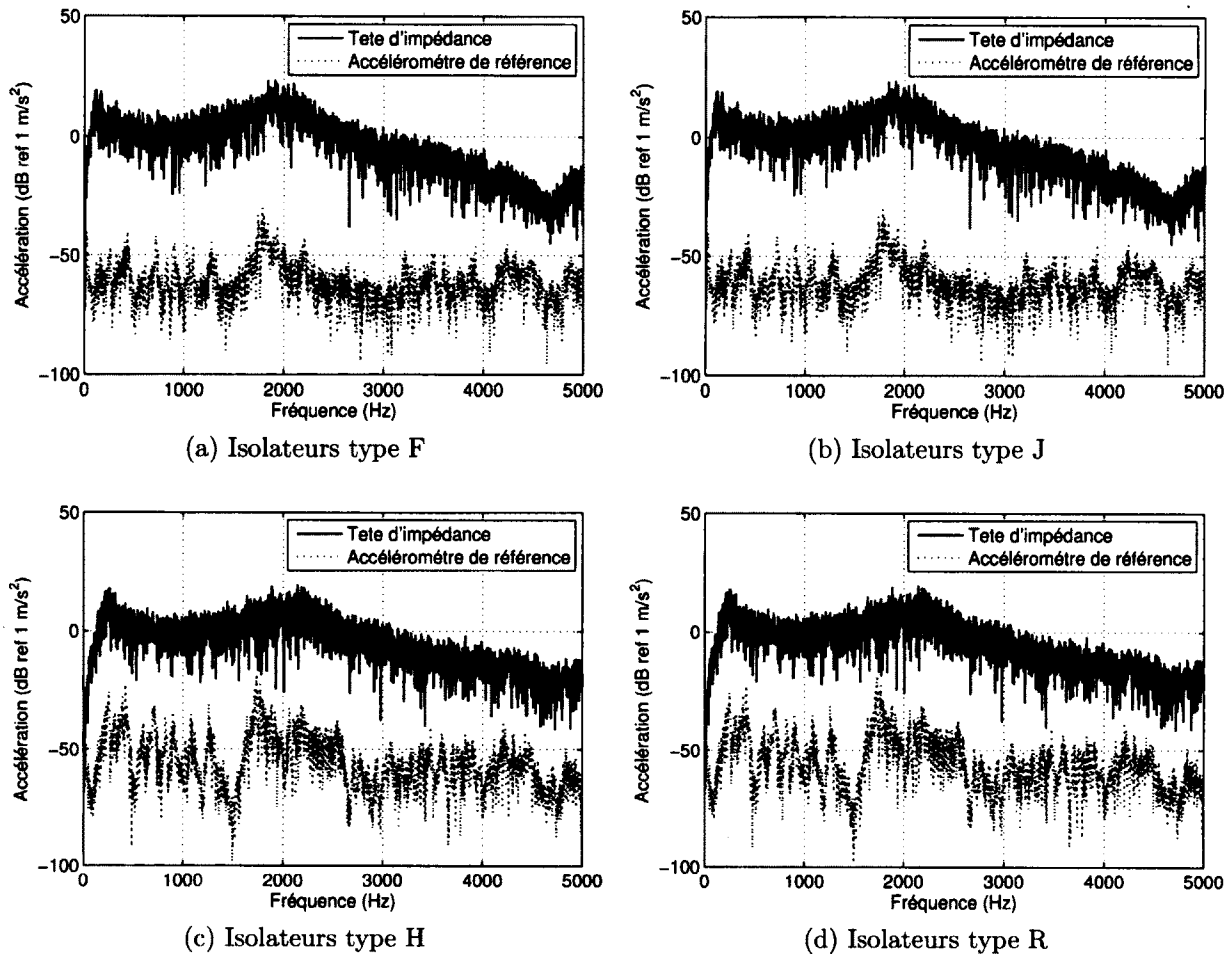


Figure 3.3 Vérification du bruit de fond

Les courbes de raideur dynamique et de cohérence des différents types d'isolateurs ainsi obtenues sont présentées sur la figure 3.4.

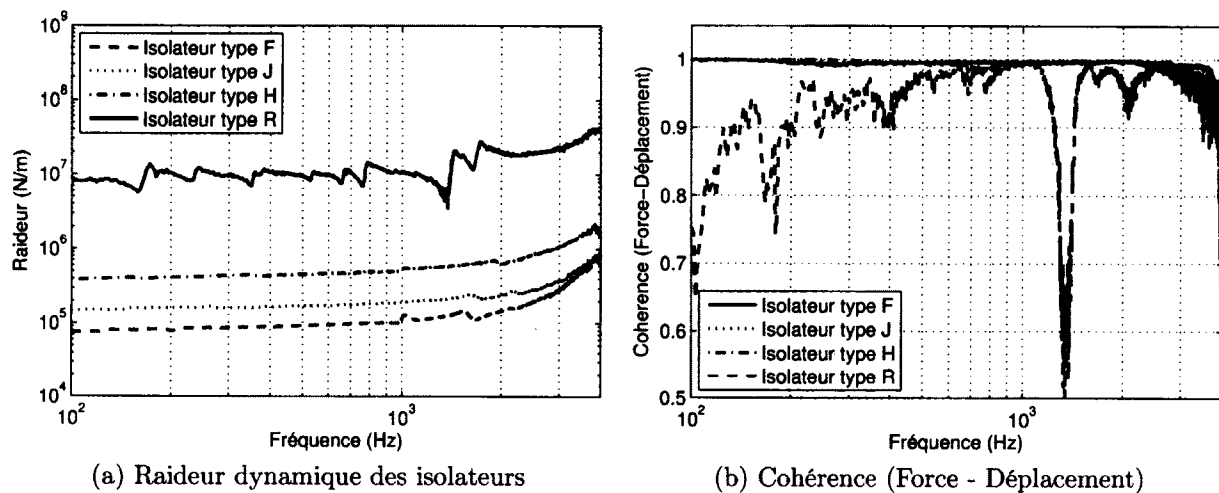


Figure 3.4 Raideur dynamique des isolateurs et cohérence de la mesure

On observe sur la figure 3.4a que la raideur des isolateurs augmente au fur et à mesure que la fréquence à laquelle ils sont excités croît. Ce phénomène est connu depuis longtemps pour les matériaux comme le caoutchouc. Cette augmentation s'accroît graduellement à partir de 1 kHz jusqu'à 4 kHz où la raideur de chacun des types d'isolateurs atteint un maximum. Ce pic, que l'on retrouve sur les quatre courbes, est dû à une résonance du montage. Ce phénomène a été remarqué en hautes fréquences par [Vahdati et Saunders, 2002] dans son étude de la raideur de plots caoutchoutiques. On peut noter que l'on retrouve le classement des isolateurs suivant leur raideur donné par l'industriel (tableau 3.1), à savoir que le type d'isolateur le plus souple au plus raide est le type F, le type J, le type H et le type R qui est rigide. La cohérence correspondante à ces mesures de raideur est illustrée sur la figure 3.4b. On constate que cet indice est égale à 1 sur la plage de fréquences 100 Hz - 4 kHz pour les isolateurs souples. Cependant, dans le cas de l'isolateur type R, la courbe de raideur dynamique fluctue beaucoup plus que les autres. L'explication est que dans ce cas, le pot vibrant n'est pas capable d'injecter correctement la force sur toute la bande fréquentielle étudiée, du fait de la valeur de raideur très élevée.

L'objectif de cette caractérisation est de pouvoir prendre en compte la variabilité de la raideur de ces isolateurs dans les modèles numériques, et ce sur tout le domaine fréquentiel, à savoir 0 - 10 kHz. Cependant, le montage expérimental permet de mesurer la raideur seulement jusqu'à 1 kHz comme expliqué précédemment. C'est la raison pour laquelle ces données doivent être extrapolées pour permettre d'avoir une estimation de cette valeur pour chacun des types d'isolateurs jusqu'à 10 kHz. L'équation utilisée pour l'extrapolation est la suivante :

$$K(f) = a \ln(f) + k_0 \quad (3.3)$$

où a est un coefficient constant et k_0 correspond à la raideur statique de l'isolateur. Les courbes de tendance ainsi déterminées pour chacun des types d'isolateurs sont les suivantes :

$$K_F(f) = 10967 \ln(f) + 21196 \quad (3.4)$$

$$K_J(f) = 16717 \ln(f) + 72733 \quad (3.5)$$

$$K_H(f) = 53280 \ln(f) + 123186 \quad (3.6)$$

$$K_R(f) = 863465 \ln(f) + 2731291 \quad (3.7)$$

Ces courbes de tendance ont été obtenues pour la plage de fréquences 50 Hz - 1 kHz pour les isolateurs type F, J et H et sur la plage 100 Hz - 1 kHz pour le type R. Ce sont ces

expressions qui seront prises en compte dans la modélisation de la raideur dynamique des isolateurs par la suite.

Le deuxième paramètre auquel on s'intéresse est l'amortissement des isolateurs. Celui-ci est obtenu en effectuant le rapport suivant [Nadeau et Champoux, 2008] :

$$\eta = \frac{Im(K)}{Re(K)} \quad (3.8)$$

où $Re(K)$ et $Im(K)$ sont la partie réelle et imaginaire, respectivement, de la raideur mesurée sur le montage.

Les courbes d'amortissement obtenues par le biais de l'équation 3.8 sont illustrées sur la figure 3.5.

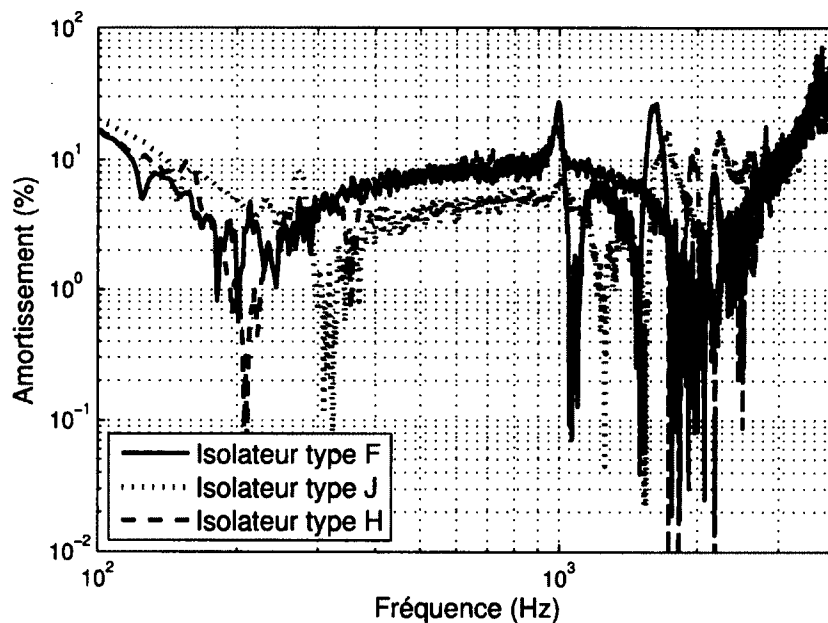


Figure 3.5 Amortissement des isolateurs

Les courbes sont présentées sur la même bande de fréquences que pour la raideur dynamique. Cependant, les valeurs d'amortissement sont exploitables seulement dans la plage de fréquences 400 Hz - 2 kHz. Au dessus de cette fréquence, les mesures sont perturbées par la présence d'une fréquence de résonance du montage localisée vers 4 kHz. On constate que cette fois encore on retrouve l'ordre donné par l'industriel concernant les valeurs d'amortissement. Les types d'isolateurs F et H sont les plus amortis avec environ 8 % à partir de 400 Hz et le type J est un peu moins amorti avec 4 %. La courbe d'amortissement de l'isolateur type R n'est pas présentée étant donné qu'elle n'est pas exploitable et quelle ne présente pas d'intérêt particulier.

Les résultats de raideur et d'amortissement dynamique donnés précédemment ont été obtenus avec une cohérence proche de un. Cependant, en faisant varier le gain de l'amplificateur du pot vibrant et donc la puissance injectée dans le montage, on observe des variations de résultats. Un exemple de ce phénomène pour l'isolateur type J est illustré sur la figure 3.6

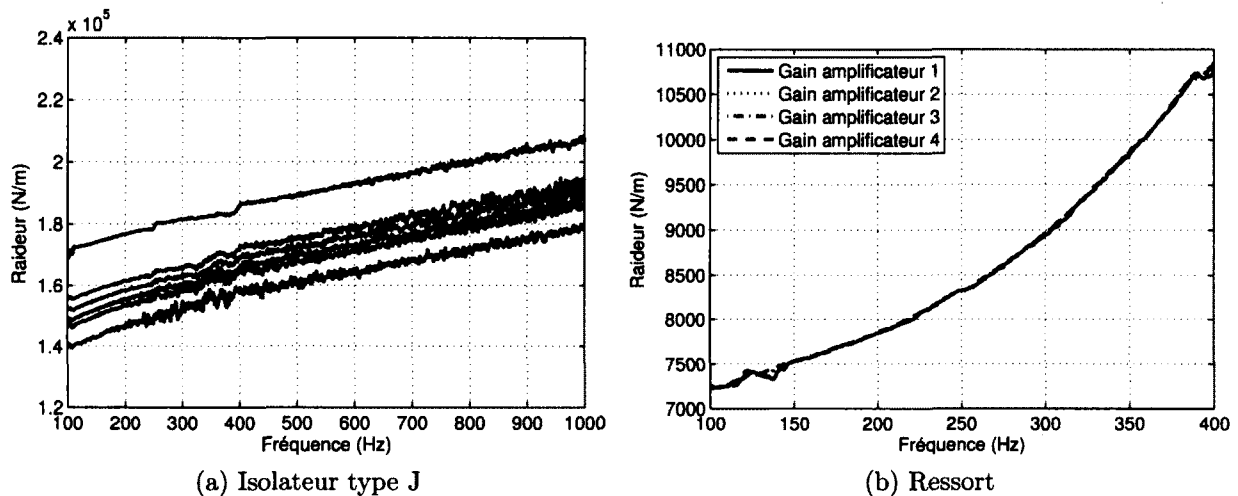


Figure 3.6 Variation de l'amplitude d'excitation

La figure 3.6a présente les résultats obtenus pour le type d'isolateur J en faisant varier seulement le niveau d'excitation du pot vibrant. On remarque que plus l'amplitude d'excitation est grande plus la courbe de raideur dynamique obtenue se décale vers le bas et inversement. L'écart entre la courbe la plus élevée et la plus basse est d'environ 25 %. La mesure de la raideur dynamique des isolateurs est donc fortement dépendante du niveau d'amplitude de l'excitation, un signe de non-linéarité. Le même essai a été réalisé avec un ressort (figure 3.6b) et on constate que toutes les mesures sont parfaitement superposées. Ce phénomène non linéaire est bien connu des matériaux caoutchoutiques et se nomme l'effet Payne. Celui-ci stipule que plus l'amplitude de l'excitation est élevée plus la raideur du matériau va être faible et inversement [Sjöberg et Kari, 2002]. A la suite de cette constatation, il a été décidé de caractériser les isolateurs à amplitude constante pour éviter de rencontrer ce phénomène.

Pour être capable de contrôler le niveau d'amplitude injecté à l'isolateur, un signal sinusoïdal de fréquence pure a été envoyé au pot vibrant. L'accélération injectée dans le montage est contrôlée à l'aide de la tête d'impédance située sur le dessus du montage. Une valeur d'accélération fixe est choisie puis est imposée au système sur la gamme de fréquences 0 - 2 kHz par pas de 200 Hz.

La méthodologie utilisée pour cette mesure est la suivante. Tout d'abord, une fréquence pure est envoyée au pot vibrant. Ensuite, l'analyseur de fréquence utilisé dans le logiciel

PULSE est activé en moyennage exponentiel. L'autospectre du signal d'accélération de la tête d'impédance est utilisé pour visualiser la valeur d'accélération imposée au système. La molette du gain située sur l'amplificateur B&K 2706 est utilisée pour ajuster la valeur d'accélération à 5 g, soit cinq fois celle de l'accélération de la pesanteur. Cette valeur a été choisie de façon arbitraire tout en s'assurant qu'il soit possible de l'imposer sur la bande de fréquences 0 - 2 kHz avec la chaîne de mesure utilisée. Une fois que cette valeur est atteinte, l'analyseur est activé en mode linéaire puis la mesure de raideur est moyennée sur 20 secondes.

Le résultat de cette mesure effectuée pour le type d'isolateur F est présenté sur la figure 3.7

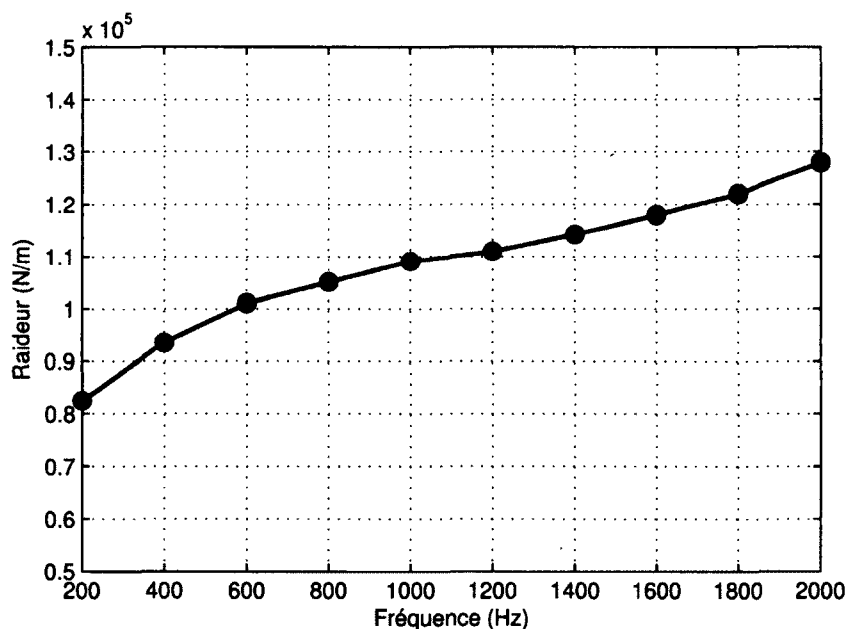


Figure 3.7 Raideur dynamique du type d'isolateur F mesurée à accélération constante de 5 g

On constate que la raideur de l'isolateur F augmente en fonction de la fréquence comme dans le cas de l'excitation avec un bruit large bande. Dans le cas de l'excitation avec une fréquence pure, l'accélération est imposée et donc maîtrisée, ce qui n'est pas le cas avec l'excitation large bande. Cette méthodologie permet donc de pouvoir comparer la raideur des différents isolateurs par rapport à un niveau d'excitation égale pour chacun des types d'isolateurs. Ce qui n'était pas forcément le cas avec l'excitation bruit blanc, car le gain du pot vibrant était ajusté à chaque fois pour avoir la meilleur cohérence possible. Il aurait fallu idéalement effectuer cette manipulation pour les trois autres types d'isolateurs. Cependant, cette méthodologie a été pensée en toute fin de projet et le manque de temps

n'a pas permis de le faire. Toutefois, les mesures effectuées avec l'excitation large bande sont considérés comme étant une bonne estimation de la raideur dynamique des isolateurs puisque l'ordre de grandeur mesuré est le même.

3.2 Caractérisation avec précharge

Cette partie a pour objectif d'illustrer l'effet d'une compression initiale sur le comportement dynamique des isolateurs. En effet, dans la réalité lorsque le fuselage est assemblé, il est possible que le panneau de finition vienne exercer une pression plus ou moins importante sur les isolateurs, et donc imposer une précontrainte. Nous désirons savoir si cet effet a une conséquence sur le comportement dynamique des isolateurs et s'il est négligeable ou non. Pour ce faire, le même montage est utilisé que pour la caractérisation sans précontrainte. Une fois l'isolateur installé et le pot vibrant fixé, le portant du pot vibrant est descendu légèrement pour que la masse du pot vibrant vienne imposer une légère compression à l'isolateur. La valeur de la compression statique est contrôlée à l'aide d'un comparateur placé entre la surface supérieure de la masse lourde et le plateau sur lequel est fixé l'isolateur comme le montre la figure 3.8.

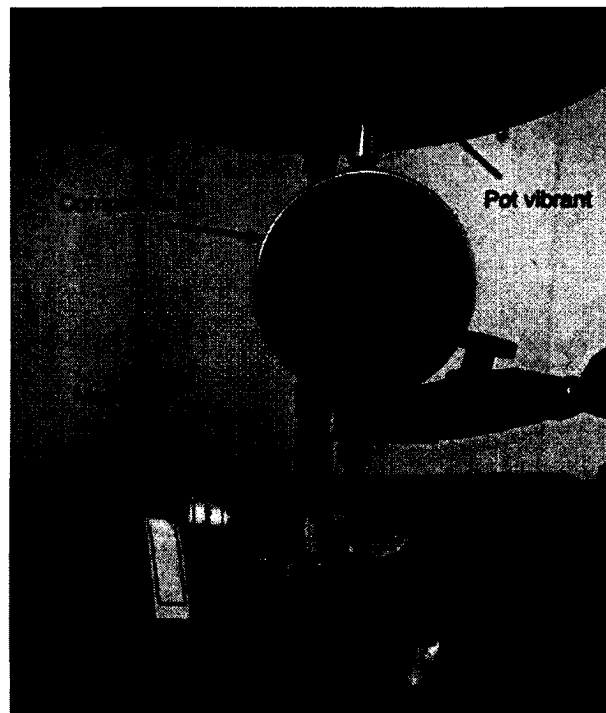


Figure 3.8 Contrôle de la précharge statique imposée à l'isolateur

Une méthodologie identique à celle de la caractérisation sans précontrainte est suivie. Une valeur d'accélération de 5 g est imposée au système par pas de fréquence de 200 Hz entre

0 Hz et 2 kHz. Le déplacement maximal imposable à ces isolateurs est de 1.3 mm. Cette valeur a été mesurée à l'aide d'un comparateur digital en appuyant sur l'insert situé au milieu de l'isolateur jusqu'à ce qu'il arrive en butée. Les valeurs de compression choisies sont les suivantes : 0.25 mm, 0.5 mm, 0.75 mm et 1 mm ce qui correspond à respectivement 19 %, 38 %, 57 % et 77 % de compression par rapport à la hauteur initiale des isolateurs.

Le résultat de la mesure de raideur dynamique d'un isolateur type F obtenue pour ces quatre taux de compression est illustré sur la figure 3.9.

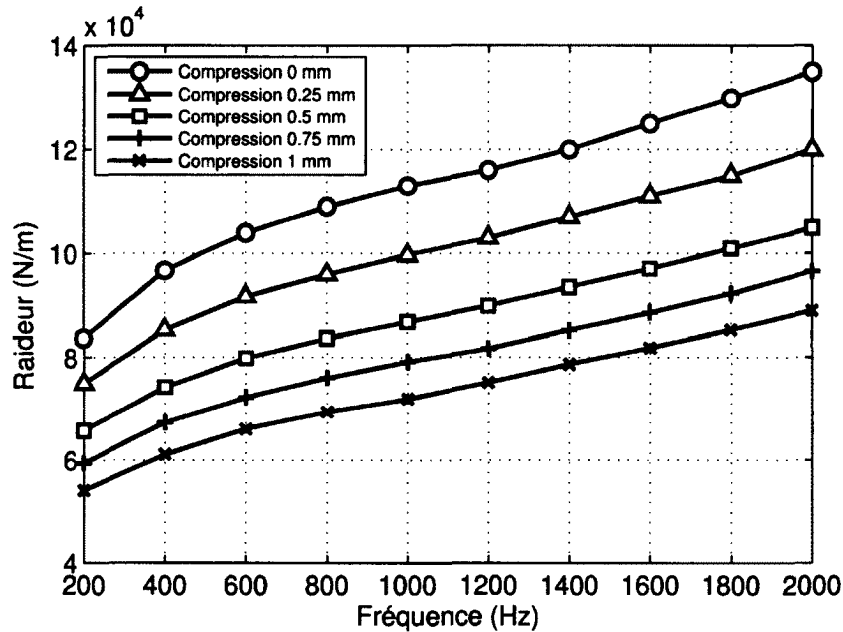


Figure 3.9 Raideur dynamique d'un isolateur type F sous différentes précharges

On remarque que la compression statique imposée à l'isolateur a pour effet de translater uniformément sa courbe de raideur vers le bas. Ce phénomène devient de moins en moins important au fur et à mesure que la valeur de précharge augmente. La diminution de raideur maximale observée dans le cas d'une précharge statique de 1 mm est de l'ordre de 35 %. Cette valeur peut être considérée comme extrême étant donnée quelle correspond à une compression statique de l'isolateur de 75 %.

Cette tendance peut paraître surprenante car une étude publiée par Kari à ce sujet donne la tendance inverse [Kari, 2003]. Cependant, cette différence peut s'expliquer de la façon suivante. L'isolateur étudié par Kari est un simple cylindre de caoutchouc placé entre deux plaques d'acier. La géométrie des isolateurs étudiés présentement est beaucoup plus complexe (figure 3.1). Si l'on regarde la forme du caoutchouc plus en détail, on peut s'apercevoir que lorsque l'on impose une précontrainte à l'isolateur, le caoutchouc n'est pas comprimé mais est plutôt étiré. La façon dont laquelle est sollicité le caoutchouc

n'est donc probablement pas une contrainte de compression mais plutôt une combinaison de traction et de cisaillement. Cette différence de sollicitation pourrait expliquer cette tendance, cependant une étude plus poussée serait nécessaire.

3.3 Synthèse des résultats

Ce chapitre s'est intéressé à la caractérisation des isolateurs vibratoires utilisés pour relier les parois des deux types de fuselage étudiés. La première partie a traité de la mesure expérimentale de la raideur ainsi que de l'amortissement de ces isolateurs sans précharge. Un montage expérimental a été mis en place dans le but d'évaluer ces deux paramètres. L'excitation du pot vibrant était dans ce cas de type large bande. Les résultats confirment le phénomène déjà observé par différents auteurs, à savoir l'augmentation de la raideur au fur et à mesure que la fréquence croît. La hiérarchie de raideur et d'amortissement des différents types d'isolateurs a été retrouvée jusqu'à 2 kHz, limite de mesure du montage. La courbe de raideur dynamique des isolateurs se révèle particulièrement dépendante de l'amplitude d'excitation qui leur est imposée. Ce phénomène avait également déjà été remarqué par d'autres auteurs. Une méthodologie différente a été imaginée dans le but d'imposer un niveau d'excitation égale à l'ensemble des isolateurs. Le manque de temps en fin de projet n'a pas permis de réaliser cette mesure pour les quatre types d'isolateurs. Cependant, les premières mesures effectuées avec l'excitation large bande ont permis d'obtenir des résultats jugés acceptables. Des courbes de tendance ont ensuite été utilisées pour extrapoler la raideur de chacun des types d'isolateurs jusqu'à 10 kHz. L'amortissement a ensuite été déterminé expérimentalement sur le même montage. Ce sont ces valeurs qui seront utilisées par la suite pour la modélisation des deux systèmes double paroi avec liens mécaniques. La deuxième partie du chapitre était consacrée à l'investigation de l'effet d'une précharge sur le comportement dynamique de ces isolateurs. La tendance à laquelle on pouvait s'attendre n'a pas été retrouvée. En effet, les mesures effectuées sur les isolateurs précontraints statiquement ont révélé une tendance inverse, à savoir une diminution de la raideur dynamique. Ce résultat peut s'expliquer par la complexité de la géométrie des isolateurs étudiés. La précontrainte appliquée sur l'isolateur ne se traduit vraisemblablement pas par une compression de la partie caoutchoutique, mais plutôt en une contrainte composée de traction et de cisaillement. Ce n'est néanmoins qu'une hypothèse qui nécessiterait une étude plus poussée du phénomène. Un modèle numérique pourrait également permettre de confirmer ou de démentir cette diminution de raideur en fonction de la précharge imposée.

CHAPITRE 4

Étude de la perte par transmission d'une structure double paroi avec peau métallique

Dans cette partie, nous allons nous intéresser aux performances d'isolation acoustique d'un système double paroi classique utilisé pour fabriquer les fuselages d'avion. Le système est constitué d'une peau métallique raidie et d'un panneau de finition de construction sandwich composite, entre lesquels est inséré un traitement acoustique de trois pouces d'épaisseur. La peau est tout d'abord étudiée individuellement, puis avec un traitement acoustique. Une étude de l'effet de la compression de ce traitement sur les performances du système est alors réalisée. Ensuite, le panneau de finition est également considéré seul. Le système double paroi formé des deux panneaux et du traitement acoustique est testé sans liens mécaniques. Finalement, les isolateurs vibratoires sont ajoutés pour former le fuselage complet.

4.1 Panneau métallique raidi nu

Le premier système double paroi étudié est composé d'une peau de type métallique raidie orthogonalement illustrée sur la figure 4.1.

Le panneau mesure 1.5 m par 1m et est composé d'une plaque en aluminium de 1.27 mm d'épaisseur sur laquelle sont rivetés des raidisseurs. La plaque possède quatre raidisseurs dans le sens de la longueur (cadres), axe y sur la figure, et sept dans le sens de la largeur (lisses), axe x sur la figure. La forme de ces raidisseurs est différente d'une direction à l'autre. La section de chacun des types de raidisseurs est visible sur la figure 4.2.

Comme on peut le constater sur la figure, les cadres ont une section plus importante que les lisses. Cela s'explique par le fait que ces raidisseurs jouent un rôle crucial pour la structure de l'avion en supportant les efforts dus à la pressurisation encaissée par le fuselage. Les lisses quant à eux aident le revêtement dans l'absorption des contraintes longitudinales de traction et compression.

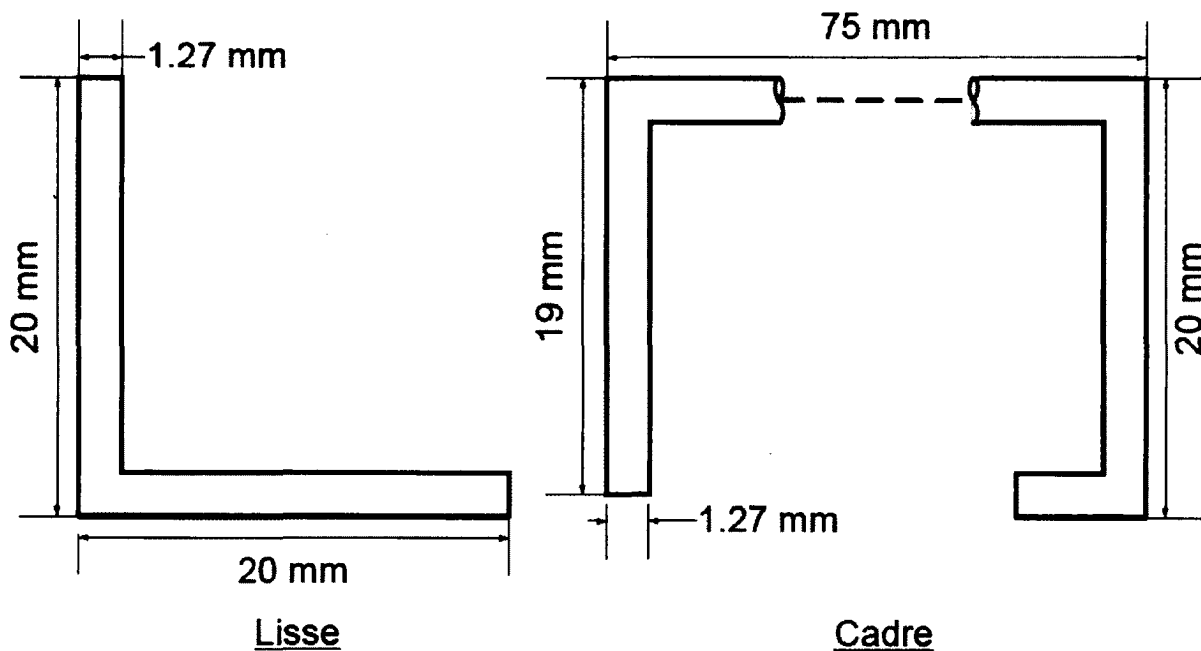
La plaque comme les raidisseurs sont fabriqués en aluminium. La masse totale de l'assemblage est de 8,6 kg. Les caractéristiques mécaniques du matériau constituant le panneau ne sont pas détaillées pour cause de confidentialité.



(a) Extérieur du fuselage

(b) Intérieur du fuselage

Figure 4.1 Panneau raidi en aluminium



Lisse

Cadre

Figure 4.2 Section des raidisseurs

Perte par transmission

Le premier indice vibroacoustique présenté de ce panneau est celui qui nous intéresse le plus, à savoir sa perte par transmission. Dans un premier temps, la méthodologie utilisée pour la mesure expérimentale est détaillée, puis le résultat est présenté. Ensuite, les pré-

dictions de perte par transmission modélisées sous NOVA et VAONE sont comparées à la mesure expérimentale.

Mesure expérimentale

La première étape a été de monter le panneau dans la fenêtre de transmission qui relie les deux salles. Une photographie du montage vu du côté de la salle réverbérante est illustrée sur la figure 4.3.

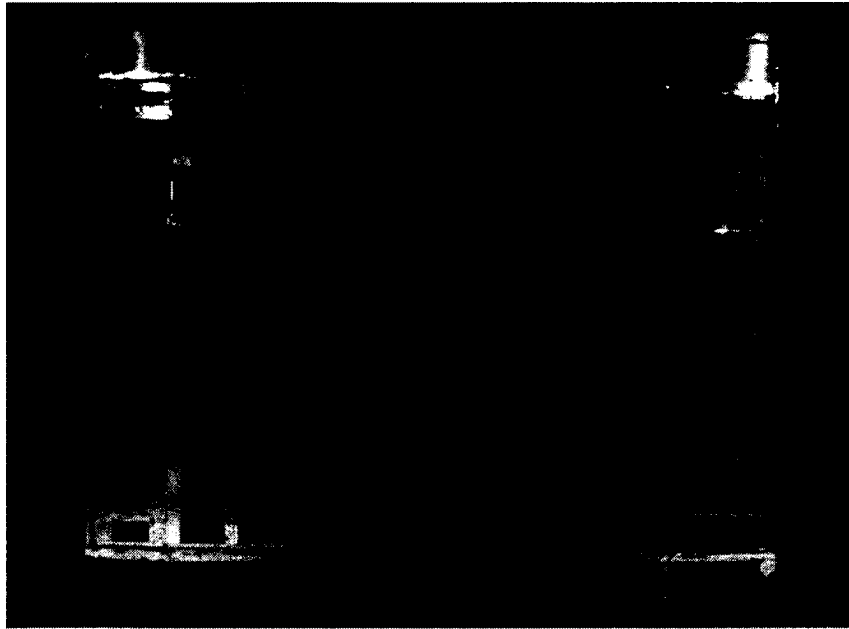


Figure 4.3 Panneau raidi vu de la salle réverbérante

La surface extérieure du panneau (sans raidisseurs) est alignée avec le mur de la salle réverbérante. Ce choix de montage vise à éviter l'effet de niche que pourrait engendrer le fait de monter le panneau plus profondément dans la fenêtre de transmission. Le périmètre de la plaque est immobilisé entre un cadre en bois et un cadre composé de barres en aluminium. Un joint de silicone a été appliqué sur la liaison entre le cadre en aluminium et la plaque pour assurer l'étanchéité acoustique du montage. Le reste de la fenêtre de transmission est rempli d'un assemblage de plaques de gypse et de laine de roche pour assurer une isolation maximale.

Une fois que la structure est correctement montée dans la fenêtre de transmission, la mesure de perte par transmission de la structure est prête à être réalisée. Tout d'abord, les microphones utilisés pour la mesure sont calibrés à l'aide d'un calibre B&K type 4230. L'appareil produit un niveau de pression connu, dépendant de la taille de microphone, à une fréquence de 1000 Hz. Le microphone monté sur le dispositif tournant pour moyenner

le niveau de pression dans la salle réverbérante est un B&K 4188 de 1/2 pouce de diamètre. Ce dispositif est illustré sur la figure 4.4.

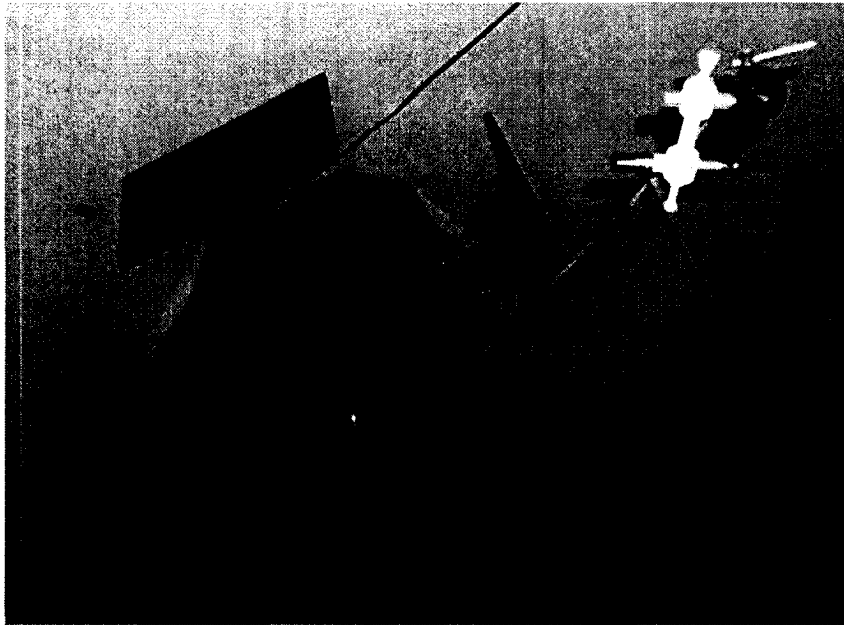


Figure 4.4 Microphone tournant

L'analyseur tiers d'octave du logiciel PULSE est activé en mode exponentiel et le gain du microphone est ajusté jusqu'à obtenir un niveau de pression de 93.8 dB sur la bande d'octave centrée sur 1 kHz. La même méthodologie est répétée pour les deux microphones 1/4 de pouce de la sonde d'intensité. Dans leur cas, le niveau de pression à atteindre est de 94 dB. Une fois l'opération de calibration effectuée, l'analyseur est passé en mode de moyennage linéaire pour la mesure. L'espacement entre les deux microphones de la sonde d'intensité est de 6 mm pour toutes les mesures. Cette distance inter-microphonique permet de mesurer l'intensité acoustique jusqu'à au moins 10 kHz qui est la limite de fréquence maximale considérée dans cette étude.

La salle réverbérante est vidée, puis les portes sont fermées. Un champ acoustique diffus large bande est alors créé dans la salle réverbérante au moyen des différentes enceintes. Le niveau de pression total produit est d'environ 120 dB sur toute la bande de fréquences 100 Hz - 10 kHz. La puissance acoustique transmise de la salle réverbérante à la salle anéchoïque à travers la surface de la structure testée est alors mesurée à l'aide d'une sonde intensimétrique. La totalité de la fenêtre de mesure est recouverte par un matériau bi-couche formé d'une masse lourde et d'une mousse polyuréthane (Barymat M-100D), pour assurer que la puissance rayonnée mesurée provient uniquement du système double paroi et non des parois de la niche. La mesure de cette puissance est moyennée spatialement et temporellement en balayant la totalité de la surface de la structure testée. Cette

manipulation est effectuée une fois horizontalement puis une fois verticalement. Pendant cette même période, le niveau de pression moyen dans la salle réverbérante est mesuré par le microphone tournant. La mesure est enregistrée par un analyseur 1/3 d'octave, un analyseur 1/12 d'octave et un analyseur bande fine. Toutes les mesures de perte par transmission présentées dans ce mémoire ont été réalisées de cette manière. Dans ce document, les courbes obtenues par cette technique sont présentées en tiers d'octave seulement pour des raisons de clarté.

Le résultat de la mesure expérimentale de perte par transmission du panneau raidi est présenté sur la figure 4.5.

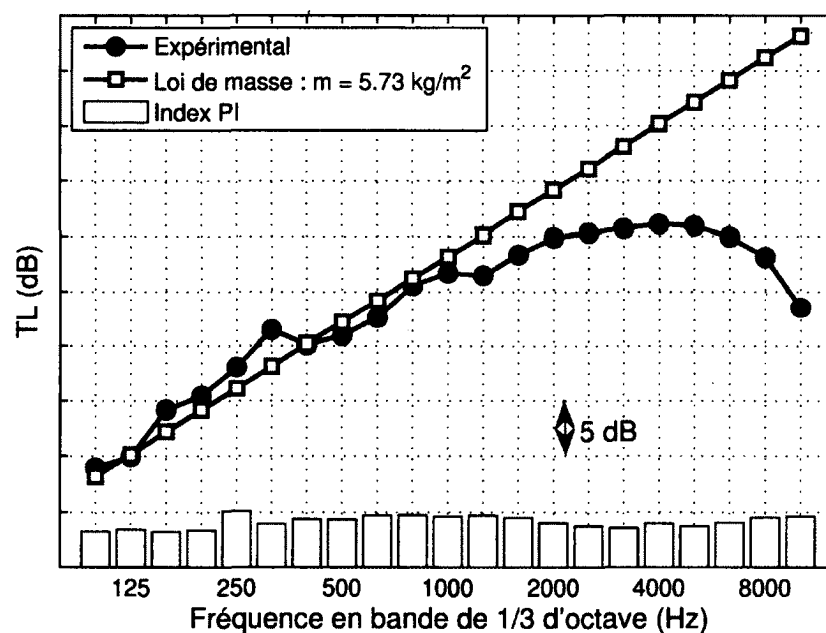


Figure 4.5 Perte par transmission du panneau raidi nu

On constate tout d'abord que la courbe de perte par transmission du panneau raidi est accidentée entre 100 Hz et 1 kHz. La loi de masse équivalente d'une plaque simple possédant la même masse surfacique que le panneau raidi (5.73 kg/m^2) est tracée à l'aide de la formule $20 \log_{10}(Mf) - 47 \text{ dB}$, où M est la masse surfacique de la plaque [Fahy, 1985]. La mesure est répartie de part et d'autre de cette droite, ce qui montre que c'est la masse du panneau qui gouverne majoritairement la transmission du son dans cette zone. Cependant, on remarque une variation localisée à 400 Hz qui peut être expliquée par un phénomène de transition [Bremner, 1994]. L'auteur a montré que dans le cas de structures raidies de façon bi-directionnelle comme celle étudiée, il existe une fréquence où le comportement de la structure passe d'un comportement global à un comportement périodique. Ce changement se produit lorsque la demi-longueur d'onde de flexion devient inférieure à l'espacement

entre les raidisseurs. Au dessus de 4 kHz, la perte par transmission du panneau commence à diminuer pour atteindre un minimum à 10 kHz. Ceci est conforme avec l'augmentation de l'efficacité de rayonnement des structures raidies [Fahy, 1985]. Par exemple, une étude menée sur le même type de structure par Bolduc a démontré le rayonnement important des raidisseurs dans cette plage de fréquences [Bolduc, 2007]. La figure 4.6 illustre ce phénomène à 2500 Hz pour un panneau raidi orthogonalement.

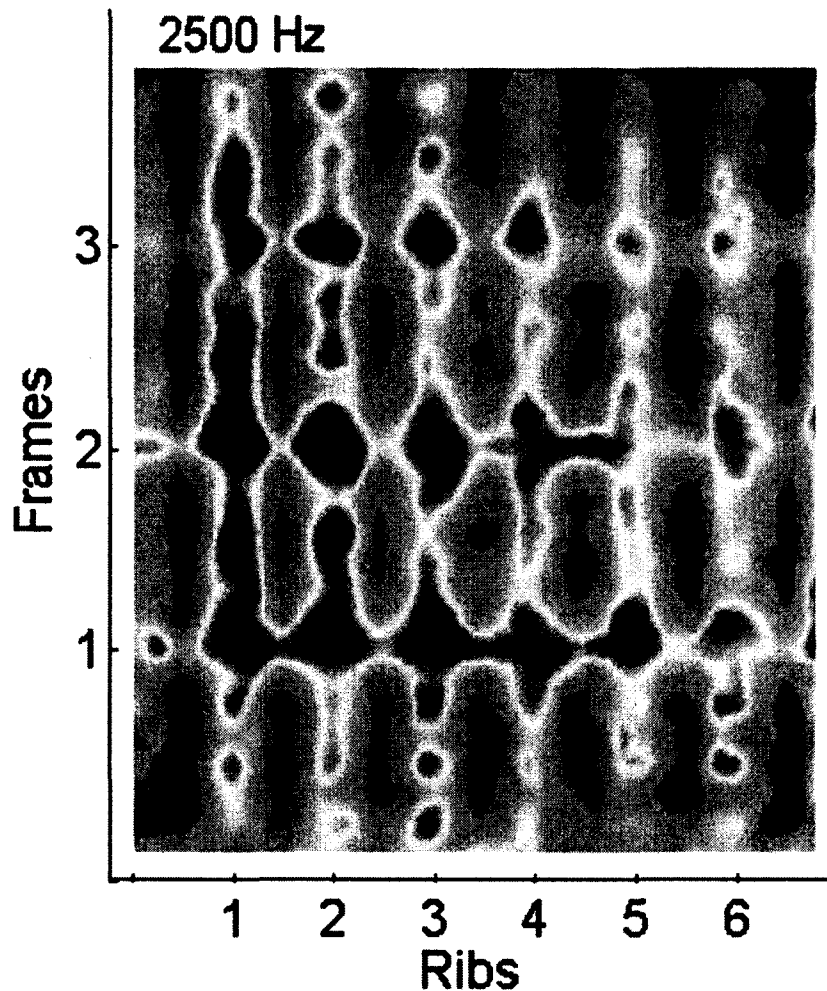


Figure 4.6 Rayonnement des raidisseurs d'un panneau raidi à 2500 Hz [Bolduc, 2007]

On voit clairement sur la figure que les raidisseurs verticaux et horizontaux rayonnent plus d'énergie acoustique que la peau du panneau. Cette constatation permet donc d'expliquer la diminution de la courbe de perte par transmission du panneau raidi après 2 kHz.

L'autre phénomène qui s'ajoute à celui de rayonnement important des raidisseurs est la présence de la fréquence critique de la plaque qui se situe aux alentours de 10 kHz. Cette fréquence peut être rapidement approchée en utilisant l'approximation $f_c = \frac{12}{e}$ en sachant

que e correspond à l'épaisseur de la peau du panneau qui est de 1.27 mm. L'importance de la diminution de l'indice d'affaiblissement indique que ce panneau est probablement peu amorti. On peut noter que l'index PI de la mesure ne dépasse jamais 5 dB ce qui indique de bonnes conditions de mesure 4.5.

Modèles numériques

Plusieurs modèles numériques permettent de modéliser des raidisseurs sur une plaque. Dans cette étude, la modélisation des structures étudiées est limitée aux logiciels VAONE et NOVA. Le premier possède un modèle de plaque équivalente qui permet de prendre en compte la présence des raidisseurs alors que NOVA ne possède aucun module prévu à cet effet à l'heure actuelle. Les résultats de ce modèle ne sont pas présentés car le temps qui a été imparti à la modélisation de ce panneau a été trop faible. De plus, les effets des raidisseurs seront ensuite masqués par l'ajout du traitement acoustique. Néanmoins, il est possible de calculer la loi de masse équivalente du panneau en prenant en compte la masse ajoutée par les raidisseurs. Cela donne une bonne idée de la perte par transmission du système puisque c'est la masse du système qui influe le plus avant la fréquence critique de la plaque.

Les simulations de perte par transmission du panneau raidi réalisées avec NOVA et VAONE sont illustrées sur la figure 4.7.

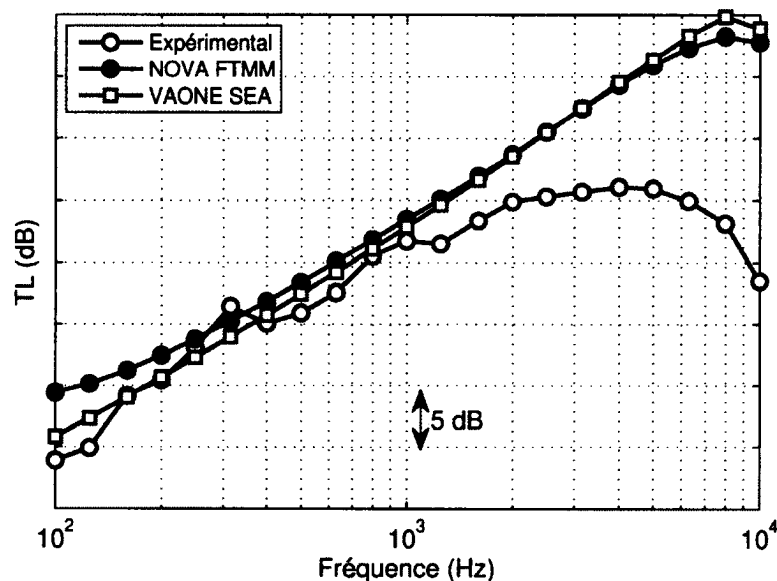


Figure 4.7 Modèles numériques de la perte par transmission du panneau raidi

Dans les deux logiciels, le panneau est modélisé par une plaque simple d'épaisseur 1.27 mm. La masse volumique de l'aluminium assignée à cette plaque est de 4514 kg/m^3 . Cette

valeur prend en compte la masse ajoutée par les raidisseurs ce qui assure d'avoir la bonne masse même si les raidisseurs ne sont pas physiquement modélisés. L'amortissement du matériau utilisé est 0.7 %. On constate que ce modèle donne une bonne approximation de la loi de masse du panneau jusqu'à 1 kHz. Au delà de cette fréquence, la prédiction devient de plus en plus supérieure à la mesure. Cet écart s'explique par le rayonnement important des raidisseurs au dessus de cette fréquence qui n'est pas reproduit par le modèle étant donné que c'est une plaque simple. Cependant, la fréquence critique est bien captée car l'épaisseur de la plaque modélisée est fidèle à celle du vrai panneau. La différence en dessous de 200 Hz s'explique par le fait que les dimensions de la salle réverbérante limite la validité du champ diffus en dessous de cette fréquence. Le fait que le modèle soit celui d'une plaque mince est une autre explication. Le modèle VAONE basé sur la théorie SEA donne la même prédiction que NOVA en moyennes et hautes fréquences. On remarque que cette prédiction est plus proche de la mesure en basses fréquences.

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

Pour la mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique (AMCE), le panneau est monté dans la fenêtre de transmission de la même façon que pour la mesure de la perte par transmission. La plaque est excitée mécaniquement à l'aide d'un pot vibrant MB Dynamics Modal 50 situé dans la salle réverbérante que l'on peut voir sur la figure 4.8a.

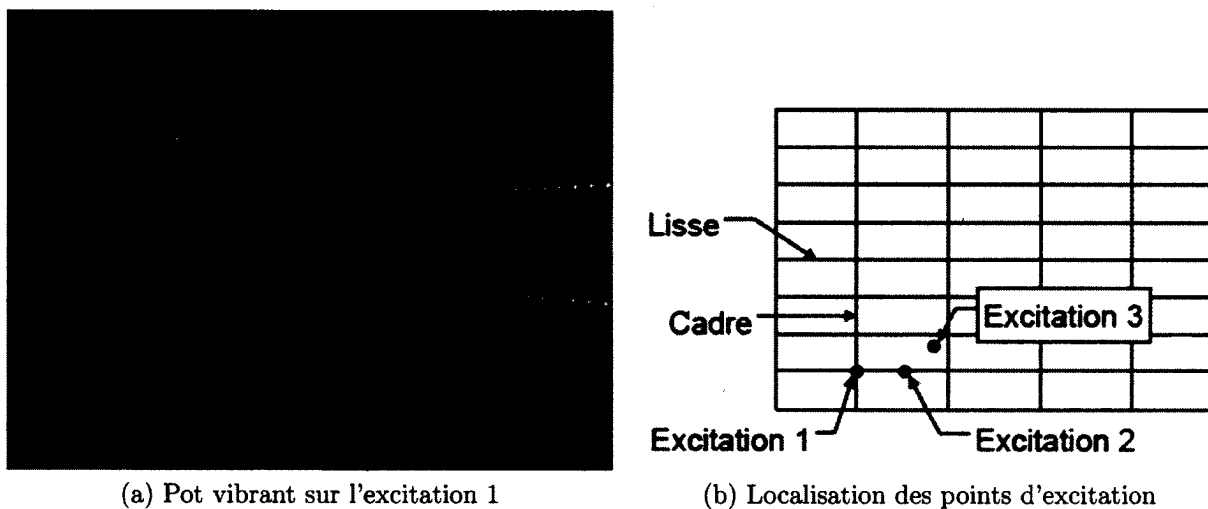


Figure 4.8 AMCE du panneau raidi : localisation des points d'excitation

Trois points d'excitation ont été choisis sur la surface extérieure du panneau. L'emplacement de ces points d'excitation n'a pas été déterminé de façon aléatoire, il est détaillé sur la figure 4.8b. Le premier point est situé au croisement d'un cadre et d'un lisse alors que le deuxième est placé sur un lisse entre deux cadres. Le troisième point est lui localisé

sur un des sous panneaux. Ce choix de localisation a pour but d'exciter le plus de modes propres possible de la plaque. Pendant la mesure, deux colonnes de cônes en laine de verre ont été placées dans la salle réverbérante. Le but étant d'absorber le champ acoustique rayonné par le panneau quand il est excité. On s'assure ainsi d'empêcher la réponse de la salle de créer une deuxième source. Le pot vibrant est alimenté par un amplificateur B&K SS250VCF. Le signal envoyé au pot vibrant est un bruit blanc large bande 0 - 10 kHz généré par le boîtier d'acquisition qui est commandé par le logiciel PULSE. La puissance injectée au panneau a été mesurée à l'aide d'une tête d'impédance B&K 208D01 placée entre le pot vibrant et le panneau. Cette mesure a été moyennée pendant 20 secondes de façon linéaire pour chaque point d'excitation. La puissance rayonnée par le panneau dans la salle anéchoïque est mesurée à l'aide d'une sonde intensimétrique. La mesure est moyennée dans l'espace et dans le temps en effectuant un balayage horizontal puis vertical d'environ 30 secondes chacun. Cette méthodologie a été répétée pour les trois points d'excitation. L'AMCE a ensuite été obtenu en effectuant le rapport de la puissance injectée sur la puissance rayonnée (équation 2.20). Toutes les mesures d'AMCE présentées dans ce mémoire ont été effectuées de cette façon.

Le résultat de la mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique du panneau raidi est présenté sur la figure 4.9.

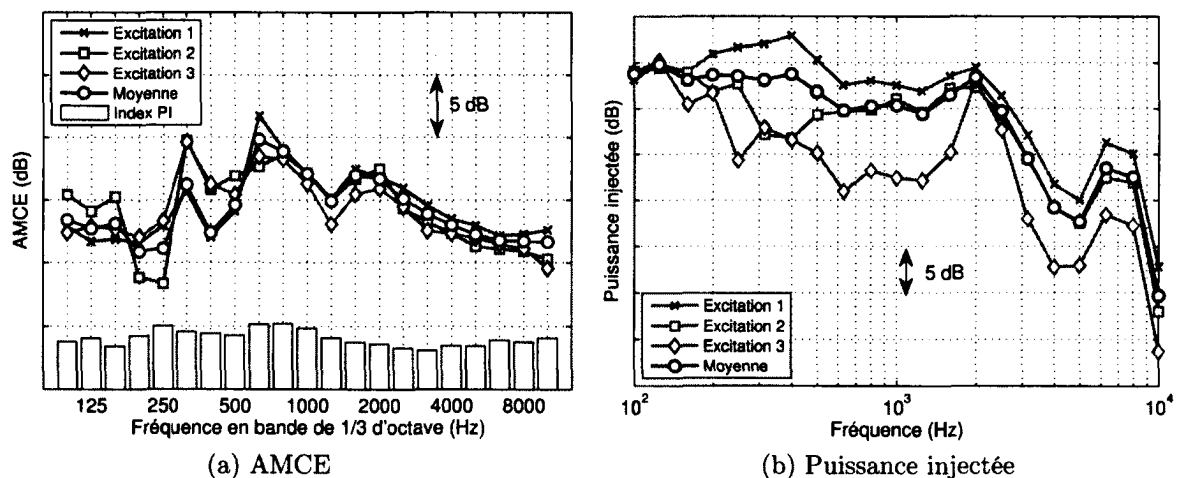


Figure 4.9 Résultats de la mesure d'AMCE du panneau raidi nu

La courbe d'AMCE augmente globalement entre 100 Hz et 630 Hz puis diminue jusqu'à 10 kHz. On remarque trois chutes nettes dans la courbe : la première se situe à 200 Hz, la deuxième à 400 Hz et la dernière aux alentours de 1200 Hz. Ces trois diminutions correspondent exactement à celles observées sur la courbe de perte par transmission présentée plus tôt figure 4.5. On rappelle que le coefficient de conversion mécanique - acoustique

est le rapport de la puissance injectée dans la plaque par le pot vibrant sur la puissance rayonnée par la plaque. On constate sur la figure 4.9b que la puissance injectée ne fluctue pas beaucoup sur la bande de fréquences considérée. On peut déduire que ces chutes sont dues à une augmentation de la puissance rayonnée du panneau. On constate que ces diminutions sont plus prononcées dans le cas de l'excitation mécanique. Ce phénomène indique que ces variations sont dues à des résonances mécaniques du panneau. On peut supposer que cette augmentation d'intensité acoustique est due au rayonnement des modes propres du panneau localisés à ces fréquences. D'autre part, on peut voir que la puissance injectée par le pot vibrant au point d'excitation trois est nettement inférieure à celle des autres points. Cela s'explique par le fait que ce point d'excitation n'est pas localisé sur un raidisseur contrairement aux deux autres (figure 4.8). Le panneau est moins rigide à cet endroit, il est donc difficile d'injecter une force importante.

Vitesse quadratique

La vitesse quadratique moyenne du panneau a été mesurée lorsque le panneau raidi était monté dans la fenêtre de transmission comme illustré sur la figure 4.3. Le panneau a été excité avec le pot vibrant MB Dynamics Modal 50 sur les trois mêmes points d'excitation que ceux utilisés pour la mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique. La vitesse normale à la surface du panneau a été mesurée avec cinq accéléromètres espacés régulièrement sur la dimension la plus petite du panneau. Ils ont été déplacés 4 fois dans la longueur pour permettre d'avoir un ensemble de 25 points de mesure. La mesure de vitesse a été moyennée de façon linéaire sur 20 secondes pour chacun des points de mesure et des points d'excitation. La vitesse quadratique du panneau raidi mesurée expérimentalement est présentée sur la figure 4.10.

On observe que la courbe de vitesse quadratique du panneau raidi diminue de 10 dB entre 100 Hz et 2 kHz. Ensuite, la diminution s'accroît de façon importante jusqu'à 10 kHz. De la même façon que pour l'AMCE, on peut noter que la courbe du point d'excitation numéro trois est clairement en dessous des deux autres. Cette tendance peut s'expliquer de la même façon. On retrouve les mêmes pics sur les courbes des trois points d'excitation ce qui indique qu'ils correspondent à des modes propres de vibrations du panneau.

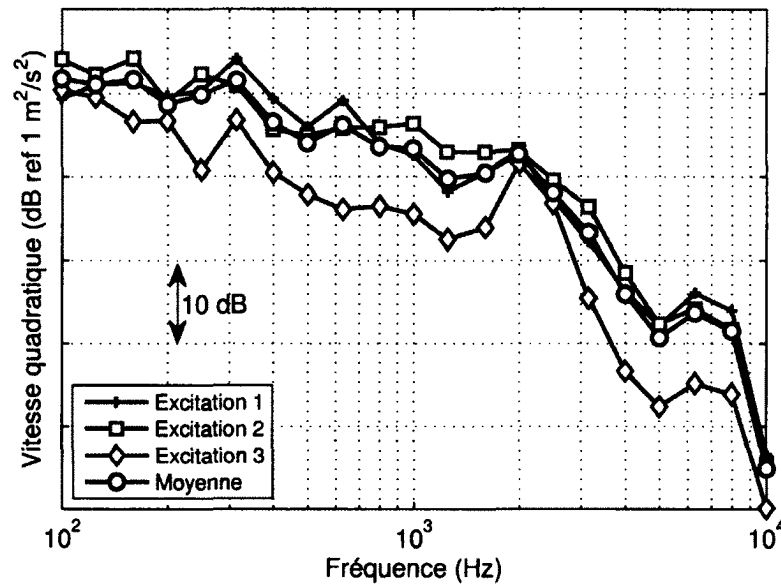


Figure 4.10 Vitesse quadratique mesurée du panneau raidi

Facteur d'amortissement structural

L'amortissement structural déterminé à partir des méthodes de décroissance temporelle et de puissance injectée est présenté sur la figure 4.11.

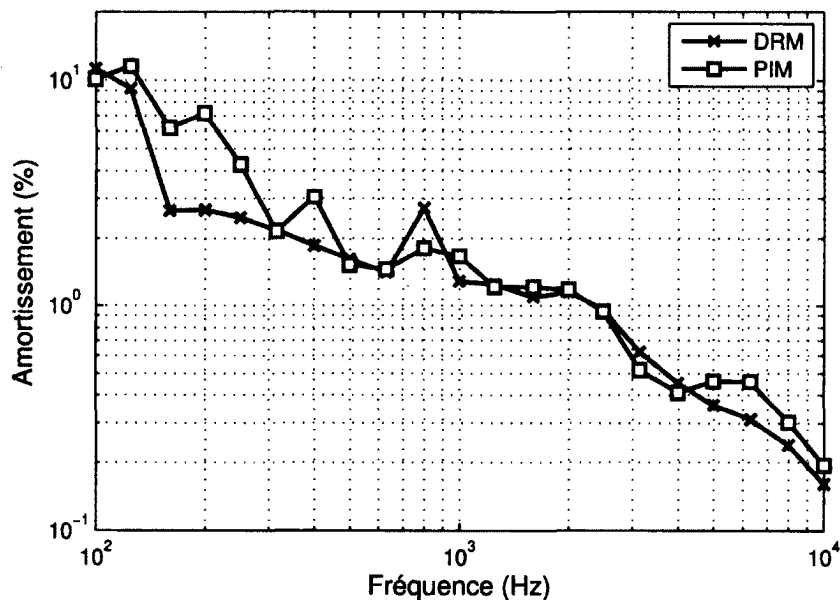


Figure 4.11 Amortissement du panneau raidi

L'amortissement du panneau a été moyenné sur les trois points d'excitation pour les deux méthodes. Pour la méthode basée sur la décroissance temporelle, les données enregistrées avec 25 accéléromètres répartis sur la surface ont été traitées avec un code Matlab déve-

loppé au laboratoire [Bolduc, 2007]. Concernant la deuxième méthode, la puissance injectée a été mesurée avec une tête d'impédance et la vitesse quadratique moyennée avec 25 accéléromètres. On constate que la méthode de décroissance temporelle et la méthode de puissance injectée donnent un amortissement similaire entre 1 kHz et 10 kHz. La méthode de décroissance temporelle donne une valeur un peu plus élevée en basses fréquences.

4.2 Panneau métallique raidi avec laine de verre

Dans cette partie, nous nous intéressons aux performances du panneau raidi auquel on ajoute un traitement acoustique. Le traitement utilisé dans cette étude est de la laine de verre de trois pouces d'épaisseur, ensachée dans un sac très fin, acoustiquement transparent. Les caractéristiques du fluide équivalent sont données dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 Caractéristiques de la laine de verre

Phase fluide				Phase solide	
Densité	1.213 kg/m ³	Tortuosité	1	Densité	9.57 kg/m ³
Célérité	342.2 m/s	λ_t	$2.96e^{-5}$ m	Module d'Young	2000 Pa
Porosité	0.98	λ_v	$1.27e^{-4}$ m	Coefficient de Poisson	0
Résistivité	28000 Nm ⁻⁴ s			Amortissement	0.1
Épaisseur : 3 pouces (0.0762 m)					

λ_t et λ_v correspondent respectivement à la longueur caractéristique thermique et la longueur caractéristique visqueuse du matériau.

Ces caractéristiques ont été déterminées à l'aide de l'équipement de mesure dont dispose le laboratoire de caractérisation des matériaux du GAUS.

La laine de verre est un traitement acoustique couramment utilisé dans le domaine de l'aéronautique car c'est un matériau qui est très léger et qui possède une très bonne capacité d'absorption des ondes acoustiques. Elle possède également le grand avantage de ne pas s'enflammer.

Perte par transmission

Mesure expérimentale

Le montage expérimental est exactement le même que celui utilisé pour la mesure du panneau raidi nu. Le panneau n'a pas été démonté, seul le traitement acoustique a été ajouté. Les raidisseurs du panneau ne permettent pas d'appliquer le traitement acoustique en un seul morceau. C'est pourquoi le traitement est réparti en 5 sacs qui viennent se placer entre chacun des cadres du panneau raidi comme illustré sur la figure 4.12.



Figure 4.12 Traitement acoustique mis en place sur la panneau raidi

Les sacs ne sont maintenus en place d'aucune façon particulière, ils sont simplement coincés entre les raidisseurs verticaux du panneau. La mesure de la perte par transmission avec traitement acoustique a été réalisée de la même manière que précédemment. Le résultat de la mesure est présenté sur la figure 4.13.

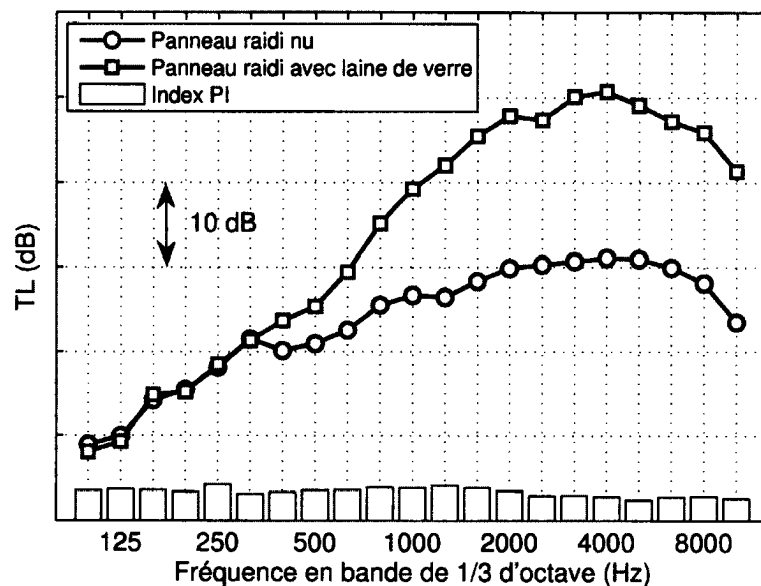


Figure 4.13 Perte par transmission du panneau raidi avec traitement acoustique

La courbe de perte par transmission du panneau raidi avec trois pouces de laine de verre augmente d'environ 10 dB par octave entre 100 Hz et 500 Hz. On observe que la laine de verre n'a aucun effet dans cette zone. La pente s'accroît ensuite à 15 dB par octave jusqu'à 2 kHz. On constate que le traitement acoustique augmente de façon significative l'isolement acoustique du panneau raidi à partir de 400 Hz. Par la suite, la courbe diminue à partir de 4 kHz jusqu'à 10 kHz où l'indice est le plus faible à cause de la fréquence critique de la plaque. Cette fréquence a été estimée dans le paragraphe suivant la figure 4.6, à l'aide de l'approximation $f_c = \frac{12}{e}$. Les trois pouces de laine de verre apportent donc un gain d'isolation important au panneau raidi nu. La valeur maximale de ce gain est supérieure de 15 dB à 2 kHz par rapport au cas non traité. Cette augmentation de performance est due aux dissipations thermique et visqueuse au sein du matériau poreux qui lui confère une bonne perte par transmission. Celles-ci sont de plus en plus importantes au fur et à mesure que la fréquence augmente.

D'autre part, on constate que les diminutions de performance centrées autour de 500 Hz et 1200 Hz observées sur la courbe d'indice d'affaiblissement du panneau raidi nu, sont beaucoup moins visibles dans cette configuration. Ce phénomène peut également être attribué à la capacité de dissipation de l'énergie acoustique des trois pouces de laine de verre. Le traitement acoustique diminue ainsi de façon efficace les pics de puissance rayonnée par le système à ces fréquences. La diminution de l'indice localisée à 2200 Hz est probablement due au rayonnement des raidisseurs qui ne sont pas recouverts par le traitement acoustique. Le rayonnement des raidisseurs du panneau devient alors important dans cette zone comme l'a montré Bolduc [Bolduc, 2007].

Modèles numériques

Le panneau raidi est modélisé de la même façon que dans la partie précédente, c'est-à-dire par une plaque de 1.27 mm d'épaisseur possédant une masse volumique modifiée prenant en compte la masse ajoutée par les raidisseurs. L'amortissement utilisé est celui qui a été déterminé de façon expérimentale et traité avec la technique de décroissance temporelle. Le traitement acoustique est lui modélisé par un fluide équivalent dont la partie solide est considérée comme molle (modèle *limp*). Les propriétés de ce fluide équivalent sont détaillées dans le tableau 4.1. Le résultat des simulations NOVA et VAONE effectuées avec ces paramètres est présenté sur la figure 4.14.

On constate que les deux modèles numériques donnent la même prédiction de perte par transmission sur toute la bande de fréquences étudiée. Les modèles donnent une bonne estimation de la perte par transmission jusqu'à 2 kHz. À partir de cette fréquence, la courbe

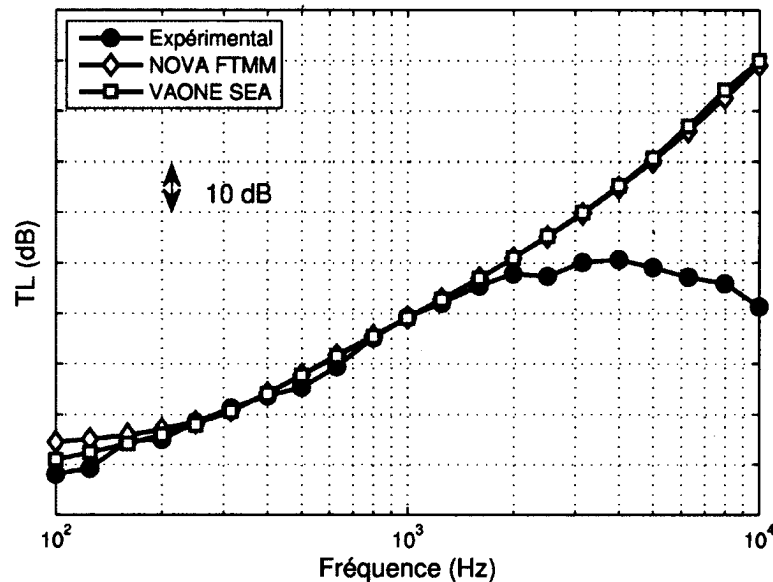


Figure 4.14 Modèles numériques du panneau raidi avec traitement acoustique

expérimentale se stabilise, puis diminue à partir de 4 kHz jusqu'à atteindre un minimum à 10 kHz, soit la fréquence critique du panneau. Cette diminution due au comportement complexe du panneau induit par la présence des raidisseurs ne peut pas être prédite par la modélisation simplifiée effectuée dans ce cas.

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

La mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique du panneau avec traitement a été réalisée de la même façon que lorsque le panneau raidi était monté seul. Les trois mêmes points d'excitation ont été utilisés pour exciter le panneau raidi. Le résultat de la mesure est présenté sur la figure 4.15a.

La courbe d'AMCE du système est stable entre 100 Hz et 200 Hz puis l'indice augmente jusqu'à 2 kHz où il atteint un maximum. La puissance injectée dans le système par le pot vibrant est relativement constante sur cette plage de fréquences comme on peut le voir sur la figure 4.15b, ce qui indique que la puissance rayonnée par le système diminue. Ce phénomène peut s'expliquer par la capacité de dissipation de l'énergie acoustique des trois pouces de laine de verre qui devient importante dans cette zone de fréquences. Les trois fréquences de diminution de l'AMCE observées sur la mesure du panneau nu, sont également présentes dans le cas avec traitement, mais sont d'amplitude moindre. Cette atténuation s'explique par l'amortissement ajouté des trois pouces de laine de verre directement en contact avec le panneau. Au delà de 2 kHz, le niveau de puissance injecté diminue de façon importante, mais l'AMCE ne diminue que légèrement ce qui indique

encore une fois une augmentation de la puissance rayonnée. Celle-ci peut une nouvelle fois être attribuée au rayonnement important des raidisseurs dans cette zone. Pour la même raison que dans le cas du panneau seul, on peut noter le niveau inférieur de puissance injectée dans le cas de l'excitation 3, puisque les points d'excitation sont identiques.

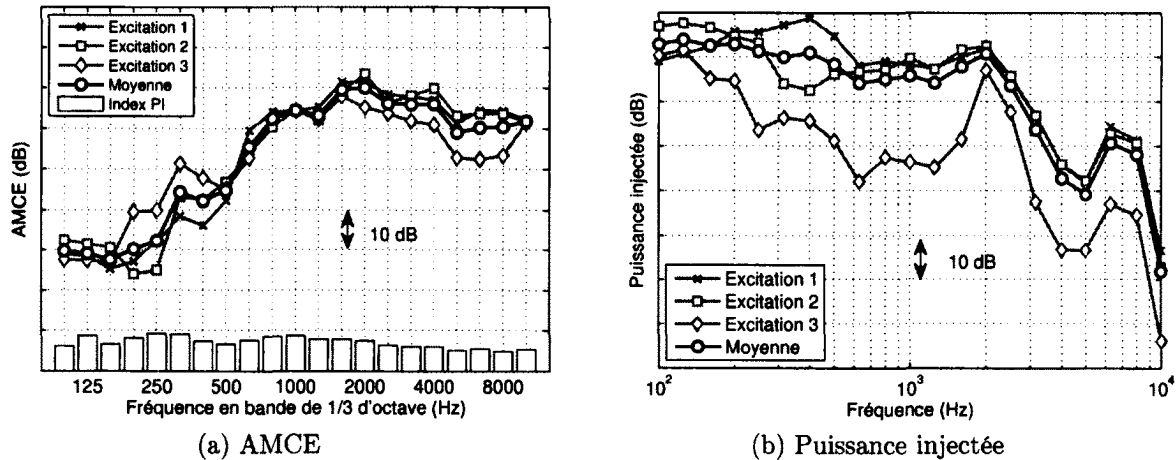


Figure 4.15 AMCE du panneau raidi avec traitement acoustique

Perte par insertion

La comparaison de la perte par insertion mécanique et de la perte par insertion acoustique apportée par le traitement acoustique au panneau raidi nu est présentée sur la figure 4.16.

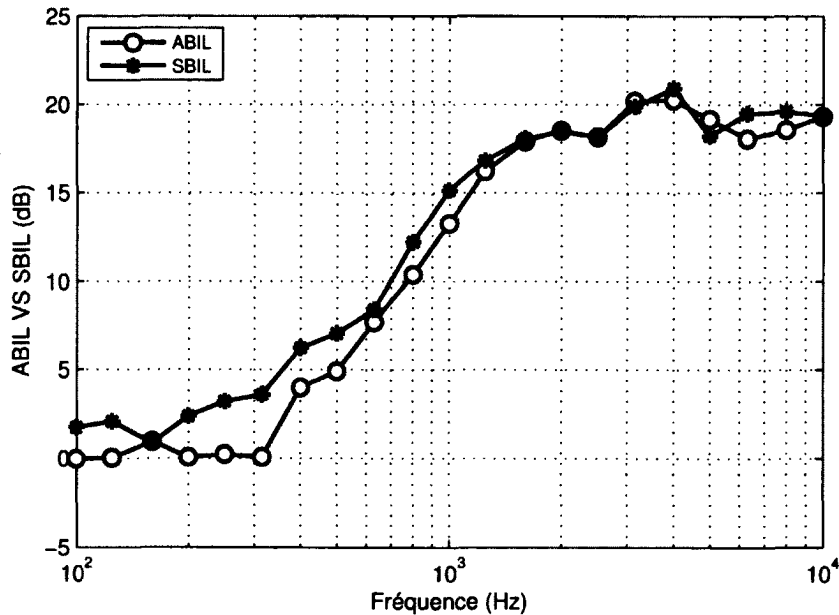


Figure 4.16 Comparaison de l'ABIL et du SBIL du traitement acoustique dans le cas du panneau raidi

On constate que l'ajout de laine de verre n'a pas d'effet avant 400 Hz dans le cas de l'excitation acoustique car les dissipations d'énergie acoustique au sein du traitement sont trop faibles dans cette zone de fréquences. Dans le cas de l'excitation mécanique, l'effet de l'ajout est visible dès 200 Hz probablement du fait de l'amortissement apporté par la laine de verre directement en contact avec le panneau raidi. Ensuite, le gain apporté augmente jusqu'à 2 kHz où il atteint un maximum d'efficacité et se stabilise proche de 20 dB jusqu'à 10 kHz. La perte par insertion du traitement dans le cas de l'excitation mécanique est légèrement supérieure en dessous de 1 kHz. Ce résultat peut encore une fois s'expliquer par l'amortissement ajouté de la laine de verre. À partir de 2 kHz, les deux types de perte par insertion sont égales. Cela indique que le comportement dominant est presque non résonant, c'est-à-dire résonant mais amorti. On peut donc conclure que l'ajout du traitement acoustique a un effet important en moyennes et hautes fréquences, là où sa capacité à dissiper l'énergie acoustique est élevée, et ce pour les deux types d'excitation.

4.3 Investigation de l'effet de la compression du traitement acoustique

Dans cette partie, nous nous intéressons à l'effet de la compression locale d'un traitement acoustique sur les performances de perte par transmission d'une structure simple paroi. En effet, lors de l'installation du traitement acoustique dans les avions, il peut arriver que, pour une raison quelconque, celui-ci soit comprimé localement. C'est la raison pour laquelle nous désirons reproduire ce phénomène de façon expérimentale pour en identifier l'effet. Pour cela, trois taux de compression du traitement sont considérés : 0 %, 20% et 50%.

La structure de base utilisée pour l'expérience est le panneau métallique raidi étudié précédemment. Le matériau fibreux utilisé comme traitement acoustique est constitué de trois pouces de laine de verre dont les caractéristiques sont détaillées dans le tableau 4.1.

Le traitement acoustique que l'on désire comprimer se présente sous la forme de trois sachets de 100 cm par 40 cm et de deux sachets de 100 cm par 15 cm. L'épaisseur initiale des sachets est de trois pouces. Le premier montage qui a été utilisé pour comprimer les sachets est composé de deux grilles métalliques de masse surfacique 1 kg/m^2 . Chacune d'elles est composée de cylindres de 1 mm de diamètre disposés orthogonalement et espacés de 10 mm. Une de ces grilles est placée de chaque côté du sachet à comprimer. Des colliers en plastique attachés aux deux grilles traversent les sachets et permettent de maintenir le

taux de compression voulu. La masse surfacique ajoutée par ces colliers est de 80 g/m^2
 Un schéma du montage est illustré sur la figure 4.17.

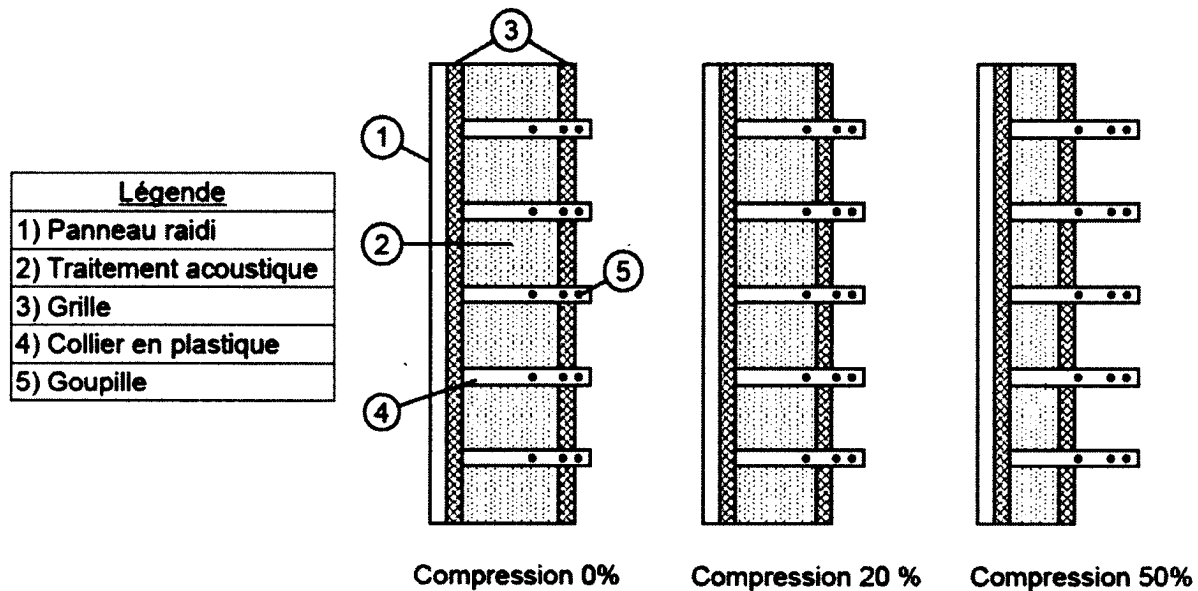


Figure 4.17 Compression du traitement acoustique : montage 1

Les grands sachets de laine de verre sont traversés par deux rangés de cinq colliers alors que les petits sachets ne le sont que par une. Le choix du taux de compression se fait à l'aide d'une goupille métallique qui vient se loger dans un des trous préalablement percés dans chacun des colliers en plastique. Chacun des cinq sachets formant le traitement acoustique est comprimé de cette façon. Ces assemblages sont ensuite installés entre les raidisseurs du panneau raidi comme on le voit sur la figure 4.18.

Le panneau raidi est monté dans la fenêtre de transmission de la même façon que lorsqu'il a été testé seul. La mesure de perte par transmission du système a été effectuée avec la technique intensimétrique décrite en détails dans la partie 4.1.

Une mesure a tout d'abord été effectuée sans comprimer le traitement acoustique dans le but de vérifier que les grilles sont bien transparentes d'un point de vue acoustique. La mesure a confirmé cette hypothèse car la courbe de perte par transmission effectuée avec les grilles se superpose parfaitement à la première mesure effectuée sans les grilles. Après avoir mesuré la perte par transmission du système avec les deux autres taux de compression, une augmentation de l'indice d'affaiblissement a été observée. Celle-ci a tout d'abord été attribuée à la compression du traitement acoustique. Toutefois, une seconde mesure effectuée avec des grilles moins pesantes, de masse surfacique 0.75 kg/m^2 , a diminué cette tendance. Cette différence s'explique par le fait que dans le cas de la mesure non comprimée, les grilles n'étaient pas réellement en contact avec les trois pouces de laine de

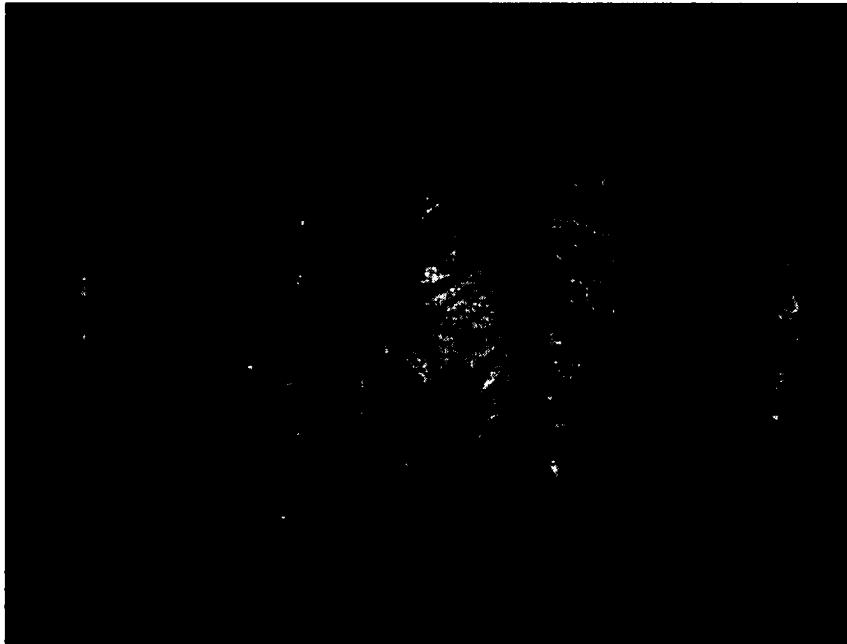


Figure 4.18 Laine de verre compressée placée entre les raidisseurs

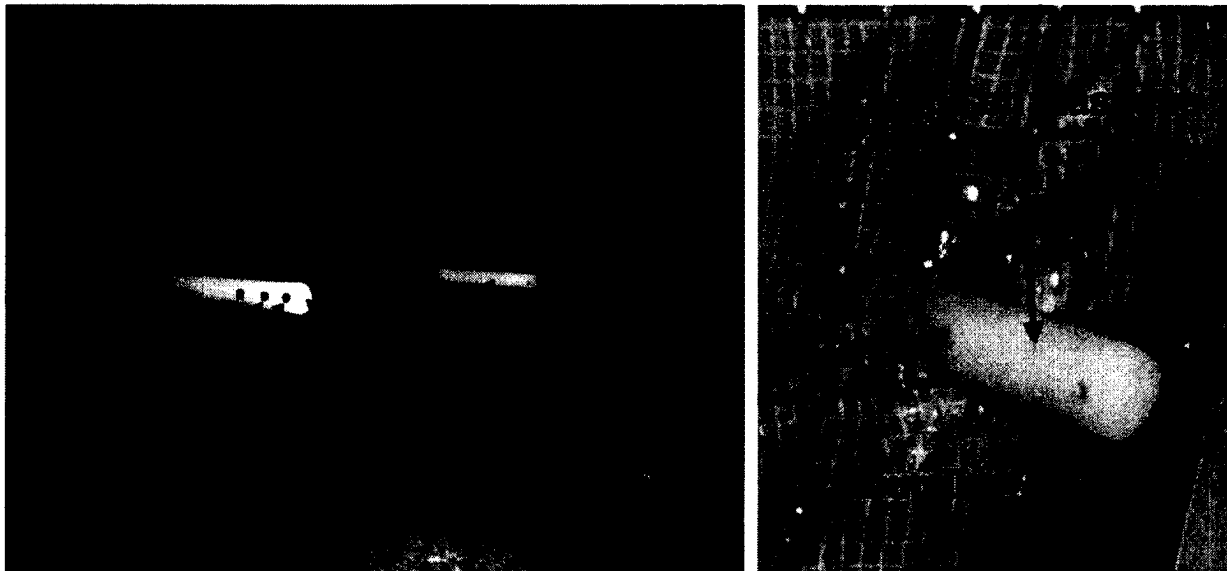
verre, étant donné qu'aucune compression n'était imposée. Au contraire, dans les deux cas de compression, les grilles étaient en contact direct avec la surface du traitement, modifiant ainsi son comportement.

Cette constatation est évidemment importante, car l'objectif de l'étude est de déterminer l'effet de la compression locale de la laine de verre, et non d'observer l'effet produit par un couplage avec les grilles. Il a donc été décidé de faire évoluer le montage pour tenter de diminuer le couplage entre les grilles et le traitement.

La première modification du montage a été d'alléger une nouvelle fois les grilles. Pour cela, la distance entre deux cylindres métalliques formant le quadrillage a été triplée, ce qui a permis de faire passer la masse surfacique du grillage de 1 kg/m^2 initialement à 0.5 kg/m^2 . Cependant, les mesures effectuées avec ces grilles allégées ont également mis en évidence un effet de couplage avec les grilles.

La deuxième modification du montage avait pour but de minimiser encore plus la masse ajoutée au système. Deux photographies du montage sont présentées sur la figure 4.19.

La grille entre le panneau raidi et le traitement acoustique a été supprimée. Les colliers ont été remplacés par des axes en plastique de 10 mm de diamètre (150 g/m^2), qui se fixent sur les lisses du panneau raidi à l'aide d'une rainure taillée dans leur longueur (Figure 4.19a). De la même façon que pour les colliers, trois perçages ont été effectués dans le diamètre de chaque cylindre aux distances correspondants aux trois taux de compression.



(a) Tiges en plastique

(b) Goupille

Figure 4.19 Compression du traitement acoustique : montage 2

Ces tiges traversent complètement l'épaisseur du traitement acoustique. Ensuite, le grillage allégé présenté dans la deuxième configuration a été utilisé pour comprimer les sachets. Finalement, une goupille métallique a été insérée dans le perçage des tiges correspondant au taux de compression désiré. Les goupilles servent de butée au grillage qui ainsi reste en position. Ce dernier maintient la compression du traitement comme on le voit sur la figure 4.19b.

Le montage vu de la salle anéchoïque est présenté sur la figure 4.20.



Figure 4.20 Montage vue de la salle réverbérante

Comme on le voit sur la figure précédente, les sachets de laine de verre qui sont placés entre les raidisseurs et les grilles maintiennent la compression désirée.

Une nouvelle mesure a donc été effectuée sans compression du traitement pour vérifier que les éléments utilisés pour appliquer la compression n'aient pas d'effet direct sur la perte par transmission du système. La comparaison de cette mesure avec celle effectuée sans système de compression a une nouvelle fois confirmé cette hypothèse.

La perte par transmission du système avec une compression de 20% et 50% du traitement acoustique a ensuite été mesurée. La comparaison de ces mesures est présentée sur la figure 4.21.

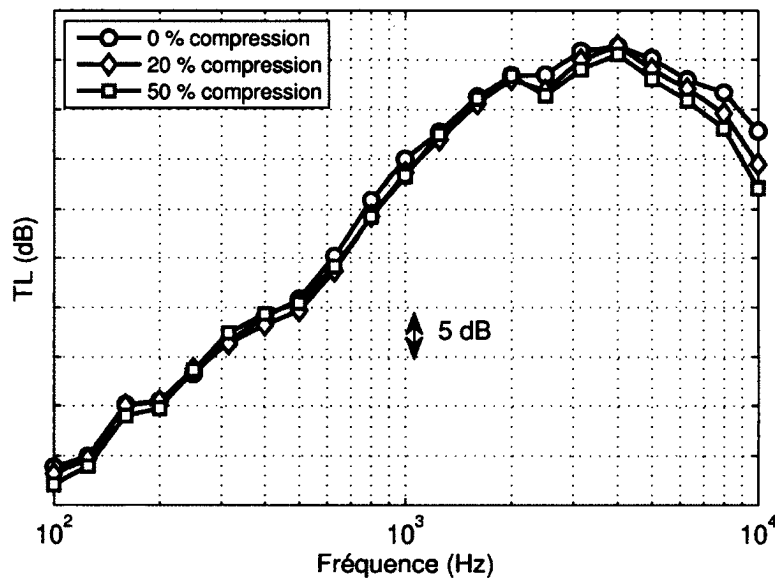


Figure 4.21 Perte par transmission du système : compression 0%, 20% et 50%

On constate que les courbes de perte par transmission du panneau raidi avec les trois taux de compression du traitement acoustique sont superposées de 100 Hz à 6 kHz. Une légère diminution de l'indicateur semble apparaître entre 6 kHz et 10 kHz au fur et à mesure que la compression augmente. Cette constatation peut s'expliquer par l'augmentation de la résistance à l'écoulement couplée à la diminution d'épaisseur. En effet, lorsque le matériau est comprimé localement, sa résistance à l'écoulement augmente car les fibres qui le constituent sont plus proches les unes des autres. Sa perte par transmission augmente donc par unité d'épaisseur. Cependant, l'épaisseur diminue avec la compression ce qui provoque l'effet inverse. Celui-ci annule le premier ce qui conduit au final à la même perte par transmission du système global. L'index PI de chacune des mesures n'est pas présenté sur la courbe, mais il est inférieur à 10 dB sur toute la bande de fréquences étudiée.

Au regard des résultats obtenus, il est possible de tirer au moins une conclusion. La compression locale d'un matériau fibreux, avec le montage utilisé, ne semble pas avoir d'effet bénéfique ou néfaste notable sur la perte par transmission de la structure testée. Cela peut s'expliquer de plusieurs manières. Tout d'abord, il faut noter que la compression de l'épaisseur de la laine de verre n'est pas totalement uniforme avec le montage utilisé dans cette étude. En effet, le grillage est relativement souple et la densité du quadrillage de la grille est faible. La deuxième explication est liée aux changements de propriétés du matériau dus à la compression. En effet, le fait de comprimer le traitement provoque une augmentation de sa résistance à l'écoulement, qui mène à une augmentation de son indice d'affaiblissement par unité d'épaisseur. Dans un même temps, la compression entraîne une diminution de son épaisseur et donc diminue sa perte par transmission. Ces deux effets antagonistes semblent s'annuler. On observe toutefois une diminution de l'indice d'affaiblissement à l'approche de la fréquence critique du panneau plus on comprime le traitement. Récemment, des travaux similaires réalisés par Campolina et al. ont abouti à des résultats similaires [Campolina *et al.*, 2012c].

4.4 Panneau de finition sandwich composite

Le panneau de finition considéré dans cette étude est formé d'un assemblage de deux peaux en fibres de verre et d'un coeur en nid d'abeille en matériau nomex. Le panneau est illustré en vue de face et de côté sur la figure 4.22.

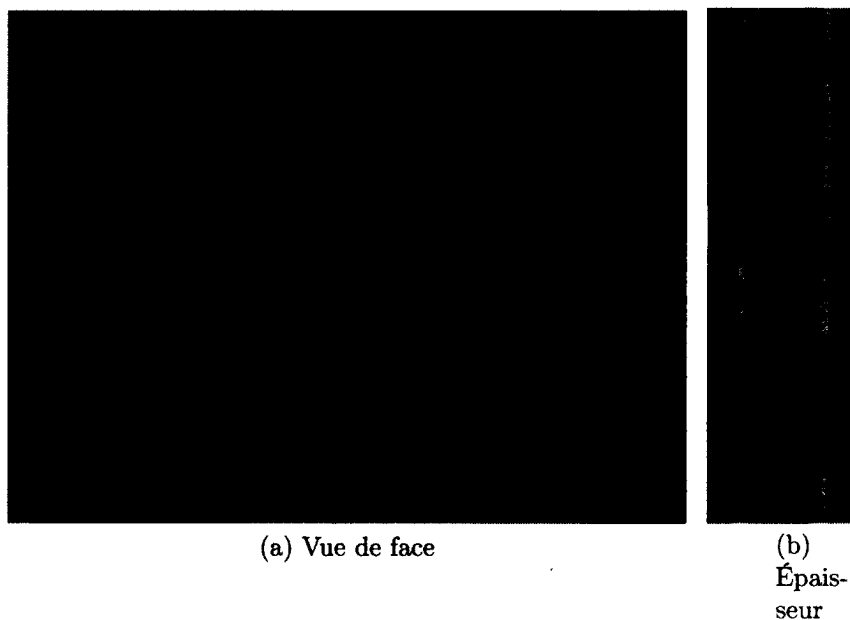


Figure 4.22 Panneau de finition

Les deux peaux du panneau sont isotropes et strictement identiques. Le coeur est lui hautement orthotrope. La masse totale du panneau est de 4,56 kg. Les caractéristiques mécaniques du panneau de finition ne sont pas détaillées pour des raisons de confidentialité.

Amortissement

L'amortissement du panneau de finition déterminé à partir des techniques de décroissance temporelle et de la puissance injectée est présenté sur la figure 4.23.

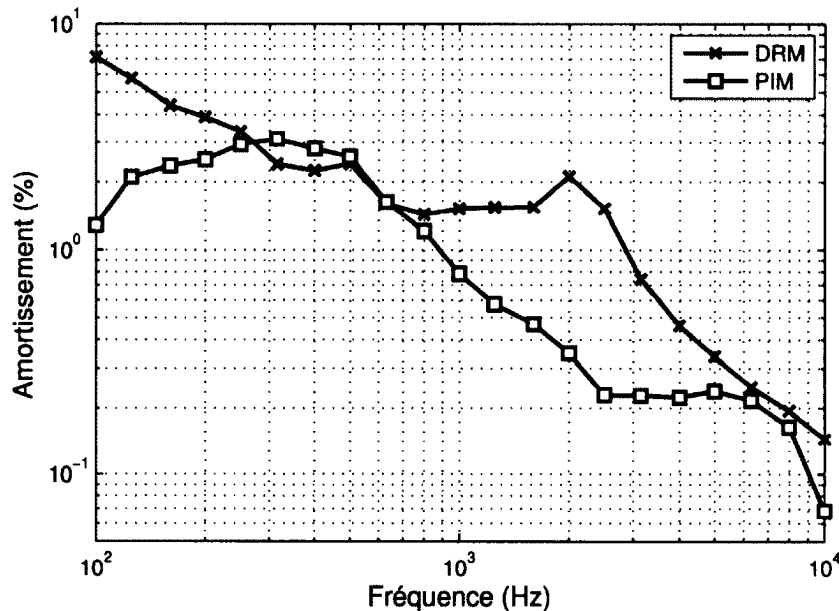


Figure 4.23 Amortissement du panneau de finition

On constate que le panneau est assez amorti en basses fréquences, de 1% ou 8% dépendant de la méthode. Puis la valeur diminue au fur et à mesure que la fréquence augmente pour atteindre une valeur faible de l'ordre de 0.1% à 10 kHz. On observe que la méthode de décroissance temporelle et la méthode de puissance injectée donnent une valeur d'amortissement proche en basses et hautes fréquences. L'augmentation de l'amortissement du panneau autour de 2 kHz est due au commencement de la fréquence critique du panneau. Ceci a pour effet d'amplifier la proportion d'énergie vibratoire qui est transformée en énergie acoustique. La méthode de la puissance injectée ne semble pas être capable de capturer l'effet du rayonnement sur l'amortissement. C'est donc l'amortissement obtenu avec la méthode de décroissance temporelle qui sera utilisé pour la simulation de l'indice d'affaiblissement de ce panneau.

Perte par transmission

Mesures expérimentales

Le panneau de finition est monté dans la fenêtre de transmission de la même façon que le panneau métallique raidi comme illustré sur la figure 4.24.



Figure 4.24 Montage du panneau de finition dans la fenêtre de transmission

Le panneau de finition est monté de la même façon que le panneau raidi précédemment, c'est-à-dire dans le même plan que le mur de la salle réverbérante. La mesure de la perte par transmission a été réalisée de la même manière que celle décrite dans la mesure du panneau raidi. Le résultat de la mesure est présenté sur la figure 4.25.

On constate que la perte par transmission du panneau de finition augmente d'environ 4 dB par doublement de la fréquence de 100 Hz jusqu'à environ 2000 Hz. Cette pente est inférieure à celle d'une plaque simple possédant la même masse surfacique de 3.04 kg/m^2 . Ce phénomène s'explique par le fait que la zone de coïncidence de ce panneau commence bas en fréquence [Ghinet et Atalla, 2006]. Cette zone due au phénomène de coïncidence des longueurs d'ondes de flexion et acoustique est localisée entre 2500 Hz et 10 kHz. Cette remarque sera confirmée plus tard avec la mesure du nombre d'onde du panneau (figure 4.30). Le fait que ce phénomène soit autant étendu en fréquence s'explique par la construction sandwich de la structure. Le panneau ne possède donc pas une fréquence critique bien localisée mais une zone critique. Ce phénomène est évidemment mauvais pour la capacité générale d'isolement du panneau. La baisse d'amplitude dans cette zone

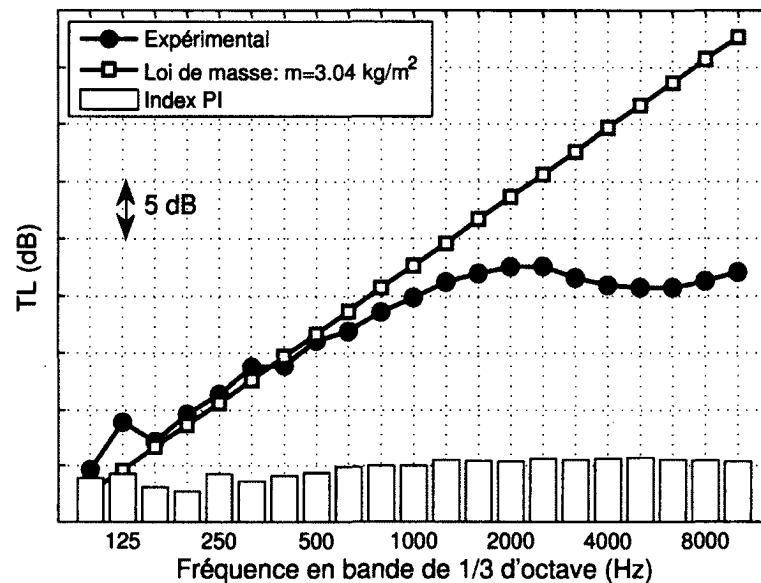


Figure 4.25 Perte par transmission du panneau de finition

est limitée à 2 ou 3 dB ce qui laisse penser que le panneau est assez amorti. La valeur de l'index PI ne dépasse pas 6 dB ce qui indique que la mesure est de bonne qualité.

Modèles numériques

Le panneau de finition est modélisé sous NOVA sous la forme d'une structure sandwich. Les caractéristiques des peaux et du coeur fournies par l'industriel sont utilisées. L'amortissement mesuré expérimentalement puis traité avec la méthode de décroissance temporelle a été attribué aux matériaux constituant la peau et le coeur. Il est important de préciser que l'amortissement du panneau a été mesuré dans cette même configuration de montage, c'est-à-dire avec les mêmes conditions aux limites. Le résultat de la simulation est présenté sur la figure 4.26.

On constate que la simulation NOVA et la mesure expérimentale coïncident bien jusqu'à la zone de coïncidence du panneau. Le modèle numérique sous-estime l'isolation du panneau dans cette zone. Cette différence peut s'expliquer d'au moins deux façons. La transmission du son dans cette zone est entre autres sensible à la valeur d'amortissement du sandwich. Une sous-estimation de la mesure de cette propriété peut expliquer en partie cette différence. D'autre part, le module de cisaillement du coeur joue également un rôle important à cet endroit. On peut donc mettre en doute la précision des propriétés mécaniques de celui-ci.

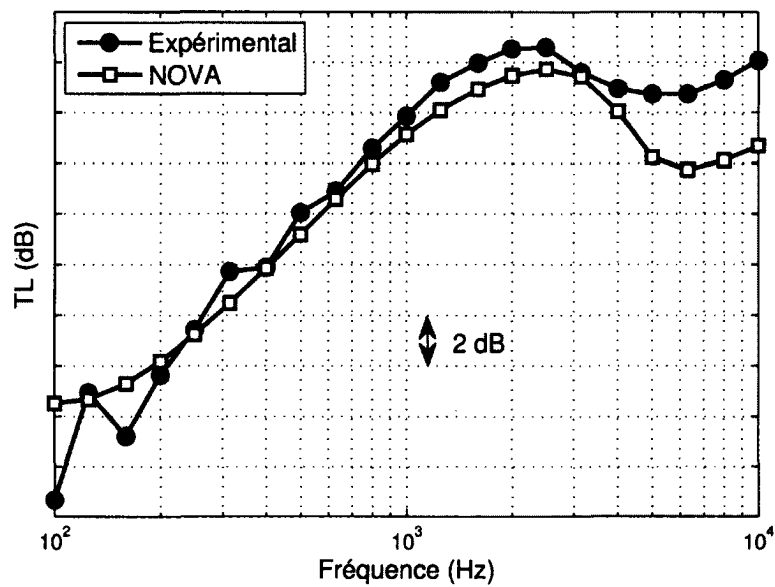


Figure 4.26 Perte par transmission du panneau de finition simulé par NOVA

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

La mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique a été réalisée de la même manière que pour le panneau raidi. Une photographie montre la localisation des points d'excitation utilisés sur la figure 4.27.



Figure 4.27 Points excitation de la mesure d'AMCE du panneau de finition

Le pot vibrant a été déplacé sur trois points d'excitation qui ont été choisis à des distances assez importantes dans le but d'exciter le maximum de modes différents du panneau. Ces

points sont localisés dans le coin inférieur gauche du panneau. Une méthodologie identique à celle utilisée précédemment a été utilisée.

Le résultat de la mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique est présenté sur la figure 4.28a.

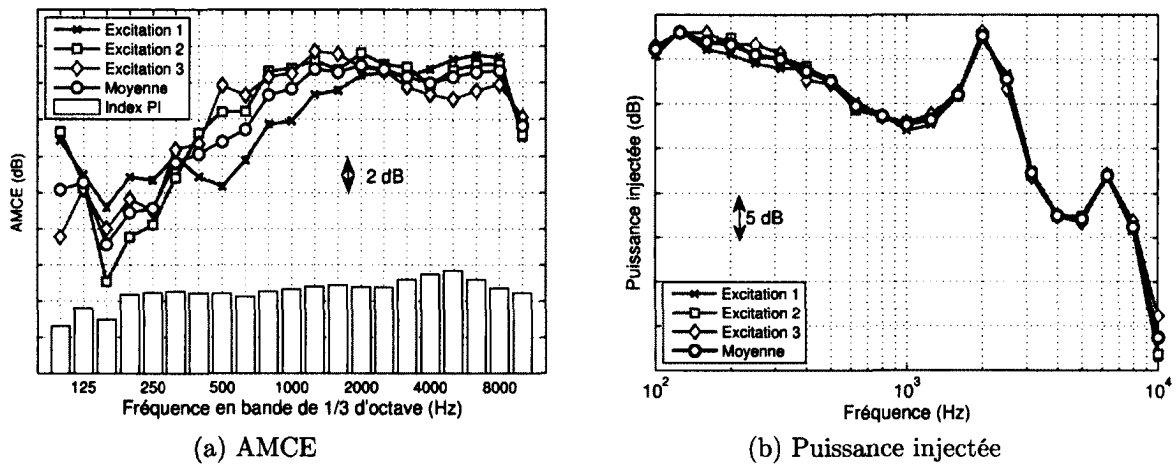
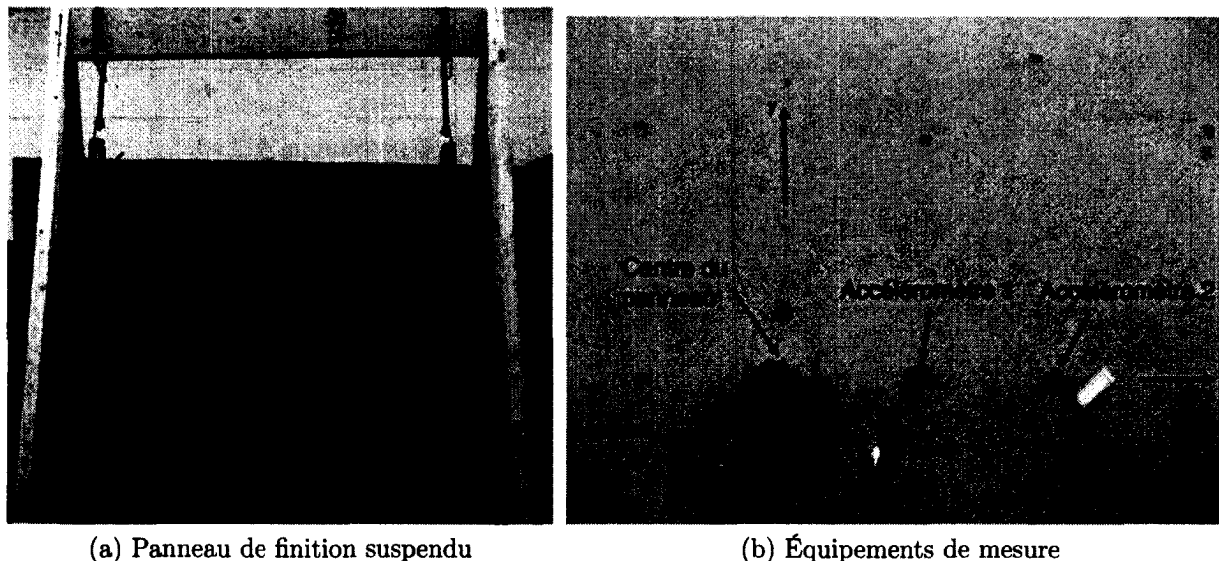


Figure 4.28 AMCE du panneau de finition

On observe que l'indice l'AMCE du panneau de finition chute de façon importante sur la bande de tiers d'octave centrée sur 160 Hz. Étant donné que l'on ne constate pas de variation importante de puissance injectée par le pot vibrant à cette fréquence (figure 4.34b), cette diminution est donc due à une augmentation de la puissance rayonnée. Cette fréquence peut être attribuée au premier mode de résonance de flexion du panneau qui très efficace en terme de rayonnement acoustique. L'indice augmente ensuite jusqu'à 1 kHz et se stabilise ensuite jusqu'à 8 kHz. On remarque un accroissement de puissance injectée à 2 kHz. Cette variation a déjà été repérée dans la mesure d'AMCE du panneau raidi avec et sans traitement acoustique. Ce phénomène pourrait être dû à une résonance du montage du pot vibrant. La puissance injectée chute ensuite de façon importante. Néanmoins, on observe une baisse de l'AMCE du panneau entre 2 kHz et 8 kHz centrée autour de 4 kHz. Cette bande de fréquences correspond à la zone critique du panneau identifiée sur la courbe de perte par transmission. Dans cette zone, la longueur des ondes de flexion dans la plaque est la même que la longueur d'onde acoustique. Le panneau rayonne de façon plus importante ce qui explique la baisse du coefficient de conversion mécanique - acoustique. L'index PI enregistré pendant la mesure de la puissance rayonnée ne dépasse pas les 6 décibels ce qui indique de bonnes conditions de mesure.

Nombre d'onde

Le nombre d'onde du panneau de finition a été mesuré à l'aide de la technique de différence de phase. Une illustration du montage est présentée sur la figure 4.29.



(a) Panneau de finition suspendu

(b) Équipements de mesure

Figure 4.29 Montage de la mesure de nombre d'onde du panneau de finition

Le panneau est suspendu à un portant à l'aide de tendeurs. Deux accéléromètres B&K type 4393 sont placés suivant la direction de la longueur et de la largeur. La mesure est effectuée dans plusieurs directions car on s'attend à un comportement orthotropique du fait de la composition sandwich composite du panneau. Le point d'impact du marteau PCB type 086C01 est localisé en plein milieu de la plaque. La trace temporelle de chaque accéléromètre est enregistrée puis filtrée pour éviter de prendre en compte les ondes réfléchies par les bords du panneau. La forme du fenêtrage temporel utilisé est de type transitoire. La durée du fenêtrage est réglée manuellement de telle sorte que seul le premier pic d'accélération des deux accéléromètres soit utilisé par l'analyseur pour effectuer la transformée de Fourier. La durée du fenêtrage utilisée est identique pour les deux accéléromètres. La différence de phase de l'interspectre des deux accéléromètres est utilisée pour déduire le nombre d'onde correspondant à chaque direction. Plusieurs couples de distances d'accéléromètres ont été testés, mais seulement les meilleurs résultats sont présentés. Chaque mesure a été moyennée de façon linéaire sur cinq impacts consécutifs.

Le résultat de la mesure du nombre d'onde du panneau de finition dans chacune des deux directions est présenté sur la figure 4.30.

Ces résultats ont été obtenus avec le premier accéléromètre situé à 10 centimètres du point d'impact et le deuxième accéléromètre espacé de 10 centimètres du premier sur la

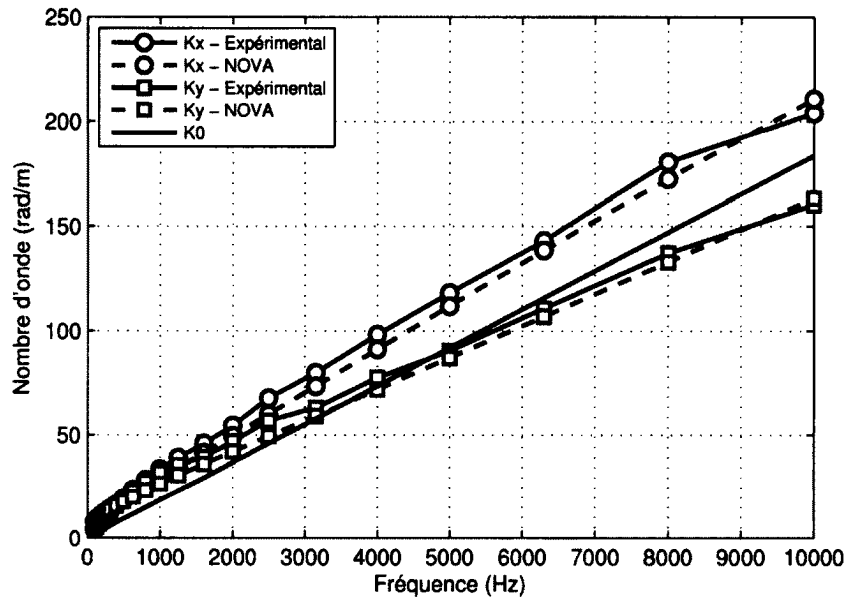


Figure 4.30 Nombre d'onde du panneau de finition

même ligne. Ces distances ont été utilisées dans les deux directions. La comparaison du nombre d'onde mesuré dans deux directions perpendiculaires confirme bien le caractère orthotropique du panneau. En effet, on constate que le nombre d'onde dans la longueur est supérieur à celui dans la largeur du panneau. On peut noter que la mesure effectuée avec la technique de différence de phase concorde bien avec la prédiction du logiciel NOVA dans les deux directions. La simulation NOVA du nombre d'onde est effectuée à partir des propriétés mécaniques données par l'industriel. On peut remarquer que le nombre d'onde sur l'axe x, c'est-à-dire la longueur du panneau, est très proche du nombre d'onde acoustique entre 2 et 5 kHz. Ceci est cohérent avec la zone de coïncidence du panneau identifiée sur la courbe de perte par transmission.

4.5 Double paroi peau métallique avec laine de verre

Dans cette partie, nous nous intéressons à l'étude du système double paroi constitué du panneau raidi et du panneau de finition présentés précédemment. Un traitement acoustique est placé entre les deux panneaux. Aucun lien mécanique n'est considéré dans cette partie.

Perte par transmission

Mesure expérimentale

Le panneau raidi est monté dans la fenêtre de transmission de la même façon que lorsqu'il a été testé seul (figure 4.3). Le traitement acoustique est le même que celui utilisé pour

le système simple paroi, c'est-à-dire trois pouces de laine de verre. Les caractéristiques mécaniques du traitement sont présentées dans la tableau 4.1. Les cinq sachets sont placés entre les raidisseurs du panneau raidi comme illustré sur la figure 4.31.



Figure 4.31 Montage de la double paroi peau métallique avec traitement acoustique

Une butée en bois, visible sur la photographie, est placée à 8.89 cm (3.5 pouces) du panneau raidi, tout autour de la fenêtre pour que le panneau de finition vienne s'appuyer dessus. Cette butée est recouverte d'une épaisseur de mousse pour éviter d'écraser le panneau de finition. L'épaisseur du traitement acoustique étant inférieure à l'espacement entre les panneaux, une lame d'air de 1.27 cm (0.5 pouce) est présente entre le traitement et le panneau de finition. Le résultat de la mesure expérimentale est présenté sur la figure 4.32.

La pente de la courbe de perte par transmission du système est d'environ 14 dB par octave entre 125 Hz et 2 kHz. Cette pente est plus élevée que dans le cas du panneau raidi avec traitement. Cette augmentation de performance s'explique par l'ajout du panneau de finition qui contribue à la création d'un système double paroi. Notons toutefois qu'on ne retrouve pas la pente théorique de 18 dB par octave jusqu'à la première résonance de la cavité ni celle de 12 dB par octave. L'isolation du système atteint un maximum à 4 kHz puis diminue progressivement jusqu'à 10 kHz. On peut expliquer cette baisse par plusieurs phénomènes. La première raison de cette baisse de performance peut être attribuée à la zone critique du panneau de finition qui se situe exactement dans cette plage de fréquences. Celui-ci devient transparent acoustiquement ce qui fait que le système est évidemment

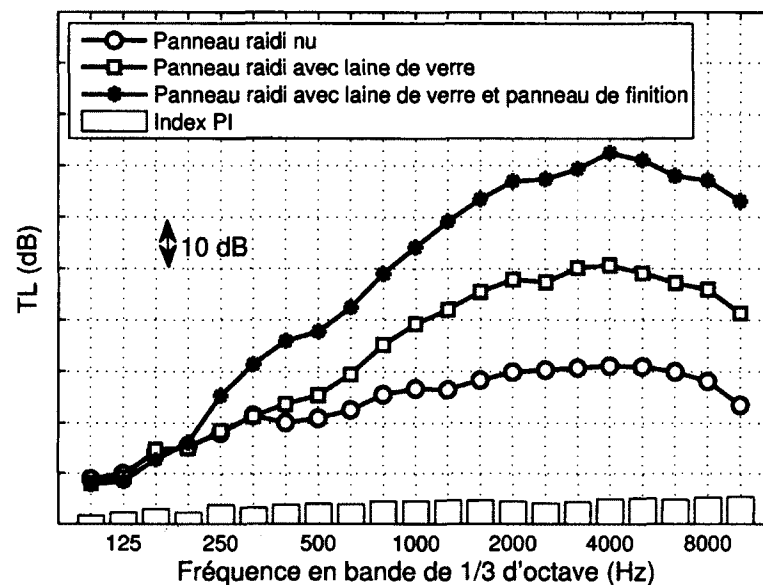


Figure 4.32 Perte par transmission de la double paroi peau métallique avec traitement acoustique

moins performant. Le deuxième effet néfaste pour la perte par transmission du système est dû aux raidisseurs de la peau qui rayonnent de façon importante dans cette plage de fréquences. Finalement, la fréquence critique du panneau raidi localisée aux alentours de 10 kHz amplifie encore plus la diminution de la perte par transmission du système. Celui-ci transmet alors quasiment toute la puissance acoustique présente dans la salle réverbérante. D'autre part, on observe une légère diminution de l'indice localisée sur la bande de tiers d'octave centrée sur 2500 Hz. Une des hypothèses est de l'attribuer au premier mode de résonance de la cavité d'air entre les deux panneaux. Cette fréquence se calcule à l'aide de la formule suivante $f_c = \frac{c_0}{2d}$ où c_0 est la célérité du son dans l'air et d est la distance séparant les deux panneaux. L'application de cette formule donne un premier mode de cavité localisé à 2244 Hz, ce qui est cohérent avec la mesure expérimentale. Cependant, cette diminution est également présente sur la courbe du système sans panneau de finition, et donc sans cavité, ce qui discrédite cette hypothèse. L'autre possibilité est d'attribuer ce phénomène au rayonnement des cadres du panneau raidi, qui ne sont pas recouverts par la laine de verre dans les deux cas, contrairement aux lisses.

Modèles numériques

Le panneau raidi est modélisé de la même façon que dans la partie 4.1 c'est-à-dire par une plaque de 1.27 mm d'épaisseur possédant une masse volumique modifiée prenant en compte la masse ajoutée par les raidisseurs. Le traitement acoustique est lui modélisé par

un fluide équivalent dont la partie solide est considérée comme molle. Les propriétés de ce fluide équivalent sont détaillées dans le tableau 4.1. Le panneau de finition est lui modélisé par une structure sandwich comme il a été expliqué dans la partie 4.4.

Le résultat de la simulation est présenté sur la figure 4.33.

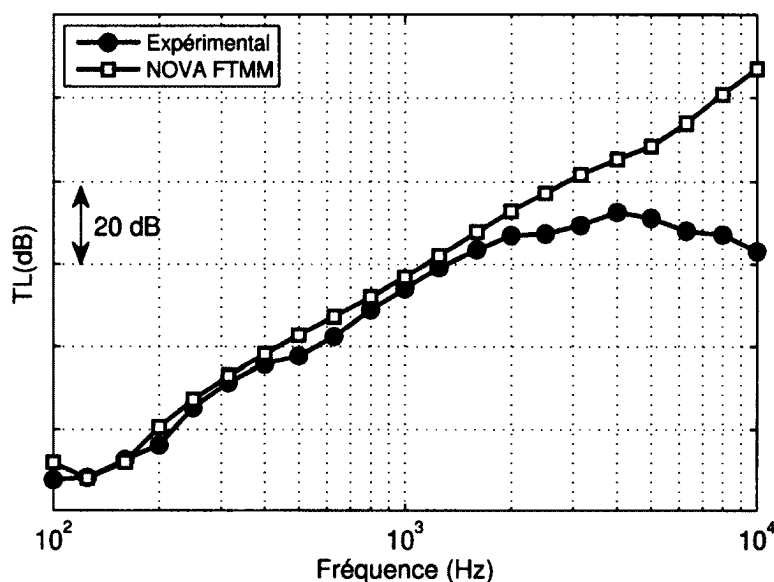


Figure 4.33 Modèle NOVA de la double paroi peau métallique avec traitement acoustique

On constate que le modèle réalisé avec NOVA est en accord avec la mesure expérimentale entre 100 Hz et 2 kHz. L'écart maximal observé sur cette plage de fréquences est de l'ordre de 2 dB. Par la suite, la prédiction numérique devient de plus en plus supérieure à la mesure au fur et à mesure que la fréquence augmente. Cela s'explique par le fait que les raidisseurs du panneau ne sont pas modélisés, leur rayonnement acoustique intrinsèque sur le rayonnement global du système n'est donc pas reproduit. De plus, il y a aussi possibilité de fuites ou de transmission solidienne dans le montage utilisé qui fausseraient les résultats en hautes fréquences. On remarque également que la fréquence critique du système n'est pas bien captée car la pente de la courbe ne diminue pas à l'approche de 10 kHz. Ceci est surprenant car cette fréquence était bien présente sur la courbe du panneau raidi nu.

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

La mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique a été moyennée sur les mêmes trois points d'excitation utilisés que dans le cas du panneau raidi nu. Une méthodologie identique a été adoptée pour mesurer la puissance injectée par le pot vibrant et la

puissance rayonnée par le système. Le résultat de la mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique est présenté sur la figure 4.34.

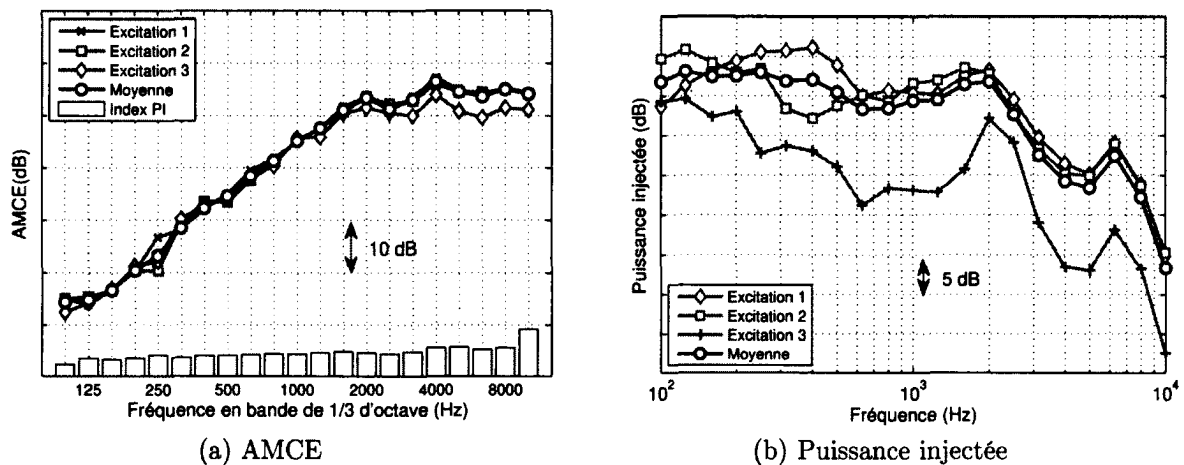


Figure 4.34 AMCE de la double paroi peau métallique avec traitement acoustique

La courbe de coefficient de conversion mécanique - acoustique augmente d'environ 12 dB par octave jusqu'à atteindre son maximum à 2 kHz. Cette augmentation s'explique entre autres par la valeur élevée de l'absorption de la laine de verre présente entre les deux parois. On observe ensuite une diminution de l'indice de 2 à 3 dB autour 2500 Hz. Un creux a été observé à la même fréquence sur la courbe d'AMCE du système simple paroi avec traitement et a été attribué au rayonnement des raideurs n'étant pas recouverts pas le traitement. De plus, le premier mode de résonance de la cavité d'air a été localisé à cette fréquence dans la courbe de perte par transmission du système. Ce creux est donc produit par une combinaison des deux phénomènes. Plus haut en fréquence, la chute du niveau de puissance injecté dans le système après 4 kHz observée sur la figure 4.34b laisse penser que celui-ci n'est plus suffisamment excité. Il est donc difficile de tirer des conclusions sur son comportement.

Perte par insertion

La comparaison entre la perte par insertion acoustique et la perte par insertion mécanique du traitement acoustique dans le système double paroi est illustrée sur la figure 4.35.

On constate que l'effet du traitement acoustique est visible seulement à partir de 150 Hz. La perte par insertion mécanique du traitement est supérieure de quelques décibels jusqu'à 1 kHz. On peut expliquer cette tendance de la façon suivante. Dans le cas de l'excitation mécanique, les modes de vibrations propres dominent la réponse du panneau raidi alors que dans le cas de l'excitation, ce sont les ondes forcées par le champ diffus qui dominent. Le

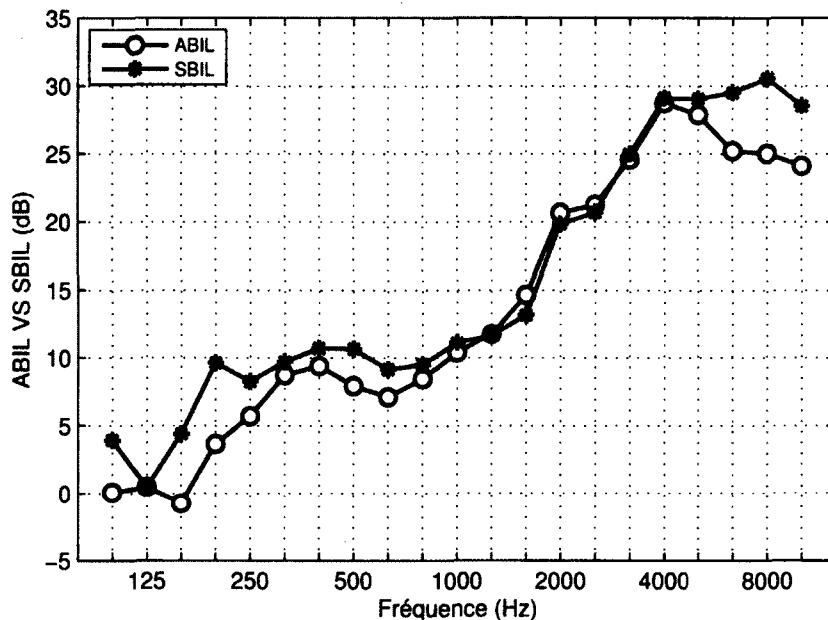


Figure 4.35 Comparaison de l'ABIL et du SBIL du traitement acoustique dans le cas de la double paroi peau métallique

rayonnement produit par ces modes est absorbé par le traitement acoustique. Ces modes étant excités de façon moins importante dans le cas acoustique, l'effet du traitement est moins important. L'amortissement ajouté par la laine de verre augmente également l'effet de l'ajout dans le cas de l'excitation mécanique. Ensuite, les deux courbes se rejoignent jusqu'à 4 kHz indiquant un amortissement ajouté important. Finalement, au dessus de cette fréquence, on remarque que le SBIL reste relativement constant alors que le ABIL chute. Cette tendance pourrait être synonyme de fuites dans le cas de la mesure acoustique.

Transmissibilité vibratoire

La transmissibilité vibratoire du système est obtenue en effectuant le rapport de la vitesse quadratique moyenne du panneau de finition sur celle du panneau raidi. La vitesse quadratique de chacun des panneaux a été mesurée à l'aide de 25 points de mesures régulièrement espacés sur la surface du panneau. Le résultat a été moyenné sur les trois points d'excitation testés. La transmissibilité vibratoire du système double paroi est présentée sur la figure 4.36.

On constate que la transmissibilité vibratoire entre les deux panneaux est totale à 100 Hz puis diminue de l'ordre de 10 dB par octave par la suite. Cette diminution de transfert de vibrations est entre autres due à la présence des trois pouces de laine de verre qui absorbent le rayonnement du panneau raidi. L'augmentation de transmissibilité observée à 2 kHz est liée au premier mode de résonance de la cavité d'air entre les deux parois. Le

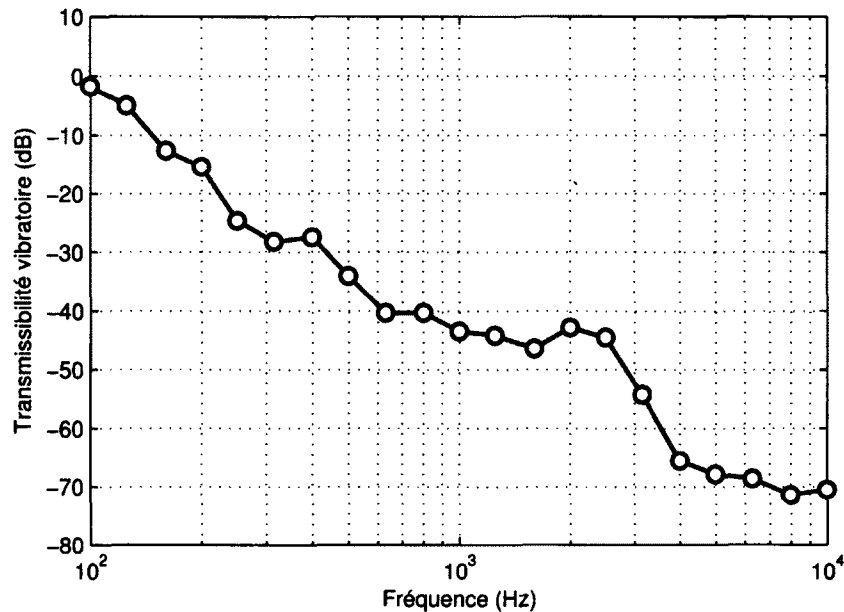


Figure 4.36 Transmissibilité vibratoire de la double paroi peau métallique avec traitement acoustique

panneau de finition a tendance à se déplacer davantage étant donné qu'il est plus souple que le panneau raidi. Ceci engendre une augmentation de la transmissibilité.

4.6 Double paroi peau métallique avec liens mécaniques

Dans cette partie, le système double paroi avec peau métallique est testé avec les quatre types de liens mécaniques présentés dans le chapitre 3.

Perte par transmission

Le panneau métallique raidi est monté de la même façon que lorsqu'il a été testé seul (figure 4.3). Les deux panneaux constituant le système double paroi sont reliés par 8 isolateurs. Chacun d'entre eux est vissé sur les raidisseurs verticaux du panneau raidi comme le montre la figure 4.37

Chacun des isolateurs est vissé sur une équerre métallique avec 2 vis. L'ensemble est fixé sur le côté des raidisseurs verticaux (cadres) à l'aide de 4 vis. Un axe en aluminium est vissé dans le taraudage au centre de chaque isolateur à l'aide d'une tige filetée. Ces axes traversent complètement le panneau de finition. On peut observer en bas de la figure 4.37a la butée en bois recouverte de matériau absorbant sur laquelle vient se placer le panneau

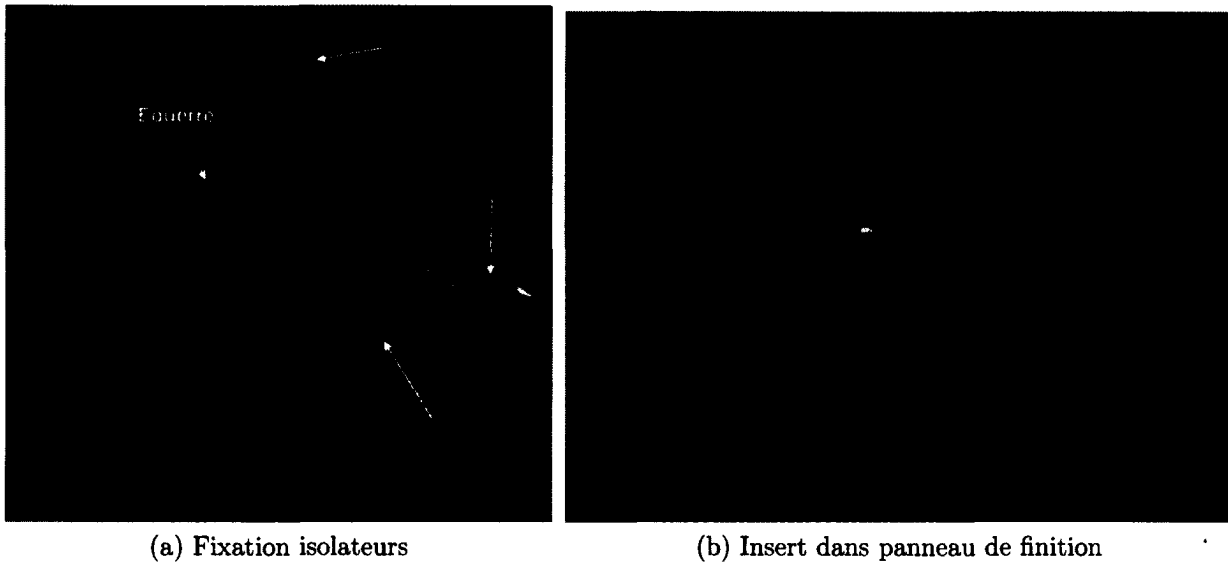


Figure 4.37 Installation des isolateurs : cas de la double paroi peau aluminium

de finition une fois monté. Cette butée est placée à 3.5 pouces (0.0889 m) du panneau raidi. C'est elle qui assure l'espacement désiré entre les deux panneaux. Le panneau de finition est maintenu en place par huit écrous qui se vissent sur les axes métalliques. Des inserts en acier ont été ajoutés dans l'épaisseur du panneau de finition pour éviter que les axes ne le détériorent. Un exemple d'axe métallique traversant le panneau dans un insert est illustré sur la figure 4.37b.

Les deux photographies de la figure 4.38 illustrent le montage du côté de la salle réceptrice.

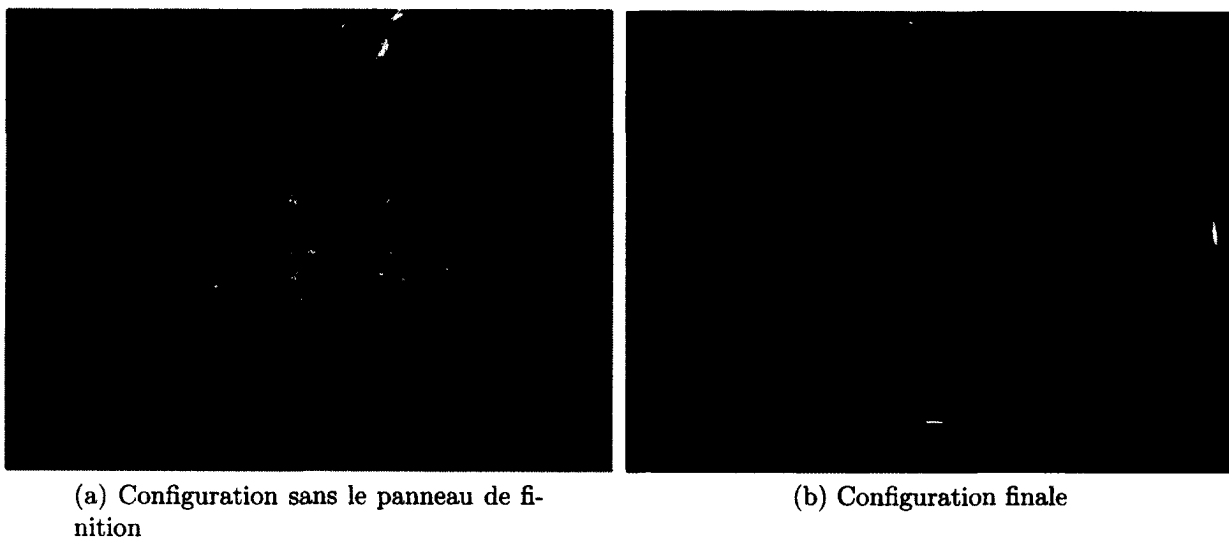


Figure 4.38 Installation du panneau de finition : cas de la double paroi peau aluminium

La figure 4.38a présente le montage avec tous les isolateurs vibratoires fixés au panneau raidi et le traitement acoustique placé entre les raidisseurs. La figure 4.38b illustre le système lorsque le panneau de finition est monté et fixé avec les écrous ; c'est la configuration de mesure. La totalité de la fenêtre de mesure est recouverte par du Barymat M-100D pour assurer que la puissance rayonnée mesurée provient uniquement du système double paroi et non des parois de la niche.

La perte par transmission du système double paroi a été mesurée avec chacun des quatre types d'isolateurs mis à disposition par l'industriel. Les courbes expérimentales sont présentées sur la figure 4.39.

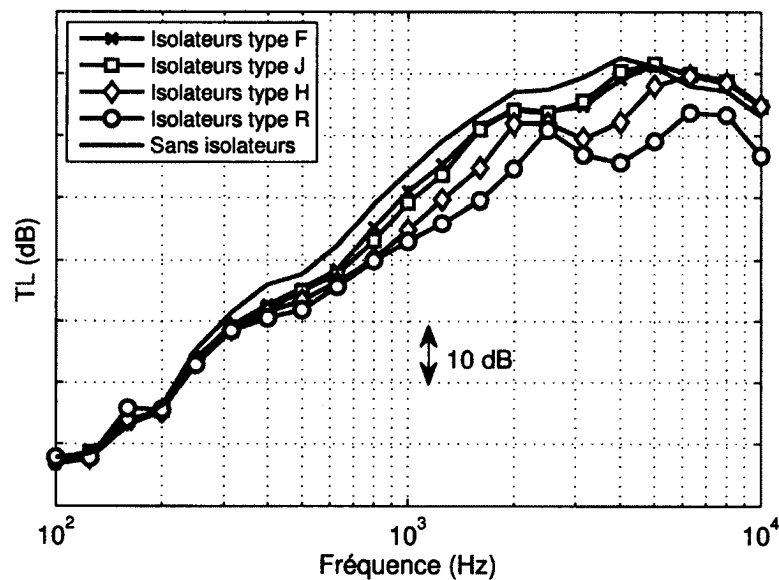


Figure 4.39 Perte par transmission de la double paroi peau métallique en fonction du type d'isolateur

On peut constater que la perte par transmission des systèmes double paroi avec isolateurs est logiquement inférieure à celui sans lien. Les deux courbes les plus proches du cas sans lien sont celles obtenues avec le système double paroi avec les isolateurs les plus souples, types F et J, qui donnent un résultat très similaire. La perte par transmission de la double paroi avec les isolateurs type H est plus bas de 2 à 5 dB et ce dès 500 Hz. La double paroi avec les liens rigides, type R, possède la perte par transmission la plus faible. Cette diminution de l'indice d'affaiblissement est due à la fréquence de pont à partir de laquelle une partie importante de l'énergie est transmise par le biais des liens mécaniques. On peut remarquer que plus les isolateurs sont raides, plus cette diminution est prononcée. D'autre part, on observe une chute de l'indice plus ou moins importante entre 2 kHz et 4 kHz dépendamment du type d'isolateur. Cette chute apparaît dans l'ordre

de grandeur de raideur des isolateurs, c'est-à-dire que plus les isolateurs sont souples, plus cette baisse apparaît bas en fréquence. On peut également noter que plus les isolateurs sont raides, plus la diminution de l'indice est visible. Ce phénomène a été identifié sur le même type de structure par Legault et Atalla [Legault et Atalla, 2010]. L'auteur a mis en évidence l'existence d'une fréquence de résonance masse - ressort - masse dans la même zone de fréquences. Cette résonance est due à l'interaction des isolateurs avec la peau et le panneau de finition. D'autre part, la chute importante de l'indice d'affaiblissement des quatre systèmes localisée à l'approche de 10 kHz peut laisser supposer des fuites ou des chemins de transmission secondaires sur le montage.

Modèles numériques

Le système double paroi avec peau métallique est modélisé dans le module prévu à cet effet dans le logiciel NOVA. Les prédictions de perte par transmission de la double paroi peau métallique avec les quatre types d'isolateurs sont comparées aux mesures sur la figure 4.40.

Le module double paroi permet de prendre en compte la présence de liens mécaniques qui sont définis par leur raideur et leur amortissement qui peuvent dépendre de la fréquence. La raideur dynamique et l'amortissement des isolateurs pris en compte dans le modèle sont ceux qui ont été obtenus à partir des mesures expérimentales dans le chapitre 2. La courbe de tendance de chacun des types d'isolateurs obtenue est utilisée dans le modèle. L'amortissement utilisé dans la simulation pour les isolateurs type R est de 0.1 %.

On constate que la prédiction de perte par transmission du système avec les liens les plus souples (type F) est très proche de la courbe mesurée sur toute la bande fréquences étudiée. L'indice d'affaiblissement est également bien prédit pour les trois autres systèmes jusqu'à 2 kHz, cependant des écarts plus importants sont observés plus haut en fréquence. Le modèle NOVA sous-estime l'indice dans les trois cas. C'est dans cette zone de fréquences qu'apparaît la diminution de performance de ce type de système due à la fréquence de pont. La sous-estimation du modèle numérique indique une sur-estimation de la transmission solidienne dans cette plage de fréquences. Cependant, les valeurs expérimentales mesurées à l'approche de 10 kHz peuvent être mises en doute comme il a été expliqué dans la partie 4.5.

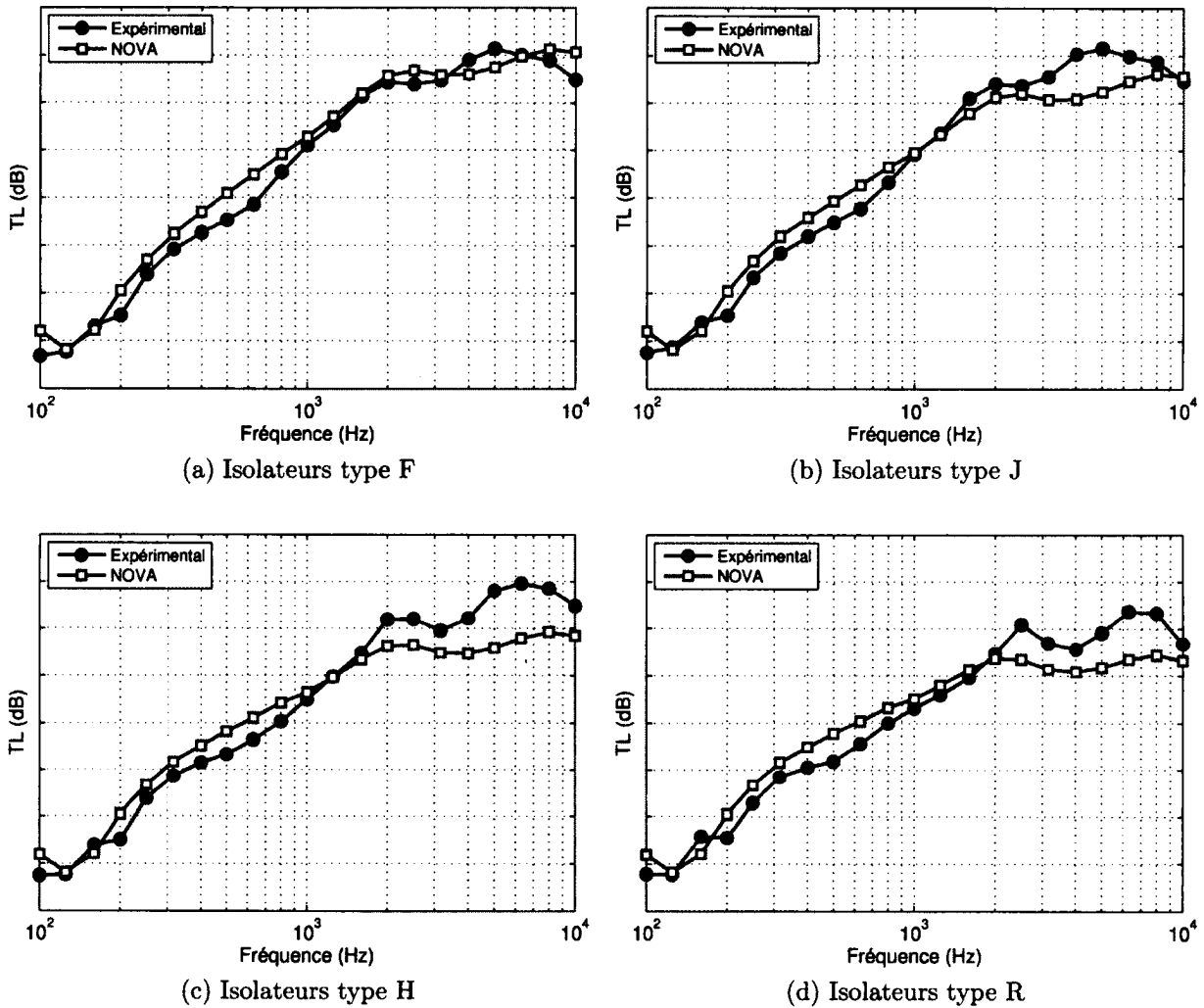


Figure 4.40 Prédictions NOVA de la perte par transmission de la double paroi peau aluminium en fonction des types d'isolateurs

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

La mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique a été moyennée sur les trois mêmes points d'excitation que ceux utilisés pour la mesure de l'AMCE du panneau raidi nu (figure 4.8). La comparaison de l'AMCE de la double paroi peau métallique pour chacun des types d'isolateurs est présentée sur la figure 4.41.

On observe que toutes les configurations sont confondues jusqu'à 250 Hz. À partir de cette fréquence, le coefficient de conversion mécanique - acoustique des systèmes double paroi avec isolateurs se détachent très nettement de celui sans lien. L'écart est de l'ordre de 5 à 20 dB dépendamment du type d'isolateur. Cette baisse est d'autant plus importante que le type d'isolateur est raide. On peut noter que cette différence est plus prononcée que dans le cas de l'excitation acoustique. Ceci s'explique par le fait que dans le cas de l'excitation

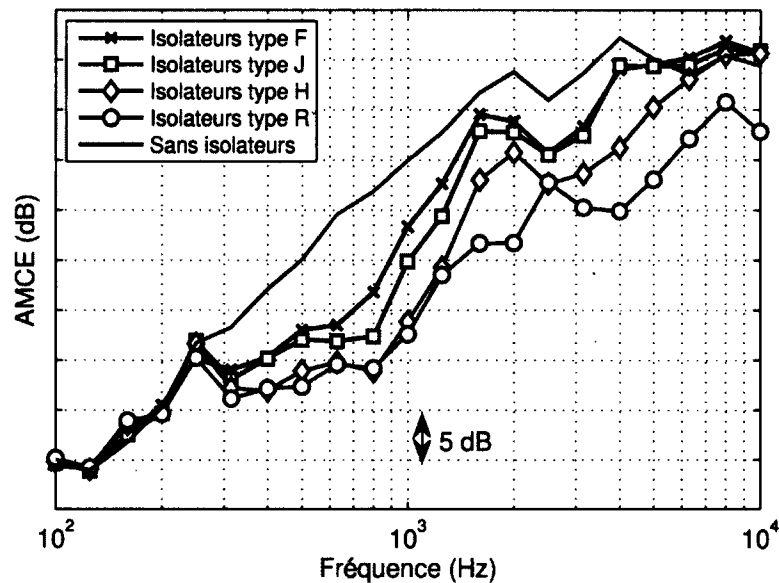


Figure 4.41 AMCE de la double paroi peau aluminium en fonction du type d'isolateur

mécanique, le comportement résonant du panneau est dominant, ce qui provoque une plus grande proportion d'énergie transitant par les isolateurs. Ensuite, une deuxième zone de baisse de l'indice est observée entre 1500 Hz et 8000 Hz dépendamment encore une fois du type d'isolateur. On peut toutefois faire le rapprochement de la fréquence d'apparition de ce creux avec la raideur des isolateurs. Comme pour la perte par transmission, plus les isolateurs sont raides, plus cette zone apparaît haut en fréquence. Ce phénomène, qui a également été mis en évidence sur les courbes d'indice d'affaiblissement, a été attribué à l'interaction des isolateurs avec les panneaux, résultant en une fréquence de résonance néfaste pour les performances d'isolation du système.

Perte par insertion

La perte par transmission acoustique des liens mécaniques est calculée en effectuant la différence entre la perte par transmission de la configuration sans liens avec celle obtenue avec chacun des types d'isolateurs. La perte par transmission mécanique des liens est obtenue de la même manière mais effectuant l'opération avec les AMCE. La comparaison entre la perte par insertion acoustique et la perte par insertion mécanique des différents types d'isolateurs est présentée sur la figure 4.42.

On remarque d'abord dans tous les cas une valeur positive de la perte par insertion mécanique et acoustique à 150 Hz qui correspond à la fréquence de résonance de la double paroi. La présence des liens est bénéfique à cette fréquence car les liens limitent le dépla-

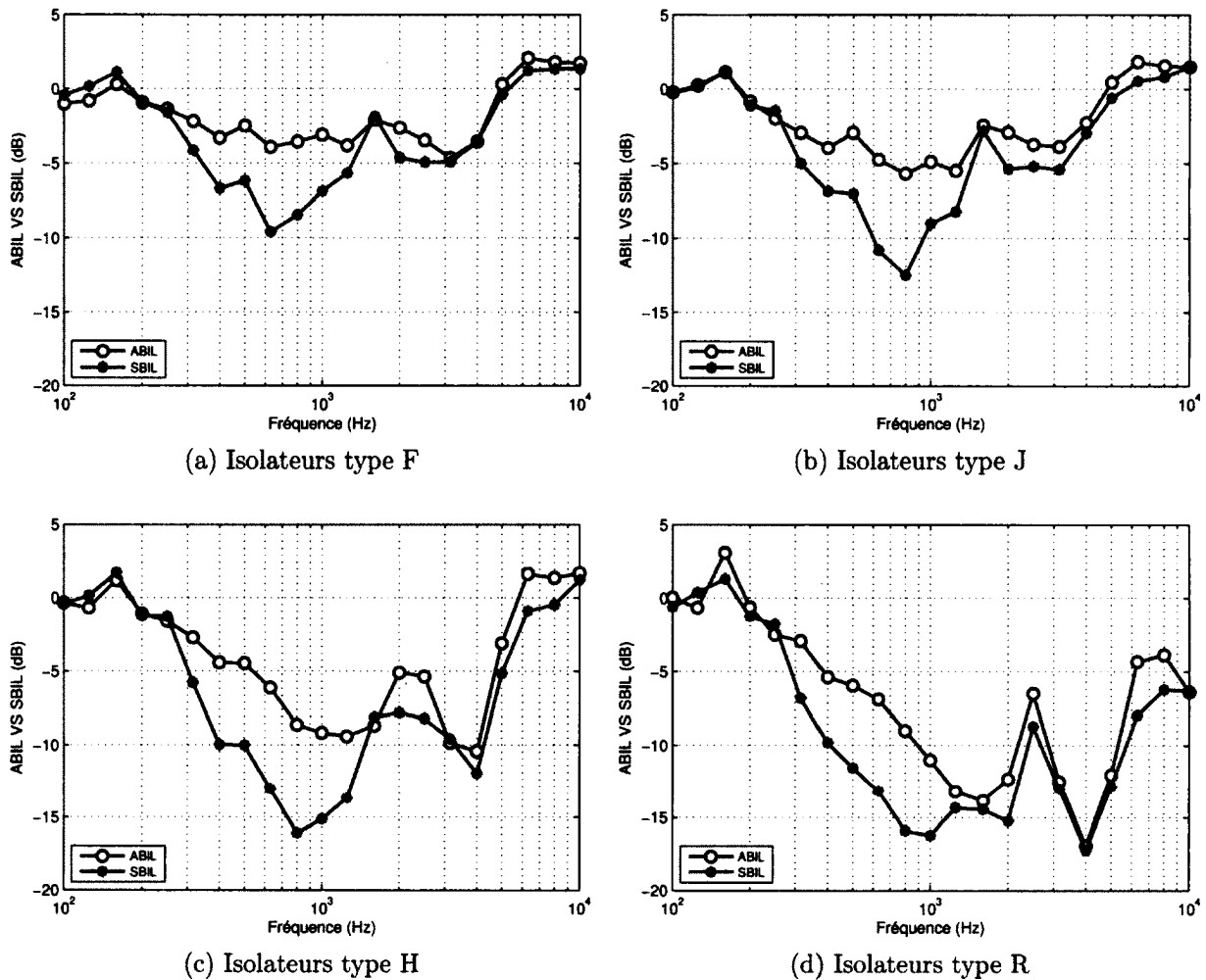


Figure 4.42 Comparaison de l'ABIL et du SBIL des 4 types d'isolateurs vibratoires dans la cas de la double paroi peau métallique

ement en opposition de phase des deux panneaux. Ensuite, à partir de 200 Hz, l'ajout des isolateurs a un effet néfaste sur les performances du système car la perte par insertion est négative. Globalement, on peut dire que plus les isolateurs sont raides plus la perte de performance est importante. On peut noter que la perte par insertion mécanique est plus importante que la perte par insertion acoustique sur la plage de fréquences 200 Hz - 1000 Hz. Ce résultat est logique car les isolateurs vibratoires ajoutent un chemin solidien qui est sollicité de façon plus importante lorsque le système est excité de façon mécanique. Cette constatation signifie que la transmission d'énergie dans cette plage de fréquences est dominée par le chemin résonant. Les isolateurs jouent donc un rôle très important sur la performance d'isolation acoustique du système double paroi dans cette zone.

Transmissibilité vibratoire

La transmissibilité vibratoire du système double paroi pour chacun des types d'isolateurs est présentée sur la figure 4.43.

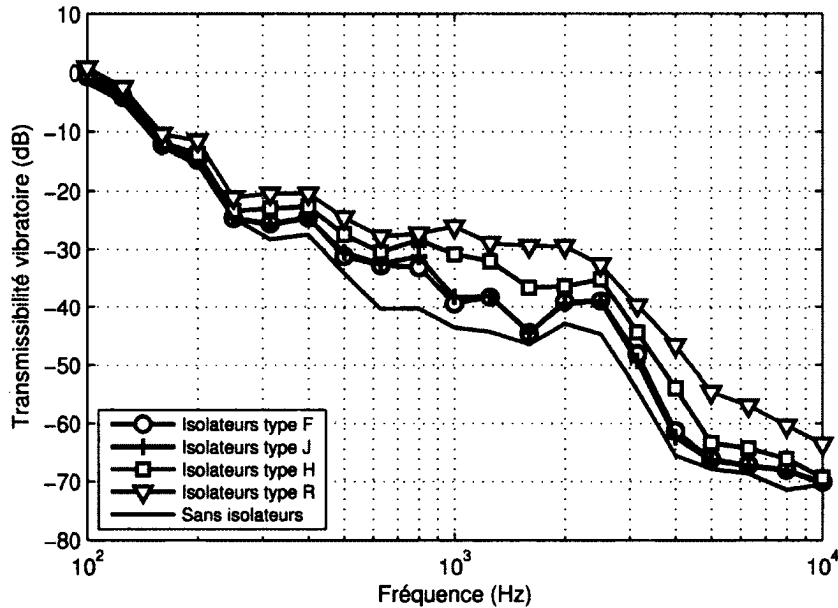


Figure 4.43 Transmissibilité vibratoire de la double paroi peau aluminium en fonction du type d'isolateur

On constate que la transmissibilité vibratoire est totale à 100 Hz ce qui veut dire que les vitesses quadratiques de la peau et du panneau de finition sont égales. Ensuite, plus la fréquence augmente, plus la transmissibilité diminue. Si on compare les différents types d'isolateurs, on constate sans surprises que c'est la double paroi avec les types d'isolateurs rigides qui possède la plus grande transmissibilité. Ce résultat est logique car dans ce cas, les deux panneaux sont couplés rigidement donc les vibrations de la peau se transmettent facilement au panneau de finition. Ensuite, on constate encore une fois que les isolateurs sont rangés par ordre de raideur. Le type d'isolateur H est le plus proche du cas rigide. Les types F et J, plus souples, sont quasiment confondus sur toute la bande de fréquences étudiée. Les plus grands écarts de transmissibilité sont observés dans la zone 500 Hz - 2000 Hz. C'est cette même plage qui a été identifiée dans l'analyse des pertes par insertion ce qui confirme que les isolateurs ont un rôle important dans cette zone. L'augmentation de transmissibilité observée entre 2 et 3 kHz sur toutes les courbes confirme la grande transmission vibratoire sur cette plage de fréquences et corrobore ainsi l'interprétation faite des courbes de perte par transmission et d'AMCE.

4.7 Synthèse des résultats

Ce chapitre a permis d'étudier les différents éléments constituant un système double paroi peau métallique classique. La peau a tout d'abord été étudiée nue. La mesure de perte par transmission et d'AMCE du panneau, ont mis en évidence le rayonnement important des raidisseurs. Ce phénomène a pour effet de diminuer de façon conséquente ses performances d'isolation acoustique en moyennes et hautes fréquences. La modélisation de la perte par transmission de ce panneau par une plaque simple de masse surfacique équivalente, s'est avérée concluante jusqu'à 1 kHz. L'effet néfaste des raidisseurs diminuant cet indice au dessus de cette fréquence n'a pas pu être modélisé par manque de temps accordé à la modélisation de ce panneau. La fréquence critique du panneau a toutefois été bien estimée. L'ajout du traitement acoustique s'est révélé efficace en moyennes et hautes fréquences grâce à son importante capacité à dissiper l'énergie acoustique dans cette zone de fréquences. La modélisation du panneau raidi traité s'est encore une fois montrée concluante jusqu'à 1 kHz, mais un écart important a été constaté par la suite. La zone de fréquences critique du panneau de finition s'est révélée être relativement large du fait de sa fabrication sandwich. Le système double paroi sans liens mécaniques est celui qui présente les meilleures performances. Celles-ci sont toutefois limitées en hautes fréquences par le rayonnement des raidisseurs et par la fréquence critique du panneau de finition. Finalement, l'ajout des isolateurs vibratoires a montré que ceux-ci ont un effet néfaste sur les performances d'isolation du système en basses et moyennes fréquences. L'analyse des différents indicateurs a permis de mettre en évidence la dominance du chemin de transmission solidien entre 500 Hz et 2 kHz. Des écarts allant jusqu'à 10 dB ont été constatés entre les différents systèmes double paroi. D'autre part, les mesures de perte par transmission effectuées sur les systèmes double paroi ont confirmé l'efficacité d'isolation de ce type de système, surtout en hautes fréquences. Cette caractéristique peut mener à des difficultés de mesure (fuites et chemins de transmission secondaires) de cet indicateur. C'est la raison pour laquelle il a été décidé de mener une étude permettant d'améliorer le montage utilisé et également de déterminer ses limites de mesure. Cette étude est présentée dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 5

Optimisation du montage expérimental utilisé pour la mesure de perte par transmission d'une double paroi

Cette partie a pour objectif de démontrer la validité du montage expérimental utilisé pour mesurer la perte par transmission d'un système double paroi. Les résultats expérimentaux sont comparés aux simulations effectuées avec le modèle double paroi sur NOVA.

Pour effectuer cette validation, le système double paroi considéré est constitué de deux plaques d'aluminium de respectivement 2 mm et 1 mm d'épaisseur espacées de 8.89 cm (3.5 pouces). Le système est tout d'abord testé sans traitement acoustique. Par la suite, la cavité d'air est remplie de 2 pouces de mousse de mélamine. Finalement, une dernière mesure est effectuée en remplaçant la mélamine par 3 pouces de laine de verre. Aucun lien mécanique entre les deux parois n'est considéré dans cette étude.

5.1 Présentation du montage

Le montage généralement utilisé au laboratoire du GAUS pour mesurer la perte par transmission d'un système double paroi est illustré sur la figure 5.1.

La plaque 1, représentant le panneau extérieur du fuselage, est montée dans la fenêtre de transmission de façon à ce qu'elle soit parfaitement alignée avec le mur de la salle réverbérante. Avec cette configuration, on s'assure que le champ acoustique diffus créé dans la salle réverbérante excite le panneau avec un angle compris entre 0 et 90°. Ce choix de montage vise à s'affranchir de l'effet de niche qui pourrait être présent dans le cas où le panneau serait enfoncé dans la fenêtre. La plaque est immobilisée sur tout son périmètre entre deux cadres, constitués de bois d'un côté et d'un ensemble de barres en aluminium de l'autre. La deuxième plaque est immobilisée de la même façon entre deux cadres en bois. Le reste de la fenêtre de transmission est obstruée avec des panneaux de bois et de gypse. Le tout est rempli de matériaux absorbants pour assurer une isolation acoustique maximale.

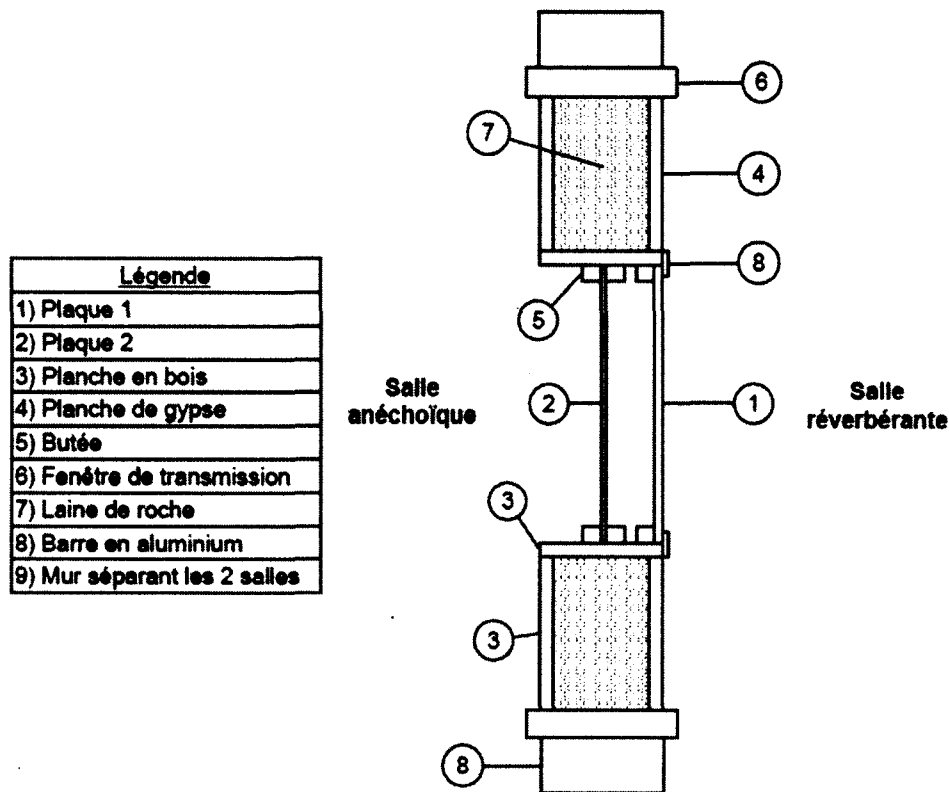


Figure 5.1 Montage initial d'un système double paroi

Il s'avère que les mesures de perte par transmission obtenues avec ce montage donnent des résultats peu concluant en moyennes et hautes fréquences. C'est la raison pour laquelle nous avons décidé d'investiguer le problème en essayant de modifier le montage dans le but d'obtenir les meilleurs résultats possibles. La raison pour laquelle les résultats ne sont pas représentatifs de la réalité s'explique vraisemblablement par la présence de chemins de transmission secondaires aérien ou solidien non désirés, qui viennent court-circuiter la transmission du son au travers du système. L'idée de départ était donc de découpler le système testé des parois de la fenêtre qui relie les deux salles ainsi que de découpler les panneaux entre eux. Le schéma de ce nouveau montage est illustré sur la figure 5.2.

Les deux plaques sont fixées sur des cadres en bois indépendants séparés par une barre résiliante sur tout leur périmètre. L'épaisseur de chaque cadre ajoutée à celle de la barre résiliante permet de respecter la distance de 3 pouces 1/2 entre les deux plaques. Le système double paroi est situé entièrement du côté de la salle réverbérante, c'est pourquoi un coffrage a été construit tout autour du système pour empêcher le champ acoustique de pénétrer par un autre chemin que par la première plaque. Le coffrage est constitué de plaques de bois de 3/4 de pouce d'épaisseur ainsi que de plusieurs pouces de laine de roche

placée à l'intérieur. L'ensemble du système double paroi est maintenu en place par quatre planches en bois qui sont solidaires de ce coffrage.

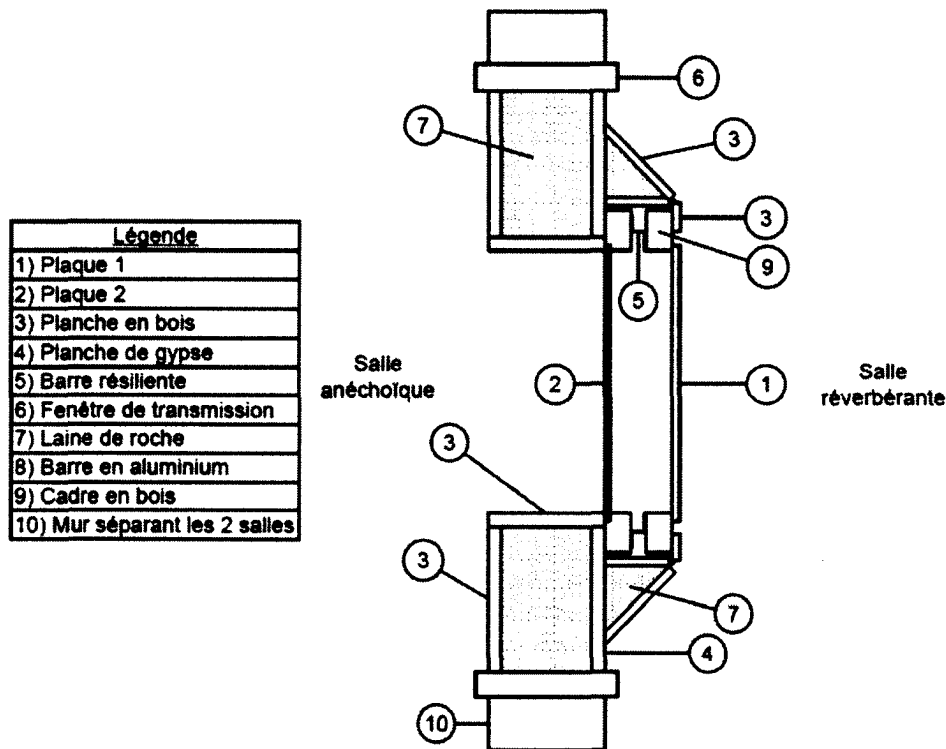


Figure 5.2 Nouveau montage d'un système double paroi

Le montage a tout d'abord été testé avec une seule paroi d'aluminium pour permettre de valider un cas simple avant de passer à la mesure d'un système double paroi. La plaque de 1 mm a donc été montée sur le cadre normalement réservé à la plaque 1 pour éviter de créer un effet de niche. La prédiction de la perte par transmission d'un système simple paroi isotrope étant une chose qui a été validée par de nombreux modèles, nous sommes basés sur celle du logiciel NOVA. La mesure expérimentale de la plaque de 1 mm est comparée avec la prédiction du modèle numérique NOVA sur la figure 5.3. La méthode intensimétrique décrite dans le chapitre 2 a été suivie pour cette mesure et pour toutes celles présentées dans ce chapitre.

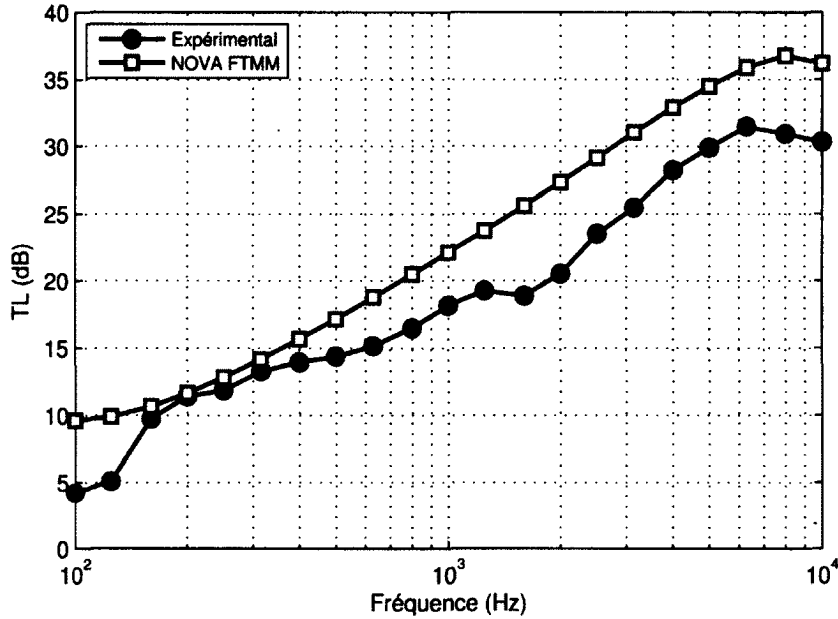


Figure 5.3 Perte par transmission de la plaque 1 mm

Le système simple paroi testé est modélisé dans NOVA par une plaque en aluminium de 1 mm d'épaisseur possédant un amortissement constant de 0.7 %. Il est évident que la mesure expérimentale se situe bien au dessous de la prédiction numérique. L'augmentation de la perte par transmission de 6 dB par octave, normalement observée pour ce type de système n'est pas bien captée. Cette différence indique donc clairement la présence de chemins de transmission indirects qui viennent fausser la mesure.

Suite à cette constatation, plusieurs améliorations ont été apportées au montage. La principale amélioration a été de construire un deuxième coffrage par-dessus le premier qui cette fois englobe la totalité de la fenêtre de transmission. Une illustration de ce coffrage est visible sur la figure 5.4. Cet ajout vise à forcer l'énergie acoustique à transiter par le système double paroi et non par le reste de la fenêtre de transmission. Cette amélioration a permis d'obtenir la courbe expérimentale illustrée sur la figure 5.5.

On constate que cette fois-ci on retrouve la loi de masse caractéristique d'un système simple paroi de ce type. Les écarts en basses fréquences peuvent s'expliquer par les conditions aux limites du panneau. La différence à l'approche de la fréquence critique du panneau située aux alentours de 12 kHz, s'explique par la valeur de l'amortissement choisi dans la modélisation qui doit être sous-estimée par rapport à la réalité. L'amélioration effectuée a donc permis de valider la mesure d'un système simple paroi. Par la suite, plusieurs systèmes double paroi ont été testés.



Figure 5.4 Ajout d'un deuxième coffrage

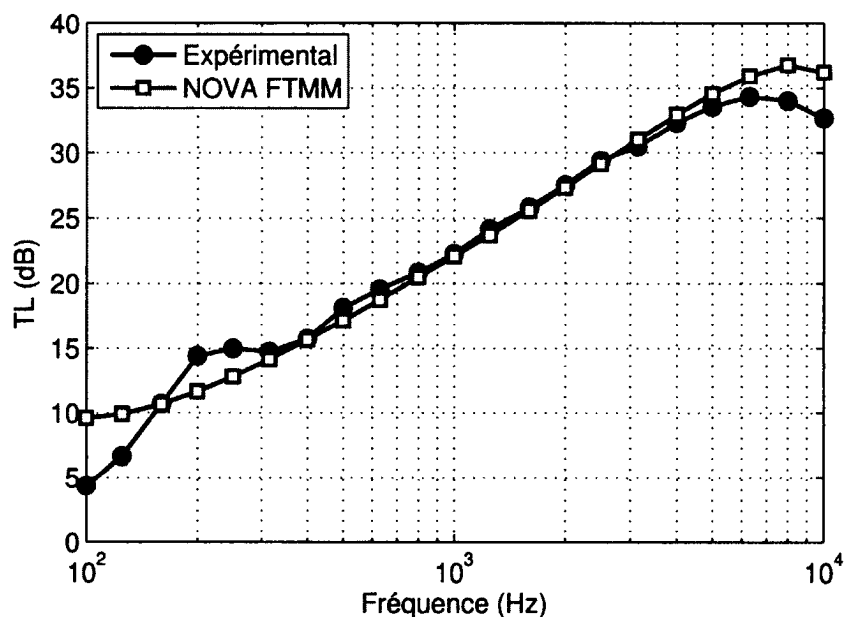


Figure 5.5 Perte par transmission de la plaque 1 mm après évolution du montage

La première configuration double paroi à avoir été testée est celle du système sans traitement acoustique. Les plaques de 2 mm et 1 mm ont donc été montées comme illustré sur le schéma de la figure 5.2. La plaque de 1 mm est directement vissée sur son cadre à l'aide de vis placées tous les 4 pouces sur tout le périmètre. La plaque de 2 mm est quant

à elle immobilisée sur son périmètre par un ensemble de barres en aluminium vissées dans son cadre. La première mesure a mis en évidence une nouvelle fois la présence de chemins de transmission non désirés perturbants le résultat. Le fait que le montage ait donné un bon résultat avec la plaque de 1 mm seule et pas avec le présent système s'explique simplement. Le perte par transmission d'un système double paroi est nettement supérieure à celui de la plaque de 1 mm seule, qui propose un chemin de transmission facile pour l'énergie acoustique. Plus le système testé est isolant acoustiquement, plus le montage est sensible aux fuites. Cette constatation nous a donc forcés à effectuer une nouvelle modification sur le montage. Une série d'essais a permis de montrer que les parois de la niche de mesure rayonnaient de façon importante malgré le matelas de mousse (barymat) appliqué sur toute la surface. Pour contrer ce phénomène, des sacs lourds composés de ce même matériau couplé à un matériau absorbant, ont été installés sur chacune des quatre parois de la niche de mesure du côté de la salle anéchoïque comme on peut le voir sur la figure 5.6.



Figure 5.6 Modification de la niche de mesure

Le schéma du montage final obtenu à la suite des différentes modifications est illustré sur la figure 5.7.

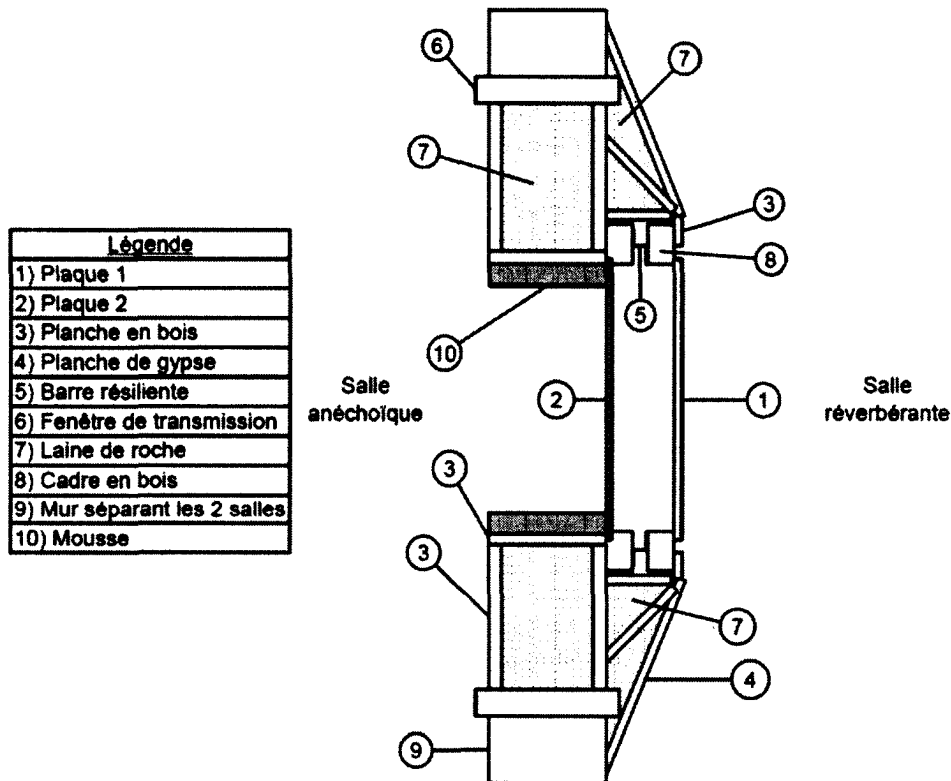


Figure 5.7 Montage final d'un système double paroi

5.2 Double paroi sans traitement acoustique

Dans la configuration double paroi sans traitement acoustique, les caractéristiques de la lame d'air et plus particulièrement l'amortissement de celle-ci, jouent un rôle très important dans la transmission du son au travers du système. C'est la raison pour laquelle nous avons mis en place un montage qui permet de mesurer cet amortissement.

Mesure de l'amortissement de la cavité d'air

Pour déterminer l'amortissement dans la cavité, il est nécessaire de connaître la décroissance temporelle de la pression dans celle-ci après l'arrêt de l'excitation. Dans le but d'obtenir cette information, cinq microphones ont été installés dans la cavité. Le montage vu de la salle réceptrice est illustré sur la figure 5.8 sans la deuxième plaque en aluminium pour permettre de voir l'intérieur de la cavité. Cette mesure a été réalisée sur le montage initial illustré sur la figure 5.1.

Deux tiges en acier ont été placées en diagonale dans la cavité à égale distance des deux panneaux d'aluminium. Des supports pour microphones ont été préalablement placés sur

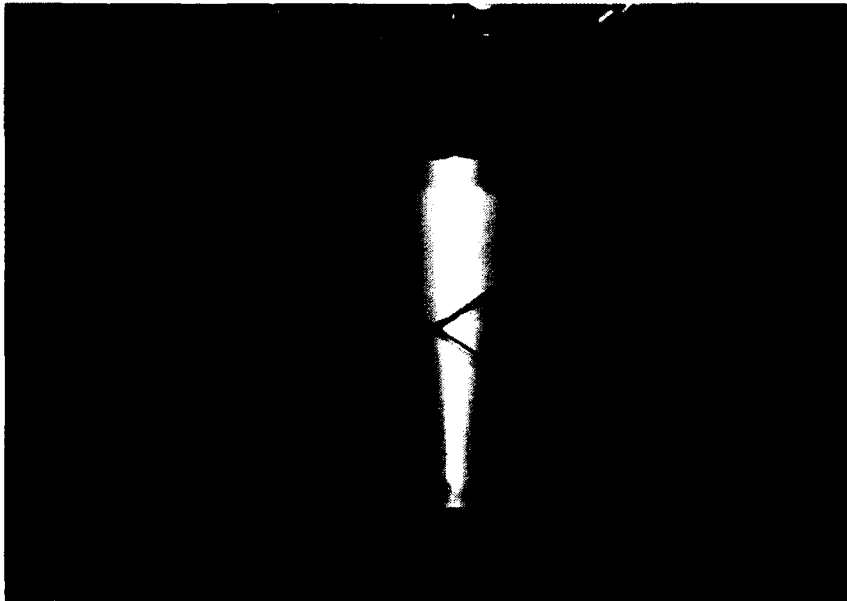


Figure 5.8 Microphones placés entre les deux panneaux

les tiges avant leur mise en place. Les microphones ont été répartis et orientés de façon aléatoire afin d'essayer d'avoir une mesure la plus représentative possible.

Plusieurs microphones ont également été placés dans la salle réverbérante de façon aléatoire à l'aide de supports dans le but de comparer son amortissement à celle de la cavité.

La mesure se déroule de la façon suivante. Un champ diffus large bande 100 Hz - 10 kHz est créé dans la salle émettrice, grâce au système d'enceintes, puis est arrêté brutalement. C'est à partir de ce moment-là que la décroissance temporelle de pression des microphones est enregistrée. Trois analyseurs fréquentiels différents sont utilisés en parallèle pour permettre d'obtenir une décroissance temporelle de qualité sur l'ensemble de la bande de fréquences étudiée.

Les décroissances sont ensuite moyennées puis traitées avec un code Matlab interne. Le programme se base sur la technique de décroissance temporelle d'amplitude pour extraire l'amortissement correspondant pour chaque bande de tiers d'octave. L'amortissement de la cavité d'air ainsi obtenu est présenté sur la figure 5.9.

On constate que l'amortissement de la cavité d'air entre les deux plaques est quasiment le même que celui de la salle réverbérante. Ceci n'est pas réaliste étant donné la différence de volume des deux cavités. Ce résultat veut donc dire que l'amortissement mesuré par les microphones présents entre les deux plaques d'aluminium correspond à celui de la salle réverbérante. Ceci s'explique par le fait que le temps de réverbération des ondes acoustiques dans la salle émettrice est supérieur à celui des ondes de la cavité de 3.5 pouces. Lorsque

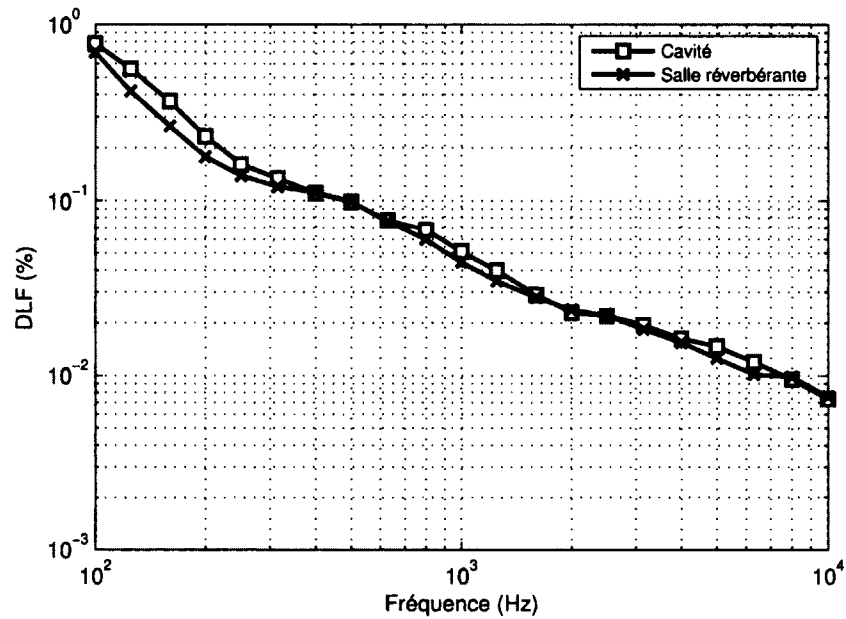


Figure 5.9 Amortissement de la cavité - Excitation acoustique

les hauts parleurs sont coupés, le champ diffus continu d'exciter le système double paroi et fausse donc la mesure de décroissance temporelle de pression dans la cavité.

La manipulation a été répétée avec une excitation mécanique pour tenter d'éviter ce problème. Le pot vibrant MB Dynamics qui est connecté à la plaque de 2 mm du côté de la salle émettrice est visible sur la figure 5.10.

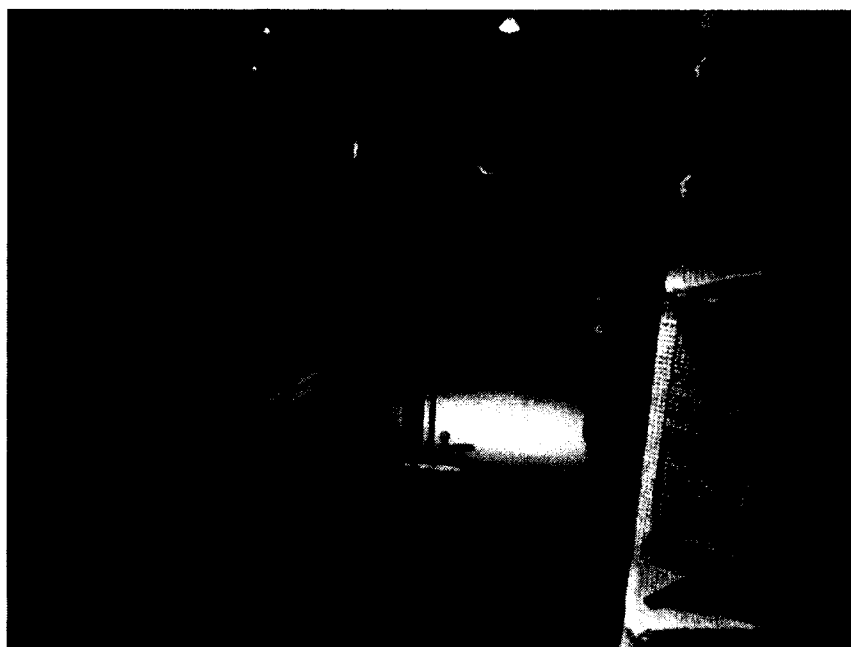


Figure 5.10 Mesure de l'amortissement avec excitation mécanique

Deux colonnes de matériaux absorbants sont placés derrière le pot vibrant pour absorber le champ acoustique rayonné par la plaque excitée.

La mesure s'effectue de la même façon que pour le cas de l'excitation acoustique. Un bruit blanc large bande est envoyé au pot vibrant. Puis, l'excitation est coupée d'un coup et la décroissance temporelle de pression des cinq microphones est enregistrée par les différents analyseurs fréquentiels. La mesure a été moyennée sur trois points d'excitation. Le résultat de la mesure est présenté sur la figure 5.11.

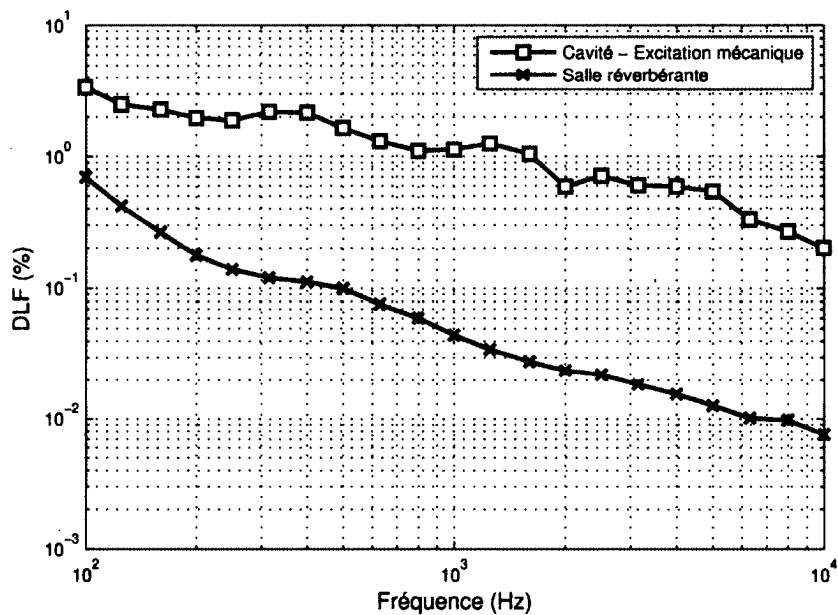


Figure 5.11 Amortissement de la cavité - Excitation mécanique

On constate que cette fois, l'amortissement de la cavité est nettement supérieur à celui de la salle réverbérante. Il est de l'ordre de quelques pourcents en basses fréquences puis diminue au fur et à mesure que la fréquence augmente pour atteindre environ 0.1% à 10 KHz. L'excitation mécanique a donc permis d'obtenir de meilleurs résultats en s'affranchissant du problème rencontré avec l'excitation acoustique. C'est cet amortissement qui est assigné à la cavité d'air dans la modélisation NOVA du système double paroi sans traitement acoustique.

Mesure de la perte par transmission

La mesure de perte par transmission du système double paroi sans traitement acoustique mesurée sur le montage de la figure 5.7 est comparée aux modèles numériques sur la figure 5.12.

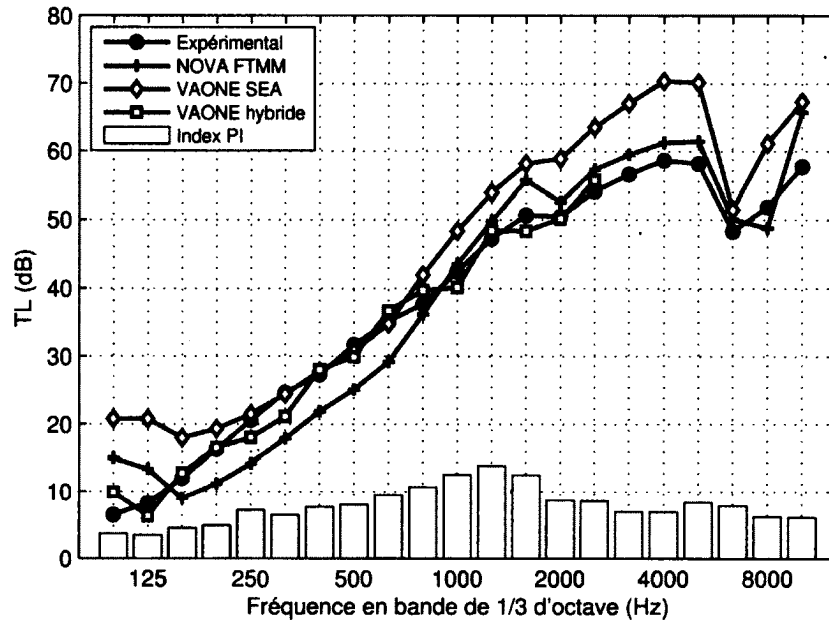


Figure 5.12 Double paroi sans traitement acoustique

Le premier creux observé vers 150 Hz est dû au mode de résonance masse - ressort - masse du système double paroi calculé à l'aide de la formule suivante :

$$f_{DWL} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho c_0^2}{e} \left(\frac{1}{m_{s1}} + \frac{1}{m_{s2}} \right)} \quad (5.1)$$

Les variables m_{s1} et m_{s2} correspondent à la masse surfacique de la plaque 1 et de la plaque 2. La distance e est l'espace qui sépare les deux parois. Les variables ρ et c_0 sont respectivement la masse volumique de l'air et la célérité du son dans l'air.

À cette fréquence, la lame d'air agit comme un ressort et les panneaux se déplacent en opposition de phase. Ce phénomène fait baisser légèrement la perte par transmission du système. Ensuite, la courbe augmente de 12 dB par octave jusqu'à 1 kHz, au lieu des 18 dB par octave théorique. Le fait que la résonance masse-ressort-masse ne soit pas très pénalisante en réalité pour l'isolation du système explique sûrement cette pente moins importante par la suite. On observe un deuxième creux situé vers 1100 Hz qui correspond au premier mode de résonance de la cavité d'air située entre les deux plaques. Cette fréquence se calcule avec la formule suivante :

$$f_{cav} = \frac{nc_0}{2e} \quad (5.2)$$

La variable n correspond au numéro du mode de la cavité que l'on désire calculer. Ce phénomène est d'autant plus important que l'amortissement dans la cavité est faible.

La mesure expérimentale indique une valeur de moins de 1 % à cette fréquence, ce qui explique que la baisse soit visible sur la courbe. La perte par transmission augmente ensuite de nouveau, d'environ 12 dB par octave comme le prévoit la théorie. Par contre, cette pente diminue rapidement jusqu'à la chute importante située à 6 kHz, qui correspond à la fréquence critique de la plaque de 2 mm. Celle-ci devient transparente acoustiquement et fait donc diminuer de façon importante la perte par transmission globale du système. Cette diminution est assez importante étant donné que l'amortissement du panneau d'aluminium est faible. On remarque que l'index PI dépasse les 10 dB entre 800 Hz et 1600 Hz.

Chacun des panneaux est modélisé par une plaque simple en aluminium possédant un amortissement de 0.7%. L'amortissement mesuré expérimentalement avec l'excitation mécanique est assigné à la lame d'air entre les deux panneaux. On constate que le modèle NOVA avec la prise en compte de la taille du système (option FTMM) est proche de la mesure expérimentale en moyennes et hautes fréquences. La sous-estimation de la perte par transmission en basses fréquences vient probablement de la valeur d'amortissement pris en compte dans le modèle. L'amortissement doit être en réalité plus important que ce qui a été mesuré. Il est important de rappeler que l'amortissement de la cavité a été mesuré sur un montage différent que celui utilisé pour la mesure de la perte par transmission. La courbe prédite par la méthode SEA de VAONE est décalée vers le haut par rapport au modèle NOVA. Le modèle VAONE hybride concorde bien avec la mesure expérimentale. Cependant, la puissance de l'ordinateur utilisé a permis d'effectuer le calcul seulement jusqu'à 2500 Hz. On peut dire que la concordance entre la mesure et la modélisation est plutôt bonne pour ce cas complexe où l'amortissement de la cavité joue un rôle prépondérant.

Détails de la modélisation d'un système double paroi sur VAONE

La perte par transmission du système double paroi étudié est modélisée sous VAONE suivant deux approches différentes : la théorie SEA et une théorie hybride. Un aperçu de ces deux modélisations est illustré sur la figure 5.13.

Dans le modèle SEA, les plaques sont modélisées par des systèmes SEA de type plaque. Les propriétés du matériau les constituant sont assignées à ces systèmes. Les plaques sont connectées à deux cavités SEA qui représentent la salle émettrice et la salle réceptrice. La cavité située entre les deux panneaux est également modélisée par une cavité SEA. Un champ diffus acoustique est appliqué sur la cavité représentant la salle émettrice.

Concernant le modèle hybride, chacune des plaques est modélisée par une plaque éléments finis, une est reliée à un milieu fluide semi-infini correspondant à la salle émettrice, et

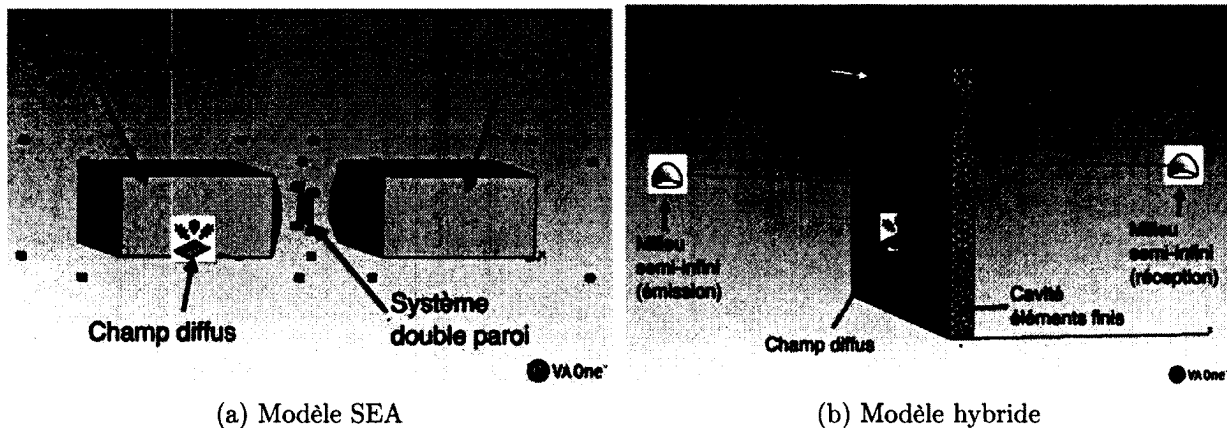


Figure 5.13 Modélisation SEA et hybride d'une double paroi sur VAONE

l'autre à celui correspondant à la salle réceptrice. Les conditions aux limites imposées aux plaques sont de type encastré. La lame d'air présente entre les deux panneaux est modélisée par une cavité éléments finis. Un champ diffus acoustique est appliqué au fluide semi-infini représentant la salle émettrice. Les plaques ainsi que la cavité sont maillées avec quatre éléments par longueur d'onde.

5.3 Double paroi avec traitement acoustique

Cas du système double paroi avec de la mélamine

Le deuxième cas étudié est celui du système double paroi présenté précédemment auquel on ajoute un traitement acoustique. Deux traitements acoustiques sont considérés. Le premier est composé d'une épaisseur de mélamine de deux pouces dont les caractéristiques sont données dans le tableau 5.1.

Tableau 5.1 Caractéristiques de la mélamine

Phase fluide				Phase solide	
Densité	1.213 kg/m ³	Tortuosité	1.02	Densité	8.8 kg/m ³
Célérité	342.2 m/s	λ_c	$1e^{-4}$ m	Module d'Young	80000 Pa
Porosité	0.99	λ_v	$1.3e^{-4}$ m	Coefficient de poisson	0.4
Résistivité	10900 Nm ⁻⁴ s			Amortissement	0.17

Ces caractéristiques ont été mesurées expérimentalement grâce aux équipements de mesure dont dispose le laboratoire de caractérisation du GAUS.

Le traitement acoustique se présente sous la forme de trois morceaux qui sont placés sur la face intérieure de la plaque en aluminium de 2 mm à l'aide de ruban adhésif double face. Une lame d'air de 1.5 pouce sépare la mélamine et la plaque de 1 mm. Le résultat de

la mesure expérimentale de perte par transmission de ce système est illustré sur la figure 5.14.

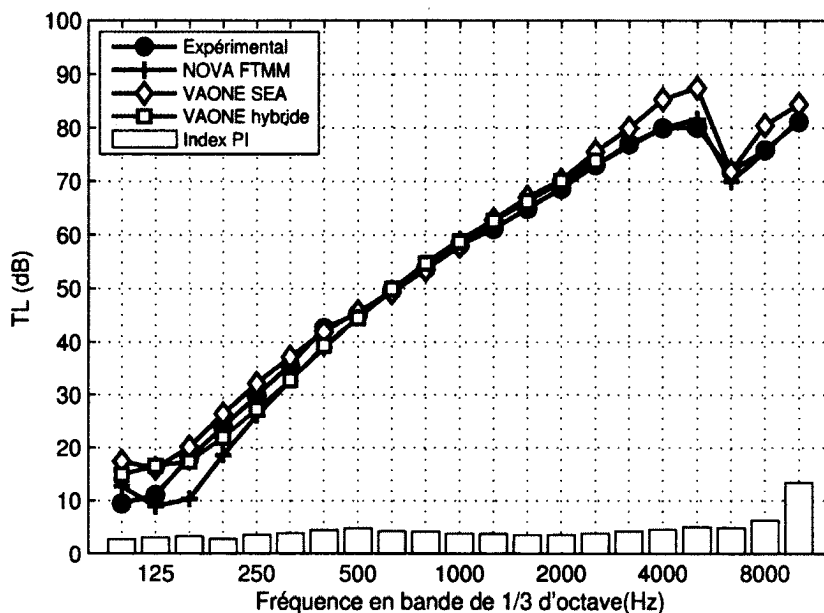


Figure 5.14 Double paroi avec 2 pouces de mousse mélamine

On observe que la perte par transmission du système double paroi augmente de 16 dB par octave entre 200 Hz et 4 kHz. Ensuite, l'indice chute à 6 kHz en raison de la fréquence critique de la plaque de 2 mm située à cette fréquence. On constate que le premier mode de cavité observé à 2 kHz dans le cas sans traitement acoustique n'est pas visible sur cette courbe. Cela s'explique par la présence des deux pouces de mélamine qui amortissent de façon conséquente la cavité. L'index PI de la mesure est relativement bas sur l'ensemble des bandes tiers d'octave excepté sur la dernière bande de tiers d'octave centrée sur 10 kHz. Cette valeur importante peut s'expliquer par le fait que l'indice d'affaiblissement mesuré est très important à cette fréquence. La puissance rayonnée par la structure doit être très faible, ce qui fait que la sonde intensimétrique est plus sensible au bruit de fond de la salle anéchoïque.

On constate que la mesure et le modèle NOVA concordent très bien. Les écarts en basses fréquences s'expliquent par la limitation du champ diffus créé dans la chambre réverbérante en dessous de 200 Hz. Dans ce cas, l'amortissement de la cavité d'air ne joue plus un grand rôle car c'est la mélamine qui contrôle l'amortissement dans la cavité. L'épaisseur de mélamine est modélisée par un matériau équivalent qui possède les propriétés détaillées dans le tableau 5.1. La phase solide de ce matériau est considérée comme molle (modèle limp). Les deux modèles VAONE concordent également très bien avec la mesure. Les

plaques et le traitement acoustique ont été maillés avec 4 éléments par longueur d'onde dans le cas du modèle hybride.

Cas du système double paroi avec de la laine de verre

Le dernier cas étudié est similaire au précédent sauf que les deux pouces de mélamine sont remplacés par trois pouces de laine de verre dont les caractéristiques sont présentées dans le tableau 4.1.

Le résultat de la mesure expérimentale de perte par transmission est illustré sur la figure 5.15.

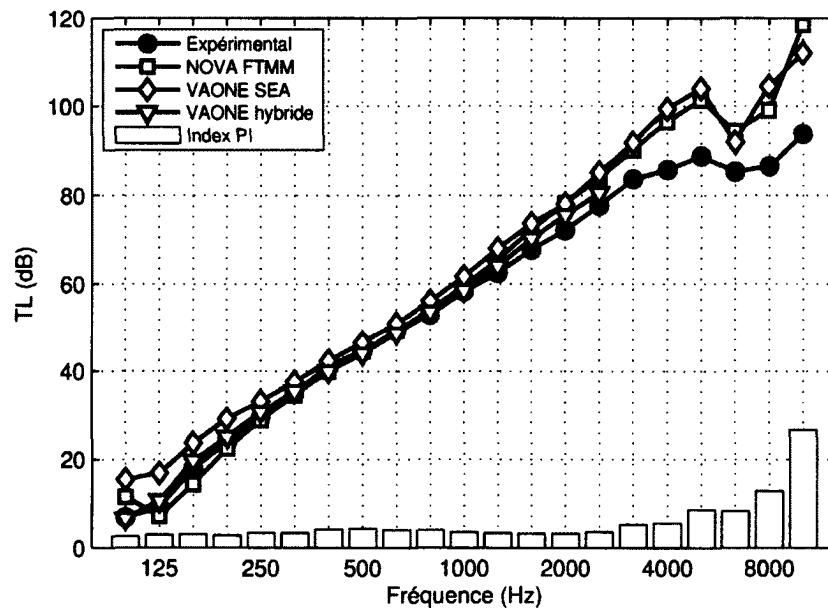


Figure 5.15 Double paroi avec 3 pouces de laine de verre

Cette mesure a été effectuée avec la présence de matériaux absorbants placés sur les parois de la niche de mesure comme illustrée sur la figure 5.6. Le résultat prend en compte la diminution de surface de rayonnement du système due à la présence de ces matériaux. Le facteur ajouté à la perte par transmission mesurée est le suivant $-10\log(\frac{S_e}{S_r})$, où S_e est la surface du système du côté de la salle émettrice et S_r sa surface réelle de rayonnement du côté de la salle réceptrice. On observe que la perte par transmission du système augmente de 18 dB par octave entre 125 Hz et environ 3000 Hz. Ensuite, la pente diminue et un creux sur la courbe est observé entre 6 kHz et 10 kHz. Cette diminution de perte est causée par la fréquence de coïncidence de la plaque de 2 mm. On constate que la courbe de mesure expérimentale et celle du modèle NOVA sont superposées jusqu'à 1000 Hz. Ensuite, l'écart augmente graduellement au fur et à mesure que la fréquence augmente. Cette divergence peut être due au fait que l'épaisseur de la laine de verre dans la cavité

n'est pas forcément homogène et sans fuites comparée à l'épaisseur de mélamine, qui est beaucoup moins souple et donc facile à installer. D'autre part, on peut expliquer cette différence par le fait que le niveau d'isolation du système est tellement élevé que les limites du montage sont atteintes. En effet, le niveau d'intensité acoustique minimal mesuré dans la salle anéchoïque est présenté sur la figure 5.16a.

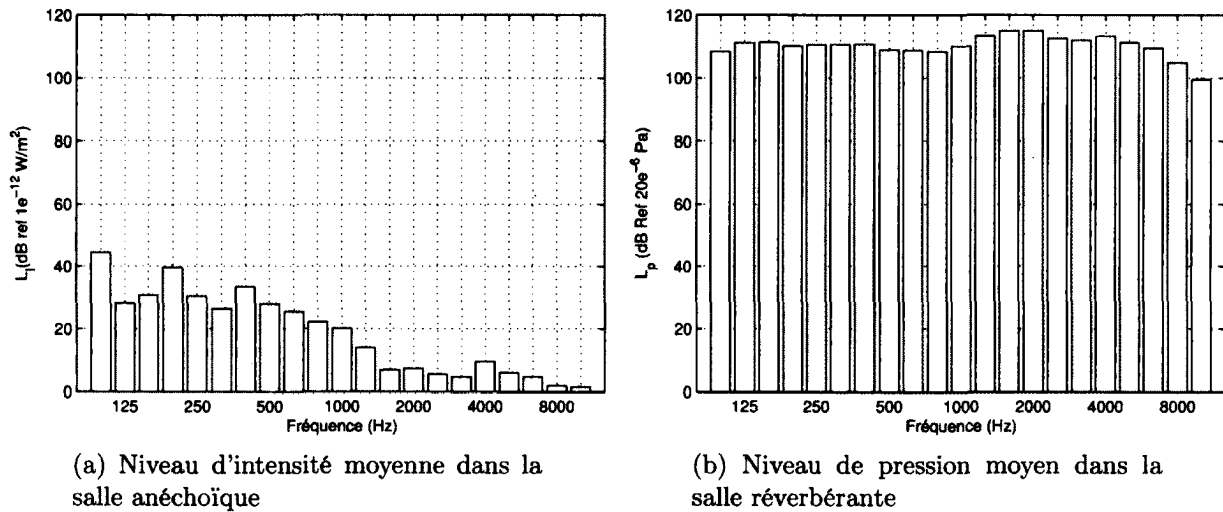


Figure 5.16 Niveaux d'intensité et de pression acoustique

D'autre part, le niveau de pression du champs acoustique produit dans la salle réverbérante est d'environ 110 dB entre 100 Hz et 10 kHz comme on peut le voir sur la figure 5.16b. On rappelle que la perte par transmission expérimentale est obtenue en appliquant la formule $L_P - L_I - 6\text{dB}$ avec respectivement L_P le niveau de pression dans la salle anéchoïque et L_I le niveau d'intensité mesuré dans la salle anéchoïque. En appliquant cette formule aux bandes de tiers d'octave supérieures à 3 kHz, on constate que la limite théorique mesurable est de l'ordre de 90 dB. Ceci explique que l'on ne soit pas capable de mesurer correctement la perte par transmission du système à ces fréquences, car toute l'énergie est absorbée par celui-ci. La sonde d'intensité ne mesure donc rien. La valeur élevée de l'index PI en hautes fréquences confirme cette hypothèse.

Concernant la perte par transmission prédite par VAONE, on constate que les théories SEA et hybride concordent avec la prédiction de NOVA. Dans le cas hybride, les plaques et le traitement acoustique ont été maillés avec 4 éléments par longueur d'onde. Les deux milieux fluides sont modélisés par des milieux semi-infinis.

Une série de mesures a également été effectuée pour tenter de déterminer la perte par transmission maximale qu'il était possible de mesurer avec ce montage. Pour cela, seulement la plaque de 2 mm a été laissée en place. Plusieurs épaisseurs de matériaux absorbants

ont été empilées sur la plaque dans le but de créer un système très isolant. L'empilement final de matériaux qui a été testé est composé de 6 pouces de mélamine, 3 pouces de laine de verre et de 2 pouces de mousse de polyamide. La courbe de perte par transmission de cette configuration est présentée sur la figure 5.17.

On constate que la courbe de perte par transmission obtenue avec l'empilement de matériaux absorbants est supérieure à la mesure du système double paroi jusqu'à 2000 Hz. Ensuite, c'est le système double paroi qui est plus performant. Cette constatation nous permet donc de dire que les limites du montage n'ont pas été atteintes en basses fréquences pour la mesure du système double paroi avec laine de verre. Cependant, il n'est pas possible de tirer de conclusions sur les limitations en hautes fréquences du montage.

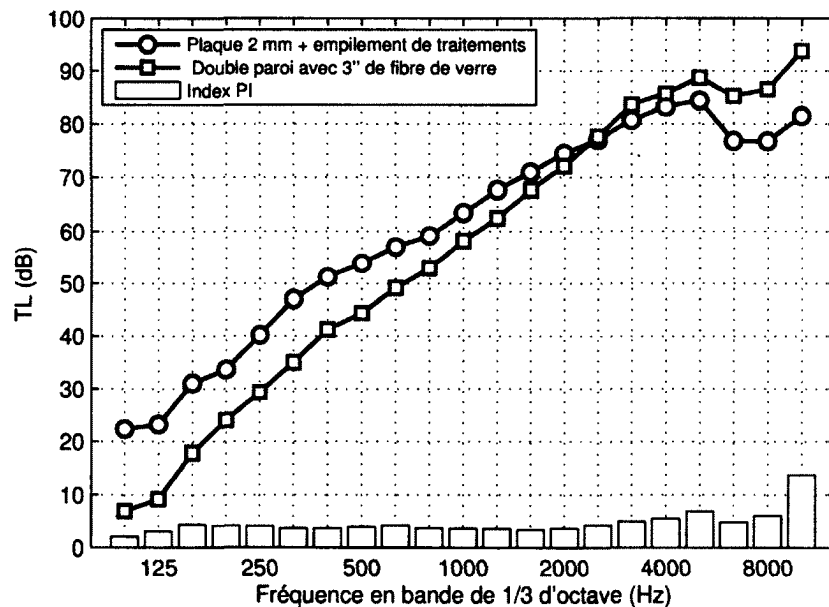


Figure 5.17 Double paroi avec 3 pouces de laine de verre

Cette série de mesures démontre le fait que le montage présenté sur la figure 5.7 permet de mesurer de bons résultats de perte par transmission d'un système double paroi. Cette étude nous indique également que l'on peut se fier aux prédictions du modèle double paroi NOVA pour valider les mesures dans les cas avec et sans traitement acoustique.

5.4 Synthèse des résultats

Ce chapitre a présenté les résultats de mesures expérimentales de perte par transmission de trois types de système double paroi. La première partie a mis en évidence les difficultés rencontrées sur le montage initialement utilisé pour ce type de système. L'étude de ces problèmes a permis d'améliorer la conception du montage de façon à être capable de mesurer les hauts indices d'affaiblissement qui caractérisent ces systèmes. Les deux principales leçons de conception de montage que l'on peut tirer de cette série de mesures sont les suivantes. Tout d'abord, il est important d'isoler entièrement la fenêtre de transmission entre les deux salles pour limiter la transmission latérale aérienne et solidienne. Un coffrage composé par exemple de plaques de gypse rempli de laine de roche doit être construit tout autour de la structure à tester et doit englober la fenêtre de transmission dans sa globalité. Le deuxième point important est de s'assurer que les parois de la niche de mesure ne vibrent le moins possible. Pour cela, un assemblage de matériaux lourds et de matériaux absorbants doit être placé derrière ces parois pour limiter les vibrations et donc le rayonnement acoustique de celles-ci. L'étude du système double paroi sans traitement acoustique a mis en évidence le rôle prépondérant de l'amortissement de la cavité dans ce cas de figure. Un montage expérimental a été mis en place pour permettre de l'évaluer. La comparaison de la mesure de perte par transmission avec les différents modèles numériques s'est révélée concluante sur toute la bande de fréquences 100 - 10 kHz. Concernant, le système double paroi avec l'épaisseur de mélamine, les résultats ont démontré que l'amortissement du traitement absorbe la chute due au premier mode de résonance de la cavité. Les modèles numériques prédisent un indice d'affaiblissement similaire à la mesure sur toute la bande de fréquences étudiée. Dans le cas du double paroi avec les trois pouces de laine de verre, la mesure devient inférieure aux prédictions à partir des moyennes fréquences. Une étude supplémentaire a prouvé que ce phénomène est dû à une trop grande valeur d'isolation acoustique du système à ces fréquences. Les limites de mesure du montage expérimental utilisé sont atteintes, rendant impossible une mesure de qualité à ces fréquences. Cette étude a donc permis de valider les prédictions du modèle double paroi de NOVA dans le cas d'un système simple composé de deux panneaux d'aluminium. La justesse de ce modèle dans le cas de structures plus complexes sera discutée dans le cas du système double paroi peau composite étudié dans le chapitre suivant.

CHAPITRE 6

Étude de la perte par transmission d'une structure double paroi avec peau composite

Dans cette partie, l'étude est portée sur le deuxième système double paroi considéré dans ce projet. Il est constitué d'un panneau sandwich composite composé de deux peaux en carbone et d'un coeur en nid d'abeille en matériau Nomex. Le traitement acoustique et le panneau de finition sont strictement les mêmes que ceux utilisés avec le système double paroi avec peau métallique. L'espacement entre les deux panneaux est de 3.81 cm (1.5 pouce). La peau est tout d'abord étudiée individuellement puis avec un traitement acoustique. Ensuite, le système double paroi avec traitement acoustique est testé sans lien mécanique. Finalement, les isolateurs vibratoires sont ajoutés pour former le fuselage complet.

6.1 Sandwich composite nu

La deuxième peau considérée dans cette étude est un panneau de fabrication sandwich composite illustré sur la figure 6.1.

Ce panneau est composé de deux peaux constituées de plusieurs plis de fibres de carbone et d'un coeur en nid d'abeille en matériau Nomex. Les deux peaux d'une épaisseur proche du millimètre sont isotropes (propriétés homogénéisées fournies par l'industriel) et strictement identiques. Le coeur d'épaisseur 1 pouce possède des caractéristiques mécaniques orthotropes, différentes en fonction de la direction dans laquelle il est sollicité. La masse totale de ce panneau est de 8,16 kg, ce qui est proche de celle du panneau raidi qui est de 8.6 kg. Les caractéristiques mécaniques des matériaux constituant ce panneau ne sont pas indiquées pour cause de confidentialité.

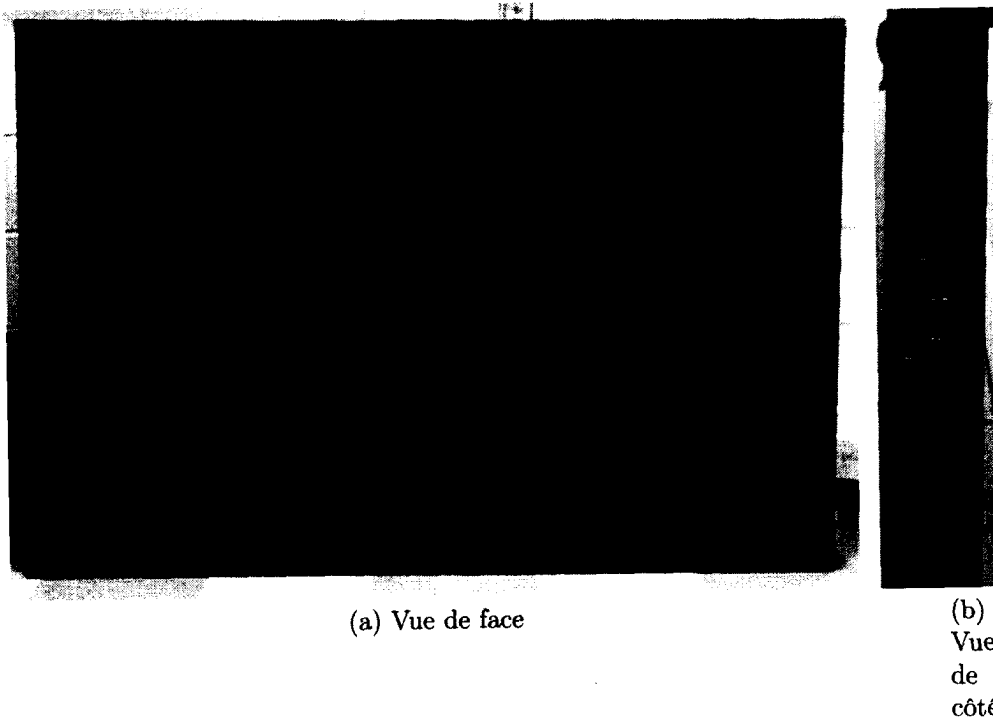


Figure 6.1 Panneau sandwich composite

Amortissement

L'amortissement du panneau sandwich composite obtenu par le biais de la technique de décroissance temporelle est présenté sur la figure 6.2.

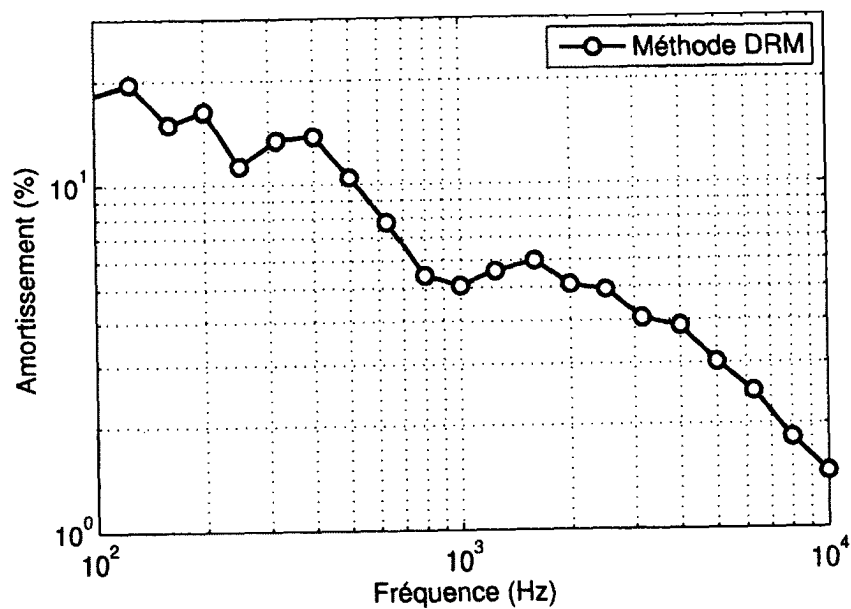


Figure 6.2 Amortissement du panneau sandwich composite

L'amortissement du panneau est élevé en basses fréquences, il est de l'ordre de 20 %. Ensuite, cette valeur diminue au fur et à mesure que la fréquence augmente pour atteindre une valeur de l'ordre de 1 % à 10 kHz. On peut noter que ce panneau est nettement plus amorti que le panneau raidi. C'est cet amortissement qui sera pris en compte dans la simulation de la perte par transmission du panneau.

Perte par transmission

Dans un premier temps, le résultat de la mesure expérimentale va être présenté puis sera par la suite comparé aux simulations numériques des logiciels NOVA et VAONE.

Mesure expérimentale

Le montage utilisé pour mesurer la perte par transmission de ce fuselage a été construit en respectant les conclusions du chapitre précédent. Le panneau sandwich a été placé de façon à ce que la surface excitée par le champ diffus soit alignée avec le mur de la salle réverbérante. Une photographie du montage vu du côté de la salle réverbérante est illustrée sur la figure 6.3.

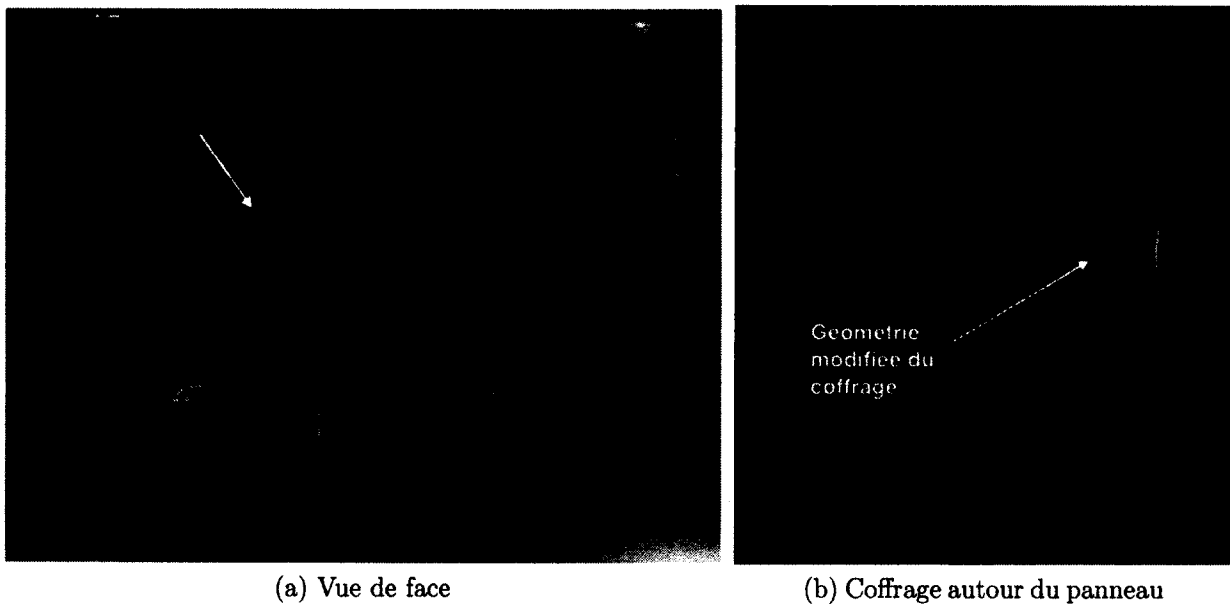


Figure 6.3 Montage du panneau sandwich composite

Le panneau est monté dans la fenêtre de transmission de telle sorte que le contact entre son périmètre et les planches en bois qui forment la fenêtre soit minimisé. Pour cela, un joint de silicone a été injecté dans cet intervalle pour maintenir le panneau en place et pour limiter la transmission solidienne et l'amortissement ajouté par le montage. Un cadre en bois, vissé dans les parois de la fenêtre, est superposé à cette jonction du côté de la salle réverbérante pour assurer l'étanchéité acoustique. Le coffrage autour du panneau est composé d'un

assemblage de plaques de gypse de 1/2 pouce qui est entièrement rempli d'une épaisseur de 3 pouces de laine de verre. On peut voir sur la figure 6.3b que la géométrie du coffrage a été modifiée à proximité du panneau pour éviter d'avoir une niche. La méthodologie utilisée pour mesurer la perte par transmission du système est identique à celle présentée dans la partie 4.1.

Le résultat de la mesure expérimentale est présenté sur la figure 6.4.

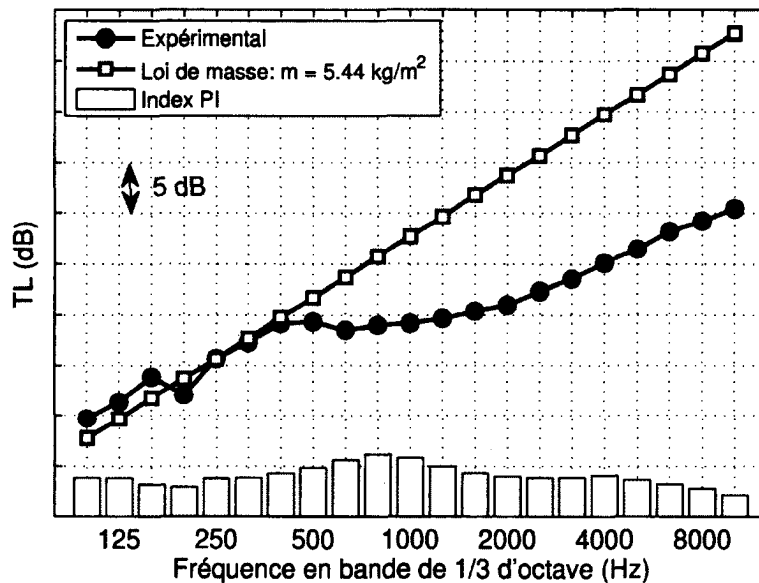


Figure 6.4 Perte par transmission du panneau sandwich composite nu

On constate que la perte par transmission du panneau sandwich est proche de celle d'une plaque homogène de masse surfacique équivalente de 5.44 kg/m^2 . Ensuite, on observe une diminution de l'indice d'affaiblissement à partir de 500 Hz qui s'étend jusqu'à environ 5000 Hz. Cette diminution correspond à la zone de coïncidence du panneau. L'étendue de la largeur de ce phénomène est due à la nature sandwich avec une âme épaisse de la structure. Cela indique que la propagation des ondes de flexion ne s'effectue pas de la même manière dans les différentes directions du panneau. Cette remarque sera confirmée plus tard par la mesure du nombre d'onde du panneau (figure 6.7). La faible baisse d'amplitude de l'indice dans cette zone force à penser que l'amortissement de ce panneau est élevé. Cette hypothèse sera vérifiée par la suite. L'index PI de la mesure est faible sur la bande de fréquences étudiée ce qui indique une bonne qualité de la mesure.

Modèles numériques

Le panneau sandwich composite est modélisé dans NOVA et VAONE par une structure de type sandwich, les deux peaux étant parfaitement identiques. Les propriétés mécaniques utilisées sont celles fournies par l'industriel. L'amortissement déterminé de façon expérimentale avec la technique de décroissance temporelle est assigné aux matériaux constituant les peaux et le coeur. Le résultat de la simulation obtenue à partir de ces données est présenté sur la figure 6.5.

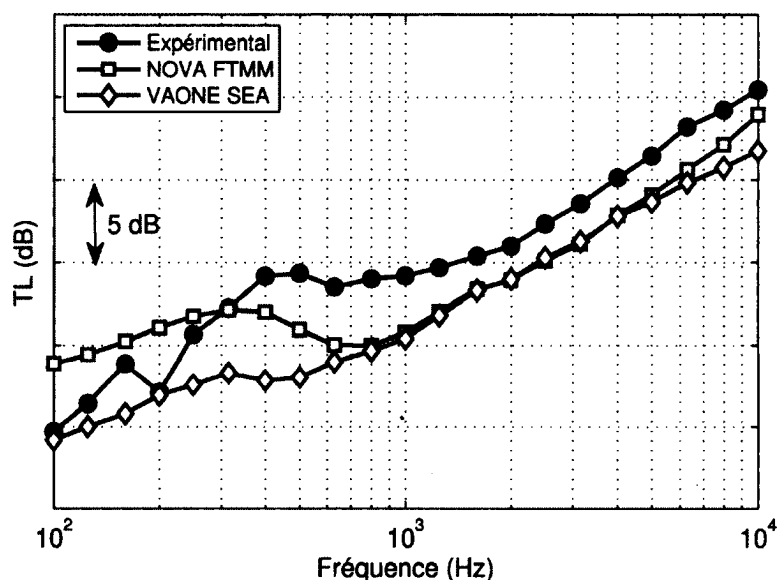


Figure 6.5 Perte par transmission du panneau sandwich composite

Le modèle NOVA surestime de quelques décibels la perte par transmission du panneau en dessous de 300 Hz puis la sous estime de 2-3 dB sur toute la zone critique. La prédiction de VAONE donne le même résultat en moyennes et hautes fréquences mais sous-estime également l'isolation en basses fréquences. L'écart en basses fréquences peut s'expliquer par les conditions limites de montage du panneau qui peuvent faire varier l'indice dans cette zone. La première explication que l'on peut formuler pour expliquer l'écart en hautes fréquences est liée à l'amortissement. En effet, la transmission du son dans cette zone est gouvernée en partie par l'amortissement de la structure. La deuxième propriété qui joue un rôle important dans cette zone est le module de cisaillement du coeur. Ces deux propriétés sont compliquées à mesurer, c'est pourquoi il est possible de mettre en doute la précision de ces valeurs et donc de la prédiction des modèles numériques. Une vérification sera faite à l'aide de la mesure directe du nombre d'onde du panneau.

Nombre d'onde

Le nombre d'onde du panneau sandwich a été mesuré à l'aide de la technique de différence de phase. Une illustration du montage est présentée sur la figure 6.6.

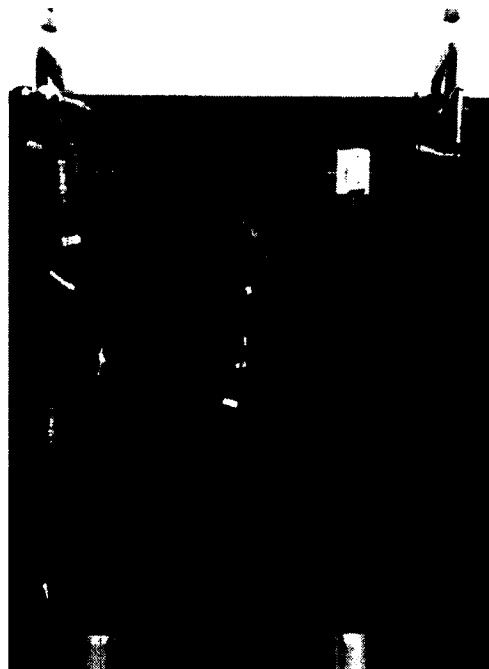


Figure 6.6 Mesure du nombre d'onde du panneau sandwich composite

La même méthodologie que celle utilisée pour la mesure du nombre d'onde du panneau de finition a été adoptée. La force injectée par le marteau d'impact était localisée au centre du panneau. La mesure a été effectuée dans la direction longitudinale ainsi que suivant la largeur du panneau. Chacune des mesures a été moyennée sur cinq impacts consécutifs.

Le nombre d'onde mesuré dans chacune des deux directions est présenté sur la figure 6.7.

Ces résultats ont été obtenus avec le premier accéléromètre situé à 10 centimètres du point d'impact et le deuxième accéléromètre espacé de 10 centimètres du premier pour la mesure dans la longueur, axe x. Concernant le nombre d'onde dans la largeur du panneau, sur l'axe y, ces distances sont respectivement de 7 et 8 centimètres. On peut remarquer que le nombre d'onde suivant l'axe y est très proche du nombre d'onde acoustique entre 0 Hz et 5 kHz ce qui veut dire que dans cette direction, le panneau possède une zone critique très étendue. On observe sur la figure 6.7b que le nombre d'onde acoustique coupe le nombre d'onde de l'axe x à 400 Hz et celui de l'axe y à 1 kHz. Cette constatation va dans le sens des résultats obtenus pour la perte par transmission du panneau. On constate que la mesure du nombre d'onde de flexion concorde bien avec la prédiction du logiciel NOVA dans les deux directions. Cette simulation a été effectuée à partir des propriétés mécaniques des peaux

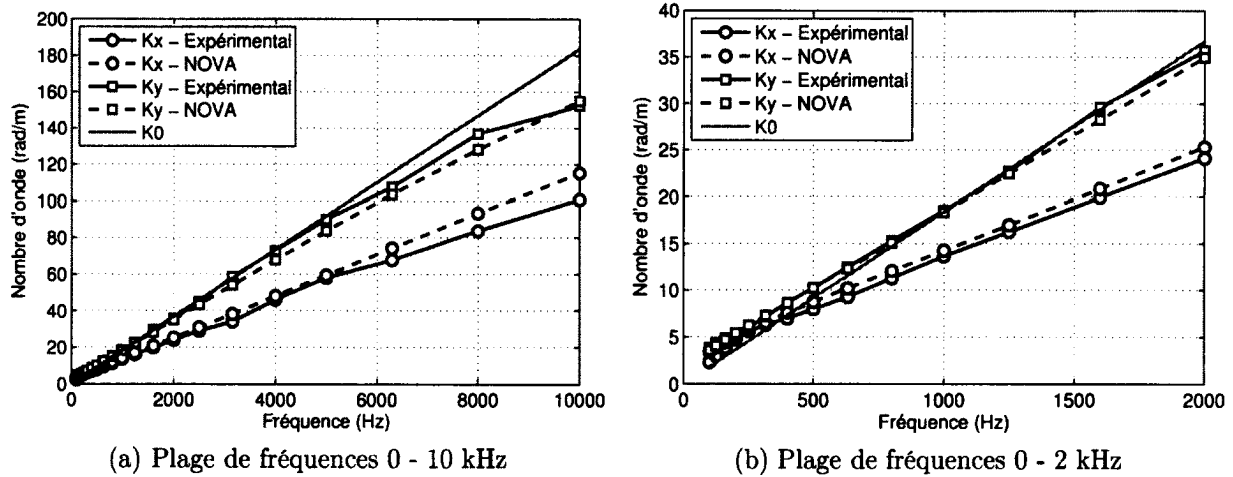


Figure 6.7 Nombre d'onde du panneau sandwich composite

et du coeur fournies par l'industriel. L'amortissement obtenu expérimentalement avec la technique de décroissance temporelle a également été pris en compte dans ce modèle.

Le logiciel NOVA possède un module permettant de calculer la perte par transmission d'une structure à partir de son nombre d'onde. Les nombres d'onde expérimentaux et simulés par NOVA présentés précédemment ont donc été utilisés pour simuler l'indice d'affaiblissement du panneau sandwich composite. L'amortissement utilisé dans les simulations est celui qui a été déterminé de façon expérimentale. Les résultats de ces simulations sont illustrés sur la figure 6.8.

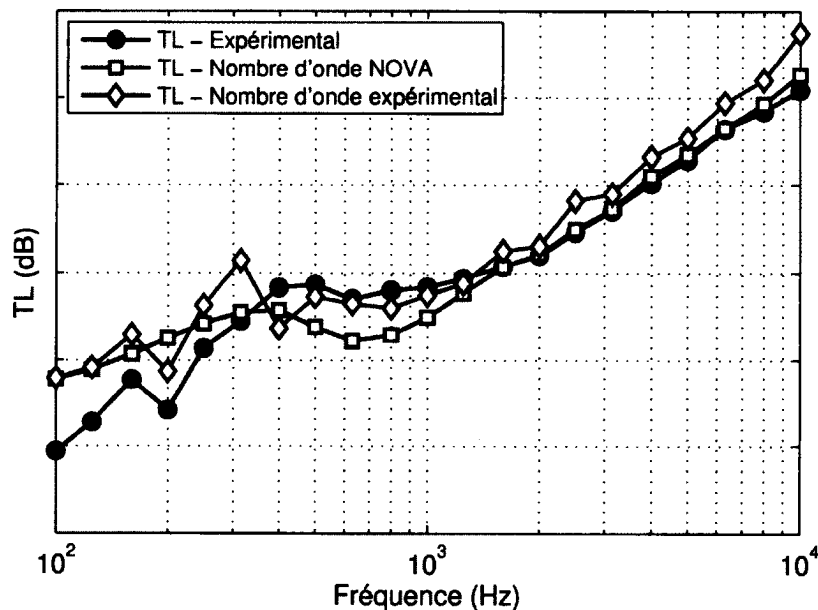


Figure 6.8 Perte par transmission du panneau sandwich composite simulée par NOVA à partir des nombres d'onde mesurés et simulés

On observe que les prédictions de perte par transmission effectuées à partir des nombres d'onde mesuré et simulé par NOVA, concordent bien avec la mesure expérimentale à partir de 1 kHz. Les écarts en basses fréquences peuvent s'expliquer par les conditions aux limites du montage expérimental, qui ne peuvent pas être prises en compte dans NOVA.

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

Pour la mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique du panneau sandwich, la même méthodologie que celle utilisée pour la mesure du panneau raidi a été adoptée. Les points d'excitation qui ont été utilisés sont illustrés sur la figure 6.9.

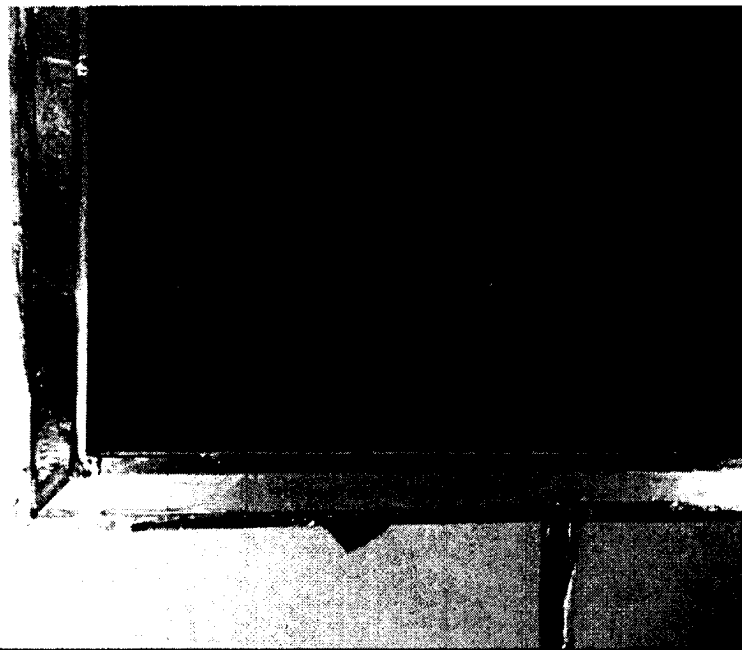


Figure 6.9 Points d'excitation utilisés pour la mesure expérimentale de l'AMCE du sandwich composite

Les points d'excitation ont été placés assez éloignés les uns des autres pour essayer d'exciter un maximum de modes du panneau.

Le résultat de la mesure expérimentale est présenté sur la figure 6.10.

Le coefficient de conversion mécanique - acoustique est relativement stable jusqu'à 125 Hz. Ensuite, on observe une diminution localisée à 200 Hz d'environ 5 dB qui est due à une augmentation puissance rayonnée du panneau puisque aucune variation importante de puissance injectée n'est visible dans cette zone. Cette augmentation de rayonnement peut être attribuée au premier mode de vibration du panneau. D'autre part, une zone de diminution beaucoup plus étendue en fréquence est observée entre 250 Hz et 10 kHz. Cette augmentation de rayonnement est cette fois due à la plage de fréquences critique

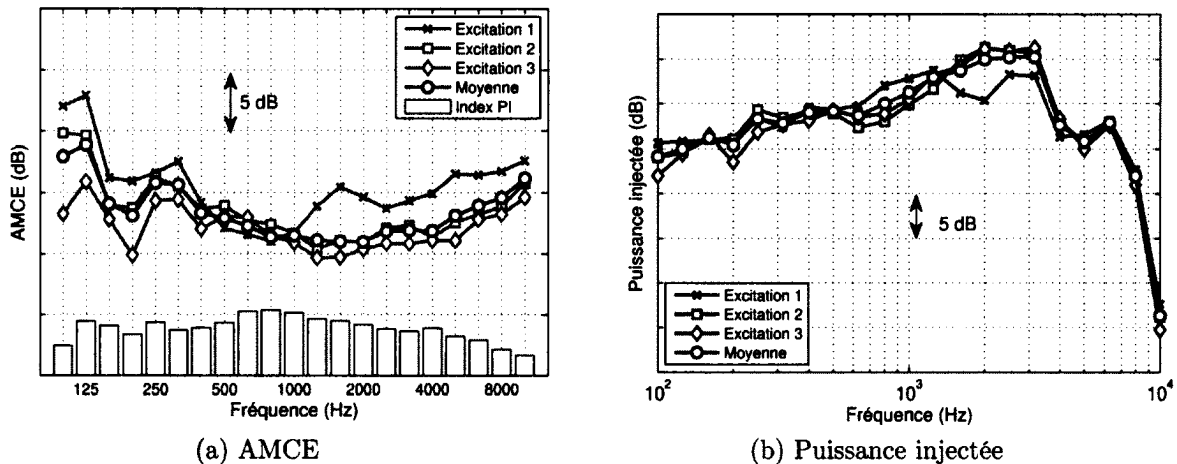


Figure 6.10 AMCE du panneau sandwich composite nu

de la structure. Comme on l'a constaté précédemment sur les courbes de dispersion du panneau, le nombre d'onde de flexion est très proche du nombre acoustique sur cette bande fréquentielle. Dans cette zone, une grande partie de l'énergie de vibration est transformée en énergie acoustique, ce qui représente une faiblesse pour la capacité d'isolation du panneau. L'ordre de grandeur de l'AMCE est plus petit que celui de la perte par transmission ce qui veut dire que le panneau isole moins lorsqu'il est excité mécaniquement que lorsqu'il est excité de façon acoustique. On constate que la courbe d'AMCE du point d'excitation trois diverge des deux autres à partir de 1 kHz. L'explication pourrait venir du fait que ce point est localisé dans un des coins du panneau qui possède un amortissement élevé. La puissance injectée à ce point par le pot vibrant est probablement rapidement atténuée, et ne peut donc pas exciter correctement l'ensemble du panneau. Cette hypothèse pourrait expliquer la diminution de puissance rayonnée mesurer par la sonde sur cette plage de fréquences.

6.2 Sandwich composite avec laine de verre

Dans cette partie nous nous intéressons aux performances d'isolation du panneau sandwich composite auquel on ajoute un traitement acoustique. Le traitement est composé d'une épaisseur de deux pouces de laine de verre. Ses caractéristiques sont les mêmes que pour celui qui a été utilisé pour l'autre système double paroi (tableau 4.1).

Perte par transmission

Mesure expérimentale

Pour cette mesure le panneau sandwich est monté de la même façon que lorsqu'il a été testé seul. Le panneau n'a pas été démonté, seul le traitement acoustique a été ajouté. Une photographie du panneau sandwich avec le traitement acoustique installé est illustré sur la figure 6.11.

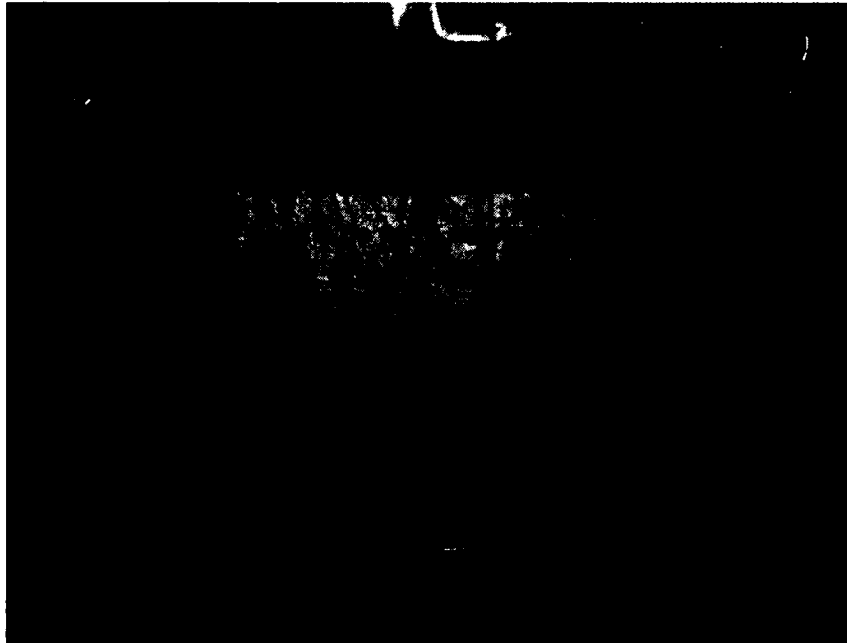


Figure 6.11 Panneau sandwich composite avec traitement acoustique

Le traitement acoustique a été fixé sur le panneau sandwich composite à l'aide de ruban adhésif double face. La même méthodologie utilisée que celle utilisée pour les précédents systèmes a été appliquée pour mesurer la perte par transmission du panneau sandwich avec traitement acoustique.

Le résultat de la mesure expérimentale est présenté sur la figure 6.12.

La perte par transmission du système augmente d'environ 6 dB par octave entre 200 Hz et 2 kHz. Ensuite, la pente augmente à 10 dB par octave jusqu'à 10 KHz. Ce changement de pente s'explique par la présence des deux pouces de laine de verre. À 2 kHz, les effets de dissipation thermique et visqueuse dans l'épaisseur du traitement deviennent importants, et participent donc à l'augmentation de la performance globale du système. Le gain apporté par le traitement augmente avec la fréquence pour atteindre presque 30 dB à 10 kHz.

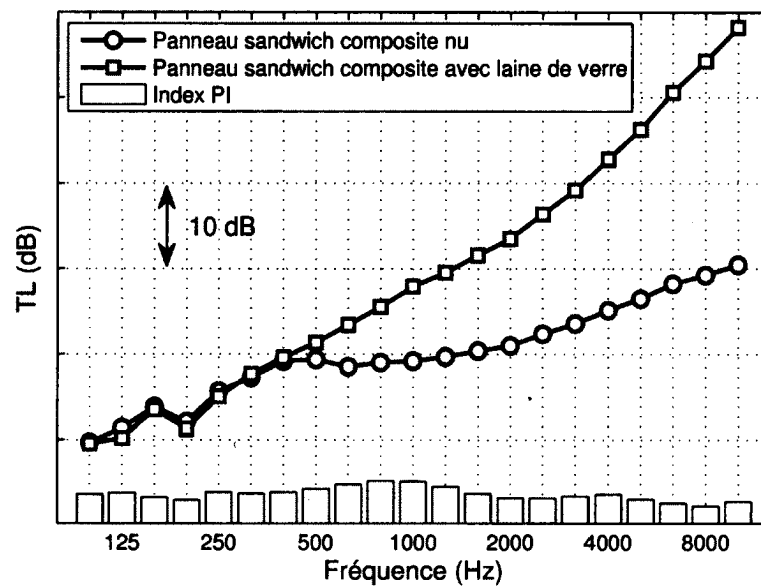


Figure 6.12 Perte par transmission du panneau sandwich composite avec traitement acoustique

Modèles numériques

Le panneau sandwich composite est modélisé de la même façon que quand il a été modélisé seul. Le traitement acoustique est modélisé par un fluide équivalent pour matériaux poreux souples possédant les propriétés détaillées dans le tableau 4.1. Le résultat de la simulation obtenue à partir de ces données est comparé à la mesure expérimentale sur la figure 6.13.

Le modèle NOVA FTMM donne une bonne prédiction de la perte par transmission du système considéré. L'écart maximum est de 5 dB observé à 1 kHz ensuite l'écart diminue pour se stabiliser à 2-3 dB jusqu'à 10 kHz. Cet écart est le même que celui qui a été observé entre le modèle NOVA et la mesure du panneau sandwich nu. Cela prouve que le modèle de fluide équivalent prédit correctement l'ajout des deux pouces de laine de verre au système.

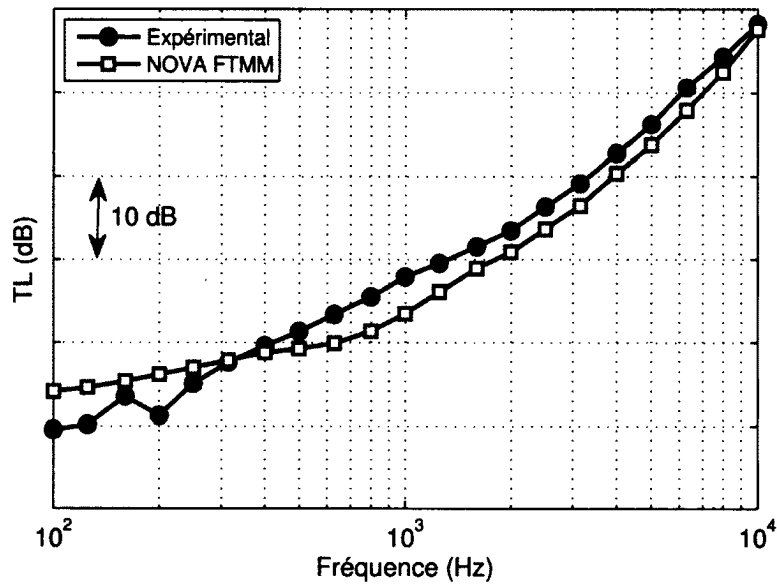


Figure 6.13 Modèle NOVA de la perte par transmission du panneau sandwich composite avec traitement acoustique

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

Le coefficient de conversion a été mesuré avec les trois mêmes points d'excitation que lors de la mesure du panneau sandwich seul. La même méthodologie que celle utilisée pour la mesure de la puissance injectée et de la puissance rayonnée a également été adoptée.

Le résultat de la mesure est présenté sur la figure 6.14.

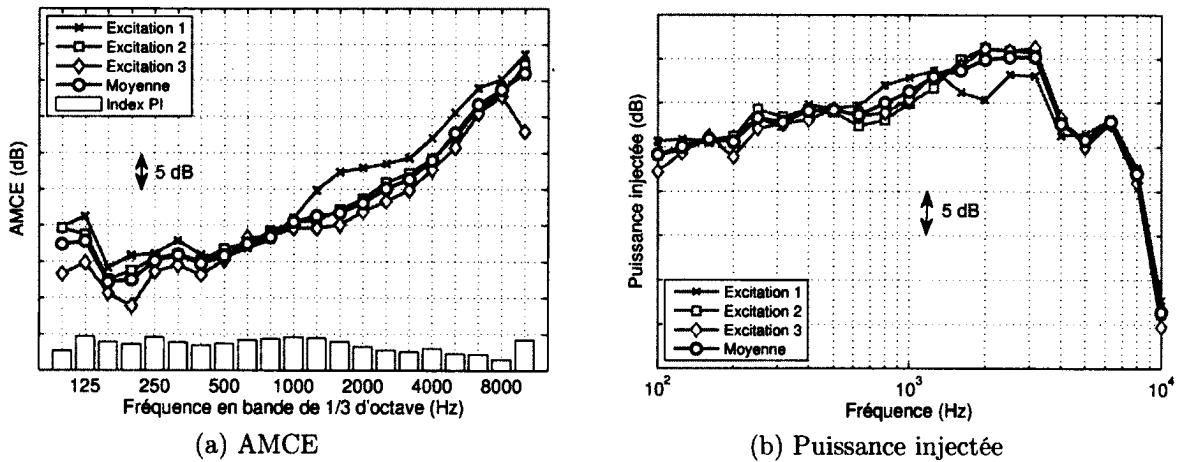


Figure 6.14 AMCE panneau sandwich composite avec traitement

La courbe du coefficient de conversion mécanique - acoustique oscille autour de 15 dB entre 100 Hz et 400 Hz. La pente augmente ensuite de plus en plus jusqu'à 10 KHz. Cette

augmentation indique une diminution de la puissance rayonnée par le système. Cette diminution est due à l'augmentation des effets de dissipations au sein de la laine de verre, qui transforment une grande proportion de l'énergie rayonnée par le panneau sandwich en chaleur. Ce phénomène entraîne la même augmentation de performance que sur la courbe de perte par transmission du système. De plus, comme dans le cas du panneau sandwich nu, l'AMCE du point d'excitation trois est supérieur aux deux autres à partir de 1 kHz. La même explication peut être donnée pour expliquer cette tendance. L'index PI est inférieur à 10 dB sur toute la gamme de fréquences étudiée, ce qui indique que la mesure de puissance rayonnée est donc de bonne qualité.

Perte par insertion

La comparaison entre la perte par insertion acoustique et la perte par insertion mécanique du traitement acoustique sur le panneau sandwich composite est illustrée sur la figure 6.15

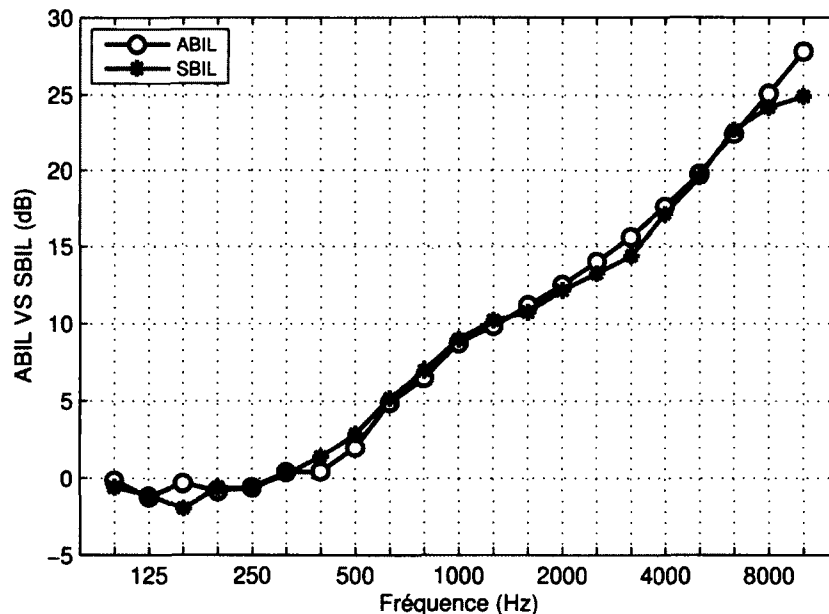


Figure 6.15 ABIL vs SBIL du traitement acoustique sur la double paroi peau composite

Les deux courbes sont superposées sur quasiment toute la bande de fréquences considérée. On constate que l'ajout du traitement acoustique n'a pas d'effet avant 500 Hz indépendamment du type d'excitation. Le fait que les deux types de perte par insertion soient identiques s'explique de la façon suivante. Dans le cas de l'excitation acoustique, les ondes de flexion imposées par le champ acoustique dominent le comportement vibratoire du panneau. À l'inverse, dans le cas de l'excitation mécanique, ce sont les modes de la plaque, qui sont excités de façon plus importante, qui dominent. Dans le cas où la structure principale

est fortement amortie, l'amplitude maximale des modes de la structure est diminuée et donc les ondes forcées sont alors dominantes comme dans le cas de l'excitation acoustique. C'est le cas du panneau sandwich qui possède un amortissement élevé.

6.3 Double paroi peau composite avec laine de verre

On s'intéresse maintenant au système double paroi composé du panneau sandwich composite et du panneau de finition présenté précédemment. Les deux panneaux sont espacés par 1.5 pouce (3.81 cm). La cavité d'air est remplie avec deux pouces de laine de verre, le traitement acoustique est donc légèrement compressé. Cette compression a été testée à la demande de l'industriel.

Perte par transmission

Mesure expérimentale

Le panneau sandwich composite est monté de la même façon que lorsqu'il a été testé seul. Une butée placée à 1.5 pouce de la peau a été ajoutée au montage pour assurer la distance désirée avec le panneau de finition. Cette butée, qui est visible sur la figure 6.16, est formée de plusieurs barres en aluminium qui sont disposées tout autour de la fenêtre de transmission.

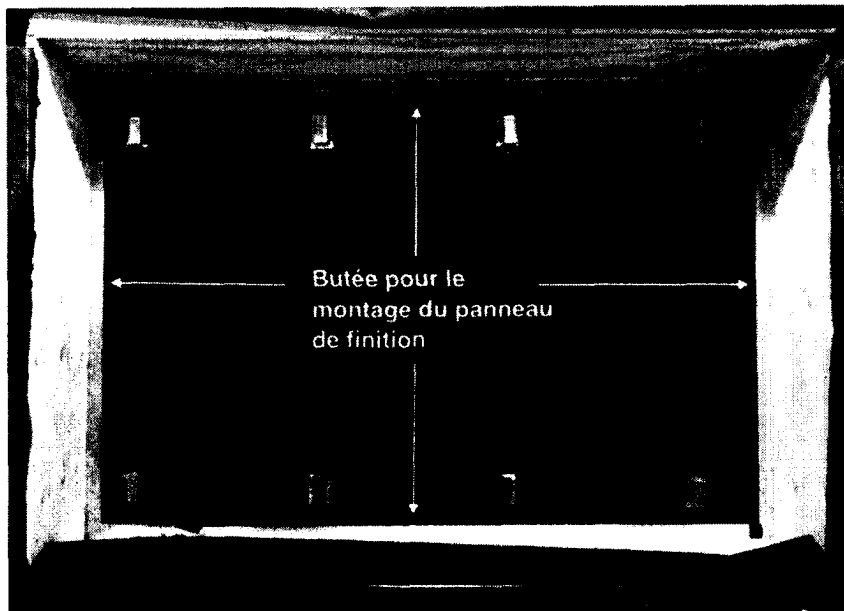


Figure 6.16 Butée du panneau de finition

Le sac contenant le traitement acoustique est fixé sur le panneau sandwich avec du ruban adhésif double face. Le panneau de finition est inséré dans la fenêtre jusqu'à ce qu'il soit

en appui avec la butée. Un cadre en bois vissé dans les parois de la niche assure son maintien en position. La distance entre le panneau sandwich et le panneau de finition est de 1.5 pouce et l'épaisseur du traitement est de 2 pouces. Les fibres de verre sont donc soumises à une légère compression. L'influence de ce paramètre sera discutée plus tard. La méthode intensimétrique décrite dans le chapitre 1 a été utilisée pour mesurer la perte par transmission du système.

Le résultat de la mesure expérimentale est présenté sur la figure 6.17.

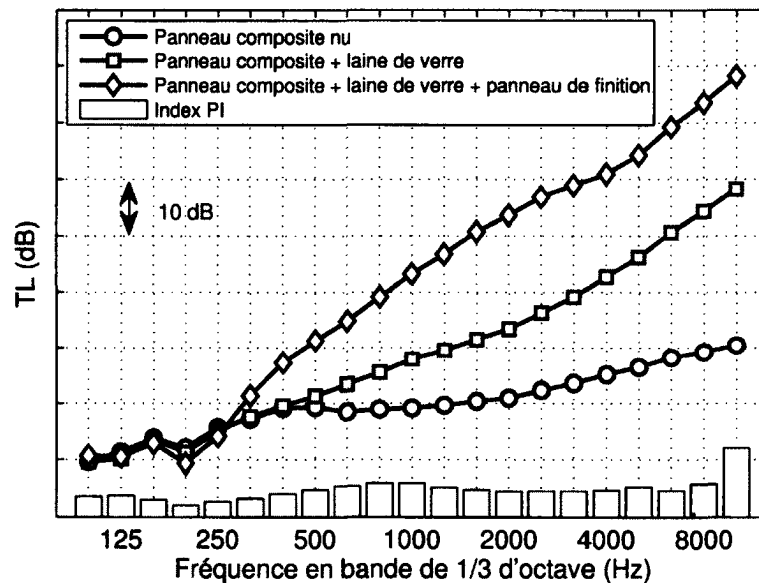


Figure 6.17 Perte par transmission du double paroi avec traitement acoustique

La perte par transmission du système est gouvernée par la loi de masse équivalente des deux panneaux jusqu'à 160 Hz. La baisse ponctuelle observée sur la courbe à 200 Hz est due à la fréquence de résonance de double paroi du système. Ensuite, l'indice d'affaiblissement augmente d'environ 16 dB par octave jusqu'à 400 Hz. La pente diminue ensuite à 12 dB par doublement de la fréquence. La légère diminution de la courbe centrée autour de 4 kHz peut s'expliquer de deux façons. La première hypothèse est que cette baisse est provoquée par le premier mode de résonance de la cavité située entre les deux panneaux qui doit apparaître à 4500 Hz. Cette hypothèse est peu probable car la cavité est complètement remplie par l'épaisseur de laine de verre qui est hautement amortissante. Le deuxième phénomène qui pourrait expliquer cette baisse est lié à la fréquence critique du panneau de finition qui apparaît à cette fréquence. L'index PI dépasse les 10 dB sur la dernière bande de tiers d'octave centrée sur 10 kHz ce qui veut dire que l'on ne peut pas être sûr de la valeur mesurée à cette fréquence.

Modèles numériques

Le panneau sandwich est modélisé dans NOVA par une plaque sandwich dont les caractéristiques ont été données par l'industriel. Le traitement acoustique est lui modélisé par un fluide équivalent dont la partie solide est considérée comme molle. Les propriétés de ce fluide équivalent sont détaillées dans le tableau 6.1 et le panneau de finition est lui modélisé par une structure sandwich à partir des propriétés mécaniques fournies par l'industriel.

Tableau 6.1 Caractéristiques de la laine de verre comprimée

Phase fluide				Phase solide	
Densité	1.213 kg/m ³	Tortuosité	1	Densité	12.73 kg/m ³
Célérité	342.2 m/s	λ_c	$2.57e^{-5}$ m	Module d'Young	2000 Pa
Porosité	0.9734	λ_v	$1.1e^{-4}$ m	Coefficient de poisson	0
Résistivité	37240 Nm ⁻⁴ s			Amortissement	17 %

Une partie des caractéristiques du fluide équivalent a été modifiée pour prendre en compte le fait qu'il soit comprimé entre les deux panneaux. Cette mise à jour a été effectuée à l'aide des coefficients de correction empiriques donnés par Campolina [Campolina *et al.*, 2012c]. La théorie suppose une petite taille de fibre. Le taux de compression $n = \frac{h}{h^n}$ est défini comme étant le rapport de l'épaisseur initiale du matériau sur l'épaisseur finale lorsqu'il est comprimé. La modification des propriétés du matériau est donnée par les relations suivantes :

$$\phi(n) = 1 - n(1 - \phi)$$

$$\rho(n) = n\rho$$

$$\sigma^{(n)} = n\sigma$$

$$\alpha_{inf}^{(n)} = 1 - n(1 - \alpha_{inf})$$

$$\lambda_v^{(n)} = \frac{\lambda}{\sqrt{n}}$$

$$\lambda_t^{(n)} = \frac{\lambda}{\sqrt{n}}$$

où ϕ est la porosité, ρ la masse volumique, σ la résistance à l'écoulement, α la tortuosité, λ_v la longueur caractéristique visqueuse et λ_t la longueur caractéristique du matériau.

On remarque que la compression a pour effet d'augmenter la masse volumique, la résistivité à l'écoulement de l'air et la tortuosité du matériau. À l'inverse, les propriétés comme la porosité et les deux longueurs caractéristiques ont tendance à diminuer.

Le résultat de la simulation est présenté sur la figure 6.18.

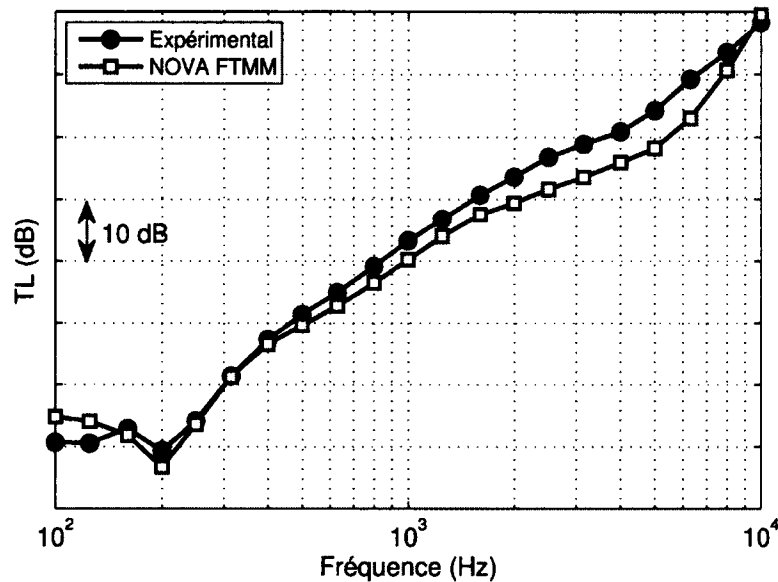


Figure 6.18 Modèle NOVA du double paroi peau composite avec traitement acoustique

On constate que le modèle réalisé avec NOVA donne une perte par transmission supérieure à la mesure avant 150 Hz. Cette différence s'explique par les limites de validité du champ diffus créé dans la salle réverbérante à ces fréquences. La résonance du double paroi localisé à 200 Hz est bien reproduite par le modèle. Ensuite, les deux courbes sont en parfait accord jusqu'à 400 Hz. À partir de 500 Hz, la courbe expérimentale devient de plus en plus supérieure au modèle au fur et à mesure que la fréquence augmente. Cet écart est le résultat de la combinaison des sous estimations qui ont été observées dans le cas du panneau sandwich nu et du panneau de finition nu. On peut toutefois constater que l'allure de la perte par transmission est bien prédite malgré la sous-estimation observée en moyennes et hautes fréquences.

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

Le coefficient de conversion mécanique - acoustique a été mesuré avec les trois mêmes points d'excitation que lors de la mesure du panneau sandwich seul. La même méthodologie que celle utilisée pour la mesure de la puissance injectée et de la puissance rayonnée a été adoptée.

Le résultat de la mesure est présenté sur la figure 6.19.

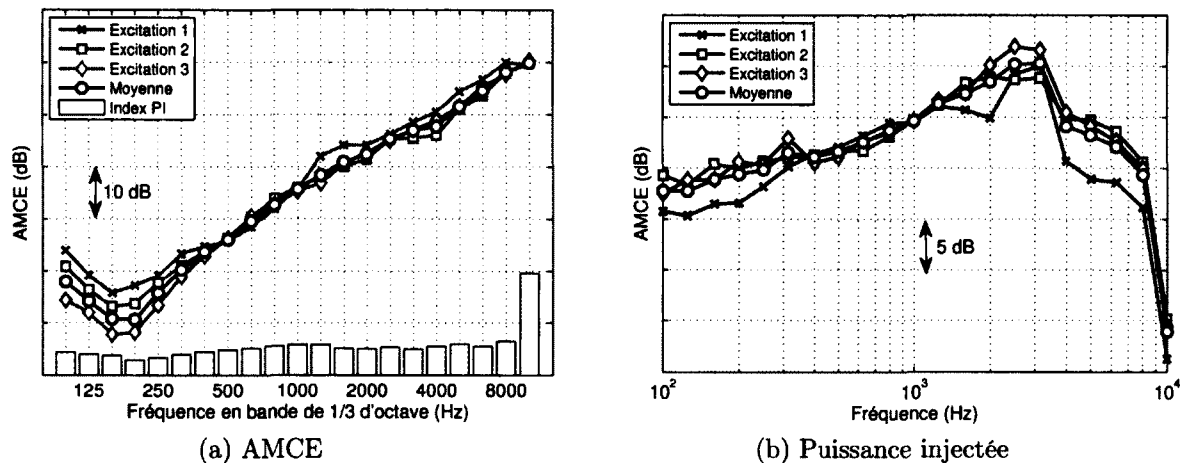


Figure 6.19 AMCE de la double paroi peau composite avec traitement acoustique

Le coefficient de conversion mécanique - acoustique du système augmente de 10 dB par octave entre 200 Hz et 1 kHz. Ensuite la pente diminue légèrement et reste constante jusqu'à 10 kHz. Le creux localisé autour de 200 Hz peut encore une fois être attribué à la fréquence de double paroi du système. La diminution observée à 4 kHz peut être attribué au premier mode de la cavité d'air située entre les deux parois. La présence de la laine de verre diminue l'amplitude de ce phénomène c'est la raison pour laquelle la diminution est très faible. La moyenne de l'index PI des trois mesures de puissance rayonnée atteint presque 20 dB sur la dernière bande de tiers d'octave. La valeur d'AMCE du système à cette fréquence est donc à prendre avec une certaine réserve.

Perte par insertion

La comparaison entre la perte par insertion acoustique et la perte par insertion mécanique du traitement acoustique lorsqu'il est ajouté au système double paroi est illustrée à la figure 6.20.

On constate que les deux courbes de perte par insertion sont superposées sur quasiment toute la bande de fréquences considérée. Cette constatation s'explique encore une fois par l'amortissement élevé du panneau sandwich composite qui atténue de façon importante l'amplitude des modes de vibration du panneau dans le cas de l'excitation mécanique. Cependant, on constate que la présence de l'épaisseur de laine de verre est néfaste pour les performances du système en dessous de 250 Hz. Ce phénomène s'explique par le fait que le traitement acoustique est en contact direct avec les deux panneaux. L'épaisseur de laine

de verre agit comme un lien mécanique direct qui est inefficace pour absorber de grandes longueurs d'ondes.

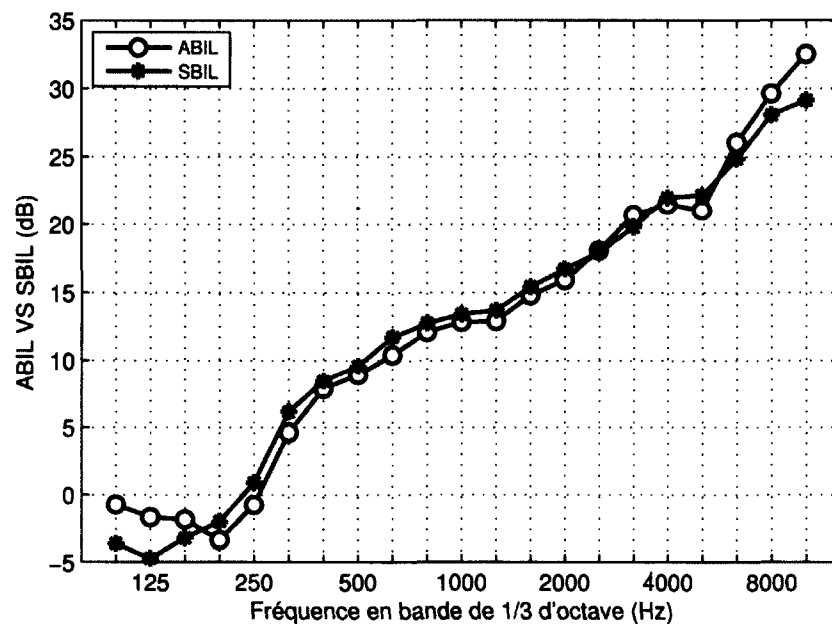


Figure 6.20 Comparaison de l'ABIL et du SBIL de la double paroi peau composite avec traitement acoustique

Transmissibilité vibratoire

La transmissibilité vibratoire du système double paroi est obtenu en effectuant le rapport de la vitesse quadratique moyenne du panneau sandwich sur celle du panneau de finition. La vitesse quadratique moyenne de chacun des panneaux a été mesurée suivant la méthodologie décrite dans la partie 3.2.1 à l'aide d'accéléromètres régulièrement espacés sur la surface du panneau. Dans le cas du panneau composite, 36 points de mesure ont été utilisés et 25 dans le cas du panneau de finition. Le résultat a été moyenné sur les trois points d'excitation testés. La transmissibilité vibratoire du système double paroi est présentée sur la figure 6.21.

On constate que la vitesse quadratique du panneau de finition est supérieure à celle du panneau sandwich entre 100 Hz et 200 Hz. Ceci s'explique par la présence de la résonance du système double paroi. Les deux parois se déplacent en opposition de phase et étant donné que le traitement acoustique est en contact avec les deux panneaux, la transmission vibratoire est amplifiée. Ensuite, plus la fréquence augmente plus la transmissibilité diminue.

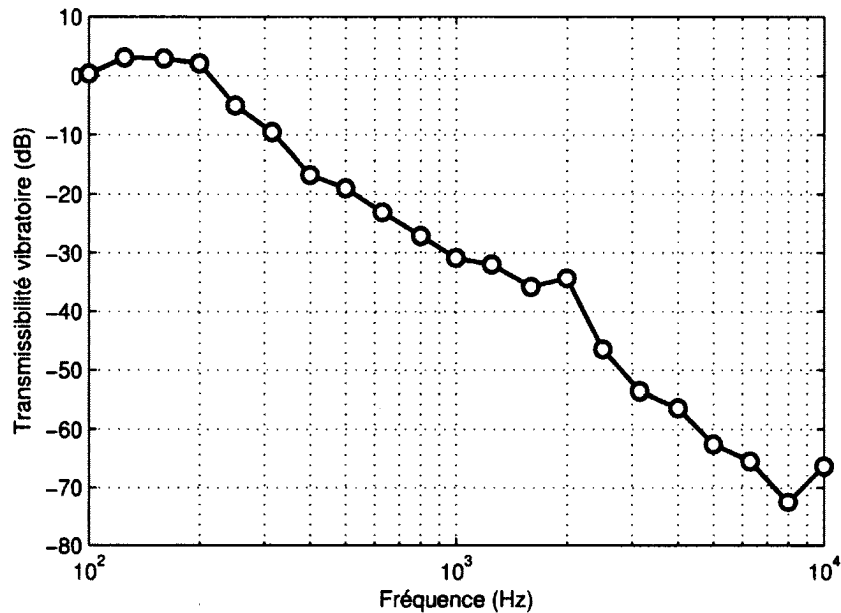


Figure 6.21 Transmissibilité vibratoire de la double paroi peau composite avec traitement acoustique

6.4 Double paroi peau composite avec liens mécaniques

Dans cette partie, le système double paroi avec peau composite est testé avec des liens mécaniques reliant les deux parois.

Perte par transmission

Mesures expérimentales

Le panneau sandwich composite est fixé dans la fenêtre de transmission comme décrit dans la partie précédente. Le panneau de finition est placé à 3.8 centimètres (1.5 pouce) du panneau sandwich composite. Une vue du panneau composite monté dans la fenêtre de transmission est visible sur la figure 6.22.

Une butée formée de quatre barres en aluminium est placée tout autour de la fenêtre permettant au panneau de finition de venir en appui à la bonne distance du premier panneau. Les isolateurs sont fixés avec deux vis sur un bloc en aluminium qui est collé avec de la colle epoxy sur un ruban adhésif. Ce ruban est lui même collé sur le panneau sandwich (Figure 6.22b). Les axes métalliques vissés sur les isolateurs sont les mêmes que ceux utilisés pour la double paroi avec la peau métallique raidie.

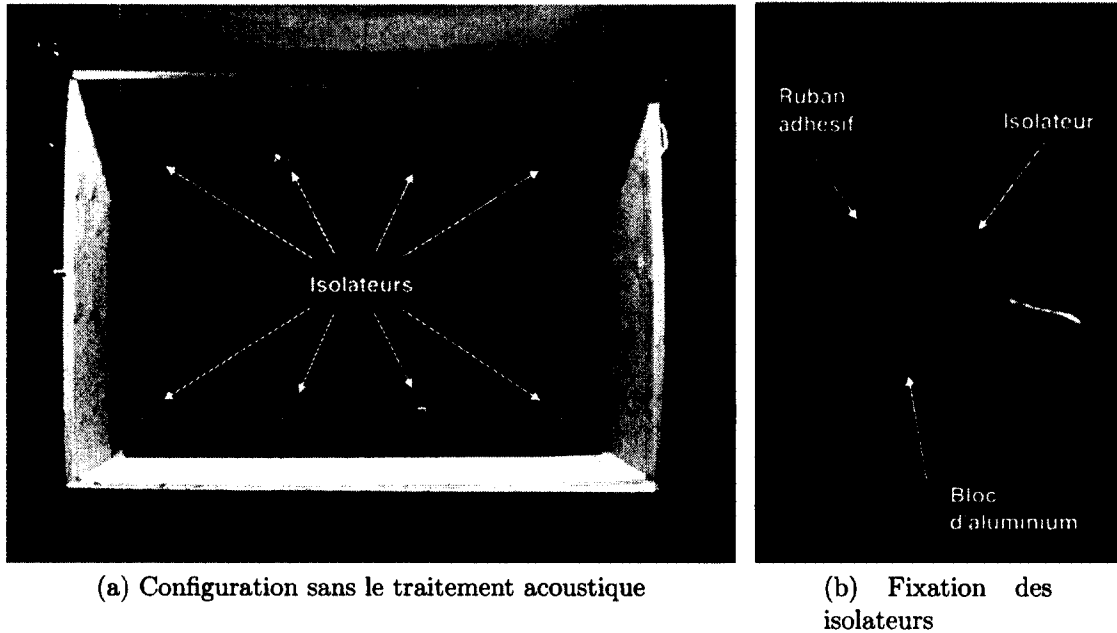


Figure 6.22 Installation des isolateurs : cas de la double paroi peau composite

Le sachet de deux pouces de laine de verre recouvre la totalité de la surface du panneau. Les axes métalliques traversent complètement le traitement acoustique comme on peut le voir sur la figure 6.23a. Une fois le traitement acoustique installé, le panneau de finition est aligné avec les axes métalliques, puis les huit écrous viennent maintenir le tout en place (Figure 6.23b).

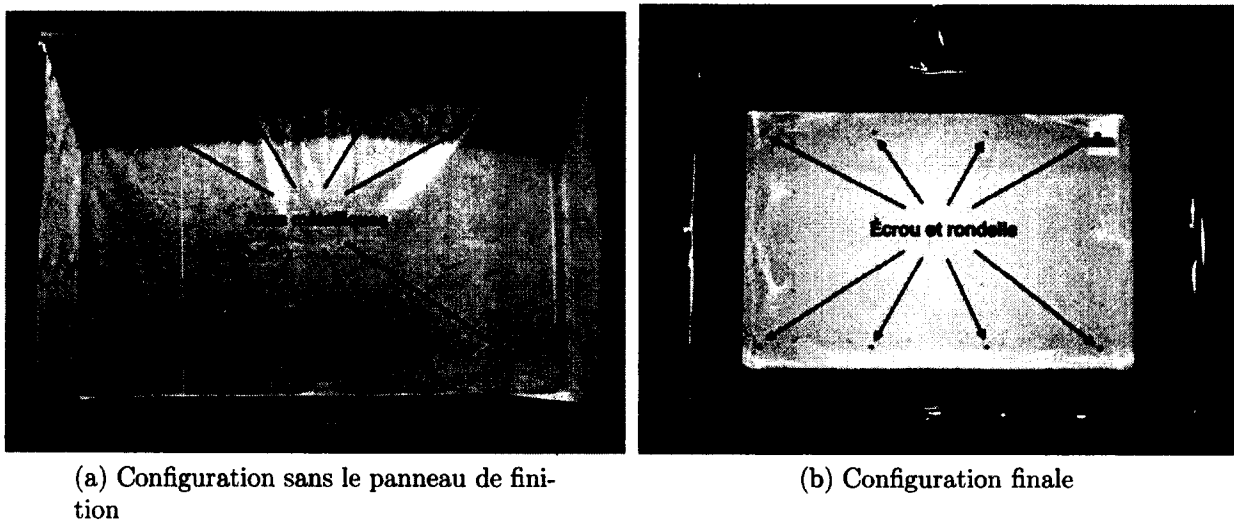


Figure 6.23 Double paroi peau sandwich composite avec et sans panneau de finition

La perte par transmission du système double paroi a été mesurée avec la technique intensimétrique pour chacun des quatre types d'isolateurs présentés précédemment. La comparaison des mesures est présentée sur la figure 6.24.

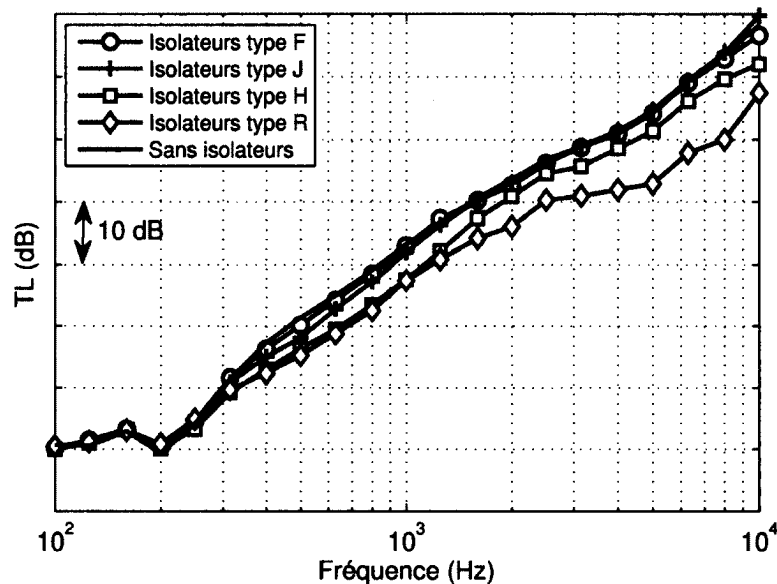


Figure 6.24 Perte par transmission de la double paroi peau composite en fonction du type d'isolateur

On constate que les systèmes double paroi reliés avec les isolateurs type F et J ont une perte par transmission très proche de celle du système sans liens. Ceci est logique car ce sont les deux types d'isolateurs les plus souples. On remarque toutefois un écart de 1-2 dB entre 400 Hz et 1000 Hz. Ensuite, on voit que les performances du système avec le type d'isolateurs H sont un peu moins bonnes car la courbe de perte par transmission est en dessous des deux autres d'environ 5 dB entre 500 Hz et 1500 Hz. Ensuite, l'écart se réduit et se stabilise à 3 dB jusqu'à 10 kHz. Finalement, la double paroi avec les liens rigides est celle qui affiche les performances d'isolation les plus faibles comparées aux autres. Ses performances sont comparables au double paroi avec les isolateurs type H jusqu'à 1200 Hz. Ensuite, les liens rigides font augmenter l'écart jusqu'à 10 dB. Ce résultat est assez logique puisque l'on peut penser assez intuitivement que plus les liens vont être rigides, plus la peau extérieure et le panneau de finition vont pouvoir échanger d'énergie. Cette diminution de l'indice d'affaiblissement du système peut être attribuée à l'apparition de la fréquence de pont de la même façon que dans le cas du double paroi avec la peau métallique. L'ampleur de cet effet est encore une fois lié à la raideur des isolateurs mécaniques. On peut toutefois remarquer que les écarts observés entre les différents types d'isolateurs est moins important que le cas du premier système double paroi.

Modèles numériques

Le système double paroi avec peau sandwich composite est modélisé dans le module prévu à cet effet dans le logiciel NOVA. Les prédictions de perte par transmission du double paroi avec les quatre types d'isolateurs sont comparées aux mesures sur la figure 6.25.

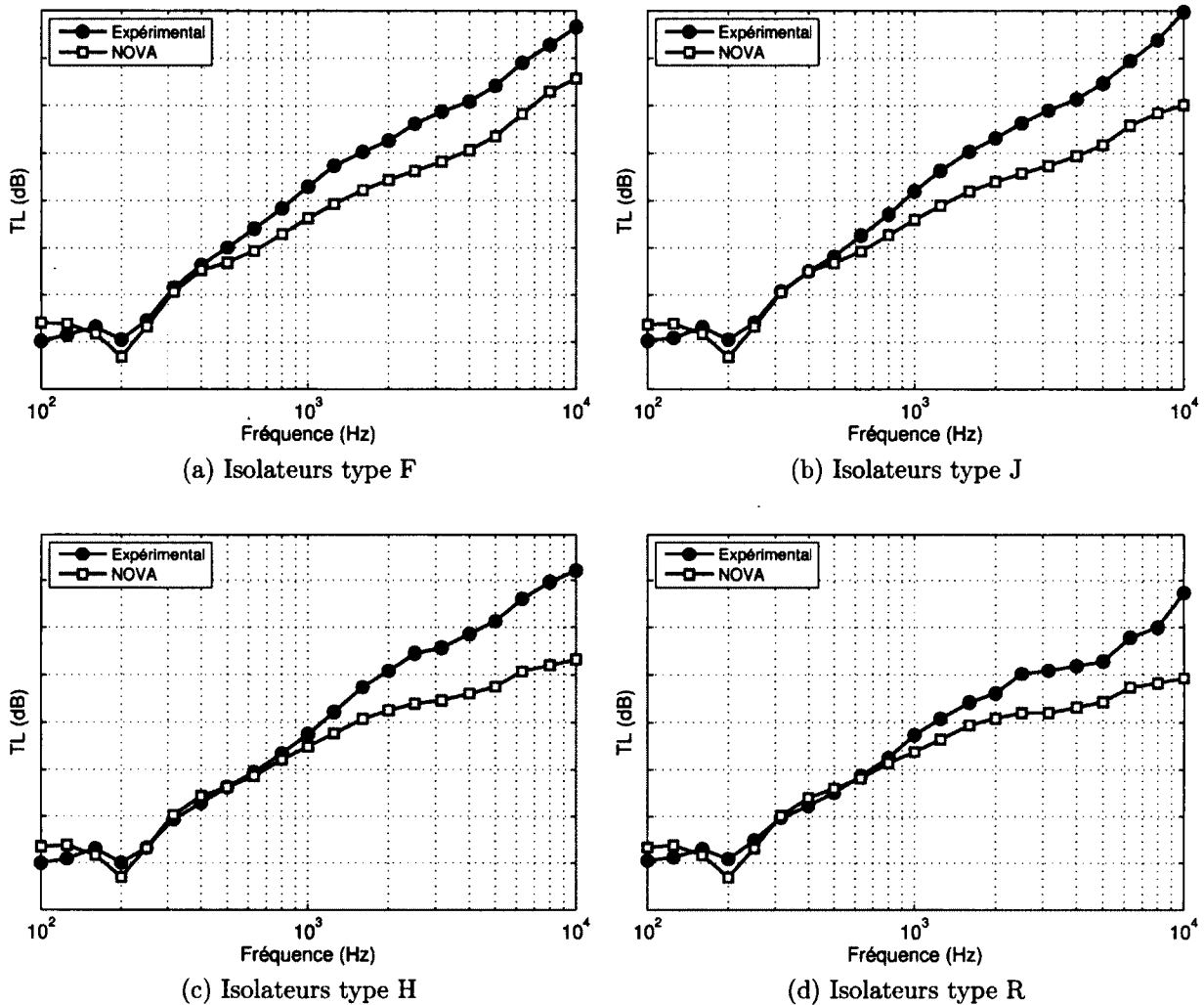


Figure 6.25 Modèle NOVA de la double paroi peau sandwich composite avec liens mécaniques

Le module double paroi permet de prendre en compte la présence de liens mécaniques qui sont définis par leur raideur et leur amortissement pouvant dépendre de la fréquence. La raideur dynamique des isolateurs prise en compte dans le modèle est celle qui a été obtenue à partir des mesures expérimentales dans le chapitre 3. La courbe de tendance de chacun des types d'isolateurs est rentrée dans le modèle.

On observe que le modèle double paroi de NOVA se superpose à la mesure expérimentale jusqu'à 400 Hz pour le cas des systèmes double paroi avec les isolateurs les plus souples

type F et J, et jusqu'à 1 kHz pour les deux autres types d'isolateurs. Ensuite, les courbes divergent de plus en plus au fur et à mesure que la fréquence augmente pour atteindre un écart allant de 10 à 20 dB à 10 kHz. Ces différences peuvent s'expliquer de plusieurs façons. Tout d'abord, on a constaté précédemment que la prédiction de la perte par transmission du panneau sandwich composite nu, était 2 à 3 dB en dessous de la mesure expérimentale à partir de la zone de coïncidence du panneau. Cette différence se répercute donc également dans ce modèle puisque le panneau est modélisé de la même façon, c'est-à-dire par un modèle sandwich à partir des propriétés mécaniques fournies par l'industriel. D'autre part, il est important de noter que les isolateurs vibratoires sont connectés au panneau sandwich par le biais de rectangles en aluminium collés à sa surface. Cette connexion non réaliste a été conçue pour faciliter le montage, mais limite peut-être le niveau d'énergie vibratoire qui peut transiter par les liens. Ceci expliquerait le fait que la mesure soit autant décalée par rapport à la théorie.

Coefficient de conversion mécanique - acoustique

La mesure du coefficient de conversion mécanique - acoustique a été moyennée sur les trois mêmes points d'excitation que lorsque le panneau sandwich composite a été mesuré seul. La comparaison de l'AMCE pour chacun des types d'isolateurs est présentée sur la figure 6.26.

La première variation qui apparaît à 150 Hz correspond à la fréquence de résonance du double paroi. Encore une fois les deux systèmes double paroi qui sont le plus proche de la configuration sans liens sont ceux avec les types d'isolateurs les plus souples, F et J. La courbe du système avec les isolateurs type H est inférieure aux deux précédents de plusieurs décibels sur la plage 400 Hz - 2000 Hz. Elle les rejoint ensuite progressivement jusqu'à 10 kHz. Finalement, la performance de la double paroi avec les isolateurs rigides est similaire au précédent jusqu'à 500 Hz puis la courbe se détache de 3 à 5 dB jusqu'à la fréquence maximale étudiée. La présence des liens mécaniques ajoute un chemin de transmission solidien qui augmente le rayonnement du panneau de finition. Cette augmentation de rayonnement est évidemment néfaste pour la performance d'isolation du système.

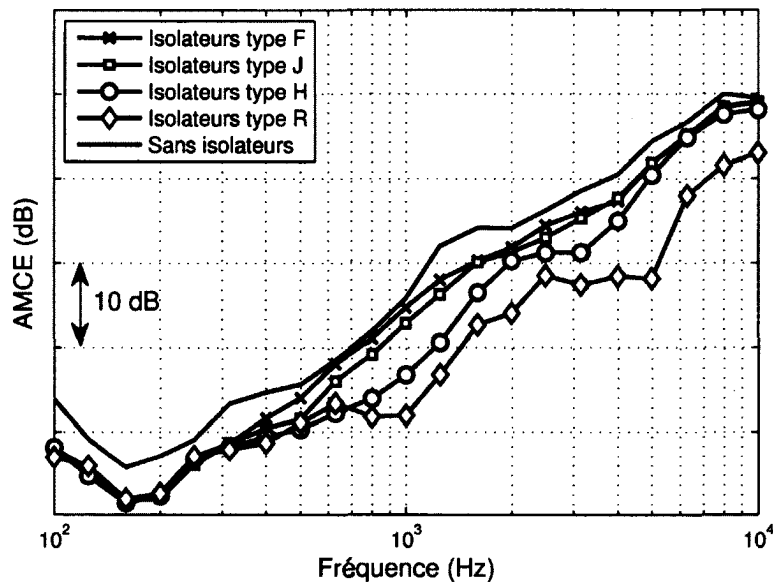


Figure 6.26 AMCE de la double paroi peau composite en fonction du type d'isolateur

Perte par insertion

La comparaison entre la perte par insertion acoustique et celle par insertion mécanique des différents types d'isolateurs sur la double paroi est présentée sur la figure 6.27.

Comme dans le cas de la double paroi avec peau métallique, on constate que l'ajout de liens mécaniques est bénéfique en dessous de 200 Hz car ils diminuent l'effet de résonance de la double paroi. Ensuite, on peut regrouper les isolateurs en deux groupes : les deux plus souples et les deux plus raides. Pour le premier groupe, la perte par insertion maximale s'élève à -2 dB pour le type d'isolateur F et à -5 dB pour le type d'isolateur J. Dans les deux cas, cette valeur est localisée aux alentours de 400 Hz. La diminution de performance est localisée dans la zone 300 Hz - 1200 Hz. Les deux courbes de perte par insertion ont la même allure mais la perte par insertion mécanique est en dessous de 1 à 2 dB. Concernant le deuxième groupe, la perte par insertion maximale est plus élevée, elle est de 9 dB pour les isolateurs de type H et de 14 dB pour le type R. Les deux pertes sont globalement similaires mis à part sur la plage 500 Hz et 2 kHz où la perte par insertion mécanique est supérieure jusqu'à 5 dB pour le type R. Dans le cas des isolateurs H, la perte par insertion diminue et se stabilise entre 2 kHz et 10 kHz alors quelle continue d'augmenter pour les isolateur rigides. Ces résultats indiquent que l'effet de la présence des isolateurs est important entre 300 Hz et 2 kHz et que celui-ci s'accroît avec l'augmentation de la raideur des isolateurs. De plus, la raideur influe également sur l'écart entre le chemin résonant et non résonant. Plus la raideur des isolateurs est élevée, plus l'écart entre les deux

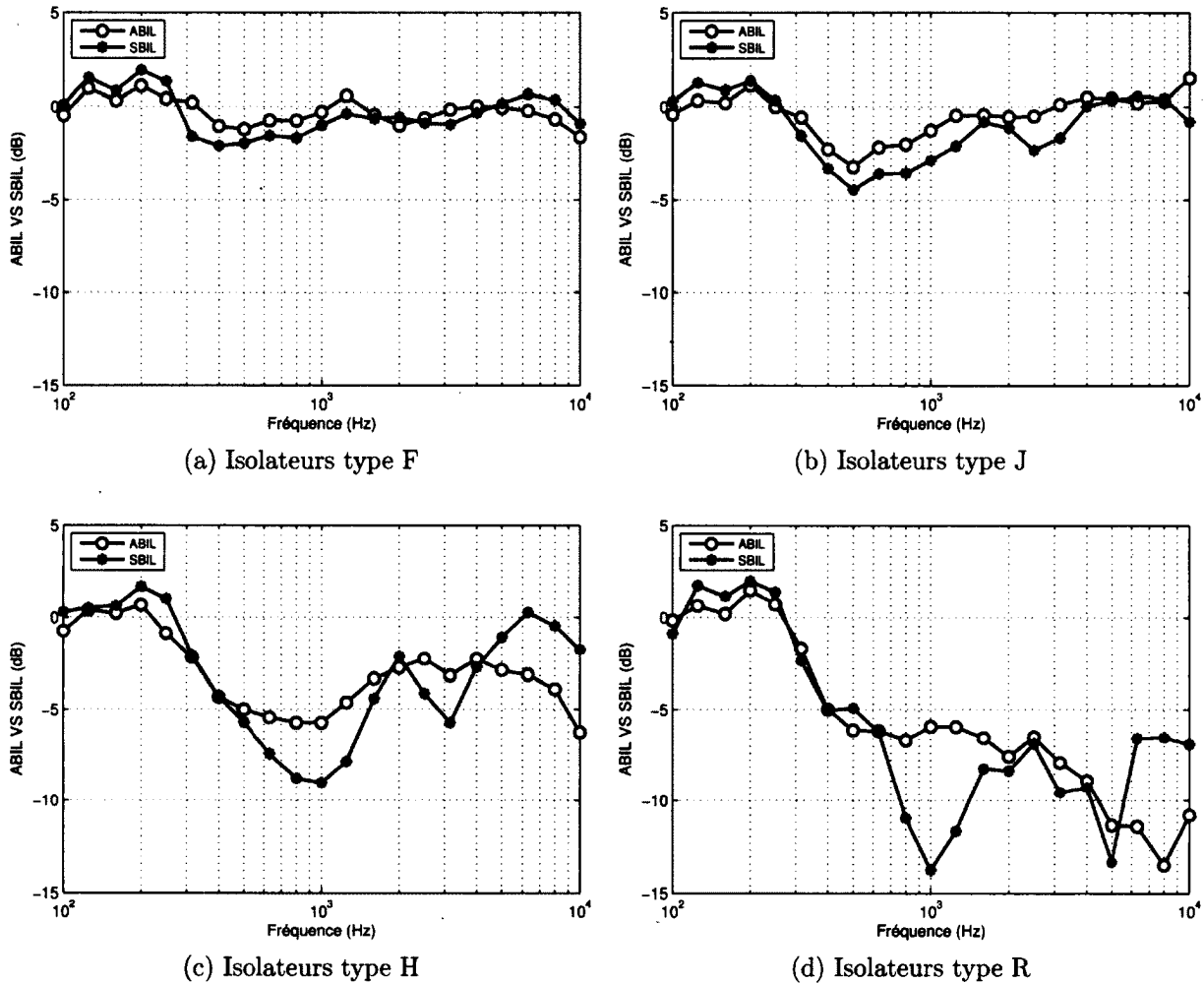


Figure 6.27 ABIL VS SBIL de la double paroi pour les 4 types d'isolateurs vibratoires

pertes par insertion est élevé. Cette constatation indique que le chemin solidien devient de plus en plus dominant au fur et à mesure que la raideur des isolateurs augmente.

Transmissibilité vibratoire

La transmissibilité vibratoire du système double paroi avec la peau sandwich composite pour chacun des types d'isolateurs vibratoires est présentée sur la figure 6.28.

On remarque que la transmissibilité vibratoire est supérieure à 0 dB entre 100 et 200 Hz. Ceci peut s'expliquer par la présence du mode de résonance de la double paroi qui se situe à 180 Hz. Les écarts les plus importants entre le cas sans liens et les cas avec liens se situent dans la plage de fréquences 300 Hz à 2 kHz. Toutes les configurations sont proches entre 2 kHz et 10 kHz excepté le cas des isolateurs rigides qui possède toujours une transmissibilité vibratoire plus élevée. On remarque que la transmissibilité vibratoire de

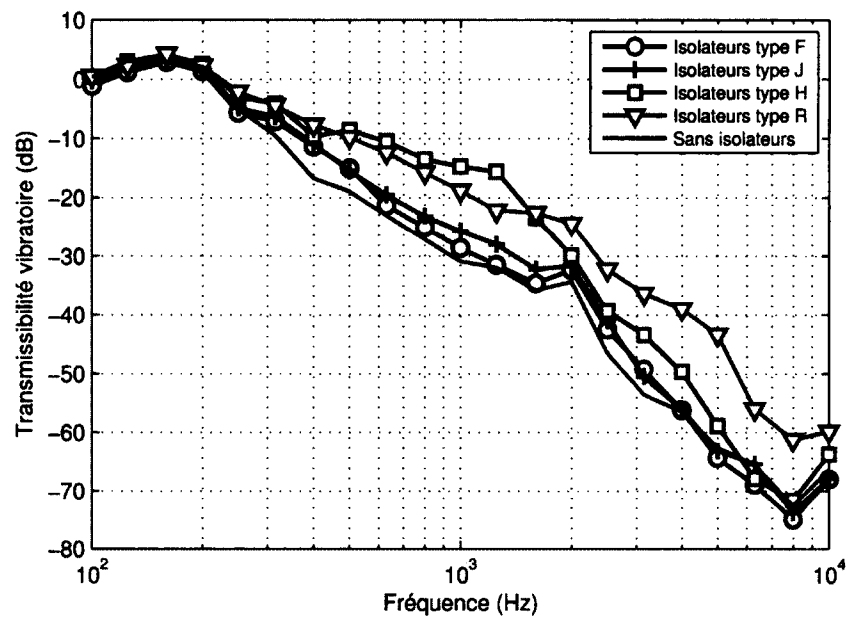


Figure 6.28 Transmissibilité de la double paroi peau composite en fonction du type d'isolateur

la double paroi avec le type d'isolateur H est supérieure à celle de la double paroi avec les liens rigides sur la plage fréquentielle 500 Hz - 1200 Hz. Ce phénomène peut s'expliquer par la présence d'une résonance interne de ce type d'isolateur dans cette plage de fréquences. Lorsque l'isolateur rentre en résonance, il ne joue alors plus son rôle de découplage, mais au contraire, va transmettre son propre déplacement au panneau de finition.

6.5 Synthèse des résultats

Ce chapitre a permis d'étudier les différents éléments constituant un système double paroi composé d'une peau sandwich composite. La peau a tout d'abord été étudiée nue. La mesure de la perte par transmission et de l'AMCE du panneau, a mis en évidence l'étendue de la fréquence critique du panneau. Ce phénomène est dû à la nature de sa fabrication sandwich. La modélisation de la perte par transmission de ce panneau s'est avérée concluante sur toute la bande de fréquences étudiée. Un léger écart a été observé dans la zone critique. Cette différence peut être due à la valeur de l'amortissement mesurée expérimentalement qui est peut-être sous-estimée ou à la précision des propriétés du panneau. Cependant, une bonne corrélation a été obtenue avec le modèle utilisant les nombres d'onde simulés et mesurés. Ceci laisse penser que les propriétés des matériaux sont bien estimées et que le modèle sandwich de NOVA est tout simplement moins performant pour prédire l'indice d'affaiblissement de ce type de panneau. Le système double paroi sans liens mécaniques est celui qui présente les meilleures performances. L'ajout des isolateurs vibratoires a montré que contrairement au cas métallique, l'effet constaté est faible pour les deux isolateurs souples et moins prononcé pour les deux autres. L'augmentation de raideur semble avoir un lien direct avec la dominance du chemin de transmission résonant en moyennes fréquences. En effet, les écarts entre le SBIL et le ABIL des liens augmentent dans cette zone. La présence des liens semble avoir moins d'importance en hautes fréquences, du moins pour une valeur de raideur raisonnable. Cette affirmation ne s'applique pas aux systèmes double paroi avec les deux types de liens les plus rigides. Le modèle double paroi de NOVA donne de bonnes prédictions de perte par transmission en basses fréquences mais des écarts sont observés en moyennes et hautes fréquences. Une des explications de cette différence peut être l'écart constaté lors de la modélisation du panneau sandwich nu qui se répercute sur le modèle du système global. Le méthode de fixation des isolateurs sur le panneau sandwich peut également être une autre explication car dans ce cas le niveau d'énergie vibratoire est peut être limité par cette liaison.

CHAPITRE 7

Conclusion et perspectives

Ce projet a pour but d'élucider les mécanismes de transmission du son au travers d'un système double paroi de type aéronautique. L'étude à la fois expérimentale et numérique qui a été menée a permis d'éclaircir plusieurs aspects.

La caractérisation des isolateurs vibratoires a confirmé la complexité de leur comportement dynamique. La présence de caoutchouc entraîne une variation de leur raideur qui est fonction de multiples facteurs. Les paramètres identifiés dans l'étude sont la fréquence et l'amplitude d'excitation. Le montage expérimental a toutefois permis de donner un bon ordre de grandeur de la raideur et de l'amortissement de chacun des isolateurs utilisés dans les systèmes double paroi. Cependant, il en ressort que l'amplitude ainsi que le type d'excitation peuvent faire fluctuer ces valeurs de façon relativement importante. C'est pourquoi le type d'excitation auquel sont soumis ces isolateurs devrait être mieux connu pour permettre d'obtenir des résultats plus représentatifs de la réalité. L'effet de précontrainte a révélé une diminution de la raideur dynamique. Cette tendance inverse à laquelle on pouvait s'attendre a été attribuée à la complexité de la géométrie des isolateurs étudiés. Cependant, une étude plus poussée du phénomène serait nécessaire pour valider cette hypothèse.

Les mesures réalisées sur le système double paroi avec une peau métallique raidie ont mis en évidence plusieurs phénomènes. Tout d'abord, l'étude du panneau raidi nu a confirmé l'effet néfaste produit par le rayonnement des raidisseurs placés sur le panneau. Cet effet s'est révélé particulièrement visible à l'approche de la fréquence critique du panneau. Les modèles numériques sans raidisseurs se sont révélés performants seulement en basses fréquences. La modélisation de la perte par transmission de ce type de panneau est toujours un sujet de recherche actif. L'ajout du traitement acoustique a montré une augmentation de la performance du panneau tout en réduisant une partie des effets néfastes des raidisseurs. Le système double paroi sans liens mécaniques s'est révélé être le plus performant grâce à la présence du traitement acoustique et au découplage de la peau et du panneau finition. L'ajout des isolateurs vibratoires a démontré l'ajout d'un chemin solidien en basses et moyennes fréquences. Ce chemin résonant s'est révélé de plus en plus présent au fur et à mesure que la raideur des liens a été augmentée. Une attention particulière doit donc être portée à la conception de ces isolateurs et plus précisément à leur raideur.

L'investigation de l'effet de compression locale du traitement acoustique a montré que le fait de comprimer un matériau fibreux, n'a pas d'effet notable sur la perte par transmission d'un système simple paroi. Ce résultat a été attribué à l'effet conjoint d'augmentation de la résistance à l'écoulement du matériau augmentant avec la compression, et à la diminution de l'épaisseur diminuant directement sa perte par transmission. Cependant, il est important de noter que la compression de l'épaisseur de la laine de verre n'était pas tout à fait uniforme étant donné la souplesse du grillage utilisé dans le montage. Une légère baisse de l'indice d'affaiblissement a tout de même été observée à l'approche de la fréquence critique de la plaque. Un auteur a récemment publié des résultats similaires qui ont abouti à la même conclusion.

L'optimisation du montage expérimental utilisé pour la mesure de perte par transmission a permis de tirer plusieurs conclusions concernant la conception du montage à utiliser. Premièrement, la fenêtre de transmission entourant le système doit être fortement isolante. Pour cela, un coffrage englobant la totalité de la fenêtre doit être construit. Deuxièmement, il faut s'assurer que les parois de la niche ne rayonnent pas. Des matelas phoniques à isolation élevée peuvent par exemple être placés derrière ces parois. La comparaison des trois types de double paroi a permis de valider d'une part les prédictions des différents modèles numériques et d'autre part la validité du montage utilisé.

Les mesures réalisées sur le système double paroi avec une peau sandwich composite ont permis de mettre en évidence plusieurs phénomènes. Tout d'abord, la mesure de la perte par transmission et de l'AMCE de ce panneau ont démontré les particularités de la construction sandwich du panneau. En effet, une plage de fréquences très étendue de correspondance des longueurs d'onde de flexion et acoustique a été observée. L'ajout des deux pouces de laine de verre a montré une augmentation de la performance du panneau, principalement en moyennes et hautes fréquences, là où les mécanismes de dissipation interne d'énergie sont maximaux dans le matériau. La mesure de perte par transmission du système double paroi sans liens mécaniques s'est révélée être la plus performante. De la même façon que dans le cas métallique, la présence des isolateurs vibratoires a diminué les performances du système dans le cas des isolateurs les plus rigides (types H et R), alors que l'effet s'est révélé très faible pour les isolateurs les plus souples (types F et J). Une augmentation de la transmission des vibrations par le biais des isolateurs en basses et moyennes fréquences a été mise en évidence dans les mesures de transmissibilité vibratoire. Cette tendance s'est même prolongée en hautes fréquences pour les cas des isolateurs rigides (type R). Comme dans le cas du premier double paroi étudié, une attention par-

ticulière doit donc être portée à la conception de ces isolateurs et plus précisément à leur raideur.

Pour répondre à la question posée au début de ce mémoire, on peut dire qu'une grande transmissibilité vibratoire est observée entre 300 Hz et 2 kHz dans le cas de la double paroi métallique. Celle-ci peut être attribuée à une dominance du chemin solidien, alors que le phénomène semble s'inverser au dessus de cette fréquence. Plus la raideur des isolateurs est élevée, plus cette tendance s'accroît. Toutefois, dans le cas extrême des liens rigides, la proportion d'énergie transitant par le chemin solidien apparaît également importante en hautes fréquences. Dans le cas de la double paroi composite, les mêmes remarques peuvent être faites dans le cas des isolateurs les plus rigides. Cependant, la présence des liens souples n'a quasiment pas diminué les performances globales d'isolation du système, ce qui indiquerait une moins grande dominance du chemin solidien dans cette plage de fréquences.

Perspectives :

Les systèmes double paroi avec liens ont été modélisés dans le module NOVA prévu à cet effet, mais aucune validation n'a été effectuée avec le logiciel VAONE. Il serait donc intéressant de voir si la théorie SEA est capable de donner des résultats équivalents à la théorie des matrices de transfert. Pour cela, la mesure expérimentale des coefficients de couplage mécanique, qui n'a pas été effectuée dans ce projet, pourrait être réalisée et prise en compte dans un modèle sur VAONE.

Au vu des conclusions concernant la dominance du chemin solidien en basses et moyennes fréquences pour les cas avec liens, un autre point intéressant serait de modéliser les cas double paroi avec liens mécaniques sous excitation mécanique. Les simulations pourraient ainsi être comparées aux mesures effectuées dans le but de vérifier si la transmission résonante d'énergie est bien modélisée.

Dans le cas de la double paroi peau composite, un autre système de fixation des isolateurs pourrait être imaginé dans le but de rendre la connexion plus réaliste. Les mesures de perte par transmission effectuées sur ce nouveau montage permettraient de valider ou de démentir les différences constatées entre les liens souples et les liens rigides.

Un autre point à approfondir serait l'effet de précharge des isolateurs. Un autre montage expérimental ou un modèle numérique pourrait permettre de confirmer ou non la diminution de raideur observée expérimentalement.

LISTE DES RÉFÉRENCES

- Allard, J. et Atalla, N. (2009). *Propagation of Sound in Porous Media : Modelling Sound Absorbing Materials 2e*. John Wiley and Sons.
- Atalla, N. (2011). Gmc722-méthodes numériques pour les interactions fluide structure. Université de Sherbrooke, Québec, Canada.
- Beranek, L. et Work, G. (1949). Sound transmission through multiple structures containing flexible blankets. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Beranek, L. L. (1971). *Interaction of sound waves with solid structures*. Mc Graw-Hill Book Company.
- Beranek, L. L. (1992). *Noise and Vibration Control Engineering-Principles and Applications*. Wiley-Interscience.
- Berger, R. (1910). *Über die Schalldurchlässigkeit (About sound transmission)*. Thèse de doctorat, Technical University of Munich.
- Bloss, B. et Rao, M. (2002). Measurement of damping in structures by the power input method. *Experimental Techniques*.
- Bolduc, M. (2007). *Acquiring Statistical Energy Analysis Damping Loss Factor for Complex Structures with Low to High Damping Characteristics*. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke.
- Bremner, P. (1994). Vibro-acoustics of ribbed structures - a compact modal formulation for sea models. Dans *Proceedings of the 1994 National Conference on Noise Control Engineering. Progress in Noise Control for Industry*. p. p 545–550.
- Bruijn, A. D. (1970). Influence of diffusivity on the transmission loss of single leaf wall. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Busfield, J. et Muhr, A. H. (2003). Proceedings of the third european conference on constitutive models for rubber. Dans *Constitutive Models for Rubber III*. Taylor and Francis.
- Cabell, R. et Allen, A. (2009). Loss factor estimation using the impulse response decay method on a stiffened structure. Dans *Inter Noise 2009. Innovations in Practical Noise Control*.
- Campolina, B. et Atalla, N. (2011). Sound transmission through double wall aircraft structures effect of attachements and sensivity to the assembly characteristics and the excitaiton field. Dans *Noise-Con 2011, Portland Oregon (2011)*.
- Campolina, B., Atalla, N. et Dauchez, N. (2012a). Assessment of the validity of statistical energy analysis and transfer matrix method for the prediction of sound transmission loss through aircraft double-walls. Dans *Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference*.

- Campolina, B., Atalla, N., Dauchez, N. et Neple, P. (2012b). Validation of a four pole modelling for coupling loss factor between two plates connected via vibrator isolators under mechanical excitation. *Noise Control Engineering Journal*.
- Campolina, C., Dauchez, N., Atalla, N. et O.Doutres (2012c). Effect of porous material compnression on the sound transmission of a covered single leaf panel. *Applied Acoustics*.
- Cremer, L. (1942). Theorie der schalldämmung dünner wände bei schrägem einfall. *Akustische Zeitschrift*.
- Dickens, J. et Norwood, C. (2000). Universal method to measure dynamic performance of vibration isolators under static load. *Journal of Sound and Vibration*.
- Doutres, O. et Atalla, N. (2010). Acoustic contributions of a sound absorbing blanket placed in a double panel structure absorption versus transmission. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Doutres, O. et Atalla, N. (2011). Experimental estimation of the transmission loss contributions of a sound package placed in a double wall structure. *Applied Acoustics*.
- Doutres, O. et Dauchez, N. (2005). Modeling of the acoustic radiation of a structure covered by a porous layer. *Noise and Vibration*.
- Dym, C. L. et Lang, M. (1974). Transmission of sound through sandwich panels. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Egreteau, T. (2011). *Développement numérique et implémentation expérimentale d'une méthodologie d'identification de l'équation de dispersion dans les structures aéronautiques*. MÈmoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Québec, Canada.
- Elmallawany, A. (1985). Calculation of sound insulation or ribbed panels using statistical energy analysis. *Applied Acoustics*.
- Fahy, F. (1985). *Sound and structural vibration radiation, transmission and response*. Academic Press.
- Fareed, A., Schmidt, G. et Wahl, F. (2001). Experimental identification of modal density parameters of light weight structures.
- Ghinet, S. et Atalla, N. (2006). Vibro-acoustic behavior of flat sandwich composite panels. *CSME Journal*.
- Gu, Q. et Wang, J. (1983). Effect of resilient connection on sound transmission loss of metal stud double panel partitions. *Chinese Journal of Acoustics*.
- Jaouen, L., Brouard, B., Atalla, N. et Langlois, C. (2005). A simplified numerical model for a plate backed by a thin foam layer in the low frequency range. *Journal of Sound and Vibration*.
- Jonasson, H. (1991). *Measurement of sound reduction index with intensity technique*. Swedish National Testing and Research Institute.

- Kari, L. (2003). On the dynamic stiffness of preloaded vibration isolators on the audible frequency range. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Klos, J. et Palumbo, D. L. (1993). Measurement of insertion loss of an acoustic treatment in the presence of additional uncorrelated sound sources. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*.
- Koval, L. R. (1976). Effect of air flow, panel curvature, and internal pressurization on field incidence transmission loss. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Kurtze, G. et Watters, B. (1959). New wall design for high transmission loss or high damping. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Lalor, N. (1990). *Practical Considerations for the Measurement of Internal and Coupling Loss Factors on Complex Structures* (Rapport technique). ISVR Technical Report No. 182.
- Lapcik, L., P. Augustin, Pistek, A. et Bujnoch, L. (2001). Measurement of the dynamic stiffness of rubber based railway track mats according to the db-tl 918071 standard. *Applied Acoustics*.
- Lee, J. et Ih, J. (2003). Significance of resonant sound transmission in finite single partitions. *Journal of Sound and Vibration*.
- Legault, J. et Atalla, N. (2010). Sound transmission through a double panel structure periodically coupled with vibration insulators. *Journal of Sound and Vibration*.
- Lesueur, C. (1988). *Rayonnement acoustique des structures*. Eyrolles.
- Libardi, A. L. et Varoto, P. S. (2004). Imac-xxii : Conference and exposition on structural dynamics. experimental determination of loss factors on coupled structures using the power injection method.
- Lin, T. R., Farag, N. H. et Pan, J. (2005). Evaluation of frequency dependent rubber mount stiffness and damping by impact test. *Journal of Sound and Vibration*.
- Liu, B., Feng, L. et Nilsson, A. (2007). Sound transmission through curved aircraft panels with stringer and ring frame attachments. *Journal of Sound and Vibration*.
- London, A. (1949). Transmission of reverberant sound through double walls. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- London, A. (1951). Tentative recommended practice for laboratory measurement of airborne-sound transmission loss of building floors and walls (astm e 90-50 tentative). *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Lu, Z., Hao, Z., Zheng, X. et Yang, J. (2011). Research on the insertion loss of sound package under structure-borne and airborne excitation in mid-frequency using hybrid fe - sea method. *Journal of Computational Information System*.
- Macadam, J. (1976). The measurement of sound radiation from roomsurfaces in light-weightbuildings. *Applied Acoustics*.

- Maidanik, G. (1962). Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Medalia, A. (1978). Effects of carbon black on dynamic properties of rubber. *Rubber Chemistry and Technology*.
- Mejdi, A. (2012). Transmission loss of periodically stiffened laminate composite panels : Shear deformation and in-plane interaction effects. *Journal of the Acoustical Society of America*.
- Moore, J. et Lyon, R. (1989). Sound transmission loss characteristics of sandwich panel constructions. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Mulholland, K. et Lyon, R. (1972). Sound insulation at low frequencies. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Nadeau, S. et Champoux, Y. (2008). Application of the direct complex stiffness method to engine mounts.
- Nelisse, H., Onsay, T. et Atalla, N. (2003). *Structure Borne Insertion Loss of Sound Package Components* (Rapport technique). SAE Technical Paper.
- Nichols, R., Sleeper, H., Wallace, R. et H.L.Ericson (1947). Acoustical materials and acoustical treatments for aircraft. *The Journal of the Acoustical Society of America*.
- Peters, P. R., Rajaram, S. et Nutt, S. (2006). Sound transmission loss of damped honeycomb sandwich panels. Dans *Inter Noise 2006*.
- Poblet-Puig, J. et Rodriguez-Ferran, A. (2009). The role of studs in the sound transmission of double walls. *Acta Acustica united with Acustica*.
- Rindel, J. (1994). Dispersion and absorption of structure-borne sound in acoustically thick plates. *Applied Acoustics*.
- Roelens, I., Nuytten, F., Bosmans, I. et Vermeir, G. (1997). In situ measurement of the stiffness properties of building components. *Applied Acoustics*.
- Rossi, M. A. et de Almeida, S. F. M. (2009). Design and analysis of a composite fuselage. Dans *Brazilian Symposium of Aerospace Engineering and Applications*.
- Sewell, E. (1970). Transmission of reverberant sound through a single-leaf partition surrounded by an infinite rigid baffle. *Journal of Sound and Vibration*.
- Sharp, B. H. (1973). *A Study of Techniques to Increase the Sound Insulation of Building Elements*. Wyle Laboratories.
- Shorter, P., Cotoni, V. et Langley, R. S. (2005). Numerical and experimental validation of the hybrid fe-sea method. Dans *Noise-Con 04. The 2004 National Conference on Noise Control Engineering*. p. pp 380–388.
- Sjöberg, M. et Kari, L. (2002). Testing of non linear interaction effects of sinusoidal and noise excitation on rubber isolators stiffness. *Journal of Sound and Vibration*.

- Thite, A. et Ferguson, N. (2004). Wavenumber estimation : Further study of the correlation technique and use of svd to improve propagation direction resolution. *ISVR Technical Memorandum No 937*.
- Vahdati, N. et Saunders, L. K. L. (2002). High frequency testing of rubber mounts. *ISA Transactions*.
- Verheij, J. (1982). *Multi-path sound transfer from resiliently mounted shipboard machinery : Experimental methods for analyzing and improving noise control*. Technisch Physische Dienst TNO-TH.
- Villot, M., Chavériat, G. et Roland, J. (1991). Phonoscopy : An acoustical holography technique for plane structures radiating in enclosed spaces. *Journal of the Acoustical Society of America*.

