

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE  
Faculté de génie  
Département de génie mécanique

Étude du système compartiment moteur — habitacle d'un  
véhicule côte à côte dans le domaine des basses fréquences

Mémoire de maîtrise  
Spécialité : génie mécanique

Malek KHALLADI

Jury : Nouredine Atalla (directeur)  
Philippe Micheau (rapporteur)  
Walid Belgacem  
Maxime Desjardins Goulet



# RÉSUMÉ

Le problème du bruit à l'intérieur de la cabine du véhicule préoccupe l'industrie automobile. Pour les passagers, la signature sonore à l'intérieur de la cabine est directement liée à la notion de qualité du produit.

Ce travail vise une étude numérique et expérimentale du comportement vibroacoustique des composantes complexes (simple et double paroi) de la cabine du véhicule côte à côte en basses fréquences. Dans ce contexte, nous avons développé des modèles numériques reposant sur la méthode des éléments finis (FEM), qui sont basés sur un calcul modal et qui sont capables de prédire la perte par transmission dans le cas d'une excitation aérienne et le coefficient de conversion mécanique — acoustique dans le cas d'une excitation solidienne. Pour valider les modèles numériques, nous avons réalisé des mesures expérimentales des systèmes simple et double parois. Les comparaisons entre les résultats numériques et expérimentaux montrent une bonne corrélation entre les deux approches.

Une application de calcul numérique a été développée permettant aux ingénieurs d'identifier les zones les plus susceptibles dans la structure de recevoir le bruit et de placer les sources de vibrations sur la structure à travers des cartes de mobilité d'entrée.

**Mots-clés :** Méthode des éléments finis FEM, vibroacoustique, basses fréquences, perte par transmission, double paroi, étude expérimentale, cartes de mobilité d'entrée.

# REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier tout d'abord mon directeur de recherche Monsieur Noureddine Atalla et de lui exprimer ma profonde gratitude et respect pour son encadrement, sa patience et la confiance qu'il m'a apporté tout au long du projet. J'ai la chance de travailler sous sa direction dans un milieu de haut niveau de professionnalisme.

Je tiens à remercier Walid Belgacem pour l'aide précieuse qu'il a pu m'apporter dans la modélisation numérique. 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 immense plaisir de travailler avec lui.

Je tiens à remercier Olivier Robin pour ses précieux conseils, son aide par rapport aux montages expérimentaux et les formations qu'il m'a procurées sur différents logiciels d'acquisition ont été des clés au bon avancement de mon travail.

Je remercie toutes l'équipes du GAUS et CTA et particulièrement Maxime Desjardins Goulet, Rémy Oddo et Raef Cherif qui m'ont aidé pendant mon intégration dans le monde de la vibroacoustique. Je remercie Patrick Lévesque pour sa disponibilité et d'avoir des montages de qualité pour que je puisse réaliser des mesures.

Je tiens à remercier Monsieur Philippe Micheau pour avoir accepté d'être le rapporteur de ma mémoire.

Je souhaite également remercier Maxime Bolduc. Ses explications quant à au projet auquel j'ai pris part mon grandement aidé à démarrer mon travail.

À mes parents et ma femme : Je vous remercie énormément pour votre support et votre compréhension tout au long de ces années d'études. Que ce travail soit le témoignage de ma grande considération.

Mes remerciements s'adressent vivement à mes amis pour leurs soutiens moraux pendant ma maîtrise.



# LISTE DES ACRONYMES

---

<b>Acronyme</b>	<b>Définition</b>
GAUS	: Groupe Acoustique de l'Université de Sherbrooke
CTA	: Centre de Technologies Avancées
BRP	: Bombardier Produits Récréatifs
FEM	: Finite Element Method
BEM	: Boundary Element Method
SEA	: Statistical Energy Analysis
TPA	: Transfer Path Analysis
CAD	: Computer Aided Design
PML	: Perfectly Matching Layer
AML	: Automatically Matched Layer
FRF	: Frequency Response Function
B & K	: Brüel & Kjær
TL	: Transmission Loss
ABIL	: Airborne Insertion Loss
AMCE	: Acoustic Mechanical Conversion Efficiency
BF	: Basses Fréquences
MF	: Moyennes Fréquences
HF	: Hautes Fréquences

---

# TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ .....	i
REMERCIEMENTS.....	ii
LISTE DES ACRONYMES.....	iii
TABLE DES MATIÈRES .....	iv
LISTE DES FIGURES.....	vii
LISTE DES TABLEAUX.....	xii
Chapitre 1 Introduction.....	1
1.1 Cadre de référence.....	1
1.2 Mise en contexte.....	1
1.3 Problématique.....	2
1.4 Question de recherche.....	3
1.5 Objectifs du projet de recherche .....	4
1.6 Plan et contenu du document.....	4
Chapitre 2 État de l’art .....	7
2.1 Description d’un problème vibroacoustique .....	7
2.2 Différentes classes de modélisation.....	9
2.3 La méthode des éléments finis (FEM).....	11
2.4 La méthode des éléments finis de frontière (BEM) .....	14
2.5 Méthodologie de mesure des indicateurs vibroacoustiques.....	15
Chapitre 3 Développement et validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en simple paroi sans le châssis.....	21
3.1 Développement et validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher dans les conditions aux limites libres.....	21
3.1.1 Description du modèle FEM du plancher.....	22
3.1.2 Validation expérimentale du modèle FEM du plancher dans les conditions aux limites libres .....	24
3.1.3 Identification des paramètres à la SEA .....	26
3.1.4 Effet acoustique des raidisseurs.....	29
3.2 Développement du modèle FEM/BEM du plancher dans les conditions opérationnelles .....	31
3.3 Développement et validation expérimentale de la perte par transmission du plancher .....	35
3.3.1 Description du modèle numérique FEM du TL du plancher .....	35
3.3.2 Mesure expérimentale de la perte par transmission.....	39
3.3.3 Validation expérimentale du modèle numérique du TL .....	43
3.3.4 Validation expérimentale sur l’effet acoustique des raidisseurs.....	47

Chapitre 4	Développement et validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en simple paroi avec le châssis.....	49
4.1	Description du modèle numérique FEM du plancher en simple paroi avec le châssis .....	49
4.2	Mesures expérimentales des indicateurs Vibroacoustiques .....	51
4.2.1	Excitation aérienne.....	53
4.2.2	Excitation solidienne .....	56
4.3	Validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en simple paroi avec le châssis .....	59
Chapitre 5	Développement et validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en double paroi .....	63
5.1	Description du modèle numérique FEM du plancher en double paroi.....	63
5.2	Mesure expérimentale des indicateurs vibroacoustiques .....	66
5.2.1	Excitation aérienne.....	67
5.2.2	Excitation solidienne .....	73
5.3	Validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en double paroi .....	74
Chapitre 6	Développement de la cartographie de la mobilité d'entrée.....	81
6.1	Introduction.....	81
6.2	Mise en équation pour la mobilité d'entrée .....	82
6.3	Description de l'outil de la mobilité d'entrée .....	84
6.4	Cas d'applications.....	85
6.4.1	Cas d'application sur le plancher .....	85
6.4.2	Cas d'application sur la cloison pare-feu .....	87
Chapitre 7	Conclusion et perspectives.....	91
	Liste des références.....	93



# LISTE DES FIGURES

Figure 1-1	Problème vibroacoustique d'un véhicule [2] .....	2
Figure 2-1	Schéma simple d'un problème vibroacoustique [2] .....	7
Figure 2-2	Schéma simple d'un problème vibroacoustique intérieur [2] .....	7
Figure 2-3	Schéma simple d'un problème vibroacoustique extérieur [2].....	8
Figure 2-4	Schéma simple d'un problème vibroacoustique intérieur/extérieur [2] .....	9
Figure 2-5	Schéma de la réponse dynamique d'un problème vibroacoustique [2] .....	9
Figure 2-6	Les différentes classes de modélisation (FEM, méthode des éléments finis, BEM, méthode des éléments de frontière, SEA, analyse statistique de l'énergie) [9].....	11
Figure 2-7	Mesure de la perte par transmission : méthode intensimétrique d'une structure [43]	16
Figure 2-8	Mesure du coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE d'une structure (bafflée) dans le cas d'une excitation mécanique [9].....	18
Figure 3-1	Plancher du véhicule .....	21
Figure 3-2	Géométrie du plancher maillé – Vue isométrique. ....	22
Figure 3-3	Force ponctuelle appliquée sur le plancher au point 1.....	23
Figure 3-4	Force ponctuelle appliquée sur le plancher au point 2.....	23
Figure 3-5	Force ponctuelle appliquée sur le plancher au point 3.....	23
Figure 3-6	Force ponctuelle appliquée sur le plancher au point ID 4 .....	23
Figure 3-7	Détermination de l'amortissement structural du plancher avec la méthode de - 3 dB via les fonctions de transfert mesurées sur des poutres d'Oberst .....	24
Figure 3-8	Montage utilisé pour la mesure de la mobilité d'entrée du plancher .....	25
Figure 3-9	Mobilité d'entrée au point 1 .....	25
Figure 3-10	Mobilité d'entrée au point 2.....	25
Figure 3-11	Mobilité d'entrée au point 3.....	26
Figure 3-12	Mobilité d'entrée au point 4.....	26
Figure 3-13	Démarche d'un problème du rayonnement du plancher [2] .....	27
Figure 3-14	Maillage du fluide (simplifié et valable jusqu'à 3KHz) .....	28
Figure 3-15	Maillage structural du plancher.....	28
Figure 3-16	Moyenne spatiale et fréquentielle de la densité modale numérique du plancher	29

Figure 3-17	Moyenne spatiale et fréquentielle de l'efficacité de rayonnement numérique du plancher	29
Figure 3-18	Plancher – Partie du rayonnement (fluide) sans les raidisseurs .....	30
Figure 3-19	Comparaison de la puissance rayonnée du plancher dans les conditions aux limites libres pour le cas sans les raidisseurs versus le cas avec les raidisseurs. ....	30
Figure 3-20	Comparaison des niveaux globaux de la puissance rayonnée pour le cas sans les raidisseurs versus le cas avec les raidisseurs .....	30
Figure 3-21	Mesure des accélérations réelles (côté conducteur) .....	31
Figure 3-22	Mesure des accélérations réelles (côté passager).....	31
Figure 3-23	Accélérations réelles imposées dans le modèle numérique du plancher .....	32
Figure 3-24	Puissance rayonnée du plancher nu dans les conditions opérationnelles.....	32
Figure 3-25	Plancher avec traitement acoustique partout « Résisto double couche » .....	33
Figure 3-26	Plancher avec traitement acoustique partiel « Résisto double couche » .....	33
Figure 3-27	Comparaison des puissances rayonnées du plancher dans les différents cas	34
Figure 3-28	Comparaison de niveau global des puissances rayonnées du plancher dans les différents cas	34
Figure 3-29	Modèle vibroacoustique du TL du plancher en simple paroi, sans le châssis.	36
Figure 3-30	Couplage entre le plancher et la cavité réceptrice.....	37
Figure 3-31	Couplage entre le plancher et la cavité réceptrice.....	37
Figure 3-32	Principe de la théorie du couplage fluide – structure par la méthode « maximum distance algorithm » [55] .....	38
Figure 3-33	Système simple paroi bafflée.....	38
Figure 3-34	Application du AML sur les faces des cavités acoustiques .....	39
Figure 3-35	Vue du montage du plancher — côté anéchoïque .....	40
Figure 3-36	Vue du montage du plancher — côté réverbérant .....	40
Figure 3-37	Perte par transmission expérimentale du plancher nu, en simple paroi, sans le châssis	41
Figure 3-38	Points de mesure du DLF structural sur plancher .....	42
Figure 3-39	Amortissement du plancher en simple paroi – Excitation mécanique.....	43
Figure 3-40	TL du plancher sans traitement acoustique en simple paroi, sans le châssis.	44
Figure 3-41	Cartographie d'intensité numérique à 1800 Hz .....	45
Figure 3-42	Cartographies de l'énergie de déformation du plancher .....	46
Figure 3-43	Mastic sur les raidisseurs du plancher.....	47

Figure 3-44	Comparaison expérimentale des TL(s) du plancher nu vs plancher avec mastic sur les raidisseurs. ....	48
Figure 3-45	Perte par insertion acoustique du plancher en simple paroi avec mastic sur les raidisseurs	48
Figure 4-1	Plancher du véhicule .....	49
Figure 4-2	Châssis du véhicule.....	49
Figure 4-3	Modèle du plancher avec le châssis – vue isométrique.....	50
Figure 4-4	Excitation acoustique .....	51
Figure 4-5	Excitation mécanique .....	51
Figure 4-6	Montage du système simple paroi (coté anéchoïque).....	52
Figure 4-7	Montage du système simple paroi (coté réverbérante) .....	52
Figure 4-8	Mise en place de la manip dans la chambre semi-anéchoïque .....	52
Figure 4-9	Mise en place de la sonde d'intensité sur le robot .....	52
Figure 4-10	Perte par transmission expérimentale du plancher nu, en simple paroi, monté sur le châssis	53
Figure 4-11	Cartographies d'intensités expérimentales du plancher en simple paroi, sans traitement - excitation aérienne .....	55
Figure 4-12	Pot vibrant installé dans la chambre réverbérante sur le point d'ancrage #4	56
Figure 4-13	Dièdres absorbants placés dans la chambre réverbérante .....	56
Figure 4-14	Cartographie d'intensité du plancher en simple paroi, sans traitement — excitation mécanique au point d'ancrage 4.....	57
Figure 4-15	Coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE expérimental du système simple paroi, sans traitement acoustique — excitation solidienne au point d'ancrage 4 du plancher .....	58
Figure 4-16	Amortissement structural du plancher moyenné sur 10 points de mesure ...	59
Figure 4-17	Perte par transmission du plancher en simple paroi, sans traitement .....	60
Figure 4-18	Coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE du plancher en simple paroi, sans traitement, excité au point d'ancrage #4 (ID 3138120).....	61
Figure 5-1	Système de la double paroi du véhicule.....	63
Figure 5-2	Modèle numérique FEM de la double paroi – vue isométrique .....	64
Figure 5-3	Modèle numérique FEM de la double paroi – vue de la plaque protectrice .....	64
Figure 5-4	Modélisation et maillage des cavités acoustiques .....	65
Figure 5-5	Couplage entre les structures et les fluides .....	65
Figure 5-6	Plan fictif du système en double paroi.....	66

Figure 5-7	Fixation de la plaque protectrice sur le châssis.....	66
Figure 5-8	TL expérimental du plancher en double paroi sans traitement acoustique .....	67
Figure 5-9	CAD du plancher et de la plaque protectrice [54].....	68
Figure 5-10	2'' de laine de roche mise en place dans les cavités droite et gauche du plancher	69
Figure 5-11	TL expérimental du plancher en double paroi avec traitement acoustique ..	69
Figure 5-12	Perte par insertion acoustique du plancher en double paroi avec la laine de roche	69
Figure 5-13	Velcro placé sur le châssis et sur la plaque protectrice .....	70
Figure 5-14	Comparaisons expérimentales entre les TL du plancher en double paroi nu avec liens mécaniques vs sans liens mécaniques.....	71
Figure 5-15	Perte par insertion acoustique du plancher en double paroi sans les liens mécanique	71
Figure 5-16	Comparaisons entre les TL(s) expérimentales du plancher en double paroi nu avec les liens mécaniques vs du plancher en double paroi nu sans liens mécaniques vs du plancher en double paroi avec traitement sans les liens mécaniques .....	72
Figure 5-17	Comparaisons expérimentales entre les Pertes par insertions acoustiques du plancher nu en double paroi, sans les liens mécaniques vs plancher avec traitement en double paroi, sans les liens mécanique.....	72
Figure 5-18	Coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE expérimental du système double paroi, sans traitement acoustique — excitation solidienne au point d’ancrage 4 du plancher .....	73
Figure 5-19	Amortissement structural de la plaque protectrice moyenné sur les 10 points de mesure	74
Figure 5-20	Perte par transmission du plancher en double paroi, sans traitement.....	75
Figure 5-21	Modélisation de la cavité centrale du système en double paroi en trois blocs	76
Figure 5-22	Perte par transmission du plancher en double paroi, sans traitement.....	77
Figure 5-23	Coefficient de Conversion mécanique – acoustique AMCE du plancher en double paroi, sans traitement, excité au point d’ancrage #4 (ID 3138120) .....	78
Figure 5-24	Étude numérique sur le découplage mécanique du plancher.....	79
Figure 5-25	Étude numérique sur la réciprocité du système de la double paroi .....	80
Figure 6-1	Procédure de calcul de la mobilité d’entrée dans l’outil .....	84
Figure 6-2	Interface graphique de l’outil de la mobilité d’entrée .....	85
Figure 6-3	Cartographie de mobilité d’entrée du plancher dans la bande 100 Hz .....	86



Figure 6-4	Cartographie de la mobilité d'entrée du plancher dans la bande 200 Hz .....	86
Figure 6-5	Cartographie de la mobilité d'entrée du plancher dans la bande 400 Hz .....	86
Figure 6-6	Cartographie de la mobilité d'entrée du plancher dans la bande 630 Hz .....	86
Figure 6-7	Modèle FEM de la cloison pare-feu – vue isométrique .....	87
Figure 6-8	Cartographie de mobilité d'entrée de cloison pare-feu dans la bande 100 Hz ..	88
Figure 6-9	Cartographie de mobilité d'entrée de cloison pare-feu dans la bande 200 Hz ..	88
Figure 6-10	Cartographie de mobilité d'entrée de cloison pare-feu dans la bande 400 Hz 88	
Figure 6-11	Cartographie de mobilité d'entrée de cloison pare-feu dans la bande 630 Hz 88	

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3-1	Tableau résumé les propriétés mécaniques du plancher .....	22
Tableau 3-2 [54]	Tableau résumé les propriétés mécaniques du résisto double couche 33	
Tableau 4-1	Les propriétés physiques et mécaniques du châssis.....	50
Tableau 5-1 châssis [54]	Les propriétés physiques et mécaniques de la plaque protectrice du 64	
Tableau 5-2	Tableau résumé les propriétés physiques de la laine de roche [54] .....	76

# Chapitre 1 Introduction

## 1.1 Cadre de référence

Mon projet de maîtrise s'inscrit dans le cadre du projet dXBel en collaboration avec trois partenaires : Bombardier Produits Récréatifs (BRP), Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke (GAUS) et Centre de Technologies Avancées (CTA).

L'objectif principal du projet dXBel est de développer et de valider une maquette virtuelle vibroacoustique permettant de simuler, reconstruire et écouter le bruit à l'opérateur et de passage d'un véhicule récréatif de type côte à côte.

Pour atteindre cet objectif, les activités de recherches liées au projet ont été divisées autour de plusieurs tâches.

Dans ce contexte, mon projet de maîtrise fait partie de la tâche 3.4 intitulé « Étude du système compartiment moteur — habitacle d'un véhicule côte à côte dans le domaine des basses fréquences », sous la direction du Professeur Noureddine Atalla.

Ce chapitre est destiné à présenter le contexte industriel, la problématique et les principaux objectifs de cette étude.

## 1.2 Mise en contexte

Dans le secteur automobile et en particulier le secteur des véhicules récréatifs, le marché est très concurrentiel et tous les fabricants dans ce domaine cherchent de nouvelles technologies pour se différencier des autres compétiteurs. Pour ces produits, la qualité sonore reste un des facteurs cruciaux qui contribue à l'image de marque de l'entreprise. L'acoustique d'un véhicule devient donc un aspect très important dans l'évaluation de la qualité de ce dernier.

Dans ce contexte, on cherche à développer et à créer un son distinctif, en renforçant les aspects sportifs et dynamiques, tout en atténuant au maximum les sons jugés indésirables et en assurant un bon compromis entre le confort acoustique et le côté émotionnel.

Dans les dernières décennies, les constructeurs automobiles fabriquent des véhicules de plus en plus légers afin d'augmenter leurs rendements énergétiques et leurs performances dynamiques. Ceci implique généralement un impact sur les vibrations et le bruit produits par le véhicule.

En général, on remplace des structures lourdes par des structures légères et très rigides (sandwich composite). Cependant, ces nouvelles structures ne fournissent pas une bonne

isolation vibratoire et sonore. Elles sont généralement plus aptes à rayonner du bruit, à partir d'une zone de coïncidence étendue et débutant depuis les basses fréquences, appelée la zone de rayonnement [1]. De ce fait, le contrôle de l'acoustique de l'habitacle automobile devient alors une valeur ajoutée au produit qui peut le rendre plus compétitif sur un marché extrêmement concurrentiel.

### 1.3 Problématique

Des outils numériques sont nécessaires pour optimiser et valider la conception de produits industriels avant la réalisation de prototypes qui sont souvent très coûteux. Cependant, la modélisation vibroacoustique des systèmes complexes n'est pas toujours triviale.

En effet, l'interaction entre les domaines d'études (structuraux, acoustiques et fluides) et la plage étendue d'analyse fréquentielle rendent difficile le développement d'outils numériques pratiques. Les compromis à réaliser se situent souvent entre (i) la précision et l'efficacité du calcul et (ii) la flexibilité et la facilité d'utilisation.

Ce projet vise à développer un modèle numérique sur des composantes complexes du véhicule côte à côte par la méthode des éléments finis (FEM) et la méthode des éléments finis de frontière (BEM) pour prédire le comportement vibroacoustique de ce dernier en basses fréquences soumis à différentes sources (aérienne et solidienne). Le but est d'identifier les sources principales et les différents chemins de transmission (solidiens et aériens) de ce dernier afin d'améliorer son comportement vibroacoustique et aussi d'alimenter des modèles TPA hybrides, c'est à dire combinant des données mesurées et simulées. Entre autres, il est important d'améliorer, de développer et de valider des méthodes expérimentales numériques afin de comprendre et de mesurer les indicateurs vibroacoustiques pertinents des structures représentatives du véhicule.

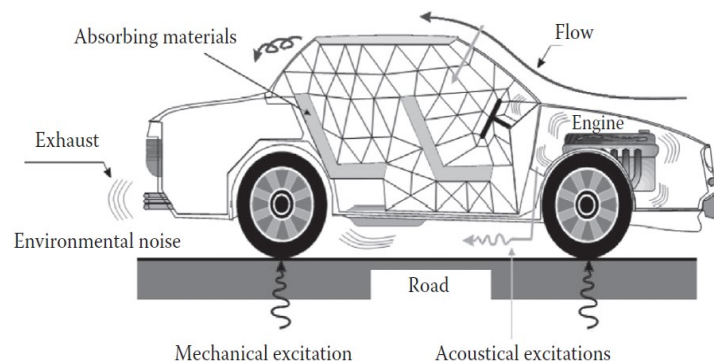


Figure 1-1 Problème vibroacoustique d'un véhicule [2]

La figure 1-1 présente un problème vibroacoustique typique qui concerne une automobile. Ce problème inclut une structure vibrante, un domaine intérieur borné et un domaine extérieur non borné, le tout est excité mécaniquement et/ou acoustiquement. Dans ce cadre, les défis majeurs en calcul sont les suivants (i) identifier numériquement les sources prédominantes de bruit et les principaux chemins de transmission dans les différentes composantes de la cabine (ii) caractériser les conditions aux limites, les propriétés des structures et leurs jonctions (iii) modéliser correctement le bruit rayonné par la structure dans le domaine intérieur en utilisant les méthodes BEM–FEM et (iv) utiliser des méthodes adaptées pour réaliser des calculs rapides et précis.

## 1.4 Question de recherche

Mon projet se résume principalement à la question de recherche suivante :

**Comment modéliser et assurer la fiabilité d'un modèle numérique basses-fréquences de la réponse vibroacoustique des systèmes complexes : le plancher en simple et double paroi d'un véhicule côte à côte?**

Cette question de recherche peut se décliner en plusieurs questions clefs, par exemple :

### **Sur le plan numérique**

Comment mailler par la méthode des éléments finis (FEM) un système qui contient différents domaines (des structures et des fluides) afin d'assurer la convergence des solutions?

Quelle est la meilleure façon pour monter un modèle qui tient compte de la complexité de la structure?

Quels indicateurs calculés pour guider la conception vibroacoustique?

Quel chemin (solidien/aérien) contrôle la transmission acoustique dans la cavité?

Comment peut-on réduire le bruit tout en gardant de bonnes propriétés physiques des structures et tout en optimisant les contraintes (coûts, design)?

### **Sur le plan expérimental**

Quel indicateur doit je mesurer pour valider le modèle numérique?

## 1.5 Objectifs du projet de recherche

### Objectif général

L'objectif principal est de développer des modèles vibroacoustiques de type FEM sur des composantes de l'habitacle du véhicule côte à côte (plancher en simple paroi et double paroi) et valider ces modèles par comparaison avec des données expérimentales.

### Objectifs spécifiques

Afin d'atteindre notre objectif général, nous organisons notre travail autour de cinq objectifs spécifiques :

1. Faire une revue de la littérature et se familiariser avec les outils numériques et expérimentaux.
2. Développer un modèle numérique du plancher en simple paroi sans le châssis et le valider expérimentalement.
3. Développer un modèle numérique du plancher en simple paroi monté avec le châssis et le valider expérimentalement.
4. Développer un modèle numérique du plancher en double paroi et le comparer aux données expérimentales.
5. Développer une application de la cartographie de la mobilité d'entrée.

## 1.6 Plan et contenu du document

Le premier chapitre est l'introduction. Il a pour but d'énoncer la mise en contexte, les problématiques, la question de recherche et les objectifs.

Le chapitre 2 est consacré à l'état de l'art qui s'articule autour cinq parties. Dans la première partie, une revue de littérature sur la description d'un problème vibroacoustique. La deuxième présente les différentes classes de modélisation numériques en fonction de la fréquence. La troisième et la quatrième partie décrivent les méthodes d'éléments finis FEM et éléments finis de frontière BEM. La dernière partie détaille la méthodologie de mesure des indicateurs vibroacoustiques au cours de cette mémoire.

Ensuite, le développement est divisé en quatre chapitres. Le chapitre 3 présente le système du plancher en simple paroi sans le châssis. Ce chapitre détaille les différentes analyses qui justifient la validation du modèle numérique par rapport aux résultats expérimentaux. Puis, on montre les phénomènes importants de ce système.

Le quatrième chapitre présente le système du plancher en simple paroi monté avec le châssis. Dans cette partie, on développe un modèle numérique FEM de la structure étudiée. Puis, une étude expérimentale du système est présentée afin de valider les résultats numériques.

Le chapitre 5 du développement est consacré à l'étude du système plancher en double paroi. Cette étude englobe la validation expérimentale de ce qui est développé dans les modèles numériques du système double paroi.

Le dernier chapitre s'articule au développement d'un outil qui sert à déterminer les cartographies de mobilité d'entrée des structures en éléments finis par la méthode de décomposition modale.

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

## 2.1 Description d'un problème vibroacoustique

Un problème vibroacoustique est défini par les interactions entre les ondes acoustiques et la vibration des structures. La figure 2-1 présente un problème vibroacoustique, dans lequel la structure générique peut être composée par une couche homogène ou par une ou plusieurs couches hétérogènes. Cette structure est connectée à deux domaines, une cavité fermée et immergée dans un fluide extérieur non borné. Elle est excitée par plusieurs types d'excitations (mécaniques, acoustiques et aérodynamiques).

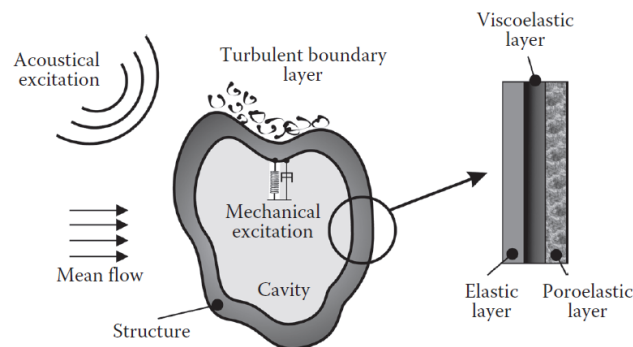


Figure 2-1 Schéma simple d'un problème vibroacoustique [2]

Il existe trois différents types de couplage entre la structure et le fluide (couplage intérieur, couplage extérieur et couplage entre le domaine intérieur et extérieur).

### Problème intérieur

Ce problème est présenté par une structure couplée à une cavité interne (représenté dans la figure 2-2). Pour résoudre numériquement ce problème, on utilise souvent la méthode des éléments finis (FEM) pour le fluide et la structure [3-4].

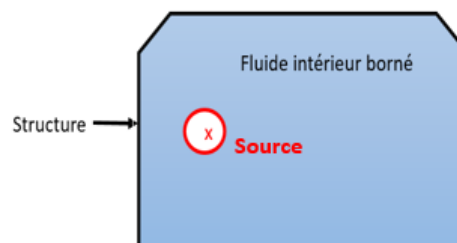


Figure 2-2 Schéma simple d'un problème vibroacoustique intérieur [2]

### Problème extérieur

Ici le domaine fluide est infini (indiqué dans la figure 2-3), le couplage est présenté par une impédance acoustique qui est principalement influencée par la masse et la raideur de la structure et les propriétés du fluide. En admettant que le couplage soit négligeable, on résout ce problème en deux étapes. On commence par déterminer la réponse de la structure en supposant qu'elle est dans le vide (in vacuo). Par la suite, cette réponse structurelle va être considérée comme une source acoustique. Pour la résolution numérique de ce cas, il est préférable d'utiliser deux modèles numériques, FEM pour la structure et BEM pour le fluide [5]. Il y a une autre façon pour résoudre numériquement ce problème basé sur la FEM pour les deux domaines, mais pour le fluide non borné, la méthode dite « Perfectly Matching Layer PML » est largement utilisée [6-7-8].

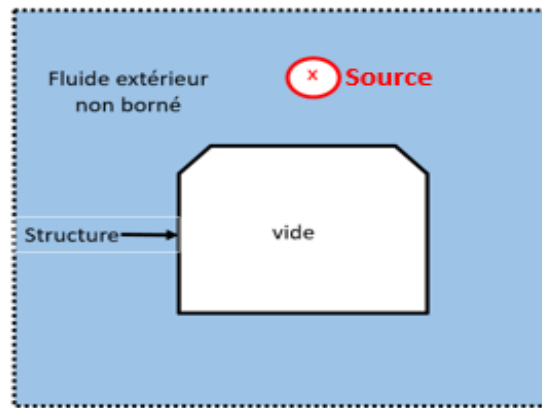


Figure 2-3 Schéma simple d'un problème vibroacoustique extérieur [2]

### Problème intérieur/extérieur

Dans ce cas, la structure va interagir avec un domaine fluide fermé et un autre ouvert (voir figure 2-4). Souvent, le couplage avec le domaine extérieur est considéré négligeable pour résoudre le problème intérieur, suivi d'un problème de rayonnement ou de diffusion. Dans le cas contraire, on résout simultanément ce couplage par une combinaison des deux modèles. C'est-à-dire FEM pour la structure et le domaine fluide intérieurs et BEM pour le fluide extérieur.

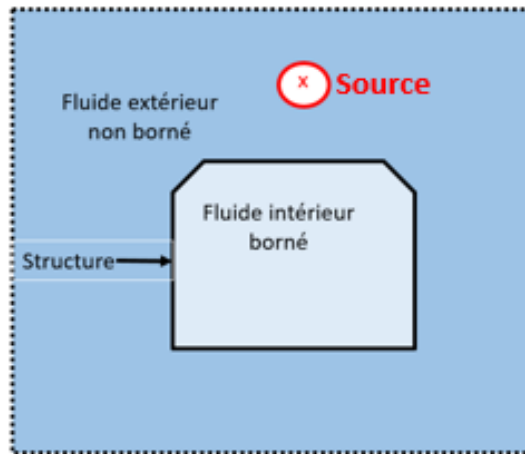


Figure 2-4 Schéma simple d'un problème vibroacoustique intérieur/extérieur [2]

## 2.2 Différentes classes de modélisation

La sélection de la méthode de résolution d'un problème vibroacoustique ne dépend pas seulement de la classe du problème, elle dépend aussi du domaine de fréquence étudié. En se référant à la figure 2-5 qui présente la réponse vibratoire (Frequency Response Function : FRF; en anglais) d'un système physique, on constate que le comportement spectral change selon la fréquence. Dans ce cadre, on va analyser le comportement de la réponse vibratoire FRF et les modèles numériques appropriés pour chaque domaine fréquentiel.

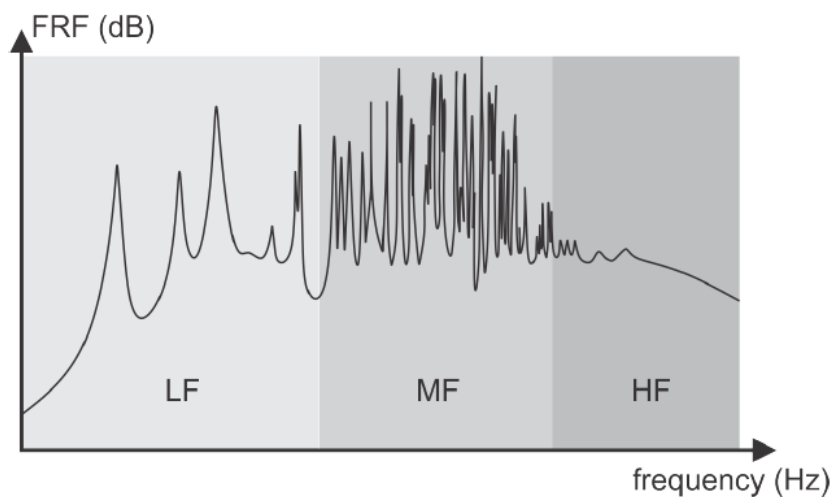


Figure 2-5 Schéma de la réponse dynamique d'un problème vibroacoustique [2]

### **Basses fréquences (BF)**

Le domaine des basses fréquences est caractérisé par des longueurs d'onde assez importantes par rapport aux dimensions du système et par des résonances structurelles isolées et bien séparées indiquant la présence d'un comportement modal bien répartie. Aussi, il est caractérisé par un faible chevauchement modal et une faible densité modale. Le comportement du système est déterministe et les méthodologies FEM /BEM sont utilisées. On dit qu'il s'agit d'un comportement global, c'est-à-dire que la géométrie, les caractéristiques des matériaux, les conditions aux limites ainsi que les lois de comportement des matériaux interviennent pour la réponse vibroacoustique.

### **Hautes fréquences (HF)**

Dans ce domaine, la réponse vibratoire FRF du système n'a pas de résonance visible. Elle est caractérisée par un chevauchement modal important et une densité modale élevée. Dans ce cas, il est difficile de connaître avec précision les caractéristiques modales des structures. Entre autres, les modes sont très sensibles aux détails structuraux et la réponse FRF sera très sensible à la variabilité et l'incertitude des paramètres géométriques et physiques du problème.

Ici, les longueurs d'onde sont petites par rapport aux dimensions du système, il s'agit d'un comportement local. Qui plus est, la taille et le temps de calcul par la méthode des éléments finis FEM deviennent gigantesques. Pour pallier ce problème dans cette gamme de fréquences, on fait appel à d'autres méthodes comme la méthode statistique énergétique SEA [10].

### **Moyennes fréquences (MF)**

En moyennes fréquences, la réponse vibratoire montre de grandes variations. Le comportement du système peut être élevé ou faible. Le système réagit de deux façons; une partie présente un comportement local tandis que l'autre partie décrit un comportement global. Dans ce cas, il est important de considérer et étudier à la fois, les détails du comportement global (la géométrie, les caractéristiques des matériaux, les conditions aux limites et les lois du comportement des matériaux), ainsi que les détails du comportement local (l'incertitude des paramètres géométriques et physiques du problème). Le problème a été bien étudié par plusieurs chercheurs, dont le but est de combiner les deux méthodes (déterministe par FEM et statistique par SEA) en une seule méthode [11] [12].

La figure 2-6 nous montre les principales classes de modélisation utilisées en vibroacoustique. Elles sont présentées en fonction de la fréquence.

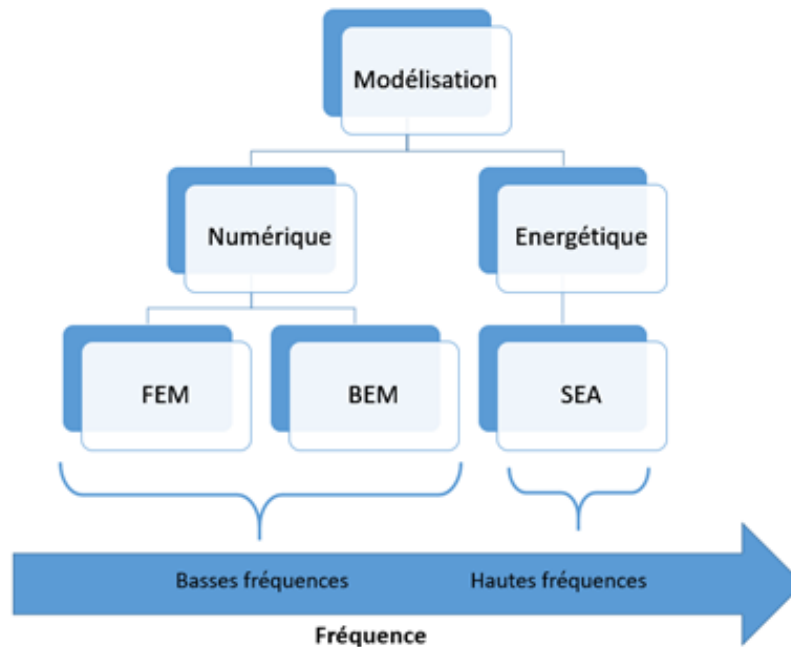


Figure 2-6 Les différentes classes de modélisation (FEM, méthode des éléments finis, BEM, méthode des éléments de frontière, SEA, analyse statistique de l'énergie) [9]

Mon projet de maîtrise se concentrera principalement sur les méthodes numériques FEM et BEM.

## 2.3 La méthode des éléments finis (FEM)

La méthode des éléments finis a été développée dans les années 1940 pour calculer les contraintes et les déformations d'une aile d'avion. Par la suite, elle a été appliquée pour l'analyse acoustique et la résolution des problèmes de bruit et de vibrations. Parmi les premiers chercheurs qui ont développé cette méthode dans ces domaines sont Gladwell [13], Graggs et Kagawa [14], Young & Crocker [15], Nefske et al [16].

La méthode des éléments finis est généralement basée sur une formulation variationnelle. Elle permet de résoudre des équations aux dérivées partielles qui gouvernent un problème donné. Ces équations sont écrites sous la formulation intégrale faible. La méthode consiste à chercher une solution approchée du problème dans des sous-espaces discrets de type éléments finis. Le principe de cette méthode est de discrétiser le domaine en plusieurs sous domaines appelés « éléments », pour lesquels on définit des fonctions d'interpolation appelées fonctions de forme, permettant de faire le lien entre tous les nœuds d'un maillage.

La méthode des éléments finis est robuste et stable, elle permet d'avoir une analyse modale complète. Les codes les plus utilisés (NASTRAN, ANSYS, etc.) sont basés sur la

méthode des éléments finis. La résolution des systèmes complexes par la méthode des éléments finis se fait par des algorithmes directs ou itératifs. Les algorithmes directs sont plus généraux et coûteux, car l'algorithme de calcul prend en charge tous les degrés de liberté du système étudié. Par conséquent, le temps de résolution devient très lourd. Il est avantageux d'effectuer un calcul modal lorsque la structure a un comportement modal [3].

La méthode des éléments finis permet de traiter des géométries complexes et des problèmes d'interactions fluide-structure (couplage entre le déplacement de la structure et la pression acoustique). Dans les problèmes de couplage, on fait appel à une formulation couplée entre les deux domaines, qui nous donne la réponse structurelle et/ou acoustique due à une excitation structurelle et/ou acoustique [17].

$$\begin{bmatrix} [M_s] & 0 \\ \rho_0 [S] & [M_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C] \\ [K_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_f \end{Bmatrix} \quad (2.1)$$

$U$  : le vecteur de déplacement de la structure.  $p$  : la pression acoustique.  $\rho_0$  : masse volumique du fluide.  $[M]$ ,  $[C]$  et  $[K]$  présentent respectivement, les matrices de masse, amortissement et de rigidité.  $[A]$  : la matrice de couplage entre les deux domaines.  $F$  : l'excitation. Les indices  $s$ ,  $f$  présentent respectivement, le domaine structurel et acoustique [17].

Les premiers travaux appliqués dans les habitacles des véhicules ont été basés sur des modèles non couplés avec la FEM [18 — 19]. Par la suite, Yashiro et coll. ont développé un modèle qui tient compte du couplage (entre la structure et la cavité) afin de prédire correctement et avec précision les bruits intérieurs dans l'habitacle du véhicule [20].

Dhandole et Modak ont bien expliqué étape par étape l'évolution scientifique de l'approche de couplage et les applications des problèmes intérieurs par la FEM dans les cabines des véhicules [17].

Généralement, on applique la méthode des éléments finis sur des problèmes intérieurs (cavité) tandis que les méthodes des éléments de frontière sont appliquées dans des problèmes de rayonnement extérieurs non bornés [21 — 23]. Atalla et Bernhard ont détaillé les approches numériques de la méthode des éléments finis et la méthode des éléments de frontière pour des problèmes vibroacoustiques dans le domaine des basses fréquences [24].

Entre autres, Everstine a résumé les formulations par éléments finis pour résoudre divers problèmes, par exemple : le rayonnement acoustique, couplage structure-fluide, etc. [25].

## Critère de convergence

Plusieurs erreurs dans les modèles numériques par FEM peuvent influencer la qualité de la solution du problème. Généralement, il y a trois types d'erreurs (les erreurs de modélisation, de discrétisation et numérique). Dans le cadre des problèmes vibroacoustiques, on s'intéresse à déterminer des indicateurs tels que (le déplacement structurel, la pression acoustique, etc.). Pour assurer la convergence de ces résultats, il faut que le maillage soit raffiné jusqu'à ce que le résultat ne varie pas au-delà d'un pourcentage déterminé par une valeur de tolérance [2]. Le choix du maillage par les éléments finis d'une structure, ou d'une cavité fluide dépend principalement de plusieurs facteurs (tels que la nature du problème physique, la formulation de FEM, la qualité du maillage, le type de l'excitation, le domaine fréquentiel, etc.).

Les éléments couramment utilisés dans les analyses structurelles ou acoustiques sont basés sur des fonctions de forme polynomiales appelées les fonctions de base. Elles sont de types linéaires ou quadratiques pour la plupart des codes commerciaux. Pour des problèmes à deux dimensions (2D), on utilise typiquement des éléments triangulaires et/ou quadrilatéraux et pour des problèmes à trois dimensions (3D), les éléments hexaédriques et tétraédriques sont utilisés [26].

Pour avoir des résultats fiables dans les domaines structuraux et fluides, la meilleure approximation adoptée est au moins six éléments par longueur d'onde pour les éléments linéaires ou bien quatre éléments par longueur d'onde pour les éléments quadratiques. Généralement, les éléments quadratiques sont préférablement utilisés par rapport aux éléments linéaires.

Divers types d'ondes structurelles peuvent exister dans une structure telles que les ondes de flexion, de cisaillement ou encore de compression. Le défi est donc de déterminer la longueur d'onde associée afin d'évaluer ce critère de convergence. Cela nécessite une étude approfondie de la physique du problème avant d'entamer le maillage.

Lorsque les matériaux poreux sont appliqués, il n'y aura pas un critère de discrétisation unique, on commence par un critère et le maillage va être raffiné jusqu'à ce que le résultat ait convergé.

Un autre défi dans la partie de discrétisation est de connecter le maillage aux interfaces qui ont de différentes densités, car les longueurs d'onde dans le milieu structural et le milieu acoustique sont différentes. Généralement, les logiciels numériques par éléments finis (NASTRAN, ANSYS, etc.) résolvent automatiquement ce problème par leurs propres algorithmes.

## 2.4 La méthode des éléments finis de frontière (BEM)

La méthode des éléments finis de frontière BEM est largement utilisée pour prédire le rayonnement acoustique pour des structures vibrantes et pour des domaines bornés et non bornés.

Le principe de la méthode BEM permet d'exprimer le problème vibroacoustique et ses conditions aux limites en termes d'équations intégrales de surfaces [24]. L'avantage des équations intégrales sur d'autres méthodes numériques est le gain d'une dimension d'espace lors de la discrétisation, avec une réduction des inconnues à la frontière du domaine étudié. Elle reste la technique la plus pertinente pour les problèmes de rayonnement acoustique [27 – 28].

Il existe trois classes de la méthode des éléments de frontière [24].

### La méthode des éléments de frontière indirecte (IBEM)

Elle est dérivée de la théorie des potentiels, dans laquelle le champ extérieur est exprimé en termes de simple couche et/ou de double couche sur la surface moyenne et il peut être interprété en tant qu'intégrale en se basant sur le principe de Huygens [29 – 32].

### La méthode des éléments finis de frontière directe (DBEM)

Elle est basée sur l'équation de Helmholtz, c'est la méthode de collocation pour la résolution des équations intégrales. Elle consiste à satisfaire l'équation intégrale pour un ensemble de points sur la surface et est adaptée aux structures de volume fermé [33 – 35].

### La méthode des éléments finis de frontière variationnelle (VBEM)

Elle est formulée soit en termes de problème de frontière directe ou indirecte en utilisant une formulation variationnelle de l'équation intégrale gouvernant la solution sur la frontière. Elle se construit en multipliant l'équation intégrale par une fonction test admissible et en l'intégrant sur toute la surface [24].

Les méthodes des éléments de frontière présentent quelques difficultés en termes de l'élévation des termes singuliers et de la non-unicité de la solution dans certains cas. De plus les formulations DBEM et IBEM présentent des matrices pleines et non symétriques, entièrement dépendantes de la fréquence. En revanche la méthode variationnelle VBEM conduit à un système symétrique, mais le temps de calcul est lourd (puisque'elle nécessite une intégration supplémentaire sur la surface) [24].

Les formulations de la méthode des éléments de frontière BEM même si elles réduisent le problème d'une dimension et en conséquence le nombre de degrés de liberté, elles



engendrent des matrices pleines dues à l'interaction de chaque nœud du maillage avec tous les autres nœuds. En conséquence, la résolution peut être prohibitive en temps de calcul. Contrairement, la méthode des éléments finis (FEM) présente une interaction limitée entre les nœuds, pour cette raison, il est préférable d'appliquer la méthode FEM pour des problèmes acoustiques internes.

Entre autres, la méthode FEM a la capacité de calculer les fréquences naturelles et les déformées modales du problème tandis qu'une analyse classique des modes propres n'est pas possible par la méthode BEM, à cause de la dépendance fréquentielle des matrices qu'elles produisent.

Pour les systèmes vibroacoustiques couplés avec une frontière ouverte ou des systèmes vibroacoustiques couplés intérieur/extérieur, un modèle structurel par la FEM peut être lié à un modèle acoustique par la BEM indirect, résultant en un modèle FEM-BEM couplé. Une description mathématique détaillée de ce modèle est donnée par Mariem et Hamdi [36], Coyette et Fyfe [37] et Jeans et Mathews [38].

## 2.5 Méthodologie de mesure des indicateurs vibroacoustiques

Dans cette partie, une revue de littérature sur les méthodes expérimentales de mesure des indicateurs vibroacoustiques utilisées au cours de ce projet est présentée.

De ce fait, dans le cas de l'excitation aérienne ou acoustique, la perte par transmission est mesurée. Dans le cas d'excitation solidienne ou mécanique, les indicateurs mesurés sont, le facteur d'amortissement structural, et le coefficient de conversion mécanique – acoustique.

### - Perte par transmission

La perte par transmission est un indicateur très utilisé dans le domaine de la vibroacoustique. Il permet aux acousticiens de quantifier la capacité d'un système à isoler deux milieux acoustiques, à la suite d'une excitation aérienne. Ce facteur a été largement étudié au cours des dernières années et a fait l'objet de plusieurs ouvrages de références en la matière [39 – 42].

Ce facteur est obtenu par le rapport entre la puissance transmise et la puissance injectée [9].

$$TL(dB) = 10 \log_{10} \left( \frac{\Pi_t}{\Pi_i} \right) \quad (2.2)$$

Où  $\Pi_i$  et  $\Pi_t$  correspondent respectivement à la puissance injectée et transmise.

Il y a deux méthodes de mesure de la perte par transmission. La première est appelée méthode de pression [43]. Les normes de mesure en laboratoire qui concernent cette méthode sont ISO 140-3, DIN 52 210 Part 3 et ASTM E-90.

La deuxième méthode est appelée méthode intensimétrique et est décrite dans les normes ISO 15186-1 [43]. Cette méthode est celle utilisée dans notre projet. Elle sera en conséquence décrite dans ce qui suit.

Selon la norme de mesure en laboratoire ISO 15186-1 publiée en 1999, la méthode intensimétrique nécessite deux salles, une réverbérante et une anéchoïque, couplées par une fenêtre de transmission dans laquelle est installée la structure à tester, comme la présente la figure 2-7 [43].

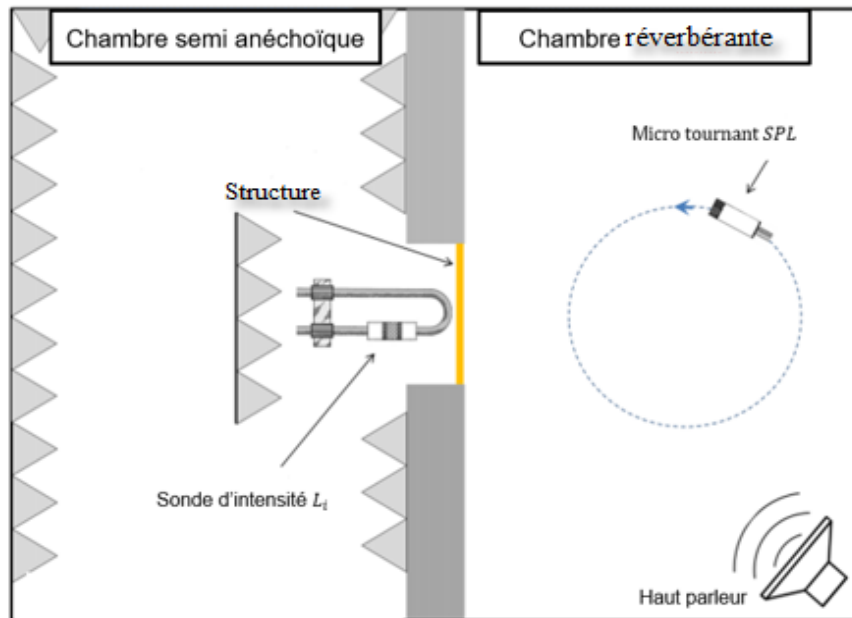


Figure 2-7 Mesure de la perte par transmission : méthode intensimétrique d'une structure [43]

La perte par transmission est donnée par la formule (2.3) [9].

$$TL(dB) = SPL - L_i - 10 \log_{10} \left( \frac{S_t}{S_i} \right) - 6 \quad (2.3)$$

$S_i$  : Surface rayonnante du cadre de la salle anéchoïque.

$S_i$  : Surface de la structure soumise à un champ diffus dans la salle émettrice.

$SPL$  : Niveau de pression sonore dans la chambre réverbérante.

$L_I$  : Niveau d'intensité acoustique moyenné sur la surface du cadre (mesuré dans la chambre anéchoïque).

La mesure consiste à mesurer deux quantités; le niveau de pression sonore  $SPL$  et le niveau d'intensité  $L_I$ . Un champ acoustique diffus est appliqué dans la salle réverbérante où la pression acoustique moyenne est mesurée à l'aide d'un microphone tournant, calibré à 94 dB (1 Pa). L'intensité acoustique transmise dans la salle réceptrice est mesurée à l'aide d'une sonde d'intensité. La mesure du niveau d'intensité est moyennée spatialement et temporellement, tout en balayant verticalement et horizontalement toute la surface de la structure testée ou bien le cadre extérieur fictif [44].

#### - Coefficient de conversion mécanique – acoustique

Le coefficient de conversion mécanique – acoustique est un indicateur vibroacoustique très souvent utilisé pour quantifier les performances d'isolation acoustique d'une structure soumise à une excitation mécanique.

La mesure expérimentale de ce coefficient se ressemble à la mesure du TL. Sauf dans ce cas, la structure est excitée mécaniquement (par un pot vibrant). Ce coefficient est défini comme étant le rapport de la puissance rayonnée «  $\Pi_{ray}$  » sur la puissance injectée dans le système «  $\Pi_i$  » par celui-ci.

$$AMCE(dB) = 10 \log_{10} \left( \frac{\Pi_{ray}}{\Pi_i} \right) \quad (2.9)$$

Où 
$$\Pi_i = \frac{1}{2} \operatorname{Re}(F.V^*) \quad (2.10)$$

Avec  $F$  présente la force injectée dans la structure et  $V^*$  présente le conjugué complexe de la vitesse mesurée au point d'application

La figure 2-8 montre la méthodologie de mesure du AMCE par la méthode intensimétrique d'une structure (bafflée) dans le cas d'une excitation mécanique [45 – 46].

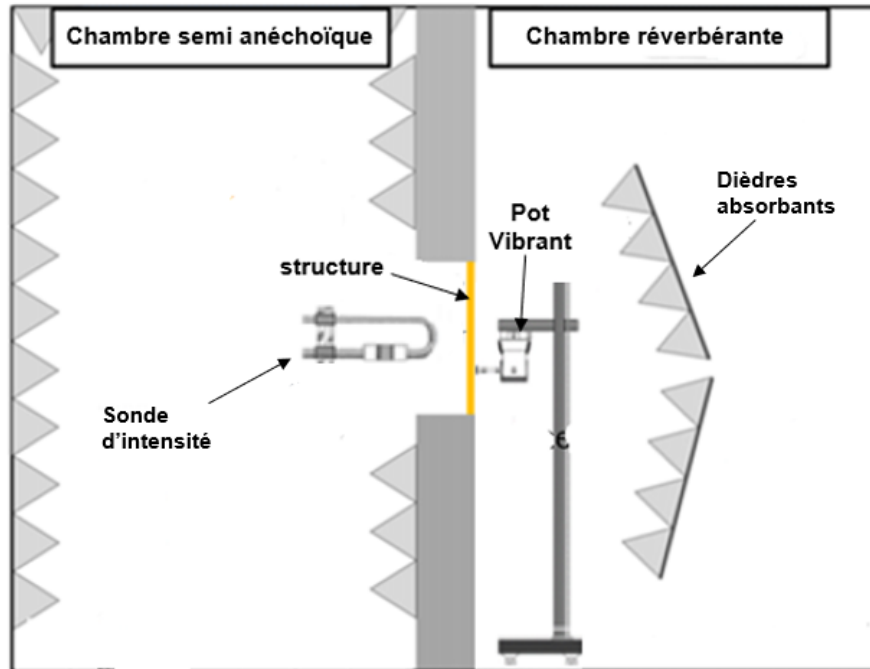


Figure 2-8 Mesure du coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE d'une structure (bafflée) dans le cas d'une excitation mécanique [9]

La mesure du coefficient de conversion mécanique – acoustique par la méthode intensimétrique consiste de monter la structure à étudier dans une fenêtre qui sépare les deux chambres. Un pot vibrant est placé dans la salle émettrice pour exciter mécaniquement la structure. De plus, des dièdres absorbants sont placés derrière la structure pour atténuer les réflexions sur les parois dans la salle émettrice, provoquées par le rayonnement de la structure.

Dans la salle réceptrice, la puissance rayonnée est mesurée à l'aide d'une sonde intensité, en balayant tout le cadre fictif.

#### - Facteur d'amortissement structural

Le facteur d'amortissement structural caractérise la performance de la dissipation de l'énergie mécanique interne d'une structure par rayonnement ou par chaleur. Outre, elle définit l'aptitude d'une structure à diminuer l'amplitude des vibrations. De nombreuses études ont été menées sur la caractérisation expérimentale du facteur d'amortissement [47].

La première méthode est appelée méthode de la largeur de bande à  $-3$  dB. Cette méthode s'applique aux modes de résonance suffisamment séparés en fréquence, obtenus par la mesure de fonction de transfert de la structure (le rapport entre le déplacement et la force) [48]. Ce facteur est obtenu de la façon suivante;

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_0} \quad (2.4)$$

Avec  $f_1$  et  $f_2$  présentent respectivement la fréquence inférieure et supérieure de la résonance pour laquelle l'amplitude est inférieure de 3 dB.

Dans le cas où les modes sont trop rapprochés, où la densité modale est assez élevée, on utilise une deuxième méthode appelée méthode de décroissance temporelle (DRM : Decay rate Method en anglais). Elle est basée principalement sur la mesure de décroissance temporelle de l'amplitude de la structure [49]. Généralement, un impact de large bande (bruit blanc par exemple d'un pot vibrant) est donné à la structure et arrêté brusquement. À cet instant, la mesure de décroissance temporelle est enregistrée et mesurée [9]. Dans ce cas, le facteur est donné par la relation suivante;

$$\eta = 2\zeta = \frac{2,2}{f \cdot T_{60}} \quad (2.5)$$

Où  $T_{60}$  est le temps de réverbération à 60 dB (la durée que met le signal à diminuer de 60 dB par rapport à l'instant de l'arrêt brusque du signal) et  $f$  est la fréquence d'excitation.

La dernière méthode de mesure est appelée méthode de la puissance injectée (PIM : Power Injected Method en anglais). Elle est basée sur un bilan d'énergie de la méthode SEA [50].

$$\langle \Pi_i \rangle_T = \langle \Pi_d \rangle_T = \eta \omega_n \langle E \rangle_T \Rightarrow \eta = \frac{\frac{1}{2} \text{Re}(FV^*)}{\omega_n m \langle V^2 \rangle} \quad (2.6)$$

$\langle \Pi_i \rangle_T, \langle \Pi_d \rangle_T$  correspondent respectivement à la puissance injectée et dissipée dans la structure,  $\omega_n$  pulsation de résonance,  $m$  la masse de la structure et  $\langle V^2 \rangle$  sa vitesse quadratique moyenne.

La puissance injectée est récupérée à partir d'une tête d'impédance d'un pot vibrant (collé sur la structure à étudier), alors que la vitesse quadratique moyenne est mesurée par des accéléromètres ou par un vibromètre laser [9].



## Chapitre 3 Développement et validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en simple paroi sans le châssis

Dans ce chapitre, on présente le modèle numérique du plancher, puis les différentes analyses qui justifient la validation du modèle numérique par rapport aux résultats expérimentaux et montrer les phénomènes cruciaux de cette structure.

Le plancher du véhicule étudié est une pièce complexe, vu sa géométrie qui comporte des raidisseurs, des courbures, des trous comme indiqué dans la figure 3-1. Sa masse réelle est de 5,9 kg. Sa dimension est de 139x84x13 mm. Son épaisseur est variable sur toute la structure, il varie entre 2 mm et 5 mm. Le plancher présente un fort potentiel de générer du bruit dans la cabine.



Figure 3-1 Plancher du véhicule

### 3.1 Développement et validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher dans les conditions aux limites libres

Le but dans cette partie est de valider le modèle libre du plancher avec les mesures expérimentales pour fournir des paramètres clés à un autre étudiant qui développe un modèle SEA du même système.

### 3.1.1 Description du modèle FEM du plancher

La géométrie et le maillage du plancher ont été réalisés sur un logiciel des éléments finis HyperMesh. Le maillage du plancher est composé par des éléments quadratiques QUAD4 et des éléments triangulaires TRIA3. Il contient 64 772 nœuds et 65 150 éléments.

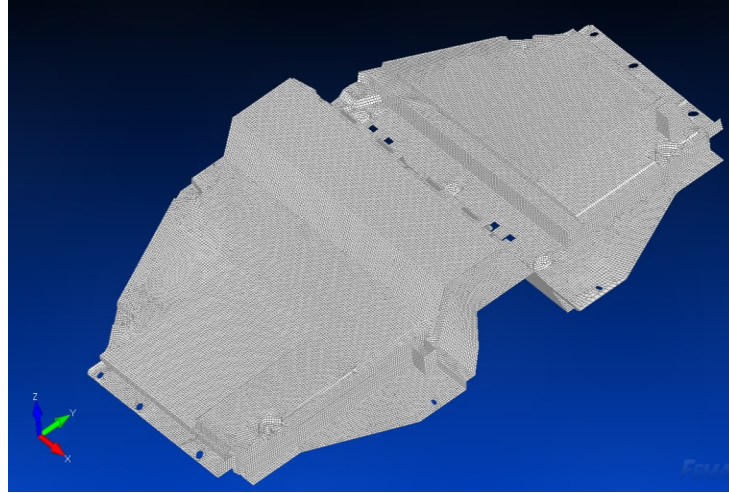


Figure 3-2 Géométrie du plancher maillé – Vue isométrique.

Les propriétés physiques et mécaniques du plancher sont données par le fournisseur, elles sont présentées dans le tableau 3-1.

Tableau 3-1 Tableau résumé les propriétés mécaniques du plancher

Les propriétés mécaniques	Module de Young [GPa]	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]	Coefficient du Poisson	Épaisseur [mm]
Valeurs	1,48	853,89	0,45	4

Dans cette partie, on a développé un modèle purement vibratoire du plancher qui est basé sur un calcul modal. De ce fait, on lance une analyse modale sur un logiciel NX Nastran du FEMAP sur une plage fréquentielle comprise entre 0 et 2000 Hz et dans les conditions aux limites libres. Le calcul montre la présence de 821 modes sur cette plage fréquentielle d'études. Cette base modale sera utilisée dans la suite pour calculer la réponse vibratoire du plancher sur un autre logiciel LMS Virtual Lab, telle que la mobilité d'entrée. Elle est par définition le rapport entre la vitesse de sortie du plancher et la force injectée au même point, comme indiqué dans l'équation (3.1) [9].



$$Q(\omega) = \frac{V}{F} \quad (3.1)$$

Où :  $Q(\omega)$  mobilité d'entrée du système,  $V$  : Vitesse du point d'excitation de la structure,  $F$  : Force appliquée au point d'excitation de la structure

Quatre nœuds ont été choisis sur le modèle, comme les montrent les figures 3-3 à 3-6, afin de déterminer les mobilités d'entrées qui seront validées dans la suite.

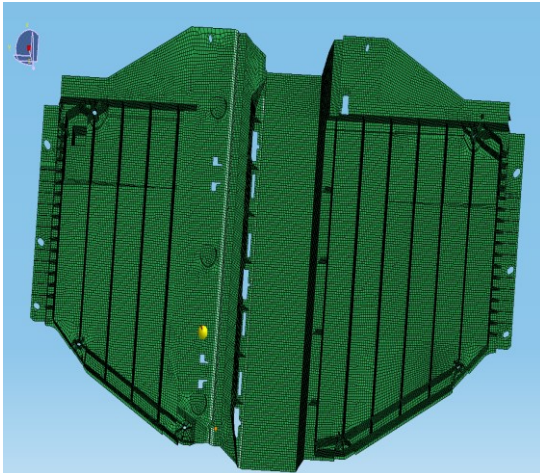


Figure 3-3 Force ponctuelle appliquée sur le plancher au point 1

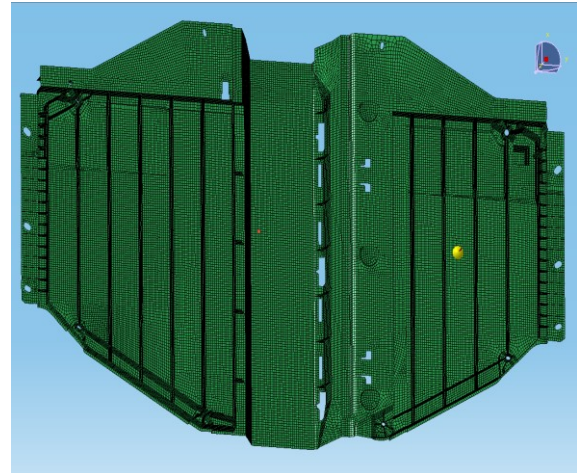


Figure 3-4 Force ponctuelle appliquée sur le plancher au point 2

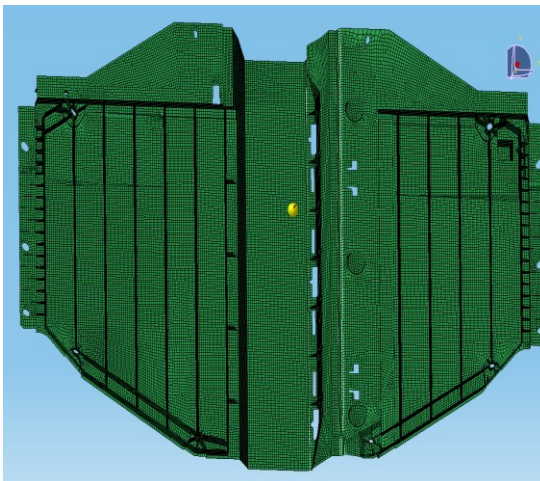


Figure 3-5 Force ponctuelle appliquée sur le plancher au point 3

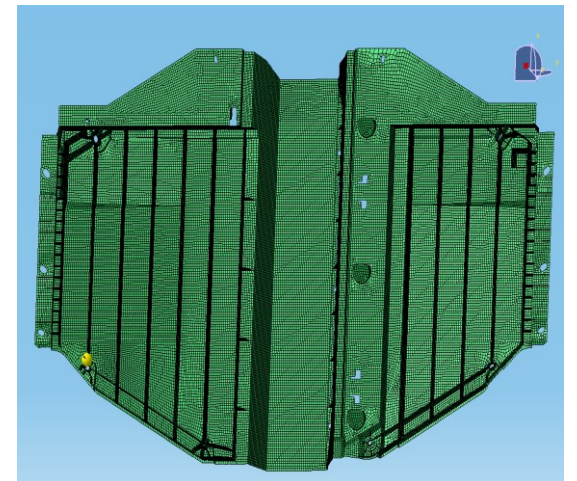


Figure 3-6 Force ponctuelle appliquée sur le plancher au point ID 4

Avant de lancer le calcul vibratoire, une rectification de l'amortissement s'avère nécessaire pour alimenter le modèle numérique. On réalise une mesure d'amortissement

du plancher par la méthode des poutres d'Oberst, selon la norme ASTM E756-05 [51]. Puis, on traite les fonctions du transfert mesurées (Accélération/Force) sur un code MATLAB basé sur la méthode de -3 dB.

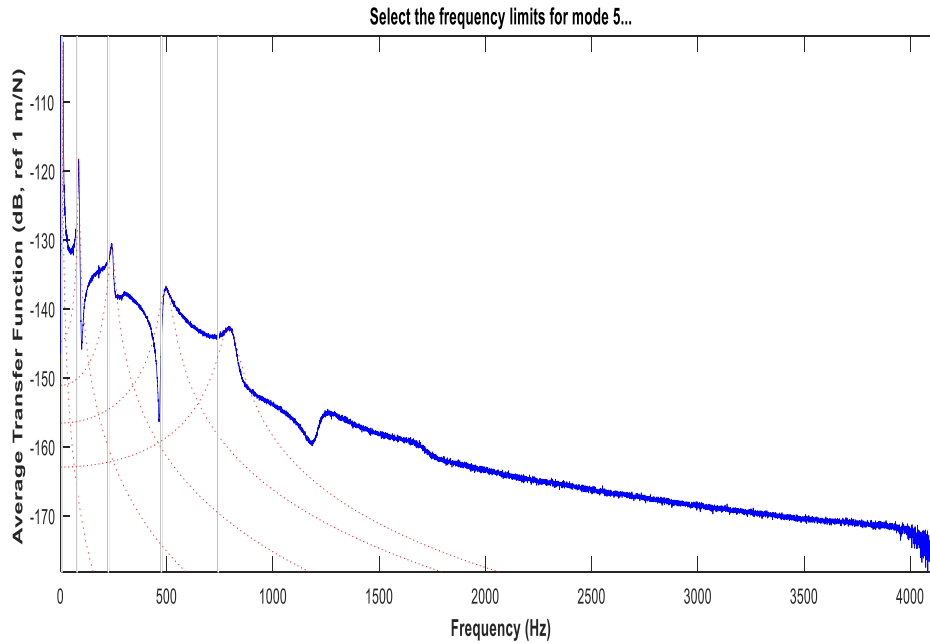


Figure 3-7 Détermination de l'amortissement structural du plancher avec la méthode de -3 dB via les fonctions de transfert mesurées sur des poutres d'Oberst

Cette démarche est effectuée sur les 5 premières modes de la poutre, elle nous permet de déterminer l'amortissement structural du plancher qui vaut :  $\eta = 8\%$ .

Cet amortissement est injecté partout dans tous les modes propres.

### 3.1.2 Validation expérimentale du modèle FEM du plancher dans les conditions aux limites libres

En ce qui concerne les mesures expérimentales, on met en place le plancher dans la chambre semi-anéchoïque du GAUS, suspendu au moyen de cordes élastiques et excité par un pot vibrant relié à une tête d'impédance [52], comme le montre la figure 3-8. Le pot vibrant est placé au même endroit que les nœuds dans le modèle numérique.

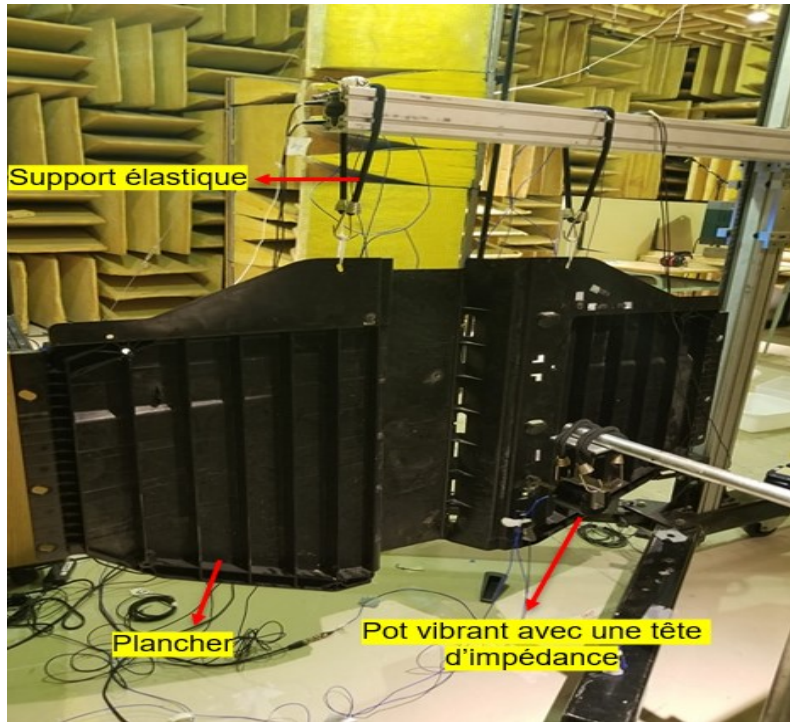


Figure 3-8 Montage utilisé pour la mesure de la mobilité d'entrée du plancher

### - Résultats

Les figures 3.9 à 3.12 présentent les résultats numériques et expérimentaux obtenus pour les mobilités d'entrée dans les quatre points.

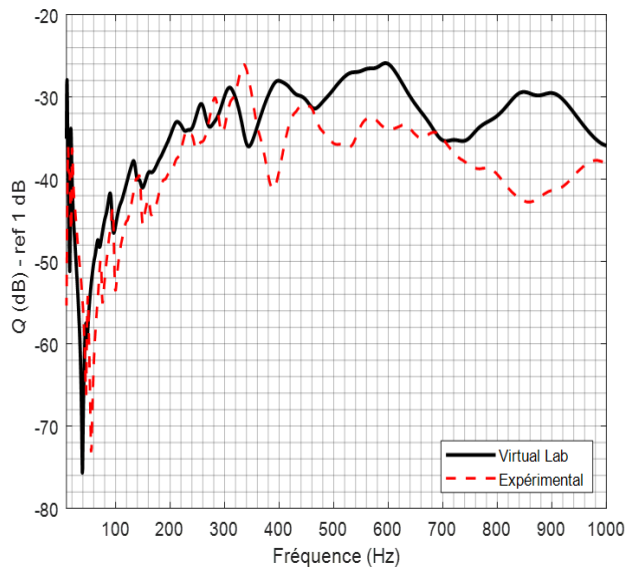


Figure 3-9 Mobilité d'entrée au point 1

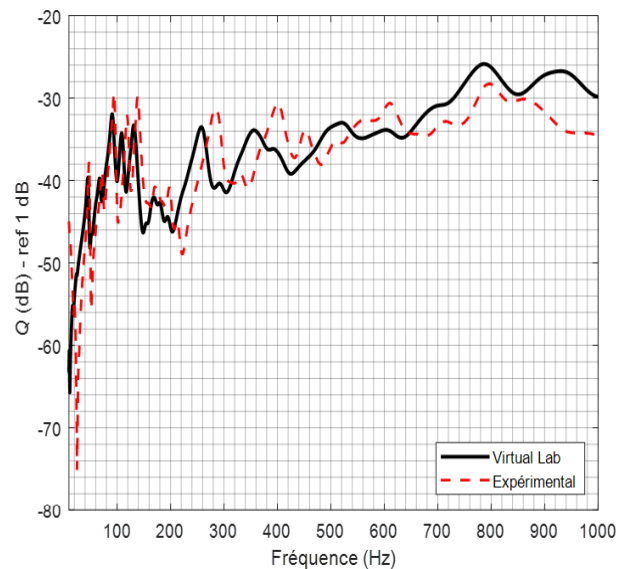


Figure 3-10 Mobilité d'entrée au point 2

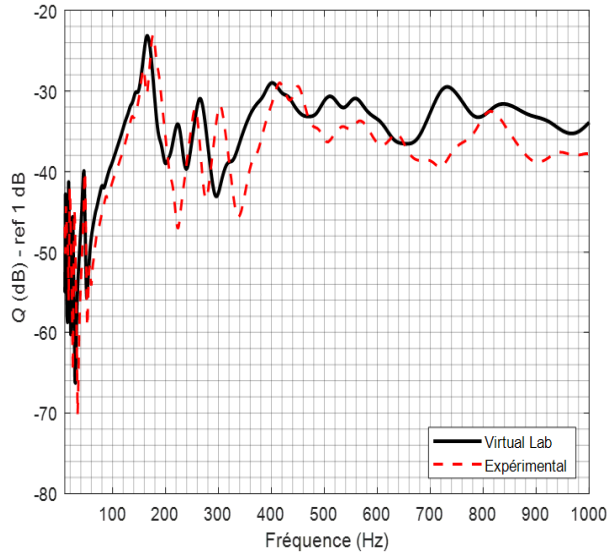


Figure 3-11 Mobilité d'entrée au point 3

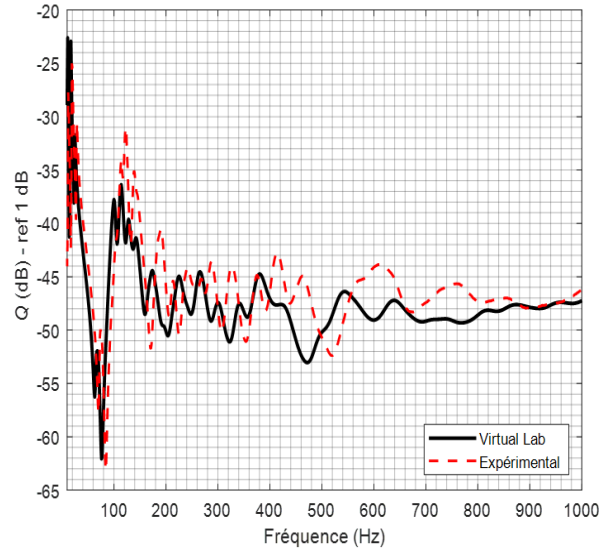


Figure 3-12 Mobilité d'entrée au point 4

D'après les résultats, on constate que les tendances sont proches entre les mobilités d'entrées numériques dans les quatre nœuds et les résultats expérimentaux.

On peut remarquer qu'il y a des différences d'amplitude aux pics, ce qui provient du taux d'amortissement appliqué dans le modèle. En effet, le taux de 8 % d'amortissement mesuré est une moyenne sur les fréquences, alors qu'en réalité, il varie. De plus, lorsqu'on monte en fréquence, on constate qu'il y a un décalage fréquentiel entre les résultats numériques et expérimentaux, ce qui provient de la différence de masse entre le plancher réel et le modèle numérique. Dans le modèle numérique, on considère une épaisseur constante de 4 mm sur toute la géométrie. Tandis que, l'épaisseur réelle du plancher varie entre 2 et 5 mm

### 3.1.3 Identification des paramètres à la SEA

Après avoir validé expérimentalement le modèle numérique FEM du plancher dans le cas libre. On va chercher des paramètres tels que la densité modale et l'efficacité de rayonnement à partir du modèle FEM du plancher pour alimenter un modèle SEA du même système développé par un autre étudiant.

#### - Densité modale

La méthode la plus simple pour estimer numériquement la densité modale est d'effectuer une série de relevés de mobilité d'entrée du plancher [53]. Dix points ont été choisis aléatoirement pour déterminer la densité modale qui est proportionnelle à la moyenne de mobilité.



De ce fait, une analyse modale est lancée sur une plage fréquentielle comprise entre 0 et 3000 Hz cette fois-ci. Par la suite, une réponse vibratoire du plancher dans le cas libre est faite dans chaque point, basée sur l'analyse modale, en appliquant un amortissement de 8 %.

La densité modale est obtenue de la façon suivante [9];

$$n(\omega) = 4M \operatorname{Re}[Q(\omega)] \quad (3.2)$$

Où  $n(\omega)$  : densité modale du système  $Q(\omega)$  : mobilité d'entrée du système et  $M$  : Masse totale du plancher

#### - Efficacité de rayonnement

Pour déterminer numériquement l'efficacité de rayonnement du plancher, on s'intéresse à développer un modèle FEM/BEM basé sur un calcul modal. La structure du plancher est en éléments finis, tandis que le fluide du plancher est présenté par la méthode BEM.

Le modèle nécessite une analyse modale qui sera utilisée dans la suite pour calculer la réponse forcée. Ensuite, la réponse vibratoire va être considérée comme une source acoustique.

La figure 3-13 montre la démarche générale d'un problème du rayonnement du plancher [2].

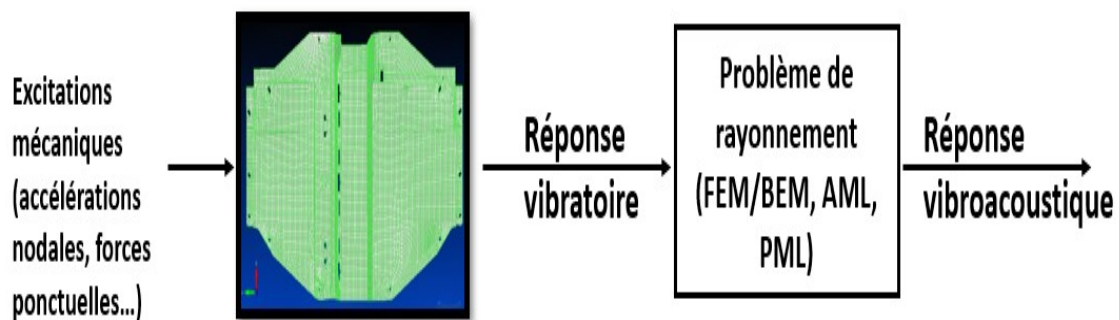


Figure 3-13 Démarche d'un problème du rayonnement du plancher [2]

Le maillage du fluide du plancher est très simplifié par rapport au maillage structural du dernier. Comme le montrent les figures 3-14 et 3-15, tous les détails dans la géométrie du plancher ont été ignorés, sauf les raidisseurs principaux sont présentés.

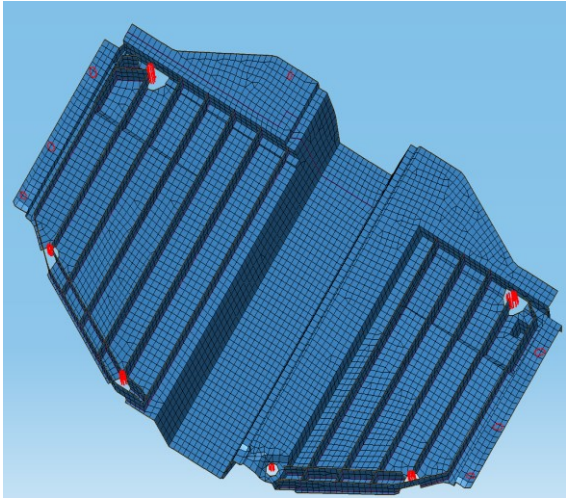


Figure 3-14 Maillage du fluide (simplifié et valable jusqu'à 3KHz)

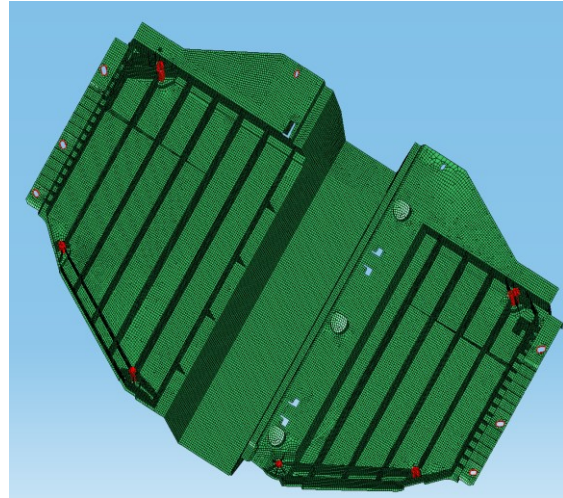


Figure 3-15 Maillage structural du plancher

Étant donné que, les longueurs d'onde acoustiques sont plus grandes que les longueurs d'onde structurales pour faire plus d'économies au niveau du degré de liberté et pour passer le calcul sur moins des nœuds dans la face fluide.

#### - Résultats

Les calculs numériques ont été réalisés en bande fine, puis ils sont moyennés en fréquences et sur les 10 points.

Les figures 3-16 et 3-17 présentent respectivement la densité modale et l'efficacité de rayonnement du plancher, dans les conditions libres. Les résultats sont présentés en 1/3 Octave.

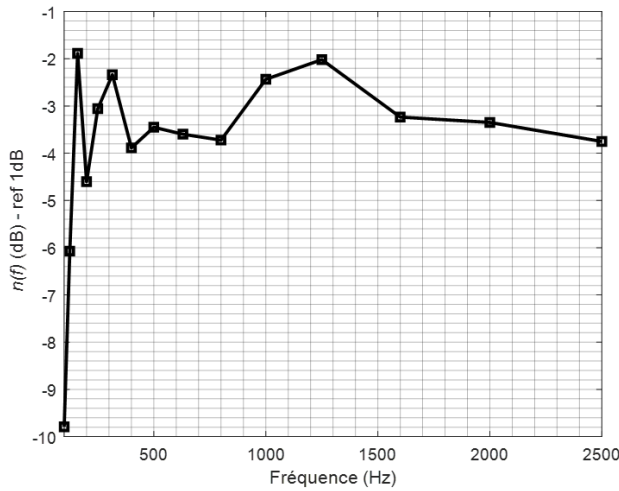


Figure 3-16 Moyenne spatiale et fréquentielle de la densité modale numérique du plancher

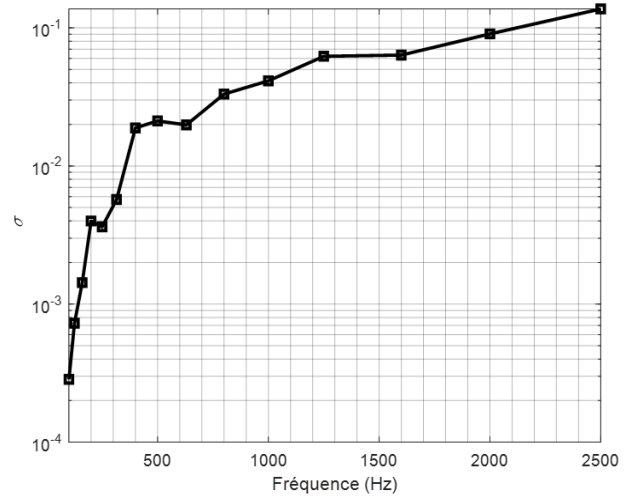


Figure 3-17 Moyenne spatiale et fréquentielle de l'efficacité de rayonnement numérique du plancher

### 3.1.4 Effet acoustique des raidisseurs

Dans la partie 3.1.3, le fluide du modèle FEM/BEM est modélisé par les raidisseurs principaux. Tous les détails dans la géométrie du plancher ont été ignorés.

Dans cette étude, on s'intéresse à étudier la contribution des raidisseurs dans le rayonnement acoustique. De ce fait, on a développé un deuxième modèle (FEM /BEM) du plancher dans le cas libre, non bafflé, et mouillé dans les deux côtés, en se basant sur la démarche décrite dans la partie 3.1.3. Dans ce modèle, le fluide est modélisé par une surface qui ne contient pas les raidisseurs principaux, comme indiqué dans la figure 3-18. Cependant, les raidisseurs sont toujours présents dans le calcul vibratoire.

Pour le premier modèle qui a été développé dans la section 3.1.3, le fluide du plancher est basé sur le même modèle vibratoire, qui a toujours les raidisseurs principaux, comme le montre la figure 3-14.

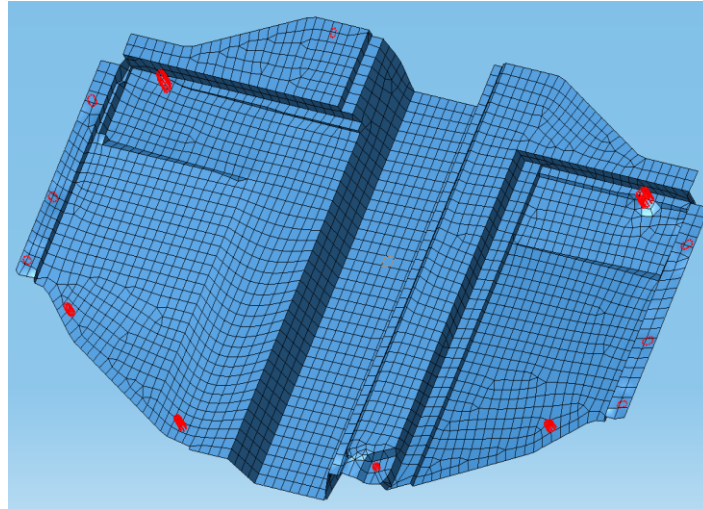


Figure 3-18 Plancher – Partie du rayonnement (fluide) sans les raidisseurs

La figure 3-19 représente le résultat de la puissance rayonnée dans les bandes de fréquences en tiers d'octave, obtenu par le premier modèle (avec raidisseurs) et par le cas du modèle 2 (sans raidisseurs). De plus, on a comparé les niveaux globaux de la puissance rayonnée pour les deux cas.

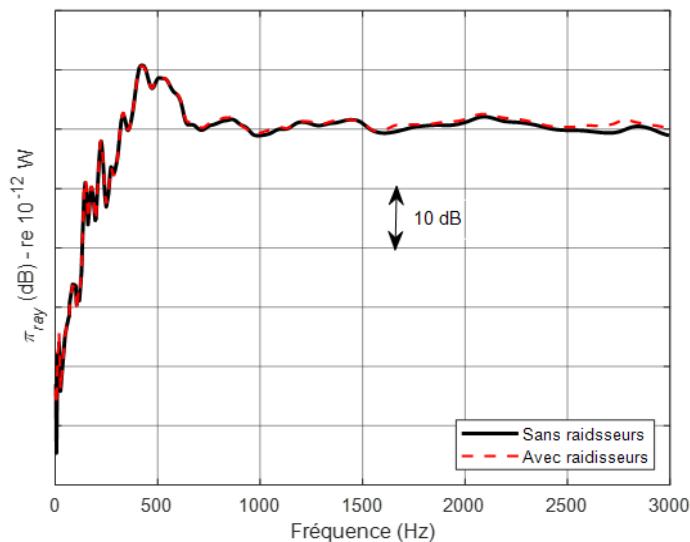


Figure 3-19 Comparaison de la puissance rayonnée du plancher dans les conditions aux limites libres pour le cas sans les raidisseurs versus le cas avec les raidisseurs.

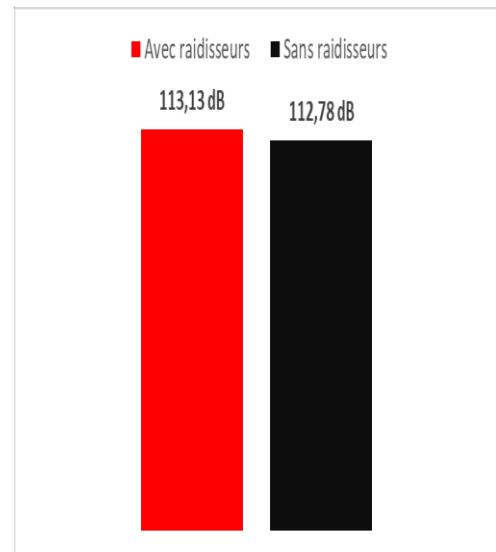


Figure 3-20 Comparaison des niveaux globaux de la puissance rayonnée pour le cas sans les raidisseurs versus le cas avec les raidisseurs

D'après la figure 3-20, on constate que le niveau global de la puissance rayonnée du modèle FEM/BEM du plancher, dont les raidisseurs principaux sont présentés dans la partie fluide est 113,1 dB. Tandis que le niveau global du deuxième cas, dont les



raidisseurs majeurs sont ignorés dans la partie fluide est 112,8 dB. La différence entre les niveaux globaux dans les deux modèles n'est pas considérable, elle est de l'ordre de 0,3 dB. On peut affirmer alors que les raidisseurs n'ont pas un effet sur le rayonnement en basses fréquences [0 Hz à 3 kHz].

Cette interprétation numérique sur le rayonnement des raidisseurs sera vérifiée expérimentalement dans la section 3.3.4.

## 3.2 Développement du modèle FEM/BEM du plancher dans les conditions opérationnelles

En réalité, le plancher n'est pas excité par des forces arbitraires aux nœuds. Cependant, il est excité mécaniquement aux points d'ancrage. Une mesure est faite sur les excitations réelles du plancher dans les conditions opérationnelles à plusieurs régimes. Ces excitations réelles sont mesurées à l'aide des accéléromètres placés aux points d'ancrage, comme le montrent les figures 3-21 et 3-22.



Figure 3-21 Mesure des accélérations réelles (côté conducteur)

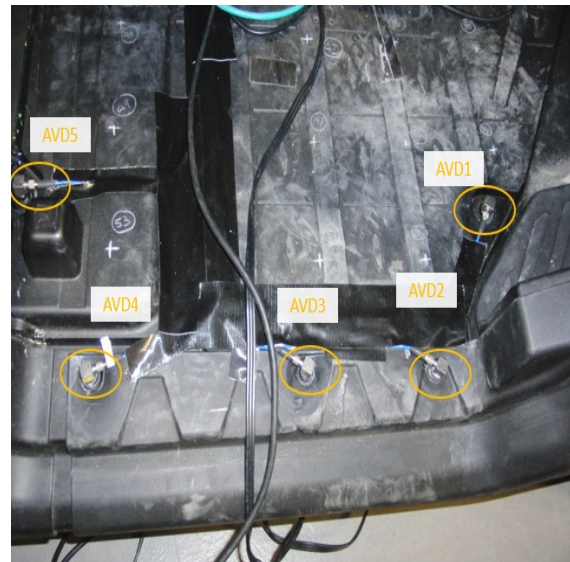


Figure 3-22 Mesure des accélérations réelles (côté passager)

Dans la partie numérique, on s'intéresse aux spectres des accélérations, qui engendrent le maximum de bruit puisqu'on cherche à réaliser l'optimisation acoustique dans le pire cas. Le but de cette étude est (i) de prédire numériquement le comportement vibroacoustique du plancher dans les conditions opérationnelles et (ii) de chercher une solution de réduction du bruit.

Le modèle FEM/BEM du plancher sans traitement acoustique (cas de référence) est développé, en se basant sur la même démarche décrite dans la partie 3.1.3. De ce fait, une réponse vibratoire du plancher dans les conditions aux limites réelles est lancée, sur une plage fréquentielle comprise entre 0 Hz et 3000 Hz. Les accélérations mesurées ont été imposées aux nœuds indiqués dans la figure 3-23. Puis la réponse vibratoire va être considéré comme une source acoustique dans le modèle FEM/BEM afin de prédire la réponse vibroacoustique.

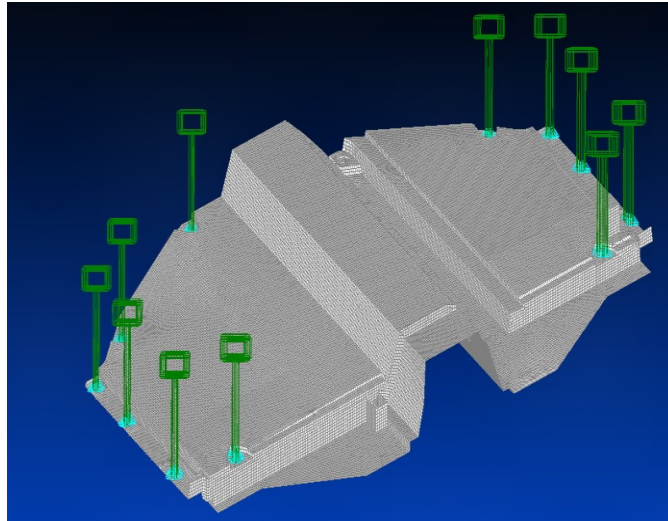


Figure 3-23 Accélérations réelles imposées dans le modèle numérique du plancher

La figure 3-24 présente le résultat de la puissance rayonnée du plancher nu.

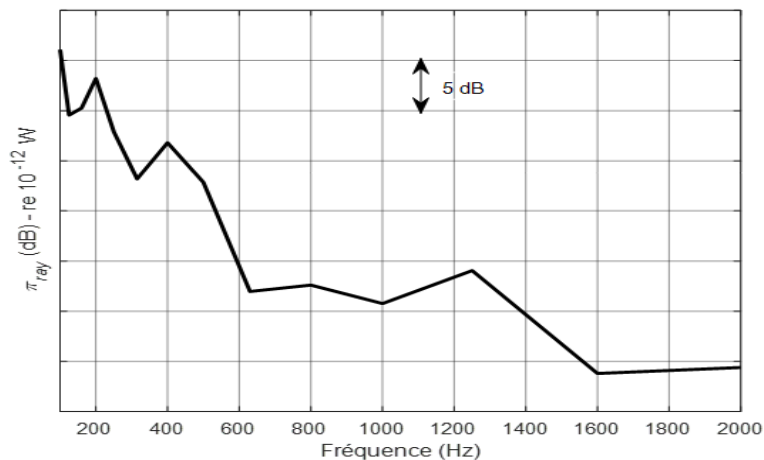


Figure 3-24 Puissance rayonnée du plancher nu dans les conditions opérationnelles

D'après la figure 3-24, on constate que la puissance rayonnée par le plancher est importante. À 100 Hz, la puissance est 66 dB puis diminue à 34 dB à 2KHz. Le niveau global du plancher nu dans les conditions opérationnelles est de l'ordre de 83,4 dB.

Afin de réduire la puissance rayonnée par le plancher en basses fréquences sous les excitations réelles, l'ajout d'un matériau amortissant en complément de résisto double couche est envisagé. De ce fait, on a choisi deux configurations pour appliquer le traitement. Dans le premier cas, le résisto est appliqué partout sur le plancher, comme le présente la figure 3-25. Tandis que dans la deuxième configuration, le résisto est appliqué partiellement d'une façon non équitable, entre chaque deux nervures du plancher dans les deux côtés (conducteur et passager), comme le montre la figure 3-26. La motivation de mettre plus de résisto dans le côté du passager par rapport au côté du conducteur est expliquée par le fait que la partie du passager rayonne plus que la partie du conducteur. Cette interprétation sera abordée dans les sections 3.3.3 et 4.2.1.

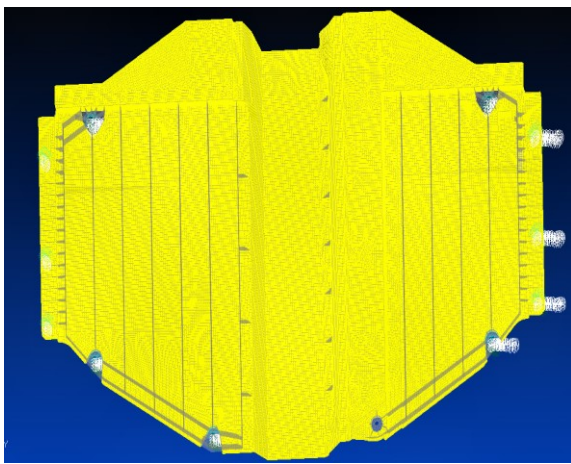


Figure 3-25 Plancher avec traitement acoustique partout « Résisto double couche »

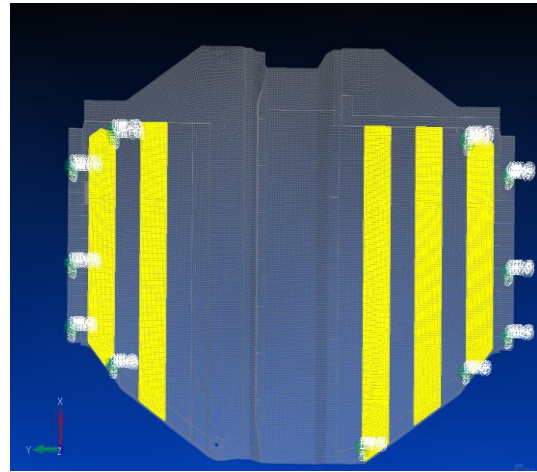


Figure 3-26 Plancher avec traitement acoustique partiel « Résisto double couche »

Les propriétés physiques et mécaniques du résisto double couche sont données dans le tableau 3-2 [55].

Tableau 3-2 Tableau résumé les propriétés mécaniques du résisto double couche [54]

Les propriétés mécaniques	Module de Young [GPa]	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]	Amortissement structural $\eta$ [%]	Épaisseur [mm]
Valeurs	6,16	964	2,24	2

Les résultats de la puissance rayonnée sont présentés dans la figure 3-27, dans le cas du plancher nu, plancher avec résisto partout et plancher avec résisto partiel.

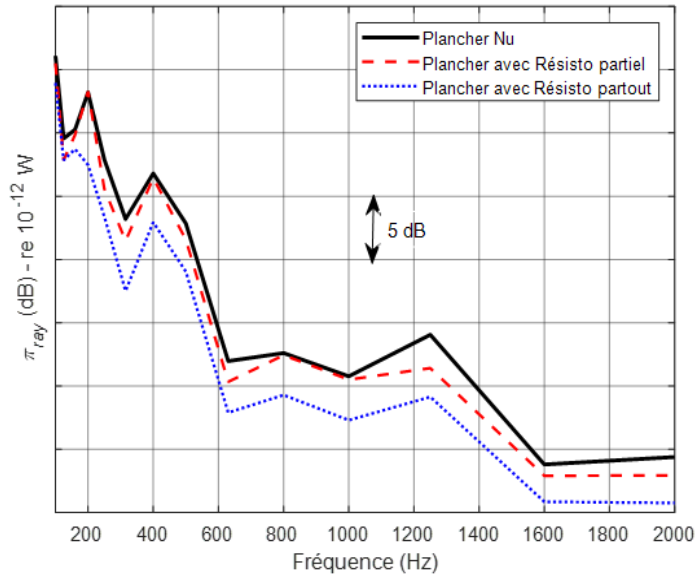


Figure 3-27 Comparaison des puissances rayonnées du plancher dans les différents cas

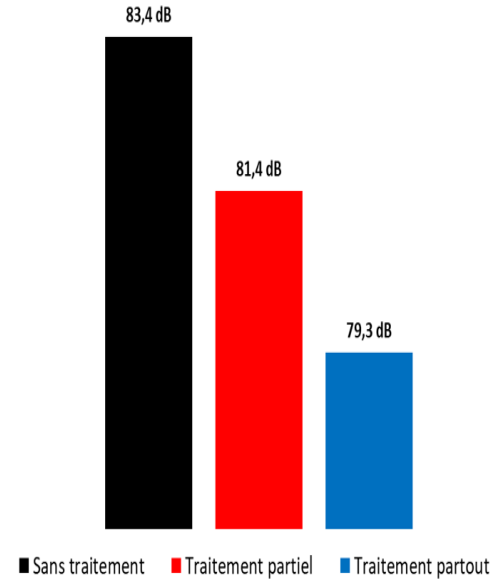


Figure 3-28 Comparaison de niveau global des puissances rayonnées du plancher dans les différents cas

D'après les figures 3-27 et 3-28, le cas partiel montre une amélioration très légère par rapport au cas nu. On observe que les amplitudes aux pics 125 Hz, 315 Hz, 630 Hz, 1250 Hz, 1600 Hz et 2000 Hz sont diminuées d'environ 1 dB à 2 dB par rapport au cas du plancher nu. Le niveau global dans ce cas est 81,4 dB, donne une isolation de 2 dB par rapport au niveau global du cas nu qui est égal à 83,4 dB. Tandis qu'avec le traitement partout, la réduction est > 4 dB dans toutes les bandes centrales de tiers d'octaves par rapport au cas de référence. Dans cette étude, le cas optimal peut se virer entre les deux configurations du traitement partiel et total.

Cependant, ça sera intéressant de déterminer une cartographie de l'énergie de déformation en fonction de l'excitation, dont le but est de placer correctement le traitement acoustique.

## 3.3 Développement et validation expérimentale de la perte par transmission du plancher

### 3.3.1 Description du modèle numérique FEM du TL du plancher

Il y a deux façons pour calculer numériquement la perte par transmission avec la méthode des éléments finis; soient par un modèle basé sur un calcul direct. Dans ce cas, le temps de calcul devient énorme. Ou bien, par un modèle d'ordre réduit basé sur un calcul modal. L'efficacité de ce modèle d'ordre réduit ainsi que son faible coût de calcul sont les principaux avantages.

Dans ce cadre, nous avons développé dans Virtual Lab, un modèle FEM du TL du plancher qui est présenté par un modèle vibroacoustique de superposition modale, comme l'illustré dans la figure 3-29. Ce modèle nécessite le calcul des modes structuraux du plancher.

Le calcul de la perte par transmission consiste à déterminer deux quantités; la puissance injectée et la puissance rayonnée par la structure. De ce fait, dans le modèle, on a créé deux cavités acoustiques couplées avec la structure étudiée. Une cavité émettrice, dans laquelle on applique un champ d'excitation diffus sur le plancher, pour récupérer la puissance injectée à travers la surface couplée entre la cavité émettrice et le plancher. Une deuxième cavité qui est réceptrice sert à déterminer la puissance rayonnée sur la surface de couplage entre la cavité réceptrice et le plancher.

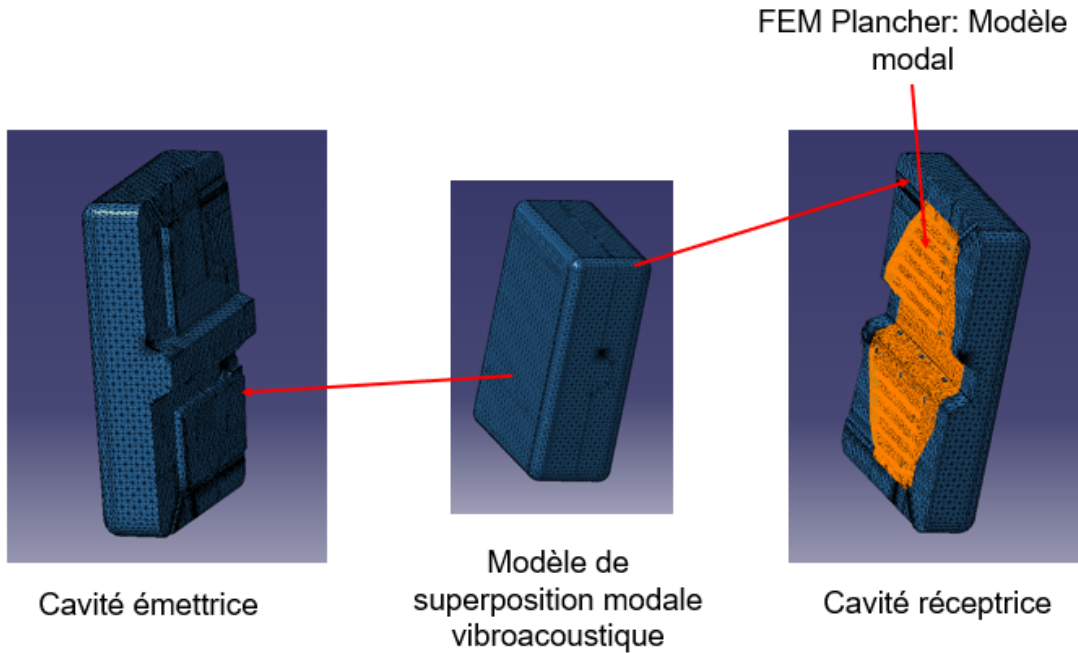


Figure 3-29 Modèle vibroacoustique du TL du plancher en simple paroi, sans le châssis

Pour aller plus en détails, le modèle FEM du TL du plancher en simple paroi est développé de la façon suivante;

#### - Analyse modale du système

Le plancher est représenté par sa base modale et son amortissement structural. L'analyse modale du plancher encastrée via ces points d'ancrage est lancée sur une plage fréquentielle comprise entre 0 et 3 kHz. Le calcul fournit 1258 modes dans cette plage fréquentielle d'études. Puis l'amortissement structural du plancher est injecté aux modes propres de l'analyse modale du plancher. L'amortissement structural du plancher est obtenu expérimentalement. Il sera expliqué dans la partie 3.3.2.

#### - Modélisation des cavités acoustiques

Les deux cavités acoustiques sont modélisées dans l'environnement CATIA V5, puis maillées avec des éléments tétraédriques linéaires, en se basant au critère de maillage acoustique; six éléments par longueurs d'onde, comme mentionnés dans la formule (3.4).

$$d \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{c}{6f_{\max}} \quad (3.4)$$

Avec :



$d$  : taille de l'élément,  $c$  : célérité de l'air ( $c = 340$  m/s) ,  $f_{max}$  : fréquence maximale du maillage ( $f_{max} = 3000$  Hz),  $\lambda$  : longueur d'onde acoustique

#### - Couplage fluide — structure

Le couplage fluide structure est faite uniquement entre le plancher et les faces de couplage des cavités acoustiques (émettrice et réceptrice), comme le présentent les figures 3-30 et 3-31. On tient compte juste des faces du fluide qui ont la même forme que le plancher pour faire la connexion entre la structure et le fluide.

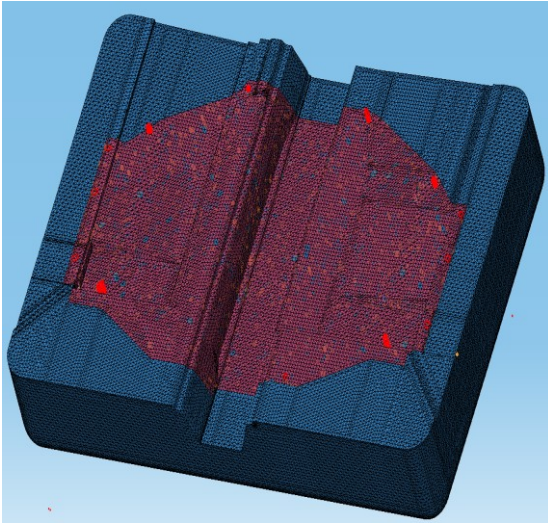


Figure 3-30 Couplage entre le plancher et la cavité réceptrice

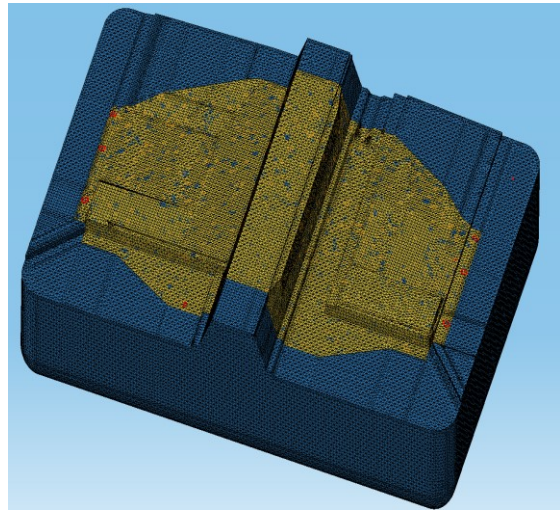


Figure 3-31 Couplage entre le plancher et la cavité réceptrice

Dans Virtual Lab, les connexions entre les nœuds structuraux et les nœuds acoustiques se fait grâce aux algorithmes développés dans le logiciel LMS Virtual Lab. Toute une théorie appelée « Mapping Mesh » est implantée dans le logiciel Virtual Lab pour faire les connexions. Cette théorie définit la manière dont les valeurs (telles que les vitesses) doivent être transférées d'un maillage à l'autre, en liant les nœuds sources (de la structure) à un ou plusieurs nœuds cibles (du fluide).

Dans notre cas, on a utilisé l'algorithme « Maximum distance algorithm ». Il est basé sur un rayon maximal  $R$ ; seuls les nœuds du maillage structural situés à l'intérieur d'une sphère de rayon  $R$ , centré sur le nœud acoustique sont pris en compte, comme le présente dans la figure 3-32 [55].

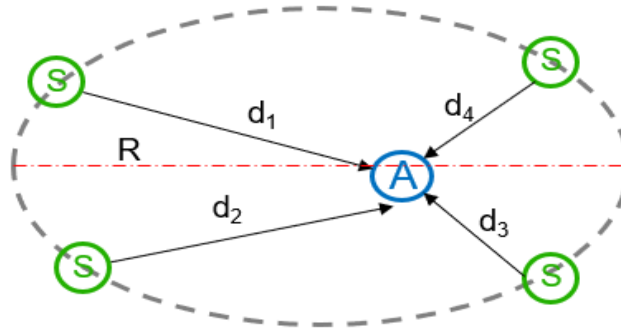


Figure 3-32 Principe de la théorie du couplage fluide – structure par la méthode « maximum distance algorithm » [55]

Le transfert des données structurales aux nœuds acoustiques se fait uniquement sur les faces sélectionnées. De ce fait, le calcul sur Virtual Lab se fait uniquement sur les nœuds sélectionnés. Le reste est supposé négligeable dans le calcul, il est présenté comme étant un baffle rigide, présenté dans la figure 3-33.

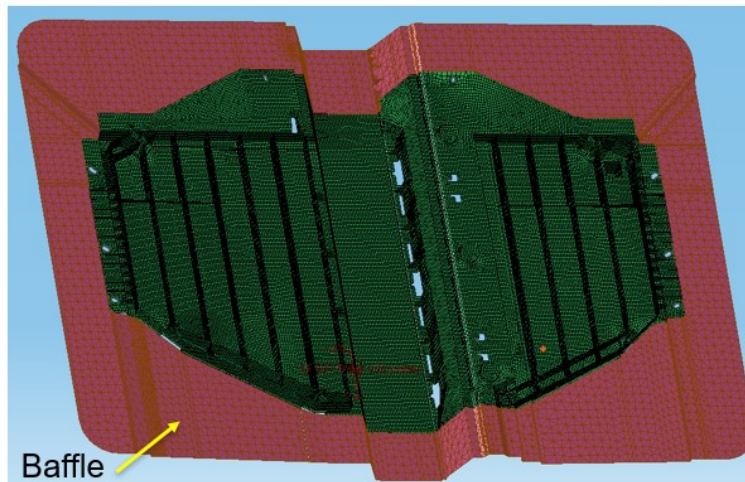


Figure 3-33 Système simple paroi bafflée

#### - Condition aux limites sur les fluides et sur l'excitation

On applique la propriété « Automatically Matched Layer : AML ; en anglais » sur les faces supérieures des cavités acoustiques pour ne pas avoir des réflexions des ondes acoustiques sur la structure, comme le montre la figure 3-34. Généralement, le AML est utilisé pour représenter une condition aux limites non réfléchissante, telle qu'une terminaison de canal anéchoïque (conduit semi-infini).



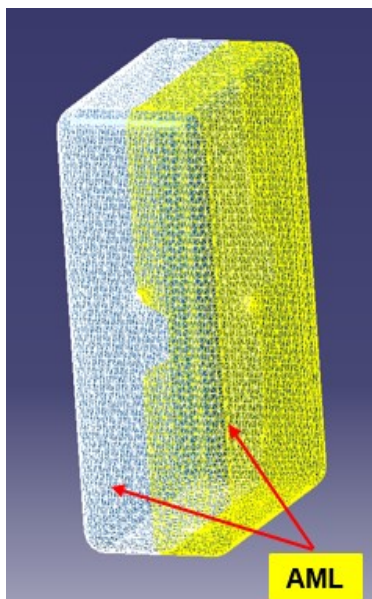


Figure 3-34 Application du AML sur les faces des cavités acoustiques

Ensuite, on crée un champ diffus à travers un ensemble des ondes planes qui va exciter le côté plane du plancher.

Le résultat numérique de la perte par transmission du plancher sera présenté dans la suite.

### 3.3.2 Mesure expérimentale de la perte par transmission

#### - **Présentation du montage et mesure de la perte par transmission du plancher en simple paroi**

Le montage a été fait dans le laboratoire du GAUS. Dans un premier lieu, le plancher est monté dans une fenêtre de transmission, de façon qu'il soit parfaitement aligné avec le mur de la salle réverbérante. Le plancher est encastré sur des panneaux de bois par des vis à chaque point de montage. Le reste de la fenêtre de transmission est obstruée avec des panneaux de bois et de gypse. Le tout est rempli de matériaux absorbants avec la laine de roche pour assurer une isolation acoustique maximale. Les panneaux de bois dans le côté de la chambre semi-anéchoïque sont masqués par une double couche d'une mousse polyuréthane (barymat), comme le montre la figure 3-35, afin d'assurer que la puissance rayonnée provient uniquement du plancher et non des parois de la niche. Dans le côté de la chambre réverbérante, les panneaux de bois sont masqués par un ruban adhésif d'aluminium, comme illustré dans la figure 3-36. Les bords du plancher sont appuyés sur un joint de néoprène.



Figure 3-35 Vue du montage du plancher  
— côté anéchoïque



Figure 3-36 Vue du montage du plancher  
— côté réverbérant

#### - Perte par transmission du plancher sans traitement acoustique

La mesure de la perte par transmission du plancher nu, en simple paroi, sans le châssis, est basée sur la méthodologie qui a été décrite dans la section 2.5 de l'état de l'art. Tous les micros utilisés dans cette mesure sont calibrés à 94 dB à 1KHz. Les micros utilisés dans la sonde B & K sont ½ pouce de diamètre avec un espacement de 12 mm entre les deux microphones. Toutes les mesures dans ce mémoire ont été enregistrées sur le système d'acquisition LMS TESTLAB par un analyseur de 1/3 Octave.

Cette mesure est valide à partir d'une fréquence spécifique appelée la fréquence de Schroeder [56]. À partir de cette fréquence, le champ est diffus dans la chambre réverbérante. La fréquence de Schroeder est donnée par la formule (3.3).

$$F_{Schroeder} = 2000 \sqrt{\frac{T}{V}} = 370 \text{ Hz} \quad (3.3)$$

Où  $T$  présente le temps de réverbération de la salle émettrice et  $V$  présente le volume de la salle réverbérante.

Le résultat de la perte par transmission du plancher nu, en simple paroi, sans le châssis est présenté sur la figure 3-37 et dans la plage fréquentielle [100 Hz – 8000 Hz].

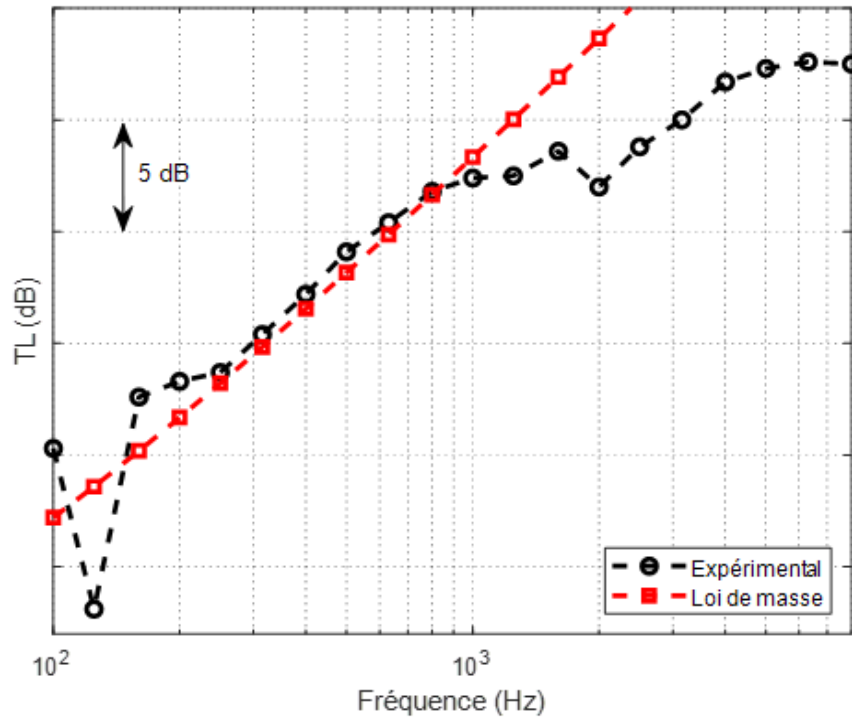


Figure 3-37 Perte par transmission expérimentale du plancher nu, en simple paroi, sans le châssis

D'après la courbe, on remarque que la perte par transmission augmente de 18 dB à partir de la fréquence de Schroeder jusqu'à 33 dB à 8KHz.

On constate aussi, qu'à partir la fréquence de Schroeder jusqu'à 1KHz, la perte par transmission est répartie de part et d'autre de la loi de masse. Ce qui montre que la masse du plancher gouverne la perte par transmission du plancher. La loi de masse est calculée avec l'équation (3.4) [9].

$$\tau = \left( \frac{2\rho_0 c_0}{\omega m} \right)^2 \text{Log} \left[ 1 + \left( \frac{\omega m}{2\rho_0 c_0} \right)^2 \right] \quad (3.4)$$

Où  $\rho_0, c_0$  présentent respectivement la masse volumique de l'air et la célérité du son.  $\omega$  présente la fréquence de pulsation et  $m$  présente la masse surfacique du plancher.

Cependant, on remarque une chute à 2KHz dans la courbe du TL, qui sera expliqué par la suite dans la partie de validation (3.3.3). La baisse d'amplitude dans cette zone est limitée à 2 dB. Au-delà de cette zone, la pente du TL retourne à croître.

### - Mesure du facteur d'amortissement structural du plancher

L'amortissement structural du plancher joue un rôle très important pour alimenter le modèle numérique de la structure étudiée. Une mesure est donc faite pour chercher ce facteur avec la méthode de décroissance temporelle (DRM : Decay Rate Method, en anglais). Un pot vibrant est placé sur le plancher (côté réverbérant). Des dièdres absorbants sont placés dans la salle réverbérante, derrière le plancher pour atténuer les ondes acoustiques rayonnées par la structure lorsque le pot vibrant est allumé. Une excitation large bande du pot vibrant est créée, puis arrêtée brusquement. C'est à partir de ce moment-là que la décroissance temporelle d'accélération est enregistrée. La mesure a été moyennée sur trois points d'excitations, comme la présente la figure 3-38.

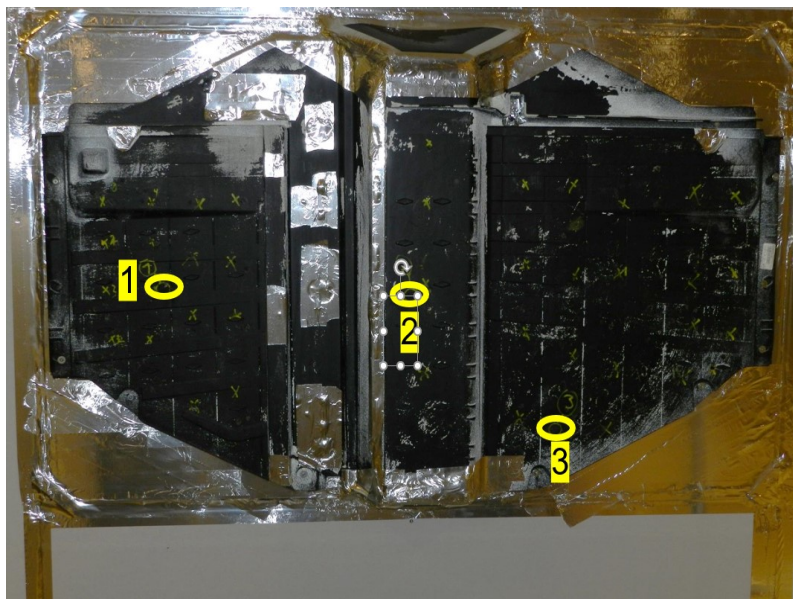


Figure 3-38 Points de mesure du DLF structural sur plancher

Ces décroissances temporelles sont traitées et moyennées avec un code Matlab [57], afin de nous donner l'amortissement structural correspond pour chaque bande de tiers d'octave. L'amortissement structural du plancher obtenu est présenté dans la figure 3-39.

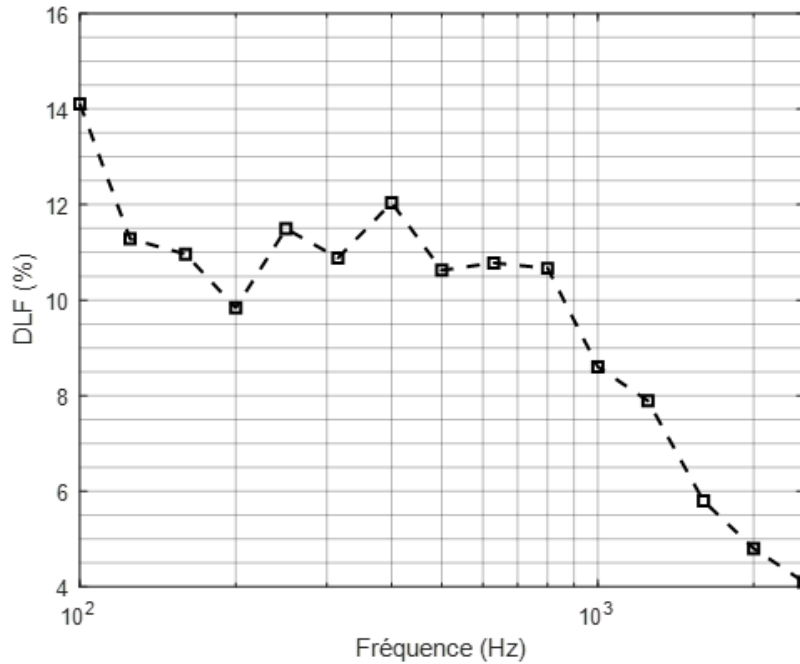


Figure 3-39 Amortissement du plancher en simple paroi – Excitation mécanique

### 3.3.3 Validation expérimentale du modèle numérique du TL

- **Perte par transmission du plancher en simple paroi, sans le châssis, sans traitement acoustique**

La figure 3-40 représente le résultat obtenu pour la perte par transmission du plancher sans traitement acoustique (nu), en simple paroi et compare le résultat numérique FEM du LMS Virtual Lab avec le résultat expérimental. Le résultat de la comparaison est présenté dans la bande de fréquence comprise entre la fréquence de Schroeder et la fréquence de limitation du modèle FEM (2250 Hz).

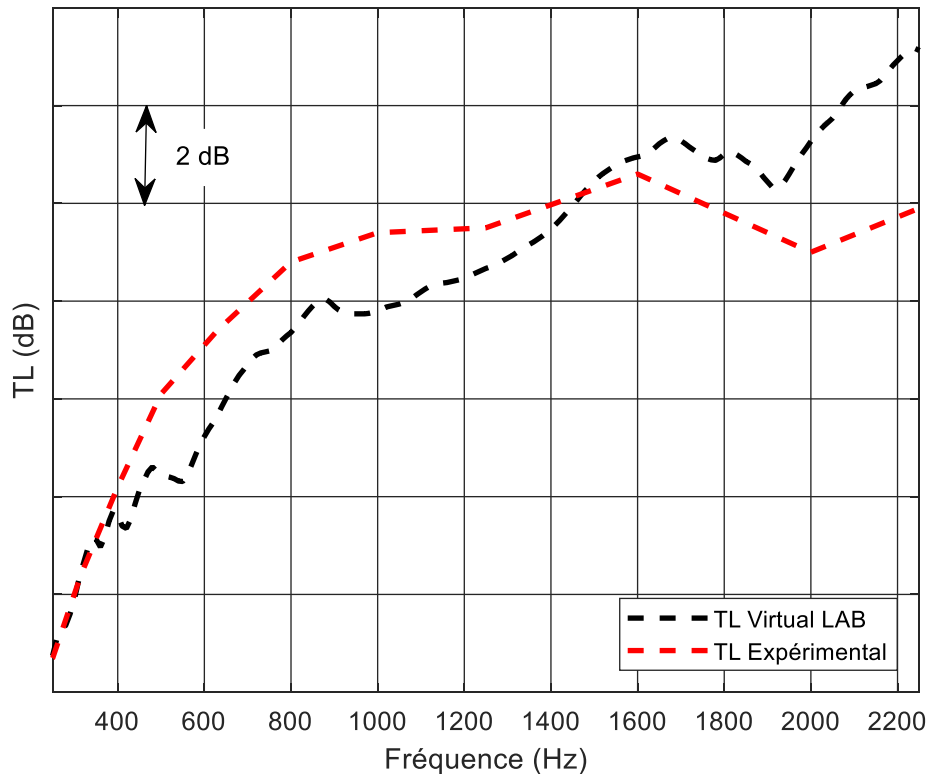


Figure 3-40 TL du plancher sans traitement acoustique en simple paroi, sans le châssis.

La figure 3-40 nous montre un bon accord entre le résultat numérique du modèle FEM du plancher et le résultat expérimental dans la plage fréquentielle. Ce calcul nous prouve une fois de plus que le modèle fournit des résultats intéressants et cohérents avec les données expérimentales mesurées sur le plancher réel.

On constate qu'il y a des différences acceptables de l'ordre de 2 dB entre le TL numérique et expérimental. Cette différence est explicable par les conditions aux limites. En fait, on considère dans le modèle numérique que le plancher est encastré via ces 14 points d'ancrage. Tandis que dans le montage, les bords sont appuyés sur un joint de néoprène pour assurer l'étanchéité acoustique, et des vis sont mises à chaque point de montage, d'où les conditions aux limites sont souvent « hybrides », c'est un mélange d'encastrement et d'appui simple.

On constate que la perte par transmission expérimentale augmente jusqu'à 1600 Hz. Après cette fréquence, on remarque une apparition d'un creux dans la zone de 1600 Hz à 2200 Hz. Ce creux est observé aussi dans le modèle numérique, mais un peu décalé en fréquence par rapport au résultat expérimental. Dans la courbe numérique, le creux est apparu dans la plage fréquentielle comprise entre 1550 Hz et 1924 Hz.



Une investigation dans le modèle numérique est faite à ce niveau, afin de savoir les causes d'apparition de ce creux. De ce fait, notre investigation se concentrera sur la zone de 1550 Hz et 1924 Hz.

Dans un premier lieu, on a déterminé les cartographies numériques des intensités et on a constaté qu'il y a une grande partie de ce qui est rayonné vient de la partie du passager, avec une grande concentration sur le tunnel, comme la présente la figure 3-41.

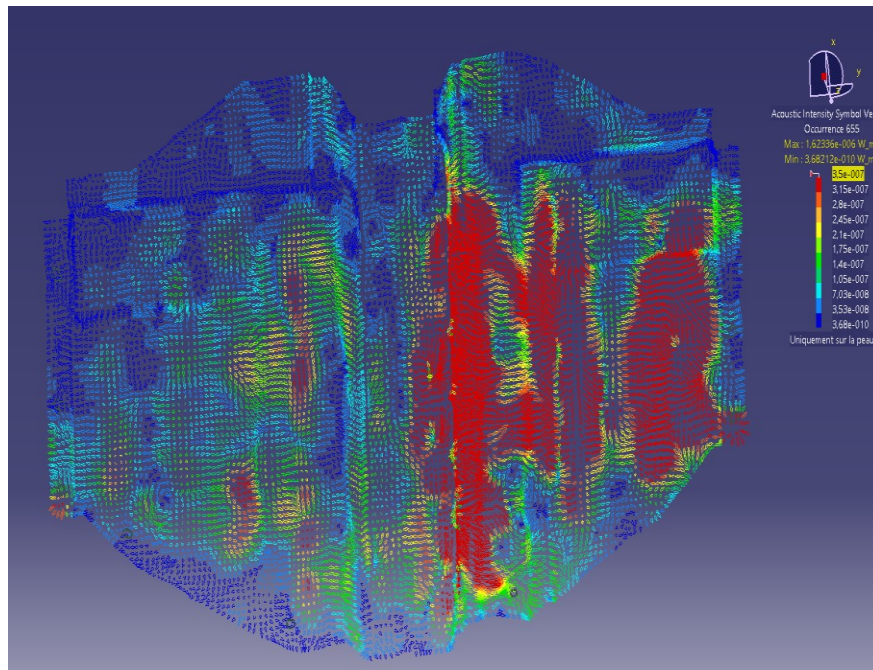


Figure 3-41 Cartographie d'intensité numérique à 1800 Hz

L'une des causes c'est l'asymétrie géométrique du plancher. De plus, cette partie est plus rigidifiée que la partie du passager.

En second lieu, on a fait une étude sur les modes structuraux résonants dans cette zone. On a trouvé des modes structuraux assez importants, à peu près 156 modes cette zone. De ce fait, on a prélevé les 5 modes structuraux qui ont des facteurs de participation modaux les plus importants. Par la suite, on a déterminé la cartographie de l'énergie de déformation du plancher dans les modes les plus considérables, comme le montre la figure 3-42.

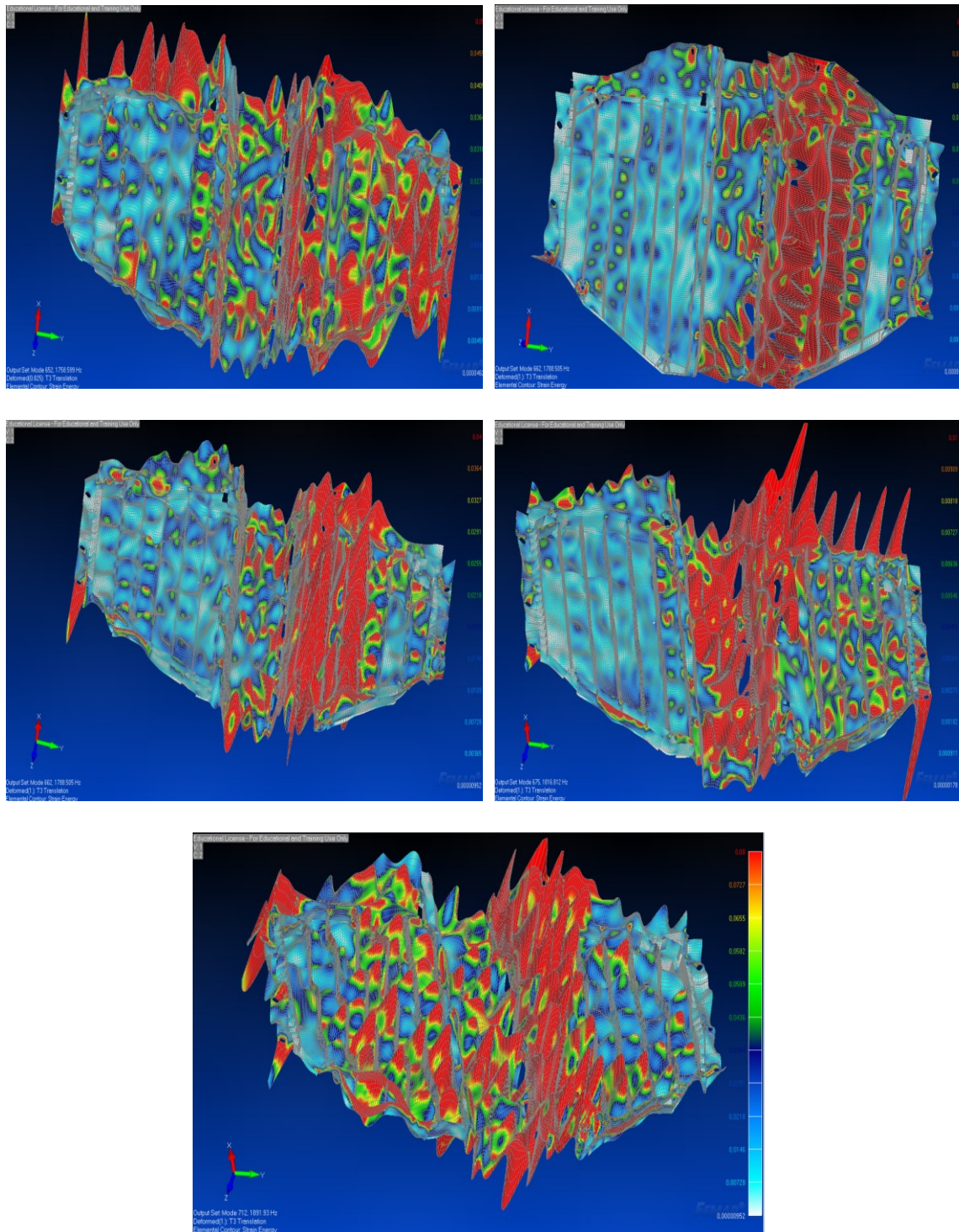


Figure 3-42 Cartographies de l'énergie de déformation du plancher

On peut observer une corrélation entre les cartographies d'intensité et de l'énergie de déformation. D'après les cartographies de l'énergie de déformation du plancher, on remarque qu'il y a des phénomènes des modes structuraux qui jouent un rôle très



important dans la bande de 2KHz. De plus, on voit bien que la partie du conducteur rayonne beaucoup plus par rapport à la partie du passager.

### 3.3.4 Validation expérimentale sur l'effet acoustique des raidisseurs

Dans la partie 3.1.4, on a interprété numériquement que les raidisseurs n'ont pas un effet sur le rayonnement en basses fréquences.

Dans cette partie, on va vérifier expérimentalement la validation de cette interprétation. De ce fait, on part du montage du TL, on met du mastic sur les raidisseurs majeurs, comme le présente la figure 3-43, afin de comparer le TL du plancher sans et avec mastic sur les raidisseurs, illustrer dans la figure 3-44.



Figure 3-43 Mastic sur les raidisseurs du plancher

Dans ce cadre, on présente la perte par insertion (ABIL : Air Borne Insertion Loss en anglais) dans la figure 3-45. Ce facteur caractérise les performances d'isolation d'un matériau absorbant ajouté sur une structure de référence. Il est donné par l'équation (3.4) [9].

$$ABIL(dB) = TL_{\text{systeme avec traitement}} - TL_{\text{cas de référence}} \quad (3.4)$$

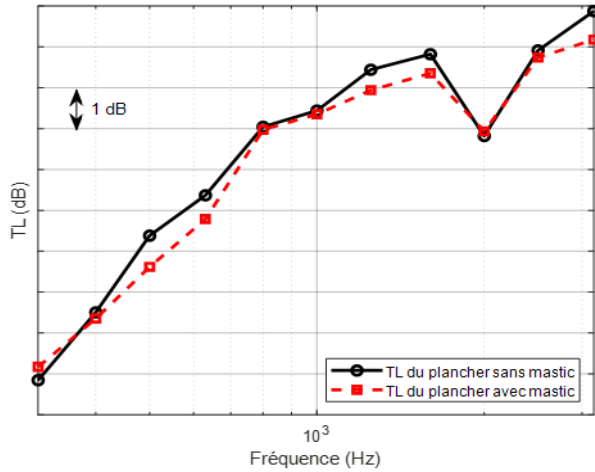


Figure 3-44 Comparaison expérimentale des TL(s) du plancher nu vs plancher avec mastic sur les raidisseurs.

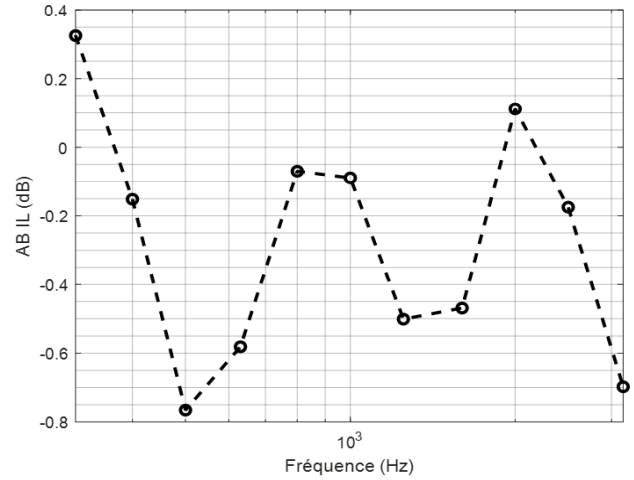


Figure 3-45 Perte par insertion acoustique du plancher en simple paroi avec mastic sur les raidisseurs

D'après les figures 3-44 et 3-45, on vérifie que le rayonnement des raidisseurs du plancher n'est pas important. Leurs rayonnements acoustiques intrinsèques sur le rayonnement global du système ne sont pas considérables. Comme le montre la figure 3-51, la différence du TL entre le cas nu et le cas avec mastic est de l'ordre de 0.4 dB. Ce qui reflète bien la constatation numérique sur l'effet des raidisseurs dans le rayonnement.

# Chapitre 4 Développement et validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en simple paroi avec le châssis

En réalité, le plancher est encastré sur la surface supérieure du châssis via ces 14 points d'ancrage, comme le montre la figure 4-1. Cette structure est exposée aux excitations solidiennes par ses fixations au châssis et aussi aux excitations aériennes (pressions acoustiques générées par le moteur par exemple). Dans ce chapitre, on va discuter sur le modèle numérique du plancher en simple paroi monté avec le châssis. Par la suite, on va présenter les différentes analyses qui justifient la validation du modèle numérique par rapport aux résultats expérimentaux et montrer les phénomènes cruciaux de cette structure.

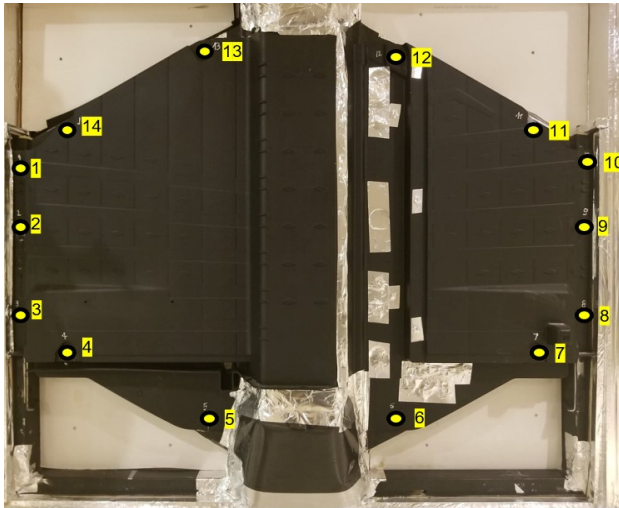


Figure 4-1 Plancher du véhicule



Figure 4-2 Châssis du véhicule

## 4.1 Description du modèle numérique FEM du plancher en simple paroi avec le châssis

Le modèle éléments finis du plancher en simple paroi est composé par des éléments quadratiques QUAD4 et des éléments triangulaires TRIA3. Il contient 256 346 nœuds et 255 258 éléments. Le plancher est encastré sur le châssis via ces 14 points d'ancrage par des vis modélisés par des éléments 1D-bar.

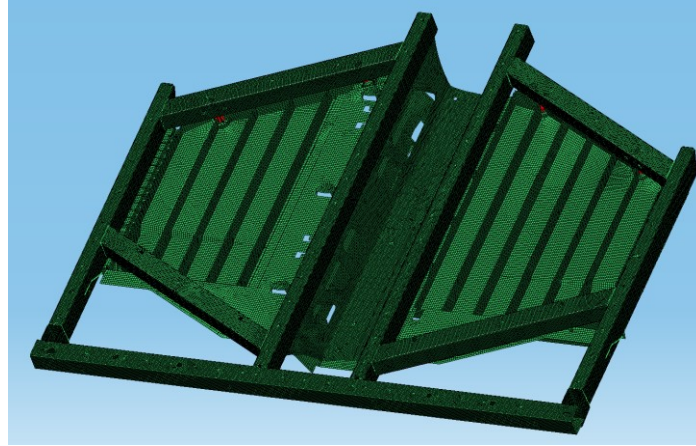


Figure 4-3 Modèle du plancher avec le châssis – vue isométrique

Les propriétés physiques et mécaniques du châssis sont fournies par le fournisseur. Elles sont données dans le tableau 4-1.

Tableau 4-1 Les propriétés physiques et mécaniques du châssis

Les propriétés mécaniques	Module de Young [GPa]	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]	Amortissement structural $\eta$ [%]	Coefficient du Poisson	Épaisseur [mm]
Châssis	0,2	7890	-	0,2	1,5 – 2

Dans cette partie, on s'intéresse à développer un modèle vibroacoustique du plancher en simple paroi avec le châssis. Ce modèle est développé principalement de la même façon que le modèle du TL du plancher sans le châssis, qui va prédire la perte par transmission dans le cas d'une excitation aérienne et le coefficient AMCE dans le cas d'une excitation solidienne. Ce modèle est présenté par un modèle vibroacoustique de superposition modale. De ce fait, le modèle structural du plancher en simple paroi est représenté par une analyse modale et son amortissement structural obtenu expérimentalement.

Ensuite, le couplage entre les deux cavités acoustiques (émettrice et réceptrice) et la structure est réalisé de la même manière que dans la partie de la simple paroi sans le châssis, c'est-à-dire, on tient compte juste aux faces fluides qui ont la même forme que le plancher. Le reste est supposé comme un baffle rigide. Pour éviter le problème de réflexion sur les parois des cavités, on applique la propriété AML comme condition aux limites sur les faces supérieures des cavités d'air.

Concernant le modèle aérien, on crée un champ diffus à travers des ondes planes qui vont exciter directement la surface plane du plancher, présenter dans la figure 4-4. Cependant,

dans le modèle solide, on a choisi le point d'ancrage 4 du plancher (figure 4-1), qui correspond numériquement au nœud ID 3138120, comme le montre la figure 4-5.

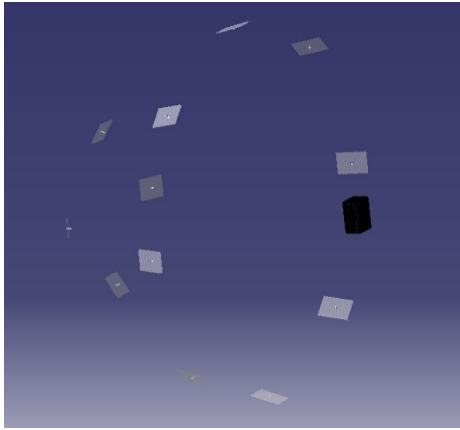


Figure 4-4 Excitation acoustique

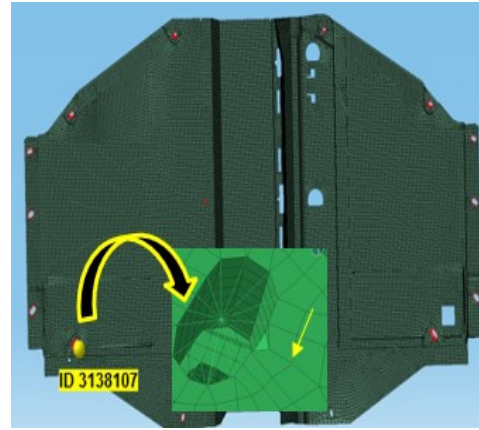


Figure 4-5 Excitation mécanique

Les résultats numériques de la perte par transmission et le coefficient de conversion mécanique – acoustiques AMCE vont être présentés dans la partie 4.3.

## 4.2 Mesures expérimentales des indicateurs Vibroacoustiques

En se basant aux principes de mesures des indicateurs vibroacoustiques décrits dans l'état de l'art, on a mesuré la perte par transmission pour le cas d'une excitation acoustique par un champ diffus. Dans le cas de l'excitation mécanique, les indicateurs vibratoires mesurés sont les suivants : le coefficient d'amortissement structural et le coefficient de conversion mécanique – acoustique (AMCE).

### - Présentation du montage

Le montage est fait de la même façon que celui du plancher sans le châssis. L'échantillon est monté dans la fenêtre de transmission située entre la salle réverbérante et la salle anéchoïque du laboratoire du GAUS, comme la présentent les figures 4-6 et 4-7. Le plancher est encastré sur le châssis par des vis dans les 14 points d'ancrage. L'étanchéité entre l'échantillon et la fenêtre de transmission est réalisée à l'aide des joints du néoprène et des planchers en gypse masqués par le barymat et remplis à l'intérieur avec la laine de roche. On a assuré que le montage ne présente aucune fuite acoustique pendant les mesures.





Figure 4-6 Montage du système simple paroi (coté anéchoïque)



Figure 4-7 Montage du système simple paroi (coté réverbérante)

#### - Mise en place du banc de test

Dans cette étude, on s'intéresse à déterminer des cartographies d'intensité dans le cas des excitations aériennes et solidiennes, en utilisant un système de réalité virtuelle (Virtual Reality en anglais) qui est synchronisé avec le système robot et la sonde d'intensité.

La figure 4-8 présente la mise en place de la manip. Dans un premier lieu, on a mis en place le robot dans la chambre semi-anéchoïque, face au cadre fictif de mesure de dimension (130 cm\*80 cm). La sonde d'intensité est placée sur une tige (encastrée sur le robot), avec un espacement de 6 cm par rapport au cadre fictif, comme le montre la figure 4-9.

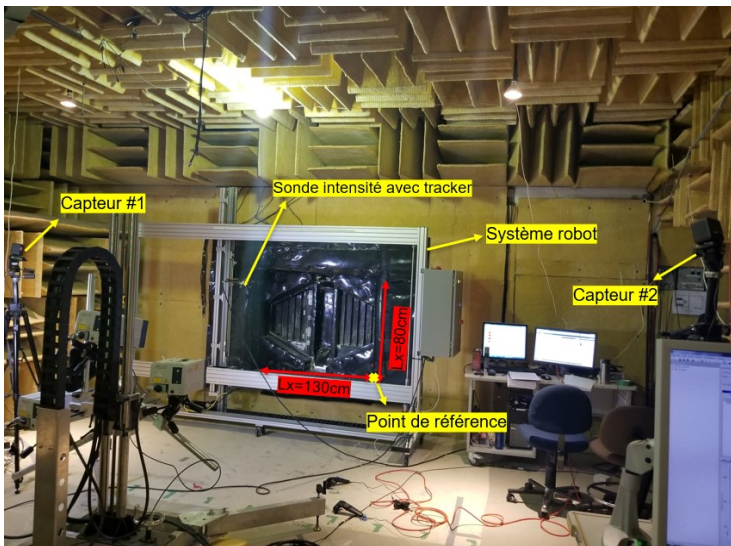


Figure 4-8 Mise en place de la manip dans la chambre semi-anéchoïque



Figure 4-9 Mise en place de la sonde d'intensité sur le robot

Le balayage de la sonde d'intensité B & K sur le cadre fictif se fait d'une façon automatique par le robot et le système d'acquisition LMS TESTLAB 16 canaux, grâce au cycle synchrone du robot. Les micros utilisés dans la sonde sont des micros de ¼ de pouce avec 6 mm d'espacement, calibrés à 94 dB à 1KHz. Cette distance inter microphonique permet de mesurer l'intensité acoustique jusqu'à au moins de 10KHz [58].

Le système de réalité virtuelle (Virtual Reality an anglais) est équipé par deux capteurs (orientés vers le robot), un suiveur monté sur la tige de la sonde d'intensité, deux manettes et un casque. Il utilisé pour s'assurer que le balayage est fait correctement dans chaque point de prélèvement, grâce au suiveur (Tracker an anglais), qui est placé sur la sonde d'intensité.

#### 4.2.1 Excitation aérienne

##### - Perte par transmission du plancher en simple paroi sans traitement acoustique

On note que les mesures expérimentales pour des fréquences inférieures à la fréquence de Schroeder (370 Hz) ne sont pas fiables parce que pour des fréquences en dessous de 370 Hz, le champ acoustique n'est pas encore diffus.

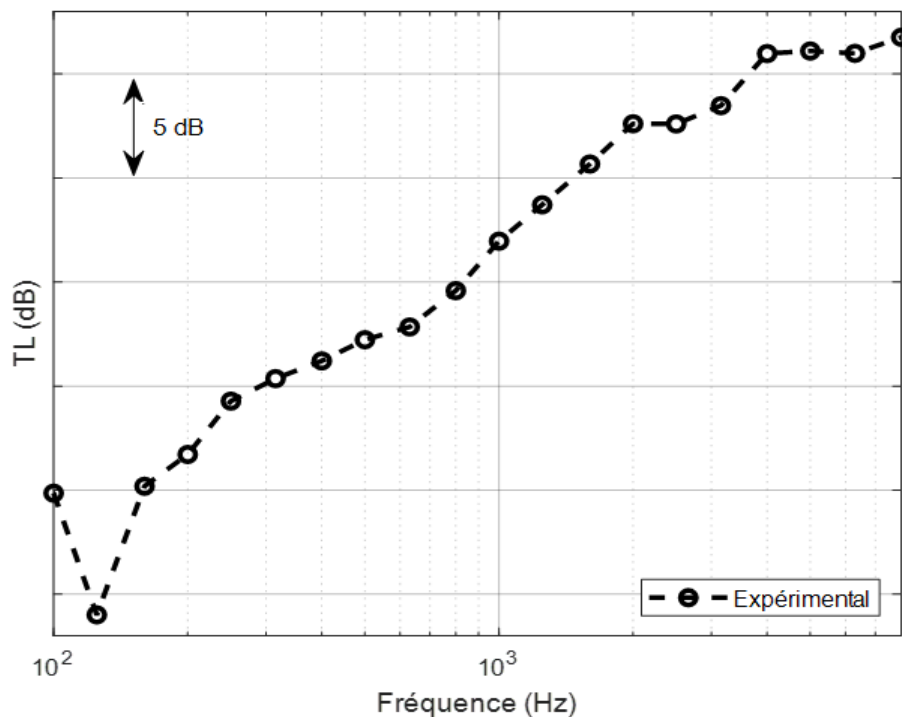


Figure 4-10 Perte par transmission expérimentale du plancher nu, en simple paroi, monté sur le châssis

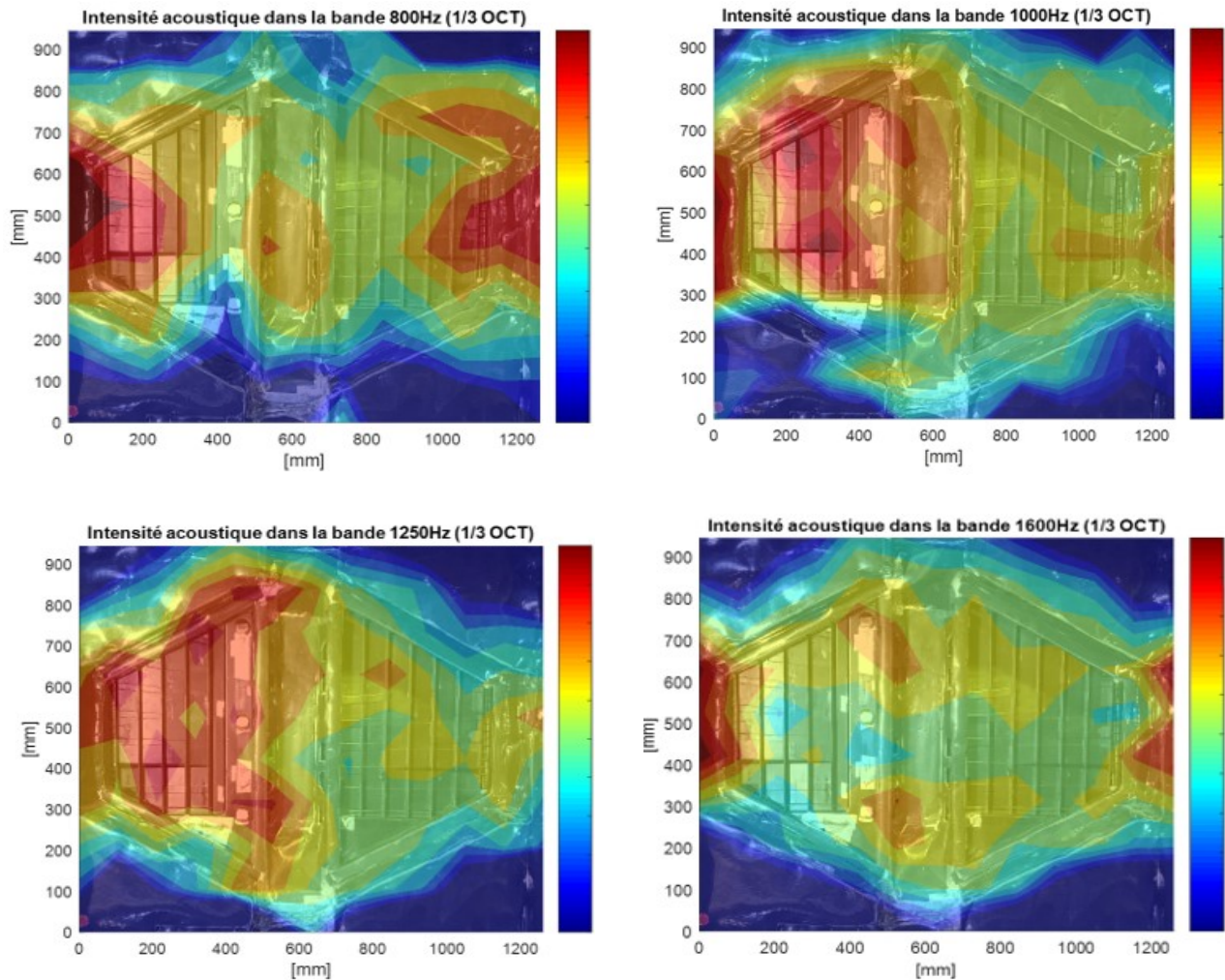
Sur la figure 4-10, on constate que la perte par transmission augmente de 20 dB à partir de la fréquence de Schroeder jusqu'à 38 dB à 8KHz. Dans cette zone, le plancher en simple

paroi sans traitement nous donne une isolation de 18 dB. La pente de la perte par transmission respecte la pente de la loi de masse soit 6 dB/Octave dans la zone de 315 Hz jusqu'à 1KHz.

- **Cartographies d'intensités expérimentales du plancher en simple paroi, sans traitement — excitation aérienne**

Concernant la discrétisation du robot, nous avons utilisé 26×16 éléments de type quadrangle sur le cadre fictif de dimension 130cm\*80cm (567 points de mesure). De ce fait, le robot va se déplacer chaque 5 cm d'une position à une autre.

Les cartographies d'intensités sont traitées sur un code Matlab, développé par W. Belgacem. Elles sont présentées dans la figure 4-11 dans les bandes de tiers d'octave entre 800 Hz et 4000 Hz. Les intensités sont normalisées par rapport à la puissance injectée (c'est le niveau de pression sonore dans la chambre réverbérante).





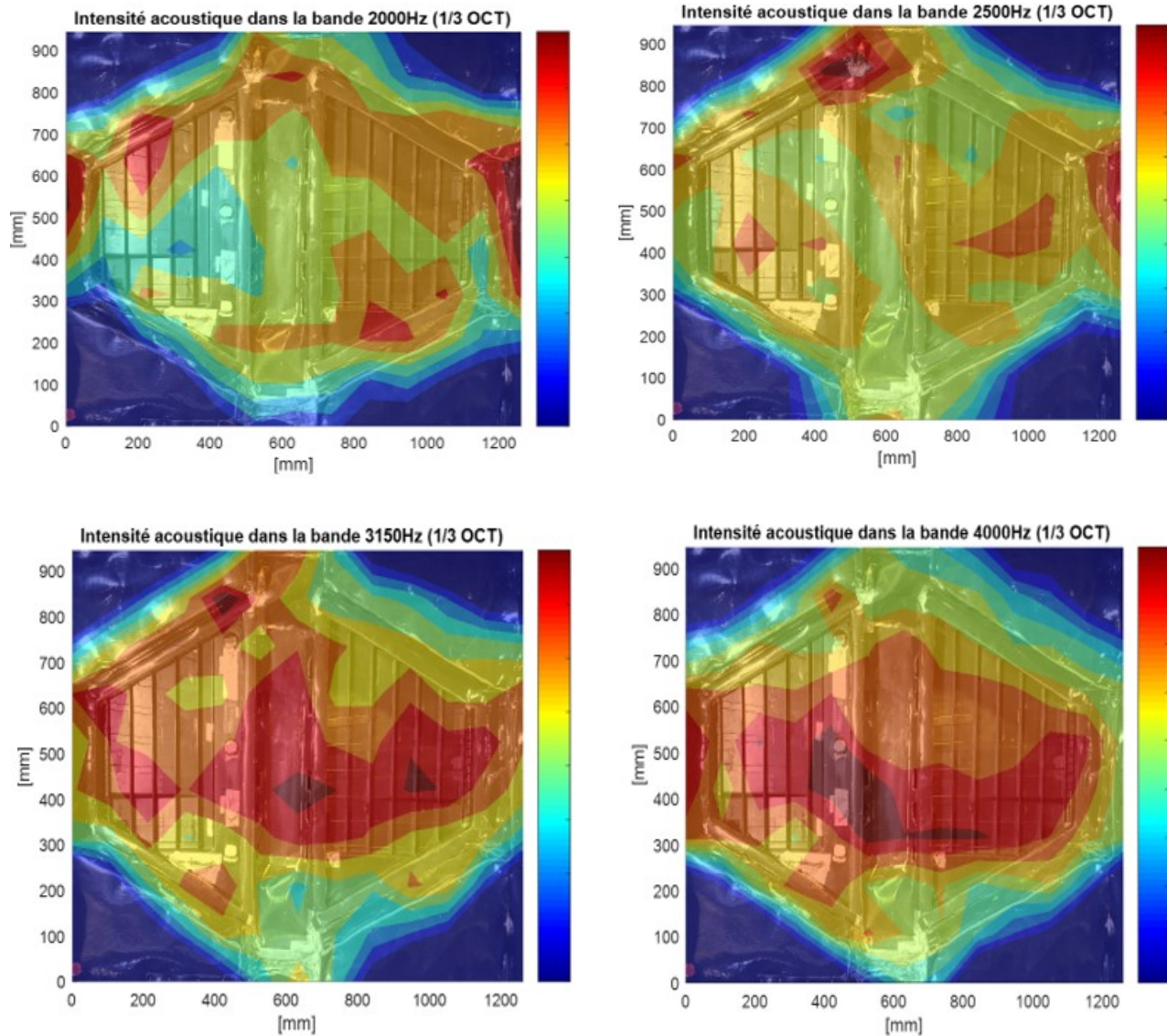


Figure 4-11 Cartographies d'intensités expérimentales du plancher en simple paroi, sans traitement - excitation aérienne

On constate qu'à 800 Hz, les bords du plancher rayonnent le plus. Lorsqu'on monte à la bande 1000 Hz et 1600 Hz, on voit clairement que la partie gauche du plancher rayonne le plus; c'est le côté passager. Les raisons pour lesquelles on a assez de rayonnement dans cette zone sont l'asymétrie géométrique et la rigidité de la structure. C'est ce qu'on a démontré dans la cartographie d'intensité numérique dans la section 3.3.3.

Vers 2500 Hz et 3150 Hz, on observe une zone pertinente en haut. S'il s'agit d'une fuite dans cette zone-là, elle va rester lorsqu'on monte en fréquence. Ce qui n'est pas le cas, parce qu'à 4000 Hz cette zone a disparu. Il ne s'agit pas donc d'une fuite acoustique. Il se

peut que le châssis commence à vibrer. Ceci vérifiée dans la partie solidienne (section 4.2.2) pour voir plus ce qui se passe à l'entour de ces deux fréquences.

Les zones bleues aux extrémités présentées dans toutes les bandes d'octaves, c'est dû en fait à l'isolation du montage par les panneaux de bois qui sont remplis par la laine de roche et masqués par une double couche du barymat.

#### 4.2.2 Excitation solidienne

Le plancher est excité par un pot vibrant situé dans la salle réverbérante au point d'ancrage 4, comme la présente la figure 4-12. Il est placé presque au même endroit que le nœud (ID 3138120) dans le modèle numérique. Des dièdres absorbants sont placés derrière le pot vibrant dans la salle réverbérante, pour atténuer la réflexion des ondes sur les parois de la chambre réverbérante, comme la montre la figure 4-13.



Figure 4-12 Pot vibrant installé dans la chambre réverbérante sur le point d'ancrage #4



Figure 4-13 Dièdres absorbants placés dans la chambre réverbérante

#### - Cartographie d'intensité acoustique du plancher en simple paroi, sans traitement - excitation mécanique au point d'ancrage 4

Pour la mesure de l'intensité, on a pris cette fois-ci 945 points de prélèvement dans le cadre. Les intensités sont normalisées par rapport à la puissance injectée du pot vibrant.

Les cartographies d'intensités du plancher en simple paroi excité dans le point d'ancrage 4 sont présentées dans la figure 4-14 et dans les bandes de tiers Octave [800 Hz, 1000 Hz, 1600 Hz et 2500 Hz].

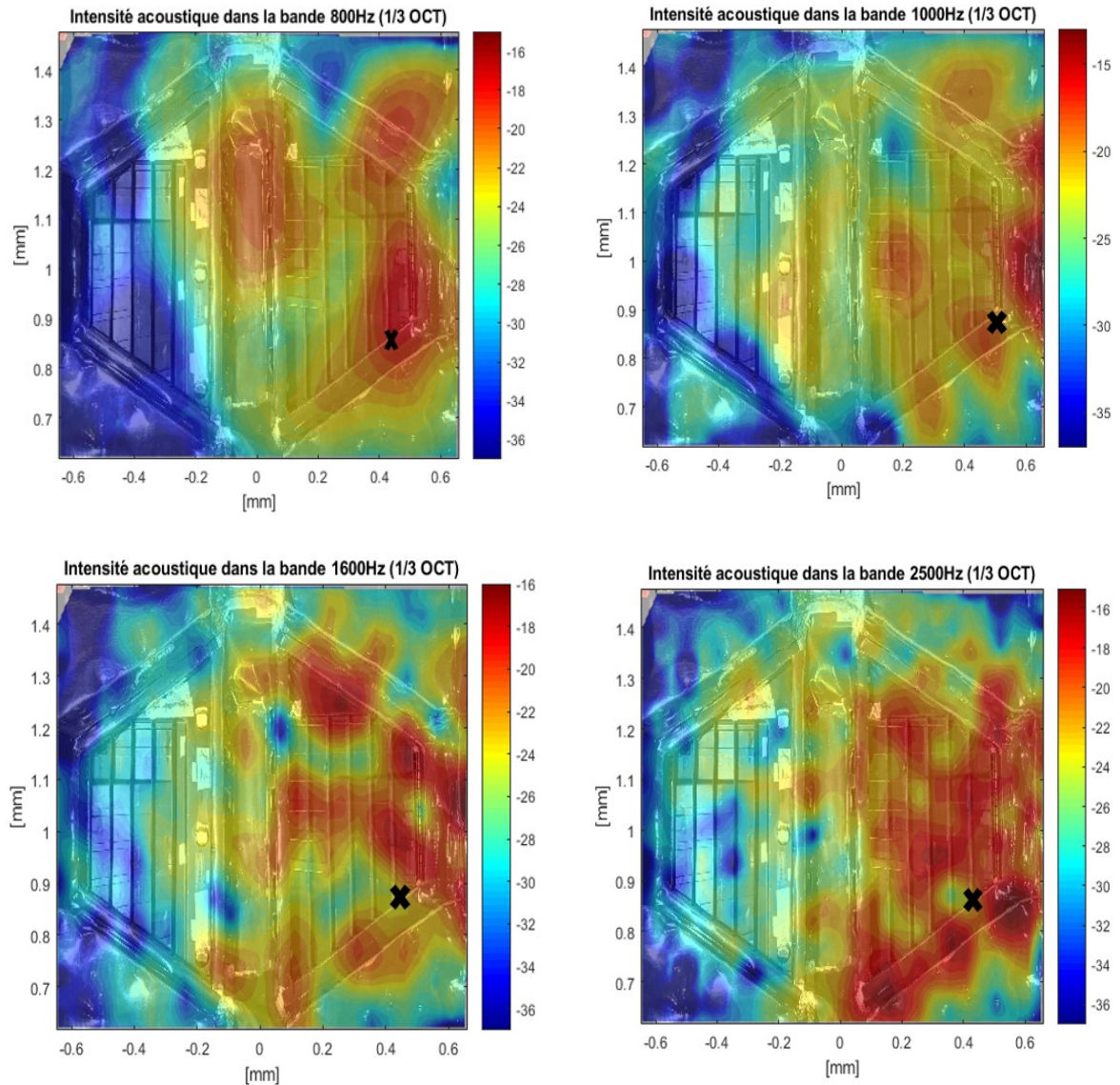


Figure 4-14 Cartographie d'intensité du plancher en simple paroi, sans traitement — excitation mécanique au point d'ancrage 4

On voit clairement que la partie droite du plancher rayonne le plus par rapport à la partie gauche; c'est le côté où on a mis le pot vibrant. Les raisons pour lesquelles on n'a pas un rayonnement uniforme dans les deux côtés gauche et droit dans le système sont l'asymétrie géométrique.

Vers 1600 Hz et 2500 Hz, on observe que les bords rayonnent le plus; c'est le châssis qui commence à rayonner. Ceci prouve alors les raisons pour lesquelles on a constaté une zone rouge vers 2500 Hz et 3150 Hz, dans la cartographie d'intensité, à la suite d'une excitation aérienne.



### - Coefficient de Conversion mécanique – acoustique AMCE

Dans cette partie, on s'intéresse à mesurer le coefficient de conversion mécanique – acoustique qui est défini comme étant le rapport de la puissance rayonnée par le système sur la puissance injectée par celui-ci.

La figure 4-15 représente le résultat expérimental obtenu pour AMCE du plancher en simple paroi, sans traitement acoustique dans la plage fréquentielle [100 Hz – 8000 Hz].

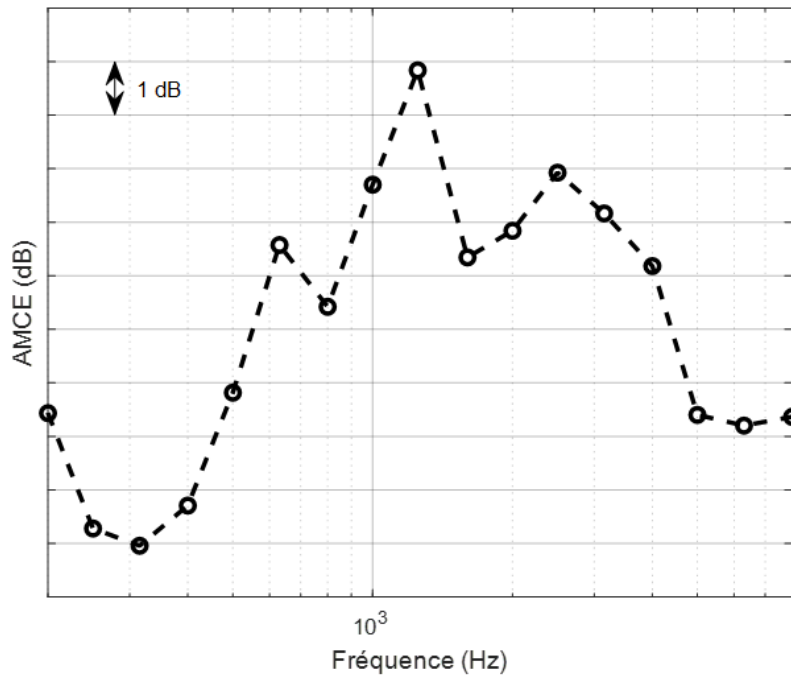


Figure 4-15 Coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE expérimental du système simple paroi, sans traitement acoustique — excitation solidienne au point d’ancrage 4 du plancher

On constate que la courbe expérimentale AMCE chute de façon considérable sur la bande 315 Hz, puis croître jusqu’à 630 Hz. Une deuxième chute se situe alentour de 800 Hz. Ensuite, on remarque qu’il y a un accroissement du facteur AMCE de l’ordre de 5 dB dans la zone comprise entre 800 Hz et 1250 Hz. La troisième chute se trouve à 1600 Hz. Au-delà de 1600 Hz, AMCE augmente jusqu’à 2500 Hz. Néanmoins, on observe une quatrième chute de l’AMCE entre 2500 Hz et 8 kHz. Ces chutes peuvent s’expliquer qu’il y a des phénomènes de résonance dans la structure.

### - Coefficient d’amortissement structural DLF du plancher

La mesure de l’amortissement structural est très importante, pour alimenter le modèle numérique. Ce facteur est déterminé expérimentalement, en se basant sur la méthode DRM. De ce fait, on a choisi 10 points de mesures; on excite chaque point par un marteau

d'impact afin d'obtenir les décroissances temporelles à l'aide d'un accéléromètre. Ces décroissances temporelles ont été moyennées sur les dix points d'excitations, puis traitées avec un code Matlab « GAUS Decay » [57].

La figure 4-16 présente l'amortissement structural du plancher en simple paroi, sans traitement.

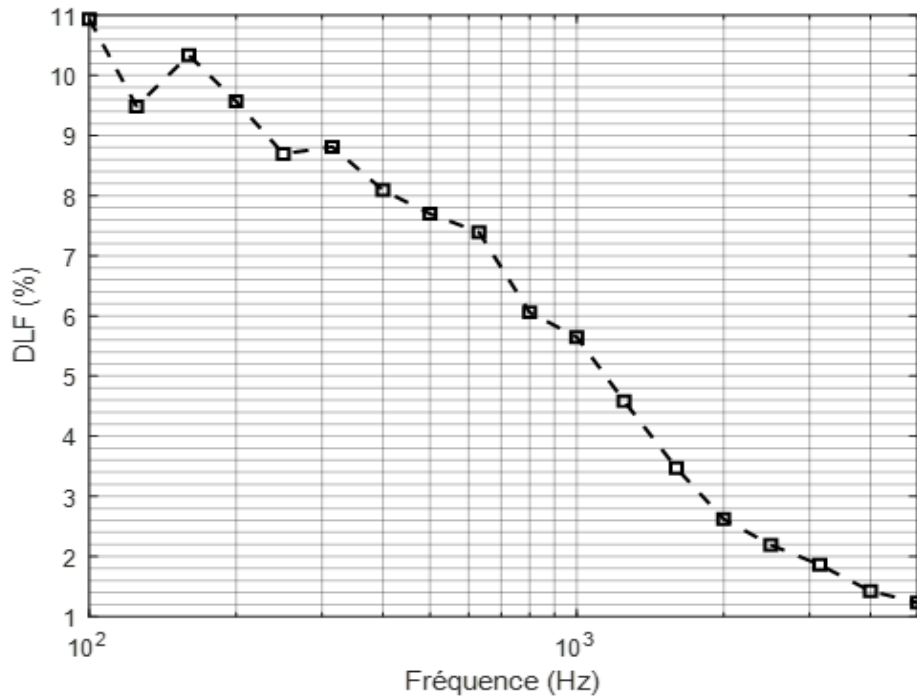


Figure 4-16 Amortissement structural du plancher moyenné sur 10 points de mesure

On constate que le système est assez amorti en basses fréquences, de 10 % puis diminue au fur et à mesure lorsque la fréquence augmente jusqu'à atteindre une valeur minimale de l'ordre 1,2 % à 5KHz.

### 4.3 Validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en simple paroi avec le châssis

- **Perte par transmission du plancher en simple paroi, avec le châssis, sans traitement acoustique**

La figure 4-17 représente le résultat obtenu pour la perte par transmission du plancher en simple paroi avec le châssis (sans traitement acoustique) et compare le résultat de simulation avec le résultat expérimental.

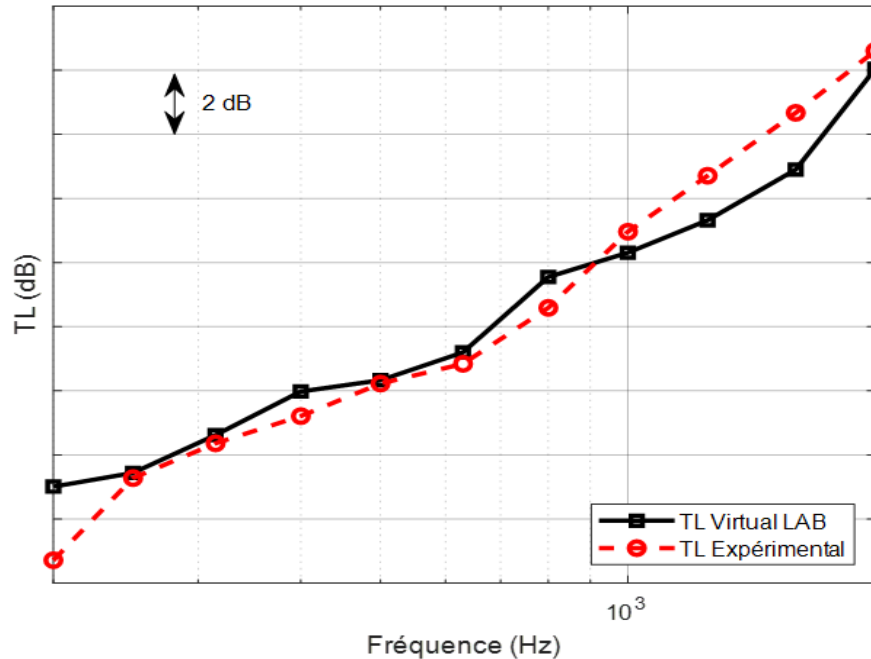


Figure 4-17 Perte par transmission du plancher en simple paroi, sans traitement

On constate que le modèle numérique réalisé sur Virtual Lab est en accord avec la mesure expérimentale entre 250 Hz et 2000 Hz. L'écart maximal observé dans cette plage fréquentielle est de l'ordre de 2 dB. Les courbes du TL expérimental et numérique respectent la pente de la loi de masse soit 6 dB/Octave.

- **Coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE du plancher en simple paroi, avec le châssis, sans traitement acoustique**

Dans le modèle, la puissance rayonnée est moyennée sur tout le cadre fictif. Cependant, la puissance injectée dans le point d'ancrage (ID 3138120) est calculée avec la formule (2.10).

La figure 4-18 représente le résultat obtenu pour AMCE du plancher en simple paroi avec le châssis (sans traitement acoustique) et compare le résultat de simulation avec le résultat expérimental.

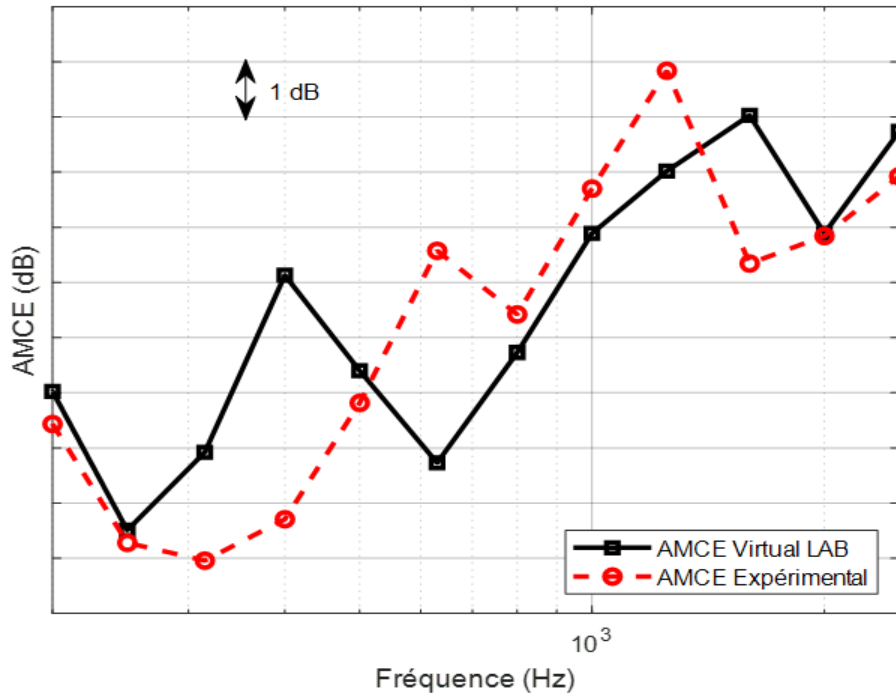


Figure 4-18 Coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE du plancher en simple paroi, sans traitement, excité au point d’ancrage #4 (ID 3138120)

Globalement, le résultat numérique d’AMCE suit l’évolution de résultat expérimental. On constate trois chutes dans la courbe numérique, décalées en fréquence par rapport au résultat expérimental. La première reste dans la même fréquence à 250 Hz. La deuxième à 630 Hz. La troisième se situe alentour de 2000 Hz.

Ce décalage provient de la différence de la répartition de la masse dans le système réel et dans le modèle numérique. De plus, les conditions aux limites jouent un rôle sur l’exactitude de résultat dans les basses fréquences. Les conditions aux limites dans le modèle sont encadrées. Tandis que dans le montage expérimental, les conditions aux limites sont hybrides, présentées par des vis et par des joints de néoprène.





# Chapitre 5 Développement et validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en double paroi

Dans les chapitres précédents, le plancher est tout d'abord étudié individuellement, puis avec le châssis. Dans ce chapitre, on s'intéresse à étudier le comportement vibroacoustique du plancher en double paroi. Le plancher a séparé la plaque protectrice (Skid Plate en anglais) par une lame d'air.

En réalité, la plaque protectrice est un ensemble de trois plaques planes montées sous le châssis via des rivets. Elle a pour rôle de protéger le châssis contre le contact avec le sol.



Figure 5-1 Système de la double paroi du véhicule

## 5.1 Description du modèle numérique FEM du plancher en double paroi

Le maillage du système est composé par des éléments quadratiques QUAD4 et des éléments triangulaires TRIA3. Il contient 256 346 nœuds et 373 704 éléments. Le plancher et la plaque protectrice sont fixés sur le châssis via des vis qui sont modélisées par des éléments-bars.

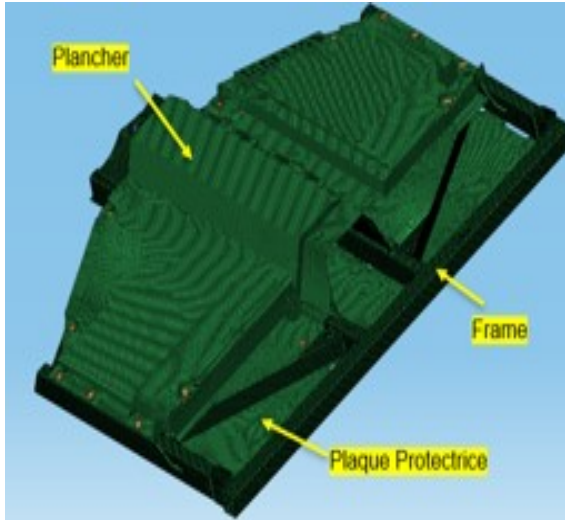


Figure 5-2 Modèle numérique FEM de la double paroi – vue isométrique

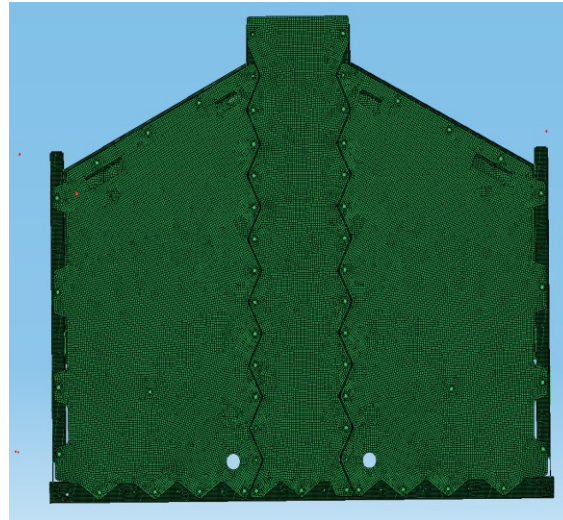


Figure 5-3 Modèle numérique FEM de la double paroi – vue de la plaque protectrice

Les propriétés physiques et mécaniques de la plaque protectrice sont données par le fournisseur [55]. Elles sont présentées dans le tableau 5-1.

Tableau 5-1 Les propriétés physiques et mécaniques de la plaque protectrice du châssis [54]

Les propriétés mécaniques	Module de Young [GPa]	Masse volumique [kg/m <sup>3</sup> ]	Amortissement structural $\eta$ [%]	Coefficient du Poisson	Épaisseur [mm]
Plaque protectrice	1,937	960	-	0,38	4,74

Le but de développer un modèle FEM du plancher en double paroi est de prédire son comportement vibroacoustique dans le cas d'une excitation aérienne et solidienne. De ce fait, le modèle est réalisé suivant la même démarche que dans les parties 3.3.1 et 4.1. Le modèle structural est toujours représenté par une analyse modale et un DLF expérimental qui sera injecté dans la base modale.

Ce modèle nécessite trois cavités acoustiques puisqu'il y a la lame d'air qui sépare le plancher et la plaque protectrice. De ce fait, on a modélisé dans le logiciel CATIA V5, trois cavités acoustiques : une cavité centrale entre le plancher et la plaque protectrice et une cavité réceptrice (entre la plaque protectrice et le milieu extérieur du fluide). La cavité émettrice reste la même que celle utilisée dans les sections précédentes (puisque le plancher va être excité), comme le montre la figure 5-4 (a, b et c).

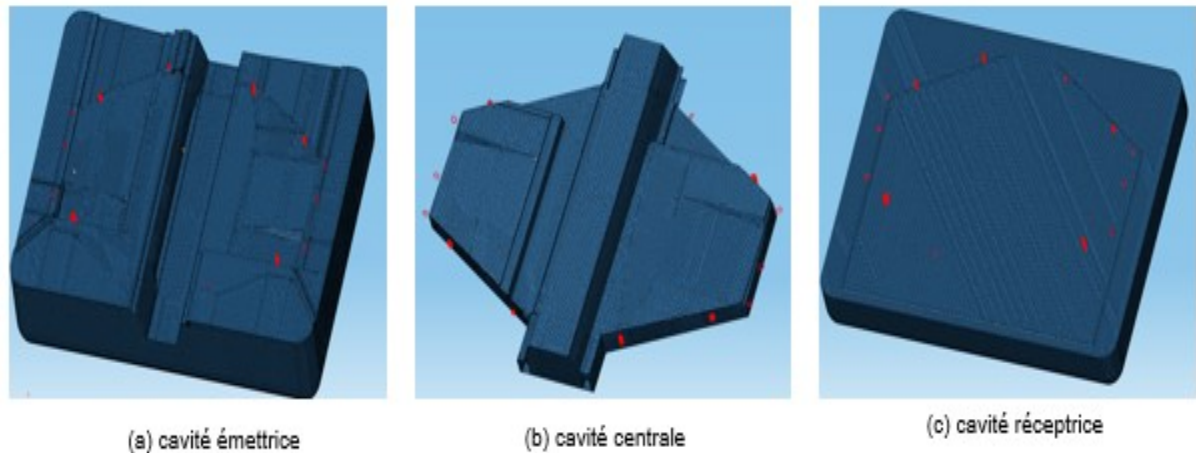


Figure 5-4 Modélisation et maillage des cavités acoustiques

Dans le modèle de la double paroi, on a plusieurs surfaces de couplages;

- Entre le plancher et la cavité émettrice (figure 5-5 [a])
- Entre le plancher et la cavité centrale (figure 5-5 [b])
- Entre la plaque protectrice et la cavité centrale (figure 5-5 [c])
- Entre la plaque protectrice et la cavité réceptrice (figure 5-5 [d])

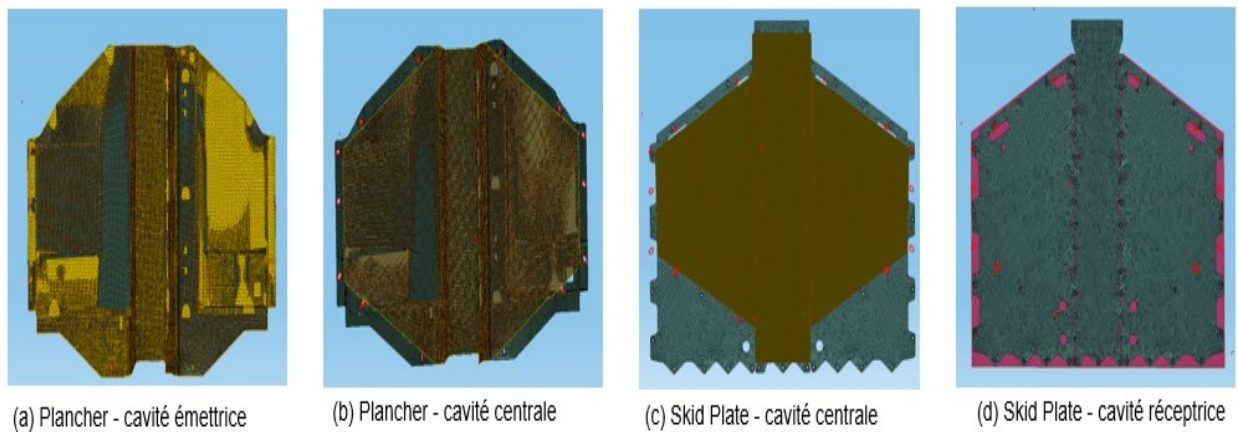


Figure 5-5 Couplage entre les structures et les fluides

Vu qu'on a plusieurs surfaces de couplage entre les faces fluides des cavités et la structure, on a décidé de créer un cadre fictif sur la surface rayonnante, comme le montre la figure 5-6. L'avantage de mettre un plan fictif est de déterminer numériquement la puissance rayonnée du système étudié. Il contient 486 points de mesure. Essentiellement, ces points du cadre fictif sont l'équivalent numérique des emplacements de microphone

dans une configuration expérimentale. Ce maillage est totalement transparent pour les ondes sonores.

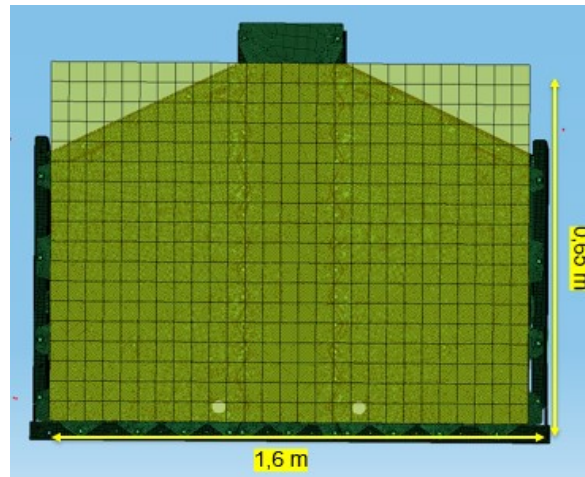


Figure 5-6 Plan fictif du système en double paroi

## 5.2 Mesure expérimentale des indicateurs vibroacoustiques

### - Présentation du montage

En partant du montage du plancher en simple paroi avec le châssis, on fixe la plaque protectrice sur le châssis par des vis sur les 52 points de connexions. Le contour est bien masqué par une double couche du ruban en aluminium afin de garder une étanchéité maximale, comme présenter dans la figure 5-7.

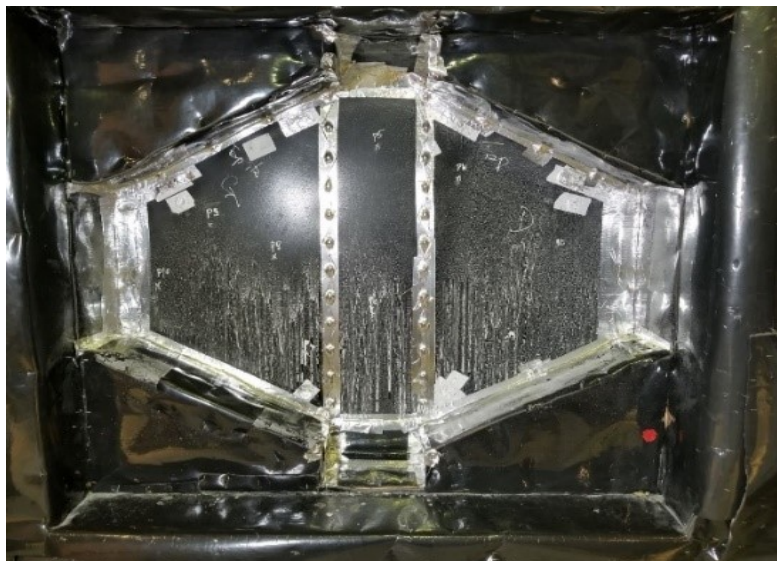


Figure 5-7 Fixation de la plaque protectrice sur le châssis

### 5.2.1 Excitation aérienne

Dans le cas d'une excitation aérienne par un champ diffus, on s'intéresse à mesurer la perte par transmission du système double paroi dans plusieurs configurations.

#### - Perte par transmission du système double paroi sans traitement acoustique

La figure 5-8 représente le résultat expérimental obtenu pour la perte par transmission du plancher en double paroi, sans traitement acoustique (cas de référence) dans la plage fréquentielle [100 Hz – 8000 Hz].

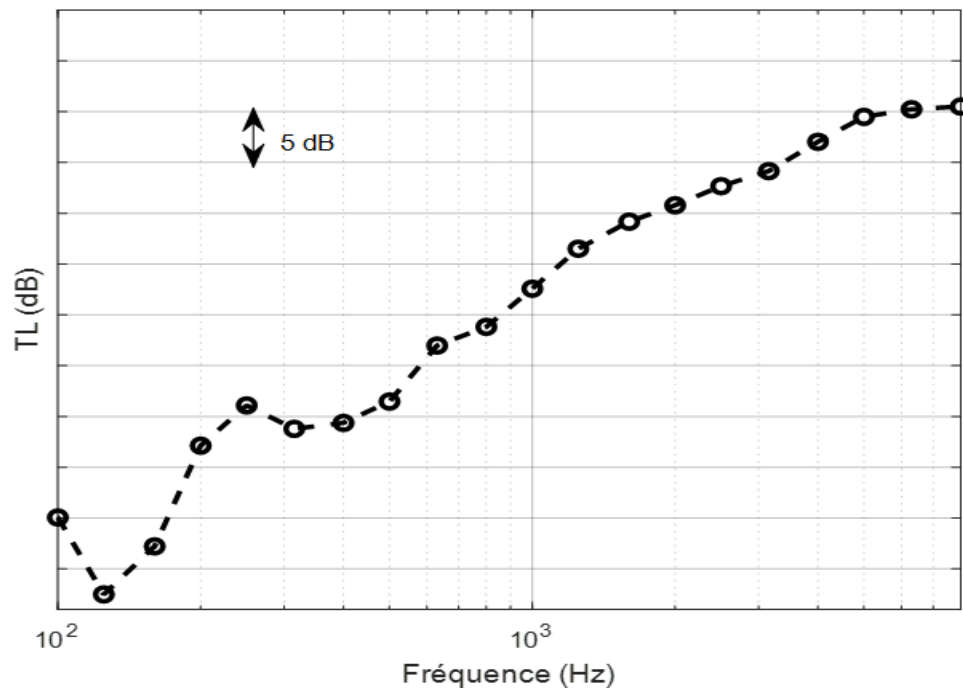


Figure 5-8 TL expérimental du plancher en double paroi sans traitement acoustique

À la suite d'une excitation aérienne à travers un champ diffus, on constate un creux en très basse fréquence dans la bande centrale de 125 Hz. Cette fréquence est appelée la fréquence de respiration (masse — ressort). La fréquence de respiration ou masse — ressort est donnée par la formule (5.1) [44] :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_0 c_0^2}{e} \left( \frac{1}{m_{s_1}} + \frac{1}{m_{s_2}} \right)} = 115 \text{ Hz} \quad (5.1)$$

Où  $m_{s_1}$  et  $m_{s_2}$  présentent respectivement la masse surfacique du plancher et de la plaque protectrice. Les paramètres  $\rho_0$  et  $c_0$  correspondent à la masse volumique et la vitesse du son dans l'air. La variable  $e$  présente la distance qui sépare les deux parois, illustrées dans la figure 5-9 [54].



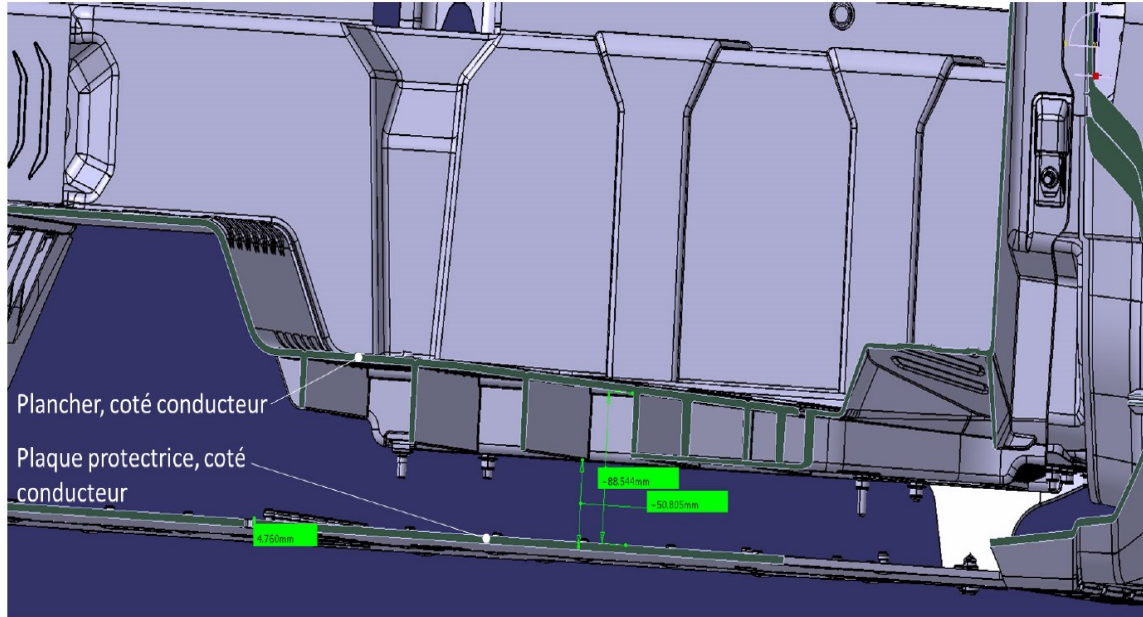


Figure 5-9 CAD du plancher et de la plaque protectrice [54]

Dans cette zone, le mouvement rigide des parois est en opposition de phase et la cavité d'air se comporte alors comme un ressort liant les deux parements. Le couplage est fort dans cette zone où le plancher commence à vibrer lentement et cette vibration est transférée à travers la cavité d'air [47].

De plus, on voit un deuxième creux, au-delà de 250 Hz, c'est la zone de début de résonance dans la lame d'air. Elle provient de la lame d'air et qui produit des chutes dans la performance acoustique.

Pour les fréquences inférieures à la zone de résonance et supérieures à la fréquence de respiration, on remarque une augmentation presque linéaire dans la perte de transmission sonore conformément à 18 dB/Octave. Au-delà de 500, on observe une pente de 12 dB/Octave, comme le prévoit la théorie [9] [47].

#### - Perte par transmission du système double paroi avec traitement acoustique

Dans cette partie, on s'intéresse aux performances du système double paroi auquel on ajoute un traitement acoustique. Le traitement acoustique utilisé dans cette mesure est constitué de deux pousses de laine de roche. La laine minérale (laine de roche) est de faible densité et offre une protection contre le feu et une bonne isolation acoustique. Les propriétés de la laine de roche sont détaillées dans le tableau 5-2 dans la section de validation. Elle est répartie en deux morceaux qui viennent se placer entre chacune des cavités gauche et droite du plancher, comme illustrer sur la figure 5-10. Elles sont coincées entre les raidisseurs verticaux du plancher. La mesure de la perte par

transmission avec traitement acoustique est réalisée de la même façon que précédemment.



Figure 5-10 2'' de laine de roche mise en place dans les cavités droite et gauche du plancher

Le résultat de la mesure du TL est présenté sur la figure 5-11, en tiers d'octave dans la plage fréquentielle entre [100 Hz – 8000 Hz]. De plus, on présente la perte par insertion (ABIL : Air Borne Insertion Loss en anglais) dans la figure 5-12, en utilisant la formule (3.4).

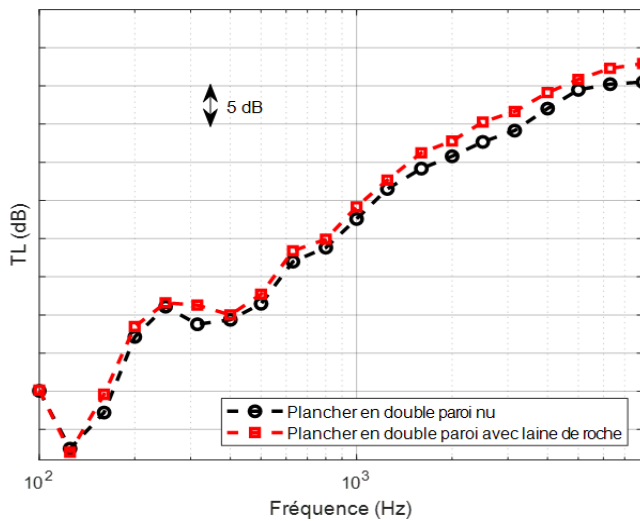


Figure 5-11 TL expérimental du plancher en double paroi avec traitement acoustique

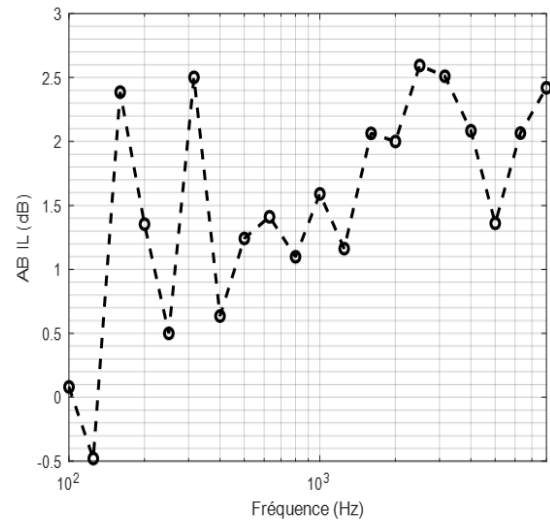


Figure 5-12 Perte par insertion acoustique du plancher en double paroi avec la laine de roche

On constate que le gain est faible. La différence du TL entre le cas nu et avec traitement est de l'ordre de 2 dB, sachant qu'on a utilisé une grande quantité du traitement dans le

montage. Par conséquent, ça ne change rien d'appliquer des traitements acoustiques dans cette configuration.

Ces résultats peuvent être expliqués par l'existence des liens mécaniques, notamment, le contact entre le plancher et la plaque protectrice à travers le châssis. Ce phénomène est assez connu dans les problèmes de transmission de type double paroi [9]. Ces liens mécaniques court-circuitent l'absorption fournie par la laine de roche et limitent la pente de la perte par transmission acoustique à croître [59].

- **Perte par transmission du système double paroi nu en éliminant les liens mécaniques**

Pour éliminer le contact mécanique des rivets, on a fait une autre mesure de l'indice d'affaiblissement du plancher nu en double paroi, en mettant du velcro sur les contours de la plaque protectrice et sur les barres du châssis, comme indiqué dans la figure 5-13. Autrement dit, on s'intéresse à découpler la plaque protectrice à travers le châssis en utilisant du velcro.

Cette mesure a pour but d'investiguer l'effet du lien mécanique présent entre le plancher et la plaque protectrice à travers le châssis.



Figure 5-13 Velcro placé sur le châssis et sur la plaque protectrice

Le résultat de la mesure de la double paroi nu avec velcro, est présenté sur la figure 5-14, dans la plage fréquentielle en tiers d'octave entre [100 Hz – 8000 Hz]. Le résultat de la perte par insertion du TL de la double paroi nu avec velcro par rapport au TL du système de référence (double paroi sans traitement avec les vis) est présenté dans la figure 5-15.



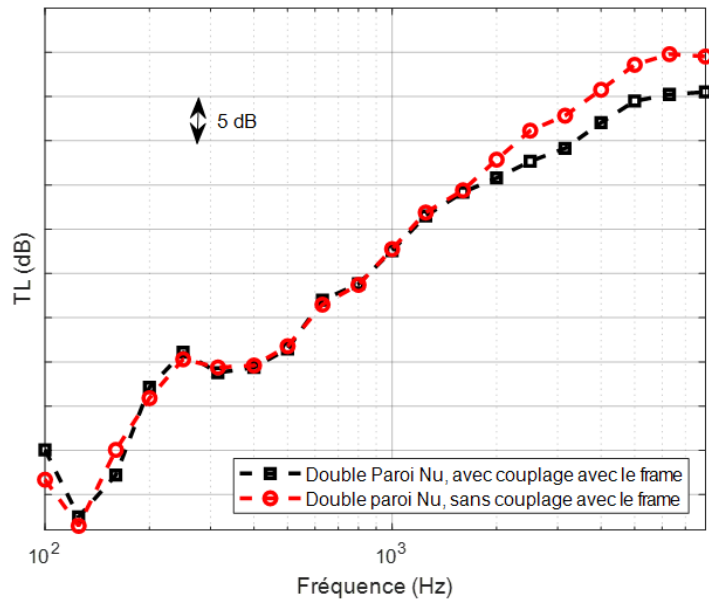


Figure 5-14 Comparaisons expérimentales entre les TL du plancher en double paroi nu avec liens mécaniques vs sans liens mécaniques

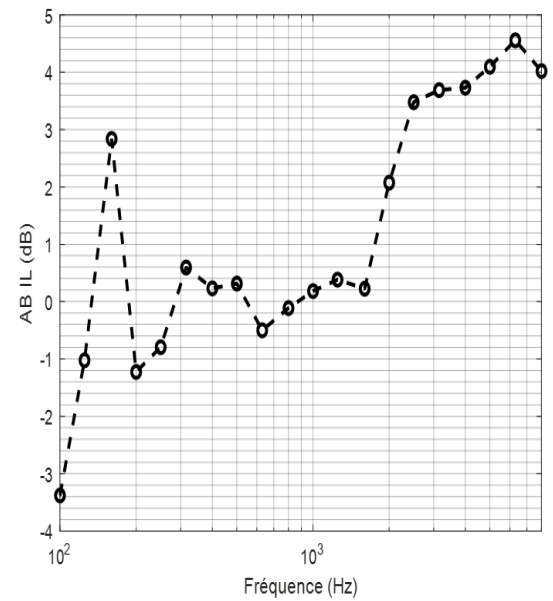


Figure 5-15 Perte par insertion acoustique du plancher en double paroi sans les liens mécanique

En basses fréquences de 160 Hz à 1600 Hz, on trouve au dB près le même résultat de la perte par transmission de la configuration de la double paroi nu avec les vis et la configuration de la double paroi sans traitement avec velcro. Sauf dans deux fréquences, à 100 Hz et 125 Hz, où on trouve un écart de 3 dB en termes de la perte par insertion. Cela peut être expliqué par l'effet des conditions aux limites, sur tout en basses fréquences.

Au-delà de 1600 Hz jusqu'à 8000 Hz, on voit clairement que la perte par transmission de la configuration avec velcro croît de 1 dB à 5 dB par rapport aux TL de la configuration de référence. En outre, on constate qu'au-dessus de 1600 Hz, la courbe de la double paroi avec couplage avec le châssis croît avec une pente de 6 dB/Octave. Cette fréquence est appelée « bridging frequency », en anglais. Elle se trouve au-dessus de la fréquence de respiration  $f_0 = 125$  Hz et en dessous de la fréquence de changement de pente qui se situe entre 18 dB/Octave et 12 dB/Octave de la paroi double [44] [59].

- **Effet de l'ajout du traitement acoustique sur la perte par transmission du système double paroi en éliminant les liens mécaniques**

Dans cette partie, on s'intéresse à mesurer la perte par transmission du système double paroi sans tenant compte des liens mécaniques, en mettant du velcro sur les bords du châssis et de la plaque protectrice. Cette mesure a pour but d'investiguer l'effet du de l'ajout du traitement acoustique dans le système double paroi, découplé mécaniquement (en négligeant les liens mécaniques).

Le résultat de la mesure du TL est présenté sur la figure 5-16, dans la plage fréquentielle en tiers d'octave entre [100 Hz – 8000 Hz]. De même, on fait une comparaison en termes de perte par insertion (ABIL) entre le système double paroi de référence nu avec les liens mécaniques et les autres configurations qui sont; le système double paroi nu sans les liens mécaniques (configuration sans traitement avec velcro) et le système double paroi avec la laine de roche sans les liens mécaniques (configuration avec traitement et avec velcro). Cette comparaison est illustrée en figure 5-17.

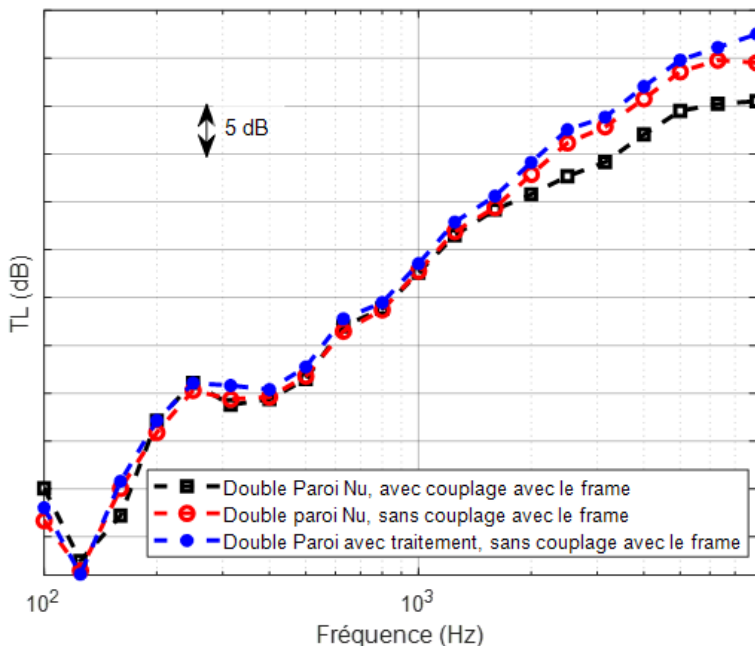


Figure 5-16 Comparaisons entre les TL(s) expérimentales du plancher en double paroi nu avec les liens mécaniques vs du plancher en double paroi nu sans liens mécaniques vs du plancher en double paroi avec traitement sans les liens mécaniques

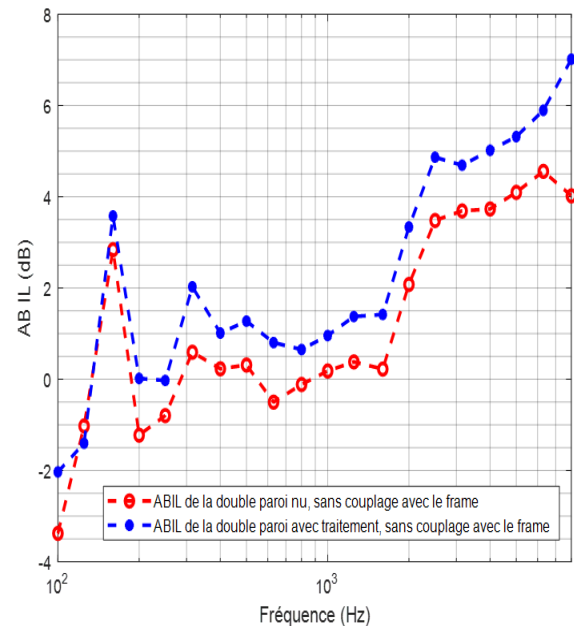


Figure 5-17 Comparaisons expérimentales entre les Pertes par insertions acoustiques du plancher nu en double paroi, sans les liens mécaniques vs plancher avec traitement en double paroi, sans les liens mécanique

D'après les résultats, on trouve à 1 dB près le même résultat de la perte par transmission de la configuration de la double paroi nu sans les liens mécaniques et la configuration de la double paroi avec traitement et avec velcro. Par conséquent, l'ajout de la laine minérale

ne montre pas une meilleure isolation dans le système. Selon les résultats de mesure, il suffit de découpler la plaque protectrice à travers le châssis par du velcro pour avoir une bonne isolation dans le système.

### 5.2.2 Excitation solidienne

Dans le cas de l'excitation mécanique, les indicateurs vibratoires mesurés sur le cas de référence sont les suivants : le coefficient d'amortissement, et le coefficient de conversion mécanique - acoustique (AMCE).

#### - Coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE

La figure 5-18 représente le résultat expérimental obtenu pour le coefficient de conversion mécanique – acoustique du plancher en double paroi, sans traitement acoustique (cas de référence) dans la plage fréquentielle [100 Hz – 8000 Hz].

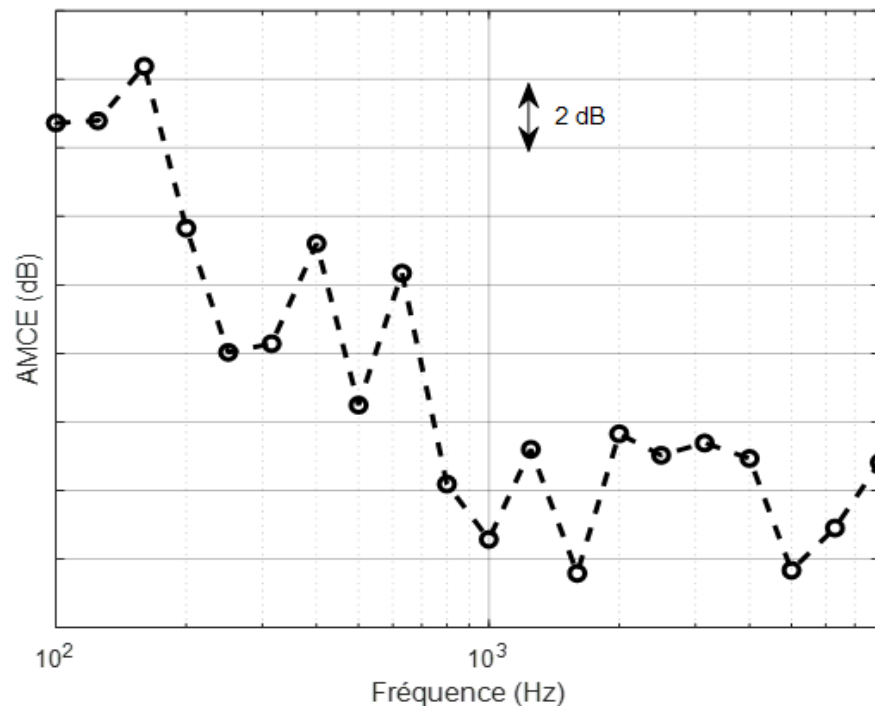


Figure 5-18 Coefficient de conversion mécanique – acoustique AMCE expérimental du système double paroi, sans traitement acoustique — excitation solidienne au point d'ancrage 4 du plancher

D'après la figure 5-18, on constate cinq chutes dans la courbe expérimentale AMCE. La courbe expérimentale d'AMCE diminue de 10 dB entre la zone 160 Hz et 250 Hz. Un deuxième creux apparaît à 500. La troisième zone de chute se trouve dans la zone entre 630 Hz et 1kHz. La quatrième chute se trouve à l'entour 1600 Hz. Puis la courbe reste constante à dB près entre 2kHz et 4 kHz. La dernière chute se trouve à 5kHz.

### - Coefficient d'amortissement structural DLF

Cette mesure sert à alimenter le modèle numérique du système double paroi. Une mesure est donc faite pour chercher ce facteur avec la méthode de décroissance temporelle. Dix points de mesures ont été choisis sur la plaque protectrice afin de trouver son amortissement structural [57].

L'amortissement structural du plancher obtenu est présenté dans la figure 5-19.

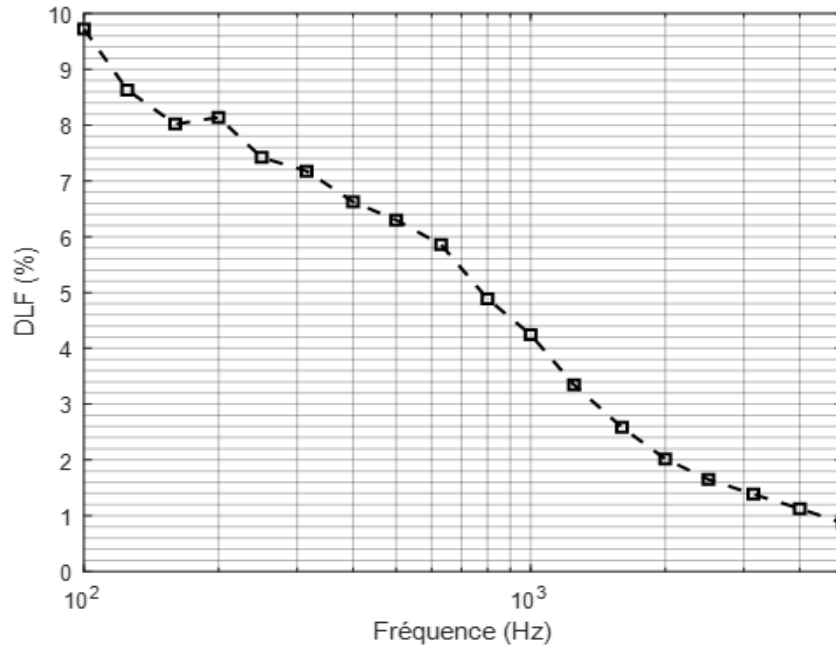


Figure 5-19 Amortissement structural de la plaque protectrice moyenné sur les 10 points de mesure

Le système en double paroi est assez amorti en basses fréquences, de 9,7 % puis diminue au fur et à mesure lorsque la fréquence augmente jusqu'à atteindre une valeur minimale de l'ordre 0,9 % à 5KHz.

## 5.3 Validation expérimentale du modèle numérique FEM du plancher en double paroi

Pour les comparaisons entre les résultats numériques et expérimentaux, on les présentera dans les fréquences de tiers d'octave à partir de 100 Hz jusqu'à la fréquence maximale de limitation du modèle FEM, c'est à dire jusqu'à la bande centrale 3150 Hz.

- **Perte par transmission du plancher en double paroi, sans traitement acoustique, avec couplage mécanique**

La figure 5-20 représente le résultat obtenu pour la perte par transmission du plancher en double paroi, sans traitement acoustique et avec les liens mécaniques et compare le résultat de simulation avec le résultat expérimental.

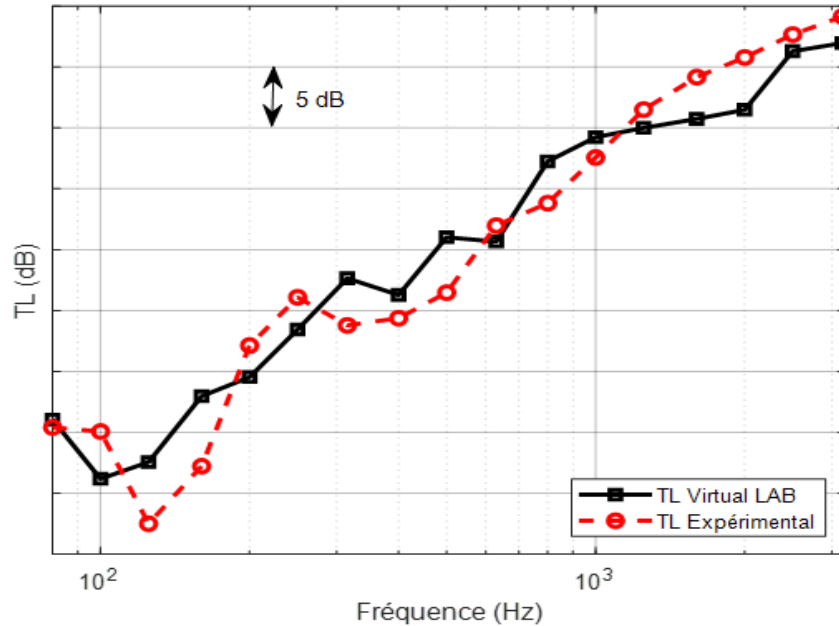


Figure 5-20 Perte par transmission du plancher en double paroi, sans traitement

On constate que le modèle numérique réalisé sur Virtual Lab est en accord avec la mesure expérimentale entre 80 Hz et 3150 Hz. L'écart maximal observé dans cette plage fréquentielle est de l'ordre de 2 dB. Le modèle numérique détecte le phénomène de respiration, le creux en très basses fréquences (à 100 Hz). C'est la fréquence de respiration  $f_0$ .

Le modèle numérique prédit la zone de résonance (entre 315 Hz et 630 Hz), provienne de la lame d'air, qui produit des chutes dans la performance acoustique.

Pour les fréquences inférieures à la zone de résonance et supérieures à la fréquence de respiration, on remarque une augmentation presque linéaire dans la perte de transmission sonore conformément à 18 dB/Octave. Au-delà de 250, on observe une pente de 12 dB/Octave.

Les points de divergence entre les résultats dans la figure 5-20 peuvent être expliqués par le fait qu'on a fait des approximations dans le modèle. Ce décalage provient de la différence de masse entre le système réel et le modèle numérique. De plus, l'incidence de l'excitation est supposée normale dans le modèle à travers un ensemble des ondes

planes, ce qui ne pas le cas dans les mesures expérimentales (le champ d'excitation est diffus dans les tests expérimentaux). D'autre part, les conditions aux limites, le couplage entre les fluides et les structures, l'épaisseur irrégulière des parements (le plancher et la plaque protectrice) et l'amortissement inégalement réparti dans chaque parement sont aussi des facteurs importants qui influent sur la fiabilité des résultats.

- **Perte par transmission du plancher en double paroi avec traitement acoustique et avec couplage mécanique**

Dans cette partie, on s'intéresse à valider le modèle de la double paroi avec traitement avec le résultat expérimental. Le traitement acoustique utilisé dans le modèle est celui utilisé dans la mesure expérimentale. Les propriétés physiques et mécaniques de la laine de roche sont données dans le tableau 5-2 [54].

Tableau 5-2 Tableau résumé les propriétés physiques de la laine de roche [54]

Matériaux	épaisseur	densité	résistivité $\sigma$	porosité $\Phi$	tortuosité $\alpha^\infty$	longueur caractéristique thermique $\Lambda$	longueur caractéristique visqueuse $\Lambda'$	module d'Young E	amortissement $\eta$	Coefficient du Poisson $\nu$
	mm	kg/m <sup>3</sup>	N.s.m-4	-	-	$\mu\text{m}$	$\mu\text{m}$	10 <sup>3</sup> Pa	-	-
Laine de roche	50	23	15864	0,991	1,02	83	93	8,9	0,08	0

Le traitement acoustique est lui modélisé par un fluide équivalent dans le modèle (modèle Limp), en se basant sur le modèle du Johnson Champoux Allard [60 – 62]. De ce fait, on a devisé la cavité centrale qui a été modélisée par un seul bloc dans la partie 5.1, en trois parties; gauche, droite et centrale. Puis, le traitement acoustique est réparti sur les cavités gauche et droite, comme illustrer sur la figure 5-21, pareille à la mesure expérimentale du TL de la double paroi avec la laine.

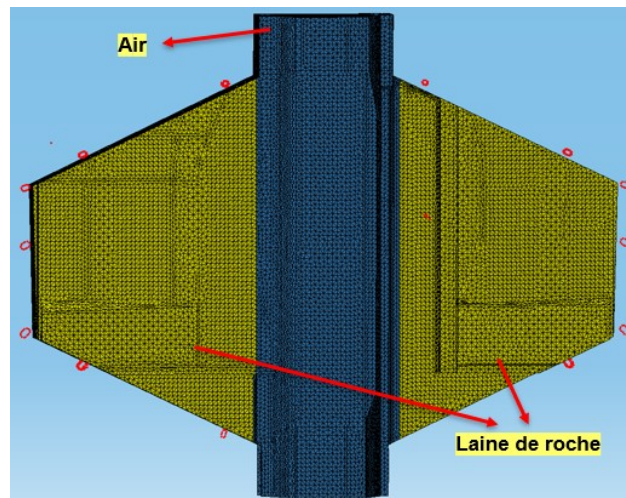


Figure 5-21 Modélisation de la cavité centrale du système en double paroi en trois blocs

La figure 5-22 représente le résultat obtenu pour la perte par transmission du plancher en double paroi, avec traitement acoustique et avec les liens mécaniques et compare le résultat de simulation avec le résultat expérimental.

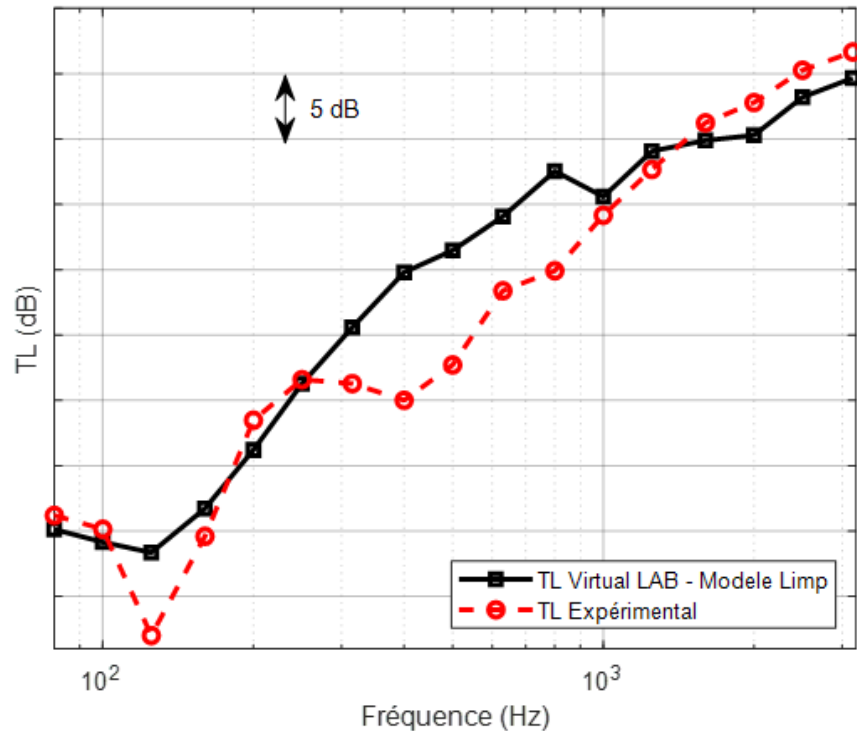


Figure 5-22 Perte par transmission du plancher en double paroi, sans traitement

D'après le résultat, on constate que le modèle numérique donne la même prédiction que le résultat expérimental sur toute la plage fréquentielle, à part quelque incohérence entre 315 et 800 Hz. Le modèle capte bien la fréquence de respiration, en concordance avec les mesures expérimentales (à 125 Hz).

Pour corréliser correctement le modèle du système double paroi avec la laine de roche avec le résultat expérimental dans la zone [300 Hz – 1KHz], il vaut mieux de développer un modèle poroélastique. Dans ce cas, le calcul devient direct (non plus modal).

#### - Coefficient de Conversion mécanique – acoustique AMCE

La figure 5-23 représente le résultat obtenu pour l'AMCE du plancher en double paroi (sans traitement acoustique avec la présence des liens mécaniques) et compare le résultat de simulation avec le résultat expérimental.

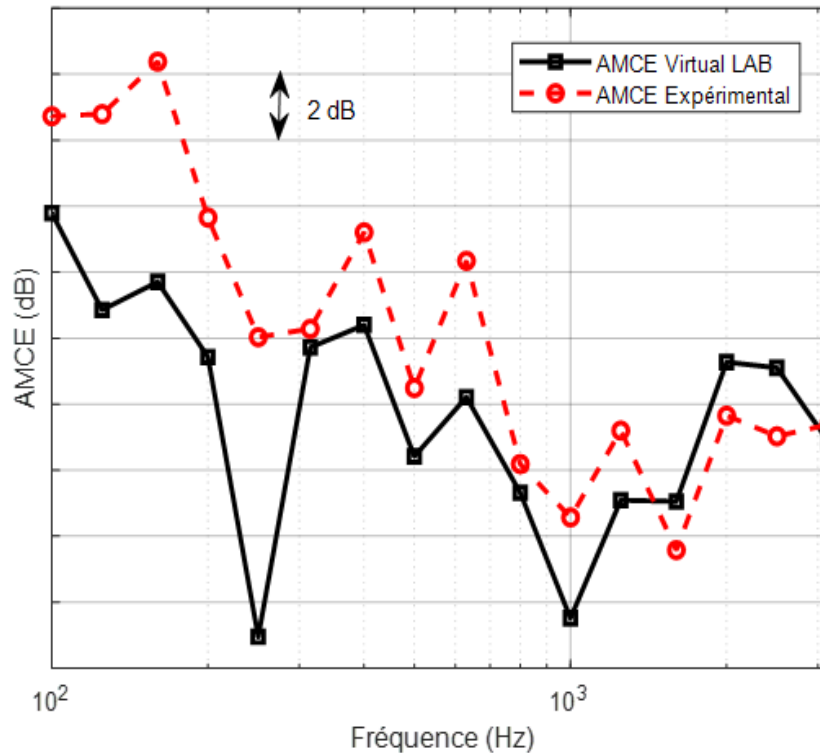


Figure 5-23 Coefficient de Conversion mécanique – acoustique AMCE du plancher en double paroi, sans traitement, excité au point d’ancrage #4 (ID 3138120)

Globalement, le résultat numérique d’AMCE suit l’évolution de résultat expérimental. Les points de divergence entre les résultats dans la figure 5-23 peuvent être expliqués par le fait qu’on a fait des approximations dans le modèle (les conditions aux limites, la répartition de la masse, l’amortissement structural appliqué dans les modes propres, les connexions entre les structures et les fluides).

#### - Étude numérique sur le découplage mécanique du plancher

Dans l’étude expérimentale (section 5.2.1), on a vu que l’effet du découplage de la plaque protectrice de châssis se manifeste au-delà de 1600 Hz. De plus, on a constaté que l’effet de l’ajout du traitement acoustique sur le TL de la double paroi en éliminant les liens mécaniques entre la plaque protectrice et le châssis ne présente pas une amélioration acoustique.

Dans le modèle FEM, on s’intéresse à découpler numériquement le plancher à travers le châssis cette fois-ci, en remplaçant les liaisons vis (entre le plancher et le châssis via les 14 points d’ancrage) par des liaisons ressorts.

De ce fait, on a pris deux cas extrêmes. Le premier est présenté par des raideurs très élevées, de l’ordre de 15 000 N/mm. Tandis que, le deuxième est présenté par des liaisons



libérées (des raideurs nulles). Dans chaque cas, une analyse modale est lancée et on développe à nouveau le modèle vibroacoustique FEM du système en double paroi sur Virtual Lab.

La figure 5-24 compare les résultats numériques obtenus pour la perte par transmission du plancher en double paroi, sans traitement acoustique dans les cas suivants : des liaisons rigides (par des vis), des liaisons raideurs 15000N/mm et sans liaisons (raideurs de l'ordre de 0 N/mm).

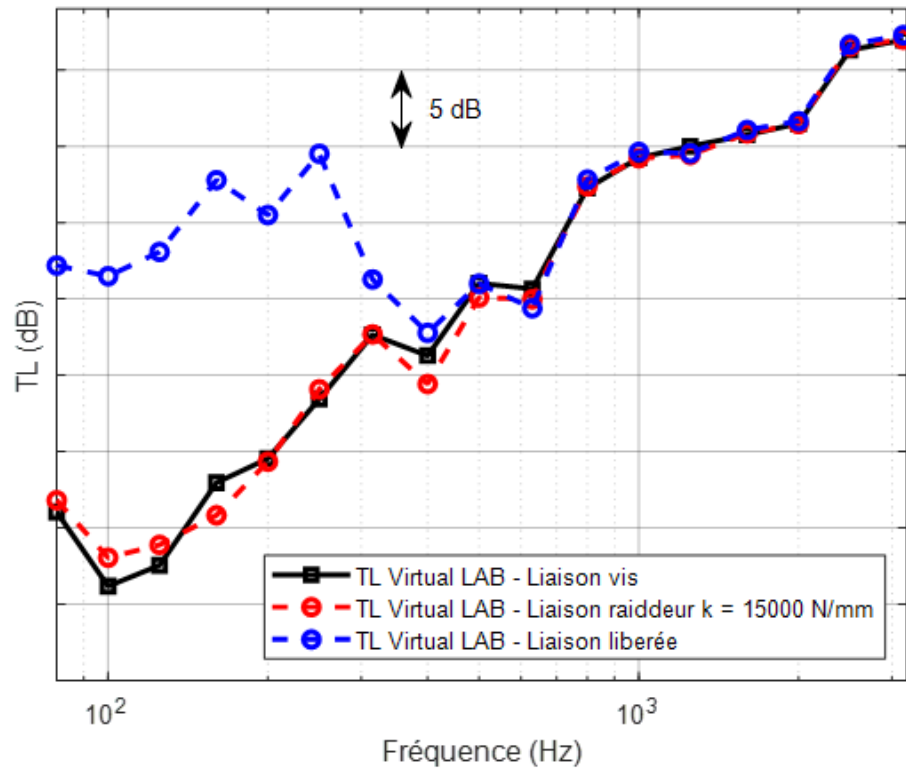


Figure 5-24 Étude numérique sur le découplage mécanique du plancher

Lorsqu'on a remplacé les vis (liaisons-bars) par des raideurs de l'ordre de 15 000 N/mm, on est retombé au résultat du cas rigide. Cependant, lorsqu'on a remplacé les liaisons vis par des liaisons libérées (raideur nulle), on a constaté que l'effet de découplage apparu dans la plage fréquentielle comprise entre 80 Hz jusqu'à 500 Hz. Au-delà de 500 Hz, le cas où la raideur nulle est retombée au cas rigide. Ce qui nous montre que le découplage du plancher se manifeste en très basses fréquences dans la zone de 80 Hz à 500 Hz. Ça serait intéressant d'optimiser ou de proposer une raideur qui offre un compromis.

- **Étude numérique sur la réciprocité du système de la double paroi**

Dans cette partie, on s'intéresse à étudier numériquement la réciprocité du système de la double paroi, sans traitement acoustique et avec les liens mécaniques.

On rappelle que le modèle aérien développé dans la section 5.1 est excité par des ondes planes pour créer un champ diffus sur la face plane du plancher, comme le montre la figure 5-9. Dans cette étude, on applique le champ d'excitation aérien sur la plaque protectrice, afin de comparer le TL du dernier et le TL de la double paroi, excité sur la face plane du plancher.

La figure 5-25 représente le résultat obtenu pour TL du plancher en double paroi (sans traitement acoustique avec la présence des liens mécaniques) et compare les résultats de simulations (excitation sur la face plancher et sur la face de la plaque protectrice), avec le résultat expérimental du cas de référence.

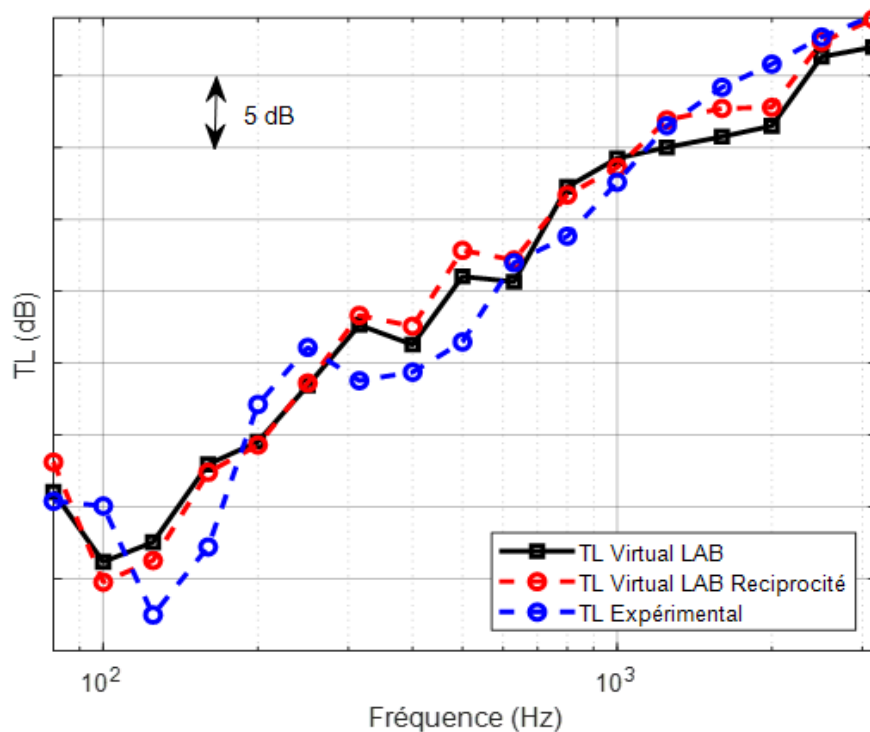


Figure 5-25 Étude numérique sur la réciprocité du système de la double paroi

On constate qu'on est pratiquement au même niveau entre les TL dans le cas où le plancher est excité ou dans le cas où la plaque protectrice est excitée. De plus, la prédiction du modèle numérique réalisé sur Virtual Lab concorde bien avec la mesure expérimentale entre 80 Hz et 3150 Hz. L'écart maximal observé dans cette plage fréquentielle est de l'ordre de 2 dB.

# Chapitre 6 Développement de la cartographie de la mobilité d'entrée

## 6.1 Introduction

La mobilité d'entrée d'un système mécanique est un indicateur vibroacoustique très utilisé par les ingénieurs. Face à la complexité d'un tel problème, les ingénieurs et les intervenants de l'industrie ont besoin des outils qui leur permettront (i) de décider où placer efficacement, les sources de vibration (ex. moteur) sur une structure (ex. châssis) et (ii) d'identifier les zones les plus susceptibles dans la structure de rayonner ou transmettre le bruit. Le but de ce chapitre est de développer un outil de calcul des mobilités d'entrée pour de structures de complexité industrielle, convivial et utilisable par les ingénieurs.

Laurant Gagliardini [63] a proposé de déterminer des cartographies de mobilités d'entrées sur des structures par les éléments finis. De ce fait, sa méthode repose sur le calcul de la base des modes de la structure étudiée, afin d'obtenir des mobilités d'entrées associées à chaque degré de liberté de la structure, moyennées sur des bandes de fréquences.

L'analyse modale est une technique couramment utilisée dans l'industrie. Elle permet de décrire le système en fonctions de ses propriétés naturelles telles que les modes propres et les déformées modales. Il serait souhaitable de tirer ces paramètres modaux et de développer des outils reposant sur ces informations pour le calcul de la réponse en régime forcé (mobilité d'entrée, énergie de déformation, etc.).

Au stade actuel, une version complète et simplifiée de l'outil ayant des fonctionnalités restreintes est disponible avec une interface graphique faite avec App Designer sur Matlab. Elle sert à déterminer des cartographies 2D de la mobilité d'entrée, qui est une fonction de transfert normalisée par rapport à la force d'entrée. Le développement de l'outil est basé sur la méthodologie et l'état de l'art décrits dans les travaux réalisés par Laurant Gagliardini [63].

## 6.2 Mise en équation pour la mobilité d'entrée

Le régime forcé d'une structure donnée est régi par le système dynamique matriciel des équations du mouvement. Ce système est donné par l'équation (6.1) [3] [4] [26] :

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F(t) \quad (6.1)$$

Où  $M$ ,  $C$ ,  $K$ ,  $X$  et  $F$  présentent respectivement la matrice globale de masse, la matrice globale d'amortissement, la matrice globale de rigidité, le vecteur de déplacement des nœuds et le vecteur global des sollicitations appliquées aux nœuds.

Afin de résoudre le système dynamique, on fait un passage au domaine fréquentiel. On pose :  $X(t) = \tilde{X} e^{j\omega t}$  et  $F(t) = \tilde{F} e^{j\omega t}$ .

Le système (6.1) devient :

$$(-\omega^2 + j\omega C + K)\tilde{X} = \tilde{F} \quad (6.2)$$

En assumant que l'amortissement est structural, on montre que le vecteur de déplacements des nœuds s'écrit [47] :

$$\tilde{X} = \sum_{i=1}^m \frac{\varphi_i \tilde{F}_i}{\omega_i^2 (1 + j\eta_i) - \omega^2} \quad (6.3)$$

Où,  $m$ ,  $\varphi_i$ , et  $W_i$  présentent respectivement le nombre de modes, la déformée propre du mode  $i$  normalisée par rapport à la masse et la contribution modale du mode  $i$  [39] :

$$W_i = \frac{\varphi_i \tilde{F}_i}{\omega_i^2 (1 + j\eta_i) - \omega^2} \quad (6.4)$$

$\omega_i$  et  $\eta_i$  correspondent à la pulsation propre du mode  $i$  et à l'amortissement structural du mode  $i$ .

### - Puissance injectée

La puissance injectée est définie comme suit [9] :

$$\Pi = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[ (j\omega \tilde{X})^* \cdot \tilde{F} \right] \quad (6.5)$$

À partir de (6.4) et (6.5), on peut déduire la puissance injectée aux degrés de liberté  $k$ , associé aux nœuds et suivant les directions de translations et de rotations. Généralement,

on regarde les directions de translations suivant X, Y et Z et les moments autour de ces axes sont ignorés (les moments sont négligeables de plus ils ne peuvent pas être injectés sur un seul nœud). Pour une bande de fréquence, on peut définir la puissance injectée par :

$$\langle \Pi_k \rangle_{B_f} = \int_{f_1}^{f_2} \sum_{i=1}^{i=m} \left\| \varphi_{i,k} \tilde{I} \right\| \operatorname{Re} \left( \frac{j\omega}{\omega_i^2 (1 + j\eta_i) - \omega^2} \right) df \quad (6.6)$$

Notons que dans cette équation que  $\|\tilde{I}\|$  représente une quantité RMS.

### - Mobilité d'entrée

Pour déduire la mobilité d'entrée à partir de l'équation (6.6) de la puissance injectée, on considère que la densité spectrale de la force est uniforme dans chaque bande de fréquence et indépendante de la réponse du système :  $\|\tilde{I}\| = \frac{F}{\sqrt{f_2 - f_1}}$ .

Finalement, la mobilité d'entrée projetée dans la base modale est donnée par l'équation (6.7).

$$\langle \operatorname{Re}(Y_k) \rangle_{B_f} = \frac{\langle \Pi_k \rangle_{B_f}}{\langle F^2 \rangle_{B_f}} = \frac{1}{f_2 - f_1} \int_{f_1}^{f_2} \sum_{i=1}^{i=m} \left\| \varphi_{i,k} \right\|^2 \operatorname{Re} \left( \frac{j\omega}{\omega_i^2 (1 + j\eta_i) - \omega^2} \right) df \quad (6.7)$$

Le calcul de la mobilité d'entrée avec l'équation (6.7) peut être coûteux. Laurant Gagliardini a proposé des simplifications en utilisant des approximations pour diminuer le temps de calcul. De ce fait, il a démontré que le terme complexe dans l'équation (6.7) peut se calculer séparément [63];

$$FM_{i,B_f} = 4 \int_{f_1}^{f_2} \operatorname{Re} \left( \frac{j\omega}{\omega_i^2 (1 + j\eta_i) - \omega^2} \right) df \quad (6.8)$$

Dans ce cas, la mobilité d'entrée se calcule comme suit;

$$\langle \operatorname{Re}(Y_k) \rangle_{B_f} = \frac{1}{4(f_2 - f_1)} \sum_{i=1}^{i=m} \left\| \varphi_{i,k} \right\|^2 FM_{i,B_f} \quad (6.9)$$

Cette équation permet de calculer la mobilité d'entrée par bande de fréquence afin d'obtenir une cartographie 2D de mobilité d'entrée.

### 6.3 Description de l'outil de la mobilité d'entrée

Les approches théoriques présentées dans la section précédente ont mené au développement d'un outil de calcul permettant d'obtenir les mobilités d'entrées. Cet outil est développé dans l'environnement MATLAB (R2017b). Il est compatible avec les versions MATLAB au-delà de R2017b. Il consiste principalement en un ensemble de fonctions permettant, premièrement l'importation et la lecture des fichiers ASCII de l'analyse modale (le maillage et les valeurs propres de chaque mode dans les trois directions de translations). Ces informations sont ensuite traitées à l'aide de routine MATLAB permettant de déterminer la mobilité d'entrée à chaque nœud du maillage considéré, suivant les trois directions de translations ( $T_x$ ,  $T_y$  et  $T_z$ ). Finalement, les mobilités calculées sont stockées dans un fichier ASCII pour les afficher par la suite sur le logiciel HyperView.

La figure 6-1 illustre de façon schématique la procédure suivie pour le calcul de la mobilité d'entrée.

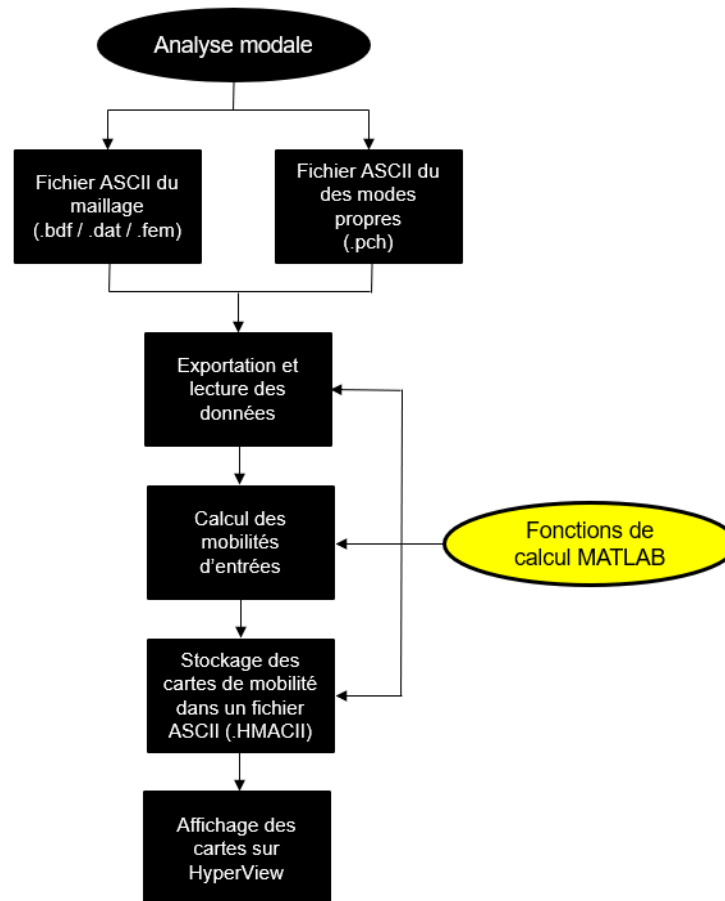


Figure 6-1 Procédure de calcul de la mobilité d'entrée dans l'outil

Nous avons développé une interface graphique conviviale qui permet de faire le lien entre tous les éléments développés. La figure 6-2 présente l'interface graphique de l'application de la mobilité d'entrée. Elle est réalisée sur le module App Design de MATLAB.

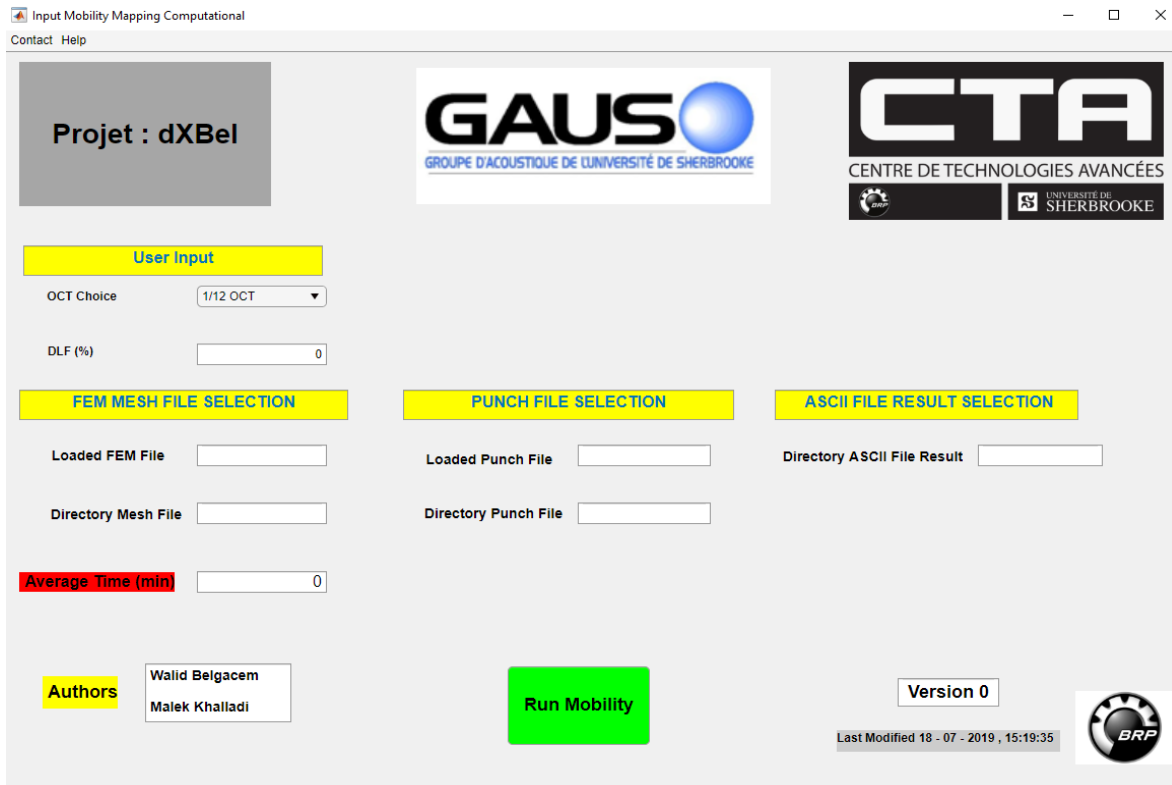


Figure 6-2 Interface graphique de l'outil de la mobilité d'entrée

Avant d'exécuter l'application à partir du bouton « Run Mobility », l'utilisateur doit saisir l'amortissement structural  $\eta_i$  en pourcentage (%) et choisir la bande fréquentielle (1/1 Octave, 1/3 Octave ou 1/12 Octave).

## 6.4 Cas d'applications

Cet outil a été validé par comparaison avec des résultats numériques issus de modèles simples (plaque finie et plaque finie raidie). L'outil a ensuite été exploité dans le cadre du projet dXBel, sur des structures plus complexes (le plancher et la cloison pare-feu arrière).

### 6.4.1 Cas d'application sur le plancher

Le modèle numérique du plancher présenté dans la figure 3-3 contient 64 772 nœuds et 65 150 éléments. Une analyse modale du plancher encastré sur ses 14 points d'ancrage est lancée sur HyperMesh. L'analyse modale fournit 280 modes sur une plage fréquentielle comprise entre 0 et 800 Hz.

Le temps de calcul pour les mobilités d'entrée est de 5 minutes sur 1 CPU. La taille du fichier de l'analyse modale est de 2 Go, tandis que la taille du fichier résultat des mobilités d'entrée n'est que de 90 Mo. Le temps de calcul reste acceptable compte tenu de la taille du problème traité.

#### - Résultats et interprétations

Les figures 6-3, 6-4, 6-5 et 6-6 représentent respectivement les cartographies d'amplitude de la mobilité d'entrée du plancher à chaque nœud, pour des bandes de fréquences en tiers d'octaves 100 Hz, 200 Hz, 400 Hz et 630 Hz.

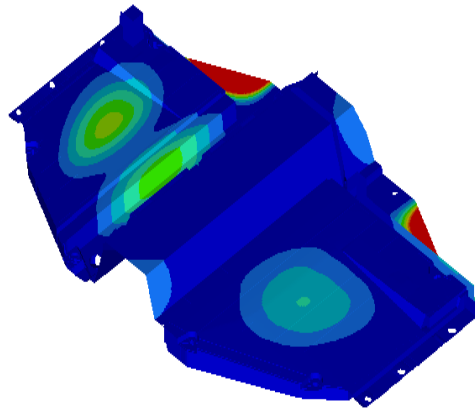


Figure 6-3 Cartographie de mobilité d'entrée du plancher dans la bande 100 Hz

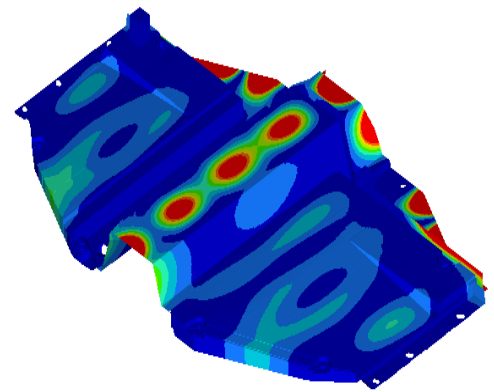
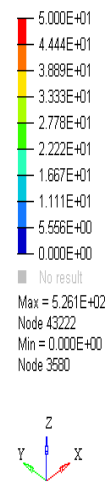


Figure 6-4 Cartographie de la mobilité d'entrée du plancher dans la bande 200 Hz

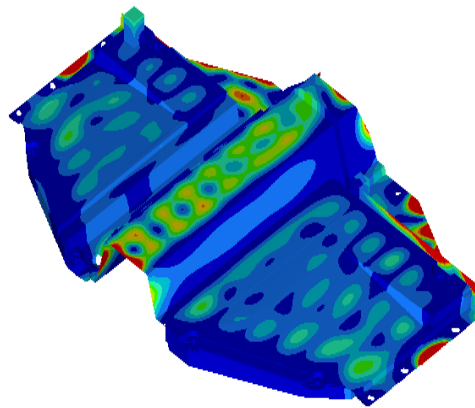


Figure 6-5 Cartographie de la mobilité d'entrée du plancher dans la bande 400 Hz

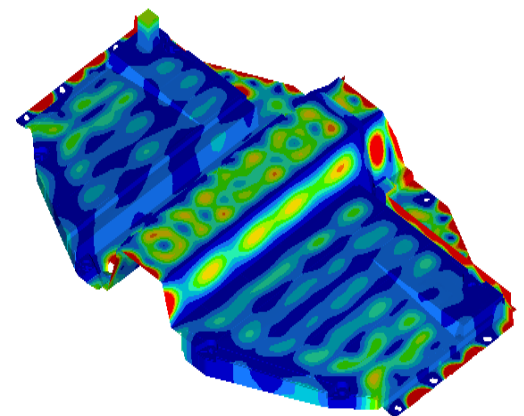


Figure 6-6 Cartographie de la mobilité d'entrée du plancher dans la bande 630 Hz



D'après les figures, on voit clairement que la mobilité d'entrée augmente avec la fréquence. Dans les bandes 100 Hz et 200 Hz, on a un comportement global de la structure, dont lequel les longueurs d'onde sont assez grandes. Au-delà de 200 Hz, le comportement local du plancher apparaît, dans lequel on a assez des modes raisonnants et les longueurs d'onde deviennent petites et de l'ordre des détails géométriques (taille du plancher, etc.).

D'un autre côté, on constate qu'il y a des zones qui ont des mobilités très élevées. Ces zones peuvent présenter des problématiques au niveau de la transmission acoustique. Par exemple, dans la bande 200 Hz, on voit que le tunnel et les bords en haut du plancher sont plus susceptibles à transmettre du bruit. Dans la bande 630 Hz, les bords droit et gauche du plancher ont des mobilités d'entrées très élevées et peuvent engendrer des problématiques dans la transmission acoustique.

On peut remarquer aussi qu'une certaine asymétrie se produit entre les côtés gauche et droit du plancher; on voit que le côté passager est plus susceptible de transmettre plus de bruit que le côté conducteur. Ceci est attribué aux renforts des raidisseurs et l'asymétrie géométrique du plancher. Les mobilités d'entrées concordent avec les cartographies d'intensités présentées dans la partie 4.2.1.

#### 6.4.2 Cas d'application sur la cloison pare-feu

La cloison pare-feu arrière (firewall en anglais) est constituée de deux parties; elle sert à séparer le compartiment moteur et l'habitacle du véhicule. Le modèle de cloison pare feu est encastré sur ces jonctions. Il est présenté dans la figure 6-8. Il contient 238 085 nœuds et 238 676 éléments. Les liaisons d'encastrement sont représentées par des points rouges dans la figure 6-7.

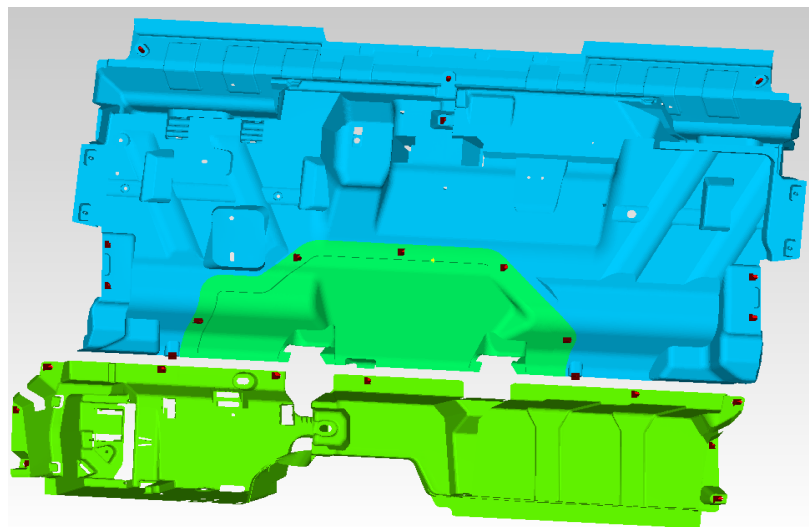


Figure 6-7 Modèle FEM de la cloison pare-feu – vue isométrique

Le temps de calcul pour les mobilités d'entrée est une heure et 30 minutes sur 1 CPU, ce qui pourrait être amélioré si on réalise un calcul sur des CPU parallèles dans Matlab. La taille du fichier de l'analyse modale est de 10 Go, tandis que la taille du fichier résultat des mobilités d'entrée n'est que de 340 Mo.

#### - Résultats et interprétations

Les figures 6-8, 6-9, 6-10 et 6-11 représentent respectivement les cartographies de l'amplitude de la mobilité d'entrée de la cloison pare-feu à chaque nœud, pour des bandes de fréquences en tiers d'octaves 100 Hz, 200 Hz, 400 Hz et 630 Hz.

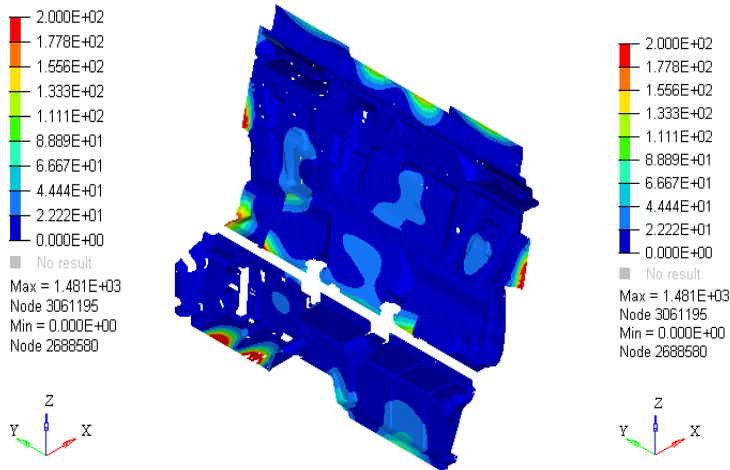


Figure 6-8 Cartographie de mobilité d'entrée de cloison pare-feu dans la bande 100 Hz

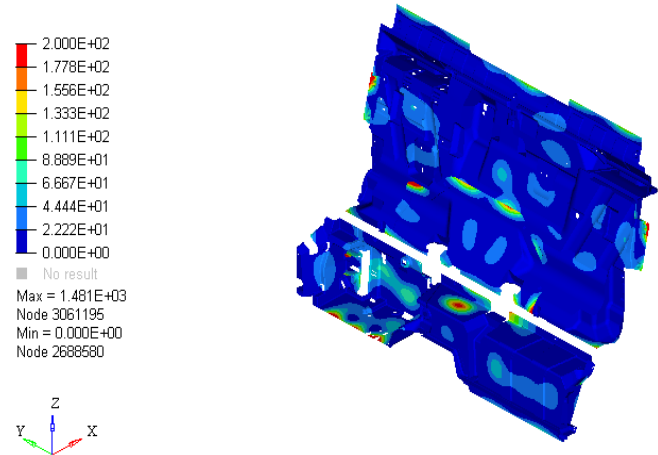


Figure 6-9 Cartographie de mobilité d'entrée de cloison pare-feu dans la bande 200 Hz

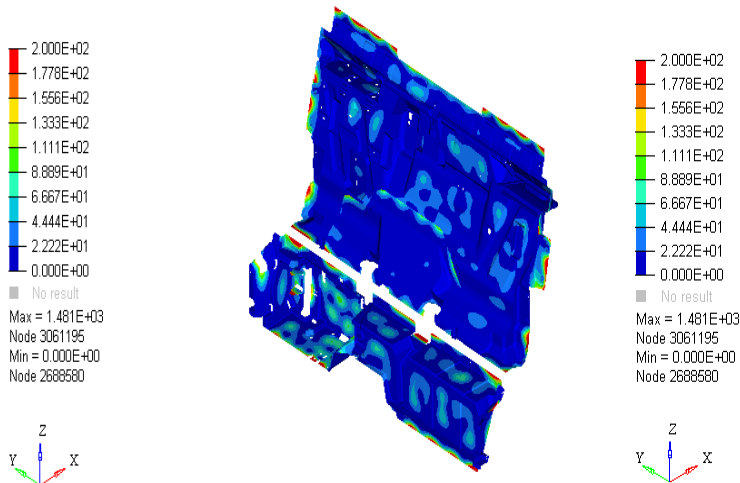


Figure 6-10 Cartographie de mobilité d'entrée de cloison pare-feu dans la bande 400 Hz

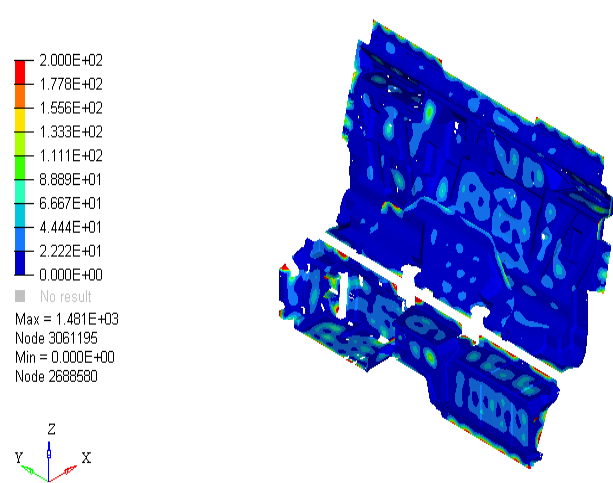


Figure 6-11 Cartographie de mobilité d'entrée de cloison pare-feu dans la bande 630 Hz

On remarque que les mobilités les plus élevées se trouvent principalement sur les bords. Ces zones sont plus susceptibles d'engendrer des fuites acoustiques dans la transmission vers la cabine et de causer un bruit de type métallique (par exemple; Rattle en anglais). On constate aussi que la partie supérieure du cloison pare-feu est vulnérable à la transmission du bruit.



## Chapitre 7 Conclusion et perspectives

Ce travail a visé le développement de modèles numériques et la validation expérimentale de la réponse vibroacoustique des sous-structures d'un véhicule côte à côte : le plancher avec son châssis et le plancher en double paroi. Deux types d'excitations ont été étudiées; la première est acoustique et la seconde mécanique.

Dans une première étape, nous avons développé un modèle FEM du plancher, sans châssis, en simple paroi. Nous avons commencé premièrement par modéliser le plancher dans les conditions libres et le valider expérimentalement avec des mobilités d'entrées mesurées. Ceci nous a permis d'identifier des indicateurs utiles (densité modale et l'efficacité de rayonnement) au modèle SEA. Deuxièmement, nous avons développé un modèle FEM / BEM du plancher dans les conditions opérationnelles afin de prédire son comportement vibroacoustique. Ensuite, nous avons testé des solutions de réduction du bruit en appliquant un traitement viscoélastique partout puis partiel sur le plancher afin d'obtenir un cas optimal. Néanmoins, nous n'avons pas réussi à trouver une configuration optimale pour placer judicieusement le traitement acoustique dans le modèle opérationnel. Troisièmement, nous avons développé un modèle FEM du plancher, sans traitement, pour prédire sa perte par transmission à la suite d'une excitation par un champ diffus. Le résultat numérique montre un bon accord avec le résultat expérimental. Utilisant une cartographie d'intensité, basée sur ce modèle, nous avons constaté que le plancher ne se comporte pas uniformément des deux côtés; le côté du passager rayonne beaucoup plus que la partie du conducteur. Le modèle nous a aussi permis de valider le fait que les raidisseurs du plancher n'ont pas un effet en basse fréquence; un résultat que nous avons pu vérifier expérimentalement.

Ensuite, nous avons développé un modèle FEM du plancher monté avec le châssis, soumis à une excitation aérienne puis à une excitation solidienne. Dans les deux cas, nous avons déterminé expérimentalement les cartographies d'intensités du plancher en simple paroi sans traitement. Nous avons constaté que le plancher ne se comporte pas de la même façon dans les deux cas d'excitations. C'est toujours le côté passager qui rayonne plus que le côté du conducteur dans le cas aérien. Tandis que dans le cas de l'excitation mécanique, c'est toujours le côté excité qui rayonne le plus, une conséquence du comportement résonant et non réverbérant du système. Les comparaisons présentées entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux pour la perte par transmission et AMCE (coefficient de conversion mécanique-acoustique) se sont révélées globalement satisfaisantes pour les deux cas d'excitations. Nous avons ensuite développé un modèle FEM du plancher en double paroi que nous avons comparée à une série de mesures. Les résultats numériques du TL et du AMCE concordent bien avec les résultats

expérimentaux. Nous avons constaté l'effet de ponts mécaniques dus aux liens entre le plancher et la plaque protectrice à travers le châssis. Nous avons en particulier démontré que l'effet de découplage mécanique se manifeste au-delà de 1600Hz.

Finalement, nous avons aussi développé une application MATLAB pour déterminer des cartographies 2D de la mobilité d'entrée par bandes de fréquences. Ces cartes de mobilité permettent d'identifier les zones les plus susceptibles de recevoir le maximum de puissance injectée, quelle que soit la gamme de fréquences d'étude ou d'excitation. L'application a été exploitée dans le cadre du projet dXBel sur des modèles complexes et de grandes tailles (le plancher et la cloison para feu, etc.). Le temps de calcul reste acceptable compte tenu de la taille des problèmes traités. Un article de conférence a été préparé sur le sujet [64].

En perspectives, on peut proposer une étude sur les cartographies de l'énergie de déformation qui nous renseignent sur les endroits sur lesquels on va placer les traitements amortissants. En outre, il serait intéressant d'identifier ou de caractériser les sources réelles des systèmes (simple et double paroi) dans les conditions opérationnelles pouvant être appliquées dans les modèles numériques par la suite. Dans le même contexte de perspective, on propose une autre approche contrairement à la cartographie de la mobilité qui est une fonction de la puissance d'entrée de la structure sous une excitation connue.

## Liste des références

- [1] Cherif, R. (2015). Caractérisation expérimentale et numérique de la transmission acoustique de structures aéronautique : effets du couplage et de l'excitation. Thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Canada
- [2] Atalla, N. et Sgard, F. (2015). Finite element and boundary methods in structural acoustics and vibration. Boca Raton : CRC Press, Taylor & Francis Group, New York, USA, p. 21-29 et p.191.
- [3] Zienkiewicz, O. C. and R. L. Taylor. 2000a. The Finite Element Method. 5 th ed. Vol. 1. Woburn, MA, USA : Butterworth-Heinemann.
- [4] Zienkiewicz, O. C. and R. L. Taylor. 2000 b. The Finite Element Method. 5 th ed. Vol. 2. Woburn, MA, USA : Butterworth-Heinemann.
- [5] Ciskowski, R. D. and C. A. Brebbia. 1991. Boundary Element Methods in Acoustics. Computational Mechanics Publications, Southampton, UK
- [6] Berenger, J.-P. 1994. A perfectly matched layer for the absorption of electromagnetic waves. Journal of Computational Physics 114 (2) : 185–200.
- [7] Bermúdez, A., L. Hervella-Nieto, A. Prieto, and R. Rodriguez. 2007. An optimal perfectly matched layer with unbounded absorbing function for time-harmonic acoustic scattering problems. Journal of Computational Physics 223 (2) : 469–88.
- [8] Zampolli, M., T. Alessandra, F. B. Jensen, N. Malm, and J. B. Blottman III. 2007. A computationally efficient finite element model with perfectly matched layers applied to scattering from axially symmetric objects. The Journal of the Acoustical Society of America 122 (3) : 1472–85.
- [9] Atalla, N. (2018) Méthodes numériques en interaction fluide-structure., GMC 722. Notes du Cours, Université de Sherbrooke
- [10] Lyon, R. H. and R. G. Dejong. 1994. Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Second Edition. 2nd ed. Boston : Butterworth-Heinemann.
- [11] Soize, C. 1993. A model and numerical method in the medium frequency range for vibroacoustic predictions using the theory of structural fuzzy. The Journal of the Acoustical Society of America 94 (2) : 849–65.
- [12] Langley, R. 2008. Recent advances and remaining challenges in the statistical energy analysis of dynamic systems. In Proceedings of the 7th European Conference on Structural Dynamics, Southampton, UK
- [13] Gladwell, G. M. L., A variational formulation of damped acousto-structural vibration problems. J. Sound Vib., 4(2) (1966) 172-86.

- [14] Cragg, A. (1972). The use of simple three-dimensional acoustic finite elements for determining the natural modes and frequencies of complex shaped enclosures. *J. Sound. Vib.*, 23(3), p.331-339.
- [15] Young, C.-I. J. & Crocker, M. J., Prediction of transmission loss in mufflers by the finite element method. *J. Acoust. Soc. Am.*, 57 (1975) 144-8.
- [16] Nefske, D. J., Wolf, J. A. & Howell, L. J., Structural-acoustic finite element analysis of the automobile passenger compartment--a review of current practice. *J. Sound Vib.*, 80(2) (1982) 247-66.
- [17] Dhandole, S. et Modak, S. V. (2007). Review of vibro-acoustics analysis procedures for prediction of low frequency noise inside a cavity. *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, p. 4-10.
- [18] Petyt, M., Koopmann G. H. and Pinnington, R. J., "The Acoustic Modes of A Rectangular Cavity Containing A Rigid, Incomplete Partition," *J. Sound Vib.* 56(1), 61-69 (1977).
- [19] Sung, S.H., "Automotive applications of three-dimensional acoustic finite element methods," *SAE Transactions*, paper no. 8103979(1981).
- [20] Yashiro, H., Suzuki, K, Kajio, Y., Hagiwara, I. and Arai, A., "An application of structural-acoustic analysis to car body structure," *SAE transactions*, Paper No. 850961(1985).
- [21] Sgard, F. and N. Atalla, *Mean flow effects on a plate-backed cavity, Part 1 : Theory*. *Acta Acustica*, 1997. 83 : p. 243-251.
- [22] Chiello, O., *Application of a finite element method and a component mode synthesis to the study of the acoustical insulation at low frequencies (in French)*, in *LASH*. 2000, University of Sherbrooke - INSA de Lyon : Sherbrooke, Canada - Vaulx-en-Velin, France. p. 189.
- [23] Holland, K.R. and F.J. Fahy, *The radiation of sound through an aperture in a noise control enclosure via iteration around a finite element boundary element loop*. *Noise Control Eng. J.*, 1996. 44 : p. 231-234.
- [24] Atalla, N. and R. J. Bernhard 1994. Review of numerical solutions for low-frequency structural-acoustic problems. *Applied Acoustics* 43 (3) : 271–94. p. 271-293.
- [25] Everstine, G.C., "Coupled finite element/boundary element approach for fluidstructure interaction," *Computers and Structures* 65(3), 307-321(1997).
- [26] Crocker, M. J. (2007). *Handbook of noise and vibration control*. Hoboken, N.J. : John Wiley & Sons, c2007, New Jersey, USA, p.101-127.
- [27] O. V.Estorff. *Boundary elements in acoustics: Advances and applications*. WITpress, Boston, 2000.
- [28] T.W. Wu. *Boundary Element Acoustics: Fundamentals and Computer Codes*, *Advances in Boundary Elements*. WITpress, Boston, 2001.



- [29] Kupradze, V. D., Potential Methods in the Theory of Elasticity. Israel program for Scientific Translation, Jerusalem, 1965.
- [30] Filippi, P., "Layer potentials and acoustic diffraction," J. Sound Vib.54 (4), 473- 500(1977).
- [31] Bernhard, R. J., Gardner, B. K., Mollo, C. G. & Kipp, C. R., "Prediction of sound fields in cavities using boundary-element methods," AIAA J., 25(9), 1176-83 (1986)
- [32] Lin, T. C., The numerical solution of Helmholtz's equation for the exterior Dirichlet problem in three dimensions. SIAM J. Number. Anal., 22, 670- 86(1985).
- [33] Chen, L. H. & Schweikert, D. G., "Sound radiation from an arbitrary body," J. Acoust. Soc. Am., 35, 1626-32 (1963).
- [34] Banerjee, P.K., and Butterfield, R., Boundary element methods in engineering science (McGraw-Hill, London, 1981).
- [35] Seybert, A. F., Soenarko, B., Rizzo, F.J. and Shippy, D. J., "An advanced computational method for radiation and scattering of acoustic waves in three dimensions," J. Acoust. Soc. Am. 77, 362-368(1985).
- [36] Mariem, J.B., and Hamdi, M.A., "A new boundary finite element method for fluid-structure interaction problems," Int. J. Num. Meth. Eng. 24, 1251-1267 (1987)
- [37] Coyette, J.P., and Fyfe, K.R., "Solution of elasto-acoustic problems using a variational finite element/boundary element method for fluid-structure interaction problems", International Symposium on Numerical Techniques in Acoustic Radiation - ASME Annual Meeting, edited by Bernhard, R.J., and Keltie, R.F. (San Francisco), 15-25(1989).
- [38] Jeans, R.A., and Mathews, I.C., "Solution of fluid-structure interaction problems using a coupled finite element and variational boundary element technique," J. Acoust. Soc. Am. 88, 2459-2466 (1990).
- [39] Fahy, F. et Gardonio, P. (2007). Sound and Structural Vibration (Second Edition), Elsevier, Amsterdam.
- [40] Pellicier, A. et Trompette, N. (2007). A review of analytical methods, based on the wave approach, to compute partitions transmission loss, Applied Acoustics, p. 1192 – 1212.
- [41] Bolton, J. S. et Shiau, N. M. et Kang, Y. J. (1996). Sound transmission through multi-panel structures lined with elastic porous materials, Journal of Sound and Vibration, p. 317 – 347.
- [42] Norton, M. et Karczub, D. (2003). Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge University Press, (Second Edition).
- [43] Olivier ROBIN and Alain BERRY, Internoise 2016 – Hamburg -August 23 « Alternative Methods for the Measurement of Panel Transmission Loss under Diffuse Acoustic Field Excitation
- [44] Atalla, N. et Robin, O. (2018) Acoustique et contrôle du bruit et des vibrations., GMC 140. Notes du Cours, Université de Sherbrooke

- [45] 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 fem- sea method. *Journal of Computational Information System*.
- [46] Nelisse, H., Onsay, T. et Atalla, N. (2003). Structure Borne Insertion Loss of Sound Package Components (Rapport technique). SAE Technical Paper.
- [47] Lesueur, C. (1988). *Rayonnement acoustique des Structures*.
- [48] Papagiannopoulos, G. et Hatzigeorgiou, G. (2011). On the use of the half-power bandwidth method to estimate damping in building structures. *Soil Dynamics and Earth- quake Engineering*, 31 (7), p.1075–1079.
- [49] Bloss, B. C. et Rao, M. D. (2005). Estimation of frequency-averaged loss factors by the power injection and the impulse response decay methods. *Journal of the Acoustical Society of America*, volume 117, numéro 1, p. 240-9.
- [50] Bies, D.A. et Hamid, S. (1980). In situ determination of loss and coupling loss factors by the power injection method. *Journal of Sound and Vibration*, volume 70, numéro 2, p. 187-204.
- [51] ASTM (2010). E756-05 Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials. ASTM, 14 p.
- [52] Jacky DUMAS et Bruno BENNEVAULT 01dB-STELL (Groupe MVI technologies). Version 2011.
- [53] A. LE BOT, C. (2015). *Foundation of Statistical Energy Analysis in Vibracoustic*.
- [54] Mathieu GAUTHIER, (2017) *Identification et hiérarchisation des sources et chemins de transfert vibro-acoustiques d'un véhicule côte-à-côte*.
- [55] *Theory for Mesh Mapping*. Help Virtual Lab
- [56] Schroeder, M. (1996). "The Schroeder Frequency revisited". *The Journal of the Acoustical Society of America*, volume 99, numéro 5, p. 3240 - 3241.]
- [57] Bolduc, M. (2007). *Acquiring statistical energy analysis damping loss factor for complex structures with low to hight damping charateridtics*. Thèse de doctorat, université de Sherbrooke.
- [58] <https://www.bksv.com/media/doc/br0476.pdf>
- [59] Sharp, B. H. (1973). *A study of techniques to increase the sound insulation of building elements*, Wyle Laboratories Report WR73-5, El Segundo, CA, USA.
- [60] Y. Champoux and J. F. Allard, "Dynamic tortuosity and Bulk modulus in air-saturated porous media", *J. Appl. Phys.* 70, 1975-1979, (1991).
- [61] Raymond E. Panneton, "Comments on the limp frame equivalent fluid model for porous media" *The Journal of the Acoustical Society of America* · January 2008.
- [62] Olivier Doutres, Nicolas Dauchez, Jean-Michel Gènevaux, Olivier Dazel. *Validity of the limp model for porous materials: A criterion based on the Biot theory*. *Journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, 2007, 122 (4), pp.2038-2048.

[63] Gagliardini, L., "An Efficient Input Mobility Mapping Computational Method," SAE Int. J. Veh. Dyn., Stab., and NVH 1(2) :2017, doi :10.4271/2017-01-1806.

[64] Belgacem W., Khalladi M., N. Atalla. Power input mapping for vibro-acoustic design. ISNVH2020, GRAZ, Autriche 2020.